



Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА
имени адмирала С. О. МАКАРОВА**

ИНСТИТУТ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА
*Кафедра теории и конструкции
судовых двигателей внутреннего сгорания*

В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, О. В. Мельник

ТЕПЛОТЕХНИКА

Учебно-методическое пособие

Санкт-Петербург
Издательство ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова
2018

УДК 621.1.016

ББК 31.361

Е78

Ерофеев, В. Л. Теплотехника: учеб.-метод. пособие / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, О. В. Мельник. — СПб: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2018. — 60 с.

Изложены вопросы практического приложения термодинамического метода для исследования возможностей повышения эффективности использования первичных и вторичных энергоресурсов ДВС и ГТУ. Также изложены рекомендации по изучению дисциплины «Теплотехника» и требования к выполнению и представлению курсовой работы, самостоятельных домашних практических работ и подготовке к экзамену.

Предназначено студентам 2-го курса, обучающимся по направлению 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры». Рекомендовано при изучении дисциплины «Теплотехника» по направлению 23.03.02 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

Рекомендовано к изданию на заседании кафедры теории и конструкции судовых ДВС. Протокол № 10 от 12.04.2018.

Рецензент:

Жуков В. А., д-р техн. наук, зав. кафедрой (ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»).

© ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
2018

© Ерофеев В. Л., Пряхин А. С., Мельник О. В., 2018

Введение

Единая дисциплина «Теплотехника» разделена на две части — техническая термодинамика и теория теплообмена.

В первой части изучаются основы термодинамического метода исследования, два основных закона термодинамики и их практическое применение к процессам преобразования энергии в тепловых двигателях и их элементах, а также основные направления повышения эффективности использования энергии.

Во второй части дисциплины рассматриваются основные закономерности процессов переноса теплоты и приложение этих законов к практике расчета теплообменного оборудования.

Изучение и освоение дисциплины сопровождается практическим решением задач и выполнением лабораторных работ.

По дисциплине предусматривается выполнение единой курсовой работы. Поскольку курсовая работа является логическим завершением изучения взаимосвязанных вопросов технической термодинамики и теплопередачи, то выполнению расчетов по каждой ее части должно предшествовать самостоятельное решение ряда простых задач по отдельным разделам программы.

1. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Решение задач

Варианты заданий по самостоятельному решению задач выдаются преподавателем индивидуально каждому студенту в соответствии с Приложением 1. Задачи (за исключением задач 5 и 7 (Приложение 1), тексты которых приведены далее) даны — из задачника [6].

Требования к оформлению и представлению задач:

– задачи по каждой части дисциплины представляются в отдельной тетради;

– текст задач переписывается из задачника *полностью*, без сокращения слов (должен быть удобочитаем), а затем — в кратком виде;

– решение сопровождается краткими пояснениями;

– решение оформляется по схеме: расчетная формула – числовая запись составляющих – ответ – его размерность;

– все расчеты производятся в Международной системе СИ;

– решение задач иллюстрируется по технической термодинамике — изображением процессов и циклов в осях PV , TS , а для водяного пара — IS ; по теплопередаче — пояснительными рисунками с указанием хода температурных линий и тепловых потоков.

Текст задач с одинаковыми условиями

Задача № 5. Газ, заданный в таблице вариантов, при начальном давлении по манометру $P_1 = 0,2$ МПа и объеме $V = 1,5$ м³ изменяет свое состояние так, что температура меняется от t_1 °С до t_2 °С в одном случае при постоянном объеме, в другом — при постоянном давлении.

Определить для каждого случая среднюю массовую и среднюю объемную теплоемкости¹, изменения внутренней энергии, энтальпии и энтропии, теплоту и работу процесса² (последние пять величин определять для всего количества газа).

¹ Зависимость теплоёмкости от температуры нелинейная.

² Работу вычислять по уравнению первого закона термодинамики.

Полученные результаты представить в табличной форме (табл. 1.1) и проверить их согласованность между собой; объяснить, почему некоторые величины получают в процессах $V=\text{const}$ и $P=\text{const}$ одинаковые значения.

Таблица 1.1

Табличная форма результатов

Процессы	Теплоемкость		ΔU , кДж	ΔI , кДж	Q , кДж	L , кДж	$\frac{\Delta S}{K}$, кДж/К
	массовая, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	объемная, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$					
$V = \text{const}$							
$P = \text{const}$							

Задача № 7. Выполнить графическое исследование трех политропных процессов расширения (если в списке вариантов указано «р») или сжатия (если указано «с») при заданных показателях политропы. Показатель адиабаты устанавливается в зависимости от атомности заданного газа. Представить каждый процесс схематически в системах координат PV и TS в границах своей группы. Изобразить схемы трансформации энергии с указанием процентного соотношения составляющих.

1.2. Расчет курсовой работы

Объектом курсовой работы являются конкретные теплоэнергетические установки, используемые на судах различных типов, а также теплоутилизационные контуры вторичных энергоресурсов. Курсовая работа включает два основных раздела:

- термодинамические расчеты и анализ эффективности теплоэнергетической установки;
- расчёты по специальным вопросам исследования циклов заданной установки (по указанию преподавателя).

В зависимости от вариантов задания предусматриваются расчеты для следующих случаев:

- двигатель внутреннего сгорания с турбонаддувом (ДВС с ТН);
- газотурбинные установки с регенерацией теплоты (ГТУ с рег.);
- двигатели внутреннего сгорания или газотурбинные установки с теплоутилизационным контуром (ДВС с ТУК или ГТУ с ТУК).

Для развития творческих способностей студентов и осуществления исследовательского характера работы методика осуществления поставленных задач разрабатывается самими студентами. Эта методика защищается при собеседовании с преподавателем и в обязательном порядке излагается во введении к пояснительной записке. Преподаватель рекомендует только основную литературу и консультирует ход работы студента. К защите должны быть представлены подписанная преподавателем пояснительная записка по всем разделам.

Пояснительная записка должна содержать:

- 1) титульный лист стандартного образца (Приложение 4);
- 2) задание на курсовую работу (Приложение 3), подписанное преподавателем и включающее:
 - тип и мощность энергетической установки;
 - вопросы специального исследования;
- 3) содержание;
- 4) введение, в котором излагается методика выполнения работы, а также исходные данные для расчетов с указанием источников их получения;
- 5) разд. 1 задания с разграничением на параграфы и выводами о целесообразности принятых решений;
- 6) разд. 2 задания, выводы;
- 7) заключение по работе в целом;
- 8) список использованной литературы.

Рисунки — идеальный цикл, индикаторные диаграммы главного двигателя, графики исследований циклов по специальному вопросу, схемы теплоутилизационного контура, системы наддува или регенерации теплоты и проч. оформляются в виде приложений.

Варианты заданий на курсовую работу представлены в Приложении 2.

2. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Целью расчета теоретических циклов является определение параметров в характерных точках циклов, установление их основных характеристик — работы и коэффициента полезного действия (КПД), и оценка степени термодинамического совершенства. При изучении реальных циклов учитываются особенности протекания действительных (необратимых) процессов в элементах СЭУ, производится их расчет, и определяются значения действительных КПД и работы. Значения величин вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), их сопоставление и возможности использования определяются при составлении теплового и эксергетического балансов СЭУ.

Одинаковые, по сути, термодинамические расчеты применительно к двигателям внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинных установок (ГТУ) принято производить в методически различной последовательности, что и нашло отражение далее.

2.1. Идеальный цикл ДВС

Расчет идеального цикла ДВС начинается с выбора двигателя-прототипа, близкого по значению мощности к заданному в исходных данных для выполнения курсовой работы, и производится по уравнениям термодинамики в зависимости от принятых для данного ДВС условий — начальной температуры T и давления P , степени сжатия ε , степени повышения давления λ , степени предварительного расширения ρ , а также часового, $B_{\text{час}}$, и удельного эффективного, g_e , расходов топлива. Цикл с изохорно-изобарным подводом теплоты представлен на рис. 2.1.

Применительно к обозначениям рис. 2.1 приведем некоторые расчетные формулы:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{V_1}{V_2}; \quad \lambda = \frac{P_2}{P_1}; \quad \rho = \frac{V_3}{V_2}; \\ T_2 &= T_1 \varepsilon^{k-1}; \quad T'_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda; \quad T_3 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \rho; \quad T_4 = T_1 \lambda \rho^k; \\ q_1 &= q_{1v} + q_{1p} = c_v (T'_3 - T_2) + c_p (T_3 - T'_3), \quad \text{кДж/кг}; \\ |q_2| &= |q_{2v}| = c_v (T_4 - T_1), \quad \text{кДж/кг};\end{aligned}\tag{2.1}$$

$$l_u = q_1 - |q_2|, \text{кДж/кг};$$

$$\eta_t = \frac{l_u}{q_1} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]};$$

$$\eta_{tk} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{T_1}{T_3}.$$

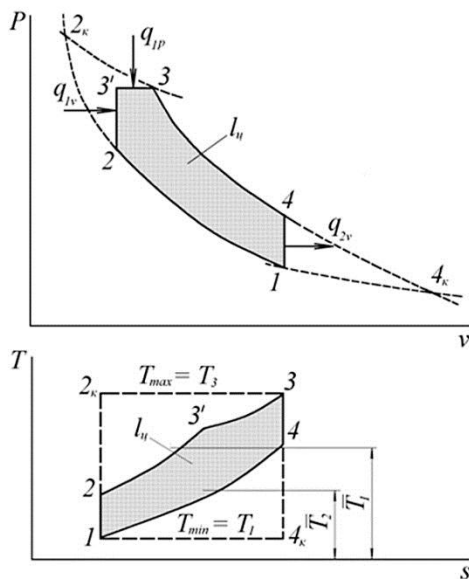


Рис. 2.1. Цикл с изохорно-изобарным подводом теплоты

Рабочим телом считается воздух, для которого показатель адиабаты $k = 1,4$, а теплоемкости $c_v = 0,72 \text{ кДж/(кг·К)}$, $c_p = 1,00 \text{ кДж/(кг·К)}$.

Параметры рабочего тела в начале сжатия могут быть приняты согласно табл. 2.1.

Таблица 2.1

Температура и давление воздуха в начале сжатия

Тип двигателя	$T_1 = T_a, \text{К}$	$P_1, \text{МПа}$
Дизели без наддува	310 – 350	0,1
Дизели с наддувом	320 – 380	0,12 – 0,25

Выбранные значения величин ϵ , λ , ρ не должны выходить за пределы, рекомендованные в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Ориентировочные значения показателей цикла дизелей

Тип двигателя	ϵ	λ	ρ
С неразделенными камерами	14 – 17	1,2 – 2,4	1,2 – 1,7
С разделенными камерами	17 – 23		
С наддувом	12 – 14		

При выборе величин λ и ρ следует проверить соотношения $\lambda \leq \frac{P_{\max}}{P_2}$

и $\rho \leq \frac{T_{\max}}{T_3}$, при которых максимальные значения давления и температуры

в расчетном цикле не должны превосходить величин $P_{\max} < 10 - 15$ МПа, а $T_{\max} < 2100 - 2200$ К.

При ориентировании расчетов на какой-либо конкретный двигатель значения степени сжатия (ϵ), максимального давления цикла ($P_z = P_{\max}$), давления сжатия ($P_c = P_2$), давления наддувочного воздуха ($P_k = P_1$) можно найти в паспортных характеристиках двигателя.

В результате подсчетов определяется значения подведенной q_1 и отведенной q_2 теплоты, удельной работы $l_{ц}$, значение термического КПД идеального цикла η_i и КПД цикла Карно в том же интервале температур η_{ik} .

2.2. Расчетная и индикаторная диаграммы ДВС

Расчетная диаграмма цикла ДВС (рис. 2.2) отличается от теоретической тем, что процессы расширения и сжатия принимаются не адиабатными, а политропными с усредненными показателями n_1 и n_2 , равными для дизелей $n_1 = 1,30 - 1,36$; $n_2 = 1,35 - 1,38$.

Параметры расчетной диаграммы ДВС подсчитываются по формулам:

$$T_{2д} = T_1 \epsilon^{n_1-1}; \quad T_{3д}' = T_1 \lambda \epsilon^{n_1-1}; \quad T_{3д} = T_1 \lambda \rho \epsilon^{n_1-1};$$

$$T_{4д} = T_{3д} \left(\frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2-1} = T_1 \epsilon^{\frac{n_1-1}{n_2-1} \lambda \rho^{n_2}};$$

$$q_{1д} = c_v (T_{3д}' - T_{2д}) + c_p (T_{3д} - T_{3д}') + c_v \frac{n_2 - k}{n_2 - 1} (T_{4д} - T_{3д}), \text{ кДж / кг}; \quad (2.2)$$

$$|q_{2д}| = c_v (T_{4д} - T_1) + c_v \frac{n_1 - k}{n_1 - 1} (T_{2д} - T_1), \text{кДж / кг};$$

$$l_{цд} = q_{1д} - |q_{2д}|, \text{кДж / кг}.$$

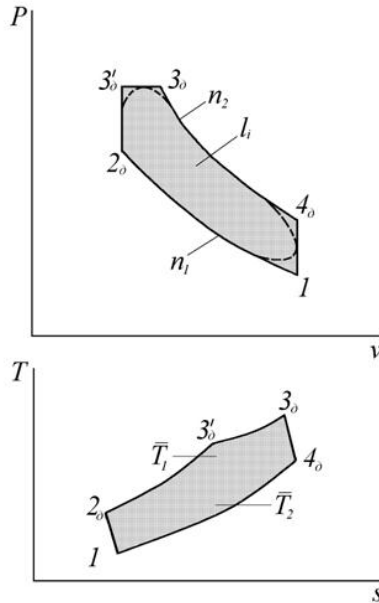


Рис. 2.2. Расчетная диаграмма ДВС

Площадь действительной индикаторной диаграммы (а, следовательно, и индикаторная работа) меньше площади расчетной диаграммы. Это уменьшение учитывается коэффициентом полноты диаграммы φ , который находится в пределах $\varphi = 0,92 - 0,96$. Тогда индикаторная работа l_i подсчитывается как

$$l_i = l_{цд} \varphi_n = (q_{1д} - |q_{2д}|) \varphi_n, \quad (2.3)$$

а индикаторный КПД ДВС — по формуле

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{1д}}. \quad (2.4)$$

Соотношение между индикаторной работой и работой идеального цикла оценивают внутренним (относительным индикаторным) КПД

$$\eta_{oi} = \frac{l_i}{l_{\text{ц}}} = \frac{\eta_i}{\eta_t}, \quad (2.5)$$

причем индикаторная работа всегда меньше работы идеального цикла.

Связь между различными КПД устанавливают по формуле эффективного КПД теплоэнергетической установки

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{\text{мех}} = \eta_i \cdot \eta_{\text{мех}}, \quad (2.6)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ — механический КПД, учитывающий механические потери на трение, работу насосных потерь и работу на привод навешенных механизмов.

Ориентировочные значения различных КПД дизелей приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Коэффициенты полезного действия ДВС

Тип двигателя	$\eta_{\text{мех}}$	η_i	η_e
Четырехтактные дизели без наддува	0,7 – 0,82	0,42 – 0,5	0,29 – 0,38
Четырехтактные дизели с наддувом	0,8 – 0,9	0,42 – 0,5	0,38 – 0,45
Двухтактные быстроходные двигатели	0,7 – 0,85	0,38 – 0,48	0,34 – 0,37
Двухтактные малооборотные дизели	0,85 – 0,92	0,5 – 0,56	0,45 – 0,51

Эффективный КПД дизеля может быть подсчитан как

$$\eta_e = \frac{3600}{Q_p^H g_e} = \frac{3600 N_e}{Q_p^H B_{\text{час}}}, \quad (2.7)$$

где Q_p^H — рабочая низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; g_e — удельный эффективный часовой расход топлива, кг/(кВт·ч), определяемый из соотношения $g_e = B_{\text{час}}/N_e$; N_e — эффективная мощность дизеля, кВт; $B_{\text{час}}$ — часовой расход топлива, кг/ч.

При определении η_e по (2.7) значение g_e может быть принято из характеристик двигателя-прототипа, близкого по значению мощности к заданному в исходных данных для выполнения курсовой работы.

Эффективная мощность ДВС может быть подсчитана по формуле, кВт,

$$N_e = \frac{M \eta_{\text{ц}} \eta_{oi} \eta_{\text{мех}}}{3600}, \quad (2.8)$$

где M — массовый часовой расход рабочего тела (свежего заряда воздуха) в ДВС, кг/ч.

При заданном значении N_e данная формула может быть использована для расчета величины M и расхода отработавших газов.

Таким образом, в результате расчетов индикаторной диаграммы должны быть вычислены действительные параметры в характерных точках расчетной диаграммы, индикаторная работа, значения индикаторного и внутреннего КПД ДВС, а также определены значения эффективного КПД, эффективной мощности и часовых расходов топлива и рабочего тела.

2.3. Тепловой баланс ДВС

Тепловой баланс составляется обычно в расчете на 1 ч работы установки либо на 1 кг сжигаемого топлива. В долях от всей располагаемой теплоты уравнение теплового баланса запишется как

$$q_e + q_r + q_{\text{охл}} + q_m + q_{\text{ост}} = 1, \quad (2.9)$$

где q_e — доля теплоты, преобразованной в эффективную работу; q_r — доля теплоты, теряемой с выпускными газами; $q_{\text{охл}}$ — доля теплоты, теряемой с охлаждающей жидкостью, в том числе с охлаждением наддувочного воздуха; q_m — доля теплоты, отводимой с маслом; $q_{\text{ост}}$ — остаточный член теплового баланса.

В расчете на 1 час работы ДВС составляющие теплового баланса могут быть подсчитаны по формулам, кДж/ч:

– располагаемое количество теплоты

$$Q_r = B_{\text{час}} Q_p^H; \quad (2.10)$$

– количество теплоты, эффективно преобразованной в работу

$$Q_e = 3600 N_e = q_e B_{\text{час}} Q_p^H; \quad (2.11)$$

– теплота, теряемая с выпускными газами

$$Q_r = q_r B_{\text{час}} Q_p^H = q_r g_e Q_p^H N_e; \quad (2.12)$$

– теплота, теряемая с охлаждением

$$Q_{\text{охл}} = q_{\text{охл}} B_{\text{час}} Q_p^H = q_{\text{охл}} g_e Q_p^H N_e; \quad (2.13)$$

– теплота, теряемая с маслом

$$Q_m = q_m B_{\text{час}} Q_p^H = q_m g_e Q_p^H N_e. \quad (2.14)$$

Тепловой баланс малооборотных (МОД), среднеоборотных (СОД) и высокооборотных (ВОД) дизелей может быть выбран, ориентируясь на табл. 2.4 или иные литературные источники. Значение $\eta_e = q_e$ рассчитывается по (2.7), а при выборе значений остальных составляющих теплового баланса из табл. 2.4

следует учитывать необходимость соблюдения условия (2.9). Составляющие теплового баланса ДВС могут быть определены и иным путем, например, по результатам испытаний ДВС. Составляющие теплового баланса ДВС могут быть определены и иным путем, например, по результатам испытаний ДВС.

Таблица 2.4

Составляющие теплового баланса

Значения эффективного КПД и потерь теплоты	Тип дизеля		
	МОД	СОД	ВОД
$\eta_e = q_e$	0,45 – 0,51	0,40 – 0,46	0,35 – 0,32
q_{Γ}	0,28 – 0,32	0,30 – 0,35	0,40 – 0,42
$q_{\text{охл}}$	0,17 – 0,20	0,17 – 0,22	0,16 – 0,24
$q_{\text{м}}$	0,04 – 0,05	0,04 – 0,06	0,04 – 0,07
$q_{\text{ост}}$	0,015 – 0,025	0,02 – 0,03	0,03 – 0,05

Так, количество теплоты, уносимой с выпускными газами, подсчитывается по формуле, кДж/ч

$$Q_{\Gamma} = M_{\Gamma} c_{\Gamma}^{\Gamma} T_{\Gamma} - M_3 c_p^3 T_3, \quad (2.15)$$

где M_{Γ} , M_3 — массовые расходы выпускных газов и свежего заряда воздуха, кг/ч.; c_{Γ}^{Γ} , c_p^3 — массовые изобарные теплоемкости выпускных газов и свежего заряда, кДж/(кг·К); T_{Γ} , T_3 — температуры выпускных газов и свежего заряда, К.

Значение M_3 определяется из (2.8) — $M_3 = M$, а массовый расход отработавших газов — $M_{\Gamma} = B_{\text{час}} + M$.

Теплота, теряемая с охлаждающей средой, подсчитывается по формуле, кДж/ч,

$$Q_{\text{охл}} = M_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_2 - t_1), \quad (2.16)$$

где $M_{\text{в}}$ — расход охлаждающей жидкости через систему охлаждения, кг/ч; $c_{\text{в}}$ — теплоемкость охлаждающей воды при температуре $t = 0,5(t_1 + t_2)$, кДж/(кг·К); t_1 , t_2 — температуры охлаждающей среды на входе в двигатель и на выходе из него, °С. Перепад температур не должен превышать 5 – 10 °С.

Формула (2.16) может быть использована для определения расхода охлаждающей воды $M_{\text{в}}$ при расчете теплообменного оборудования в случае использования теплоты охлаждающей воды в теплоутилизационных контурах.

Таким образом, в результате составления теплового баланса ДВС должны быть выбраны его составляющие и подсчитаны значения коли-

честв теплоты, теряемой ДВС с выпускными газами, охлаждающей средой и маслом в течение одного часа.

2.4. Эксергетический баланс ДВС

Тепловой баланс не учитывает энергетическую неравноценность теплоты и работы, а также неравноценность теплоты различного потенциала, не позволяет обнаружить основные очаги необратимости.

Эксергетический баланс лишен этих недостатков. Схематически изображение эксергетического баланса представлено на рис. 2.3.

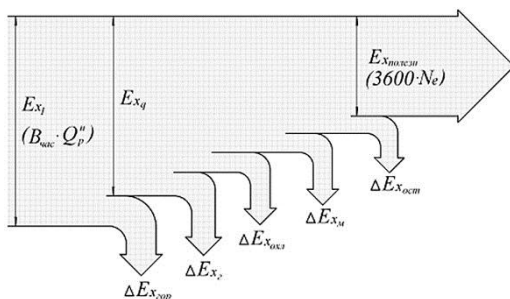


Рис. 2.3. Эксергетический баланс ДВС

Эксергетический баланс может быть составлен как соотношение исходной эксергии E_{x_1} , полезно преобразованной эксергии и суммы различных потерь эксергии в процессе преобразования

$$E_{x_1} = E_{x_{\text{пол}}} + \sum \Delta E_{x_n}. \quad (2.17)$$

К потерям эксергии можно отнести следующие:

– потери от необратимости процесса горения топлива

$$\Delta E_{x_{\text{гор}}} = E_{x_1} - E_{x_q}; \quad (2.18)$$

– потери с выпускными газами, ΔE_{x_g} ;

– потери с охлаждающей средой $\Delta E_{x_{\text{охл}}}$;

– потери с маслом ΔE_{x_m} ;

– остаточные потери $\Delta E_{x_{\text{ост}}}$.

В расчете на 1 ч работы эксергетический баланс может быть записан

$$\begin{aligned} B_{\text{час}} Q_p'' = 3600 N_e + B_{\text{час}} Q_p'' \frac{T_0}{T_1} + B_{\text{час}} Q_p'' q_g \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) + \\ + B_{\text{час}} Q_p'' q_{\text{охл}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{охл}}} \right) + B_{\text{час}} Q_p'' q_m \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right) + \Delta E_{x_{\text{ост}}}, \end{aligned} \quad (2.19)$$

где T_0 — температура окружающей среды ($T_0 = 300$ К); $\bar{T}_1, \bar{T}_2$ — средние термодинамические температуры подвода и отвода теплоты (см. рис. 2.1, 2.2), К; $\bar{T}_{\text{охл}}, \bar{T}_m$ — средние термодинамические температуры охлаждающей среды и масла, К.

В относительных единицах эксергетический баланс запишется

$$1 = h_e + \delta_{\text{ex.гор}} + \delta_{\text{ex.г}} + \delta_{\text{ex.охл}} + \delta_{\text{ex.м}} + \delta_{\text{ex.ост}}, \quad (2.20)$$

где $\delta_{\text{ex.гор}}$ — доля потерь эксергии от необратимости процесса горения; $\delta_{\text{ex.г}}$ — доля потерь эксергии с выпускными газами и т. д.

При расчете составляющих эксергетического баланса для определения средних термодинамических температур может быть использована формула

$$\bar{T} = \frac{Q}{\Delta S}, \quad (2.21)$$

где Q — количество теплоты, участвующей в процессе; ΔS — изменение энтропии в процессе³.

Вторичными энергетическими ресурсами в ДВС являются величины теряемой эксергии с выпускными газами и охлаждающей средой

$$\text{ВЭР}_g = \Delta Ex_g = B_{\text{час}} Q_p^H q_g \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right), \quad (2.22)$$

$$\text{ВЭР}_{\text{охл}} = \Delta Ex_{\text{охл}} = B_{\text{час}} Q_p^H q_{\text{охл}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{охл}}} \right), \quad (2.23)$$

Для подсчета ВЭР_г температуру выпускных газов следует принимать не $\bar{T}_g$ (внутри цилиндра ДВС), а температуру в выпускном коллекторе за турбоагрегатом ($t_g = 300 - 500$ °С). Температура охлаждающей среды может быть принята как $t_{\text{охл}} = 70 - 80$ °С. С целью увеличения ВЭР_{охл} может быть использована система высокотемпературного охлаждения ДВС, когда температура повышается до $t_{\text{охл}} = 150 - 160$ °С.

Таким образом, в результате составления эксергетического баланса ДВС должны быть определены его составляющие, выявлены пути повы-

³ В случаях когда подвод или отвод теплоты производится в ходе какого-либо полнотного процесса (в том числе частного), значение средней термодинамической температуры может быть рассчитано по формуле $\bar{T} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}}$, где T_1 и T_2 — абсолютные температуры начала и конца процесса, К.

шения эффективности ДВС; подсчитаны и сопоставлены между собой величины вторичных энергетических ресурсов и указаны пути повышения эффективности установки в целом.

2.5. Идеальный цикл ГТУ

Термодинамические процессы простейшей ГТУ осуществляются в определенной последовательности:

- сжатие рабочего тела в компрессоре;
- подогрев рабочего тела теплотой, получаемой из внешнего источника;
- расширение рабочего тела в турбине с передачей технической работы потребителю;
- охлаждение рабочего тела до состояния, соответствующего входу в компрессор (закрывающий процесс).

Подогрев рабочего тела в открытом цикле осуществляется смешением воздуха с продуктами сгорания органического топлива в камере сгорания.

В герметичном контуре закрытого цикла может циркулировать любой газ, подогрев и охлаждение которого осуществляется в поверхностных теплообменниках. Теоретический цикл ГТУ представлен на рис. 2.4.

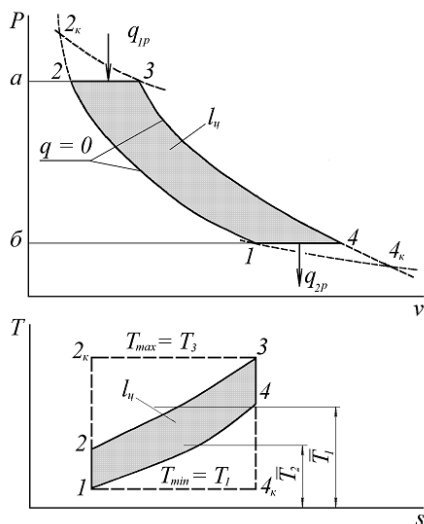


Рис. 2.4. Теоретический цикл ГТУ и цикл Карно (в том же интервале температур)

Для характеристики цикла сведены понятия:

– степень повышения давления в компрессоре $\pi_k = \frac{P_2}{P_1}$;

– степень повышения температуры $\tau = \frac{T_3}{T_1}$ (T_3 — наибольшая температура перед турбиной, К; T_1 — температура перед компрессором, К).

Теоретическая техническая работа на привод компрессора при обратимом адиабатном сжатии изображается площадью $b-1-2-a$ и подсчитывается по формуле, кДж/кг,

$$l_{K_0} = c_p (T_2 - T_1) = i_2 - i_1. \quad (2.24)$$

Теоретическая техническая работа турбины изображается площадью $a-3-4-b$ и подсчитывается по формуле, кДж/кг,

$$l_{T_0} = c_p (T_3 - T_4) = i_3 - i_4. \quad (2.25)$$

Теоретическая удельная работа идеального цикла ГТУ

$$l_{ц_0} = l_{T_0} - l_{K_0} = q_1 - |q_2|, \quad (2.26)$$

где q_1 , q_2 — подведенное и отведенное в цикле количества теплоты, кДж/кг,

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2) = i_3 - i_2; \quad (2.27)$$

$$|q_2| = c_p (T_4 - T_1) = i_4 - i_1. \quad (2.28)$$

Термический КПД цикла ГТУ

$$\eta_t = \frac{l_{ц_0}}{q_1} = \frac{q_1 - |q_2|}{q_1}, \quad (2.29)$$

а термический КПД цикла Карно в том же интервале температур

$$\eta_{t_K} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \frac{1}{\tau}, \quad (2.30)$$

При расчете параметров в характерных точках идеального цикла ГТУ необходимо ориентироваться на следующие соображения.

Если начальные параметры P_1 и t_1 — параметры окружающей среды, определяемые климатическими условиями, то температура газа перед турбиной определяется жаростойкостью стали. В ранних конструкциях ГТУ $t_3 = 600 - 700$ °С, в более поздних — $t_3 = 800 - 850$ °С. В тех конструкциях, где используется принудительное охлаждение первых ступеней турбины, $t_3 = 1000 - 1150$ °С и даже до $t_3 = 1300$ °С.

Показатель адиабаты воздуха k зависит от температуры: при $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ $k = 1,4$; при $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ $k = 1,34$; при $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ $k = 1,31$.

С изменением температуры меняется и теплоемкость воздуха, а, следовательно, и его энтальпия. При предварительных расчетах иногда этим изменением пренебрегают, считая $c_p \approx 1,000\text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)} = \text{const}$. При уточненных расчетах необходимо учитывать зависимость теплоемкости от температуры.

Влияние давления P_2 в камере сгорания на мощность и КПД ГТУ неоднозначно. Оптимальное значение P_2 для простых ГТУ находится в пределах $P_2 = 0,5 - 1,5\text{ МПа}$ (при $P_1 = 0,1\text{ МПа}$).

Расчет параметров в характерных точках цикла ГТУ производится из термодинамических соотношений в адиабатном и изобарном процессах

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4}. \quad (2.31)$$

Таким образом, в результате расчетов идеального цикла ГТУ должны быть определены: температуры в характерных точках цикла, технические работы компрессора и турбины, работа идеального цикла, количества подведенной и отведенной теплоты, термические КПД цикла ГТУ и цикла Карно в том же интервале температур.

2.6. Реальный (действительный) цикл ГТУ

Процессы, происходящие в действительных, реальных процессах, протекают неравновесно, сопровождаются необратимыми потерями, снижающими величины полезной работы и КПД цикла. На рис. 2.5 представлен действительный цикл ГТУ. Для упрощения будем рассматривать только внутренние потери в компрессоре и турбине.

Действительная техническая работа на привод компрессора больше теоретической, а действительная техническая работа турбины меньше теоретической на величины потерь работы в компрессоре и турбине из-за неравновесности процессов. Эти отличия оцениваются внутренними относительными КПД компрессора и турбины (η_{oiK} , η_{oiT}).

Действительные технические работы в этом случае подсчитываются по формулам, кДж/кг:

– для компрессора

$$l_K = \frac{l_{K_0}}{\eta_{oiK}} = i_{2д} - i_1 \approx c_p (T_{2д} - T_1); \quad (2.32)$$

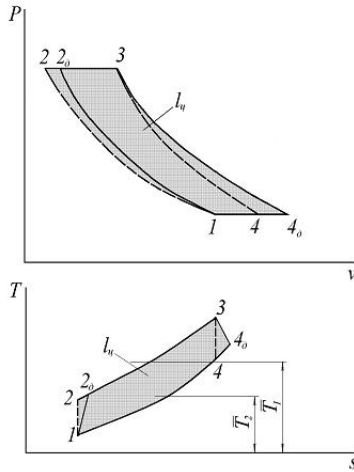


Рис. 2.5. Действительный цикл ГТУ

– для турбины (на 1 кг воздуха)

$$l_T = l_{T0} \eta_{oiT} \beta = (i_3 - i_{4д}) \beta \approx c_p (T_3 - T_{4д}) \beta, \quad (2.33)$$

где β — коэффициент изменения массового расхода газа ($\beta = 1,01 - 1,02$).

Коэффициент учитывает, что через турбину протекает бо́льшая (на величину сгоревшего топлива) масса газа, чем через компрессор.

Значения внутренних относительных КПД турбины и компрессора примерно одинаковы и выбираются для современных ГТУ в пределах $\eta_{oiK} = \eta_{oiT} = 0,84 - 0,90$.

Внутренняя (индикаторная) полезная работа ГТУ, отнесенная к 1 кг воздуха, определяется по формуле, кДж/кг,

$$l_i = l_T - l_K = (i_3 - i_4) \eta_{oiT} \beta - \frac{i_2 - i_1}{\eta_{oiK}} \quad (2.34)$$

или

$$l_i = q_{1д} - |q_{2д}|, \quad (2.35)$$

где

$$q_{1д} = i_3 - i_{2д} \approx c_p (T_3 - T_{2д}); \quad (2.36)$$

$$|q_{2д}| = i_{4д} - i_1 \approx c_p (T_{4д} - T_1). \quad (2.37)$$

Внутренний относительный КПД ГТУ определится как отношение индикаторной работы ГТУ к работе идеального цикла ГТУ

$$\eta_{oi}^{\Gamma\Gamma Y} = \frac{l_i}{l_{\text{ц0}}} = \frac{\eta_i^{\Gamma\Gamma Y}}{\eta_t}, \quad (2.38)$$

а индикаторный КПД ГТУ — как отношение внутренней (индикаторной) работы к подведенному количеству теплоты

$$\eta_i^{\Gamma\Gamma Y} = \frac{l_i}{q_{\text{лд}}}. \quad (2.39)$$

Эффективный КПД ГТУ

$$\eta_e^{\Gamma\Gamma Y} = \eta_i^{\Gamma\Gamma Y} \eta_m^{\Gamma\Gamma Y} = \eta_t \eta_{oi} \eta_m, \quad (2.40)$$

где η_m — механический КПД для ГТУ.

Последний определится как произведение коэффициентов, учитывающих механические потери в турбине, компрессоре и редукторе, а также коэффициентов, учитывающих механические потери на привод навешенных механизмов на вращение вхолостую турбины заднего хода (ТЗХ).

Значения указанных коэффициентов находятся в пределах:

$$\eta_{\text{мк}} = 0,985 - 0,995; \eta_{\text{мт}} = 0,985 - 0,995;$$

$$\eta_{\text{мр}} = 0,98 - 0,985; \eta_{\text{мн.м}} = 0,995 - 0,98;$$

$$\eta_{\text{м.ТЗХ}} = 0,98 - 0,97.$$

Эффективный КПД учитывает все потери. Его значения колеблются в пределах $\eta_e = 0,20 - 0,35$.

С другой стороны, эффективный КПД ГТУ может быть подсчитан и по иной формуле

$$\eta_e^{\Gamma\Gamma Y} = \frac{3600}{Q_p b_e} = \frac{3600 N_e}{Q_p B_{\text{час}}}, \quad (2.41)$$

где b_e — удельный эффективный часовой расход топлива, кг/(кВт·ч).

Эффективная мощность ГТУ может быть подсчитана по формуле, кВт,

$$N_e = \frac{M l_{\text{ц}} \eta_{oi}^{\Gamma\Gamma Y} \eta_m^{\Gamma\Gamma Y}}{3600}, \quad (2.42)$$

где M — часовой расход воздуха, кг/ч; $\frac{M}{3600} = M_s$ — секундный расход воздуха, кг/с.

Формула (2.42) может быть использована для определения расхода воздуха при заданном значении мощности ГТУ. Тогда расход газов $M_r = M + B_{\text{час}}$. В современных простых ГТУ на 1 МВт мощности обычно требуется секундный расход воздуха, равный $M_s = 3 - 10$ кг/с.

По рассчитанному значению эффективного КПД ГТУ следует определить удельный эффективный часовой расход топлива, кг/(кВт·ч),

$$b_e = \frac{3600}{Q_p \eta_e^{ГТУ}}, \quad (2.43)$$

а также часовой расход топлива на всю установку, кг/ч,

$$B_{час}^{ГТУ} = b_e N_e. \quad (2.44)$$

Таким образом, в результате расчета действительного цикла следует определить параметры в характерных точках, индикаторную работу ГТУ, количество подведенной и отведенной теплоты, коэффициенты полезного действия ГТУ (индикаторный, относительный индикаторный, механический и эффективный), секундный расход воздуха на установку, ее эффективную мощность, а также удельный эффективный и полный часовые расходы топлива.

2.7. Тепловой и эксергетический балансы ГТУ

Составление теплового и эксергетического балансов ГТУ не имеет принципиальных различий с составлением аналогичных балансов для ДВС. Некоторые особенности заключаются в том, что для большинства ГТУ потери теплоты с охлаждением значительно меньше, чем у ДВС, поэтому их удобно объединить с остаточным членом баланса. Теплоту, теряемую с выпускными газами, можно подсчитать по упрощенной формуле, кДж/ч,

$$Q_r = M c_p (\beta T_r - T_1), \quad (2.45)$$

где T_r , — температура выпускных газов (может быть определена как средняя термодинамическая температура отвода теплоты $\bar{T}_2$ — см. рис. 2.5) и температура воздуха перед компрессором, К.

Доля теплоты, теряемой с выпускными газами,

$$q_r = \frac{M c_p (\beta T_r - T_1)}{Q_p B_{час}}. \quad (2.46)$$

Доля теплоты, теряемой с маслом, может быть подсчитана приближенно как

$$q_m = 1 - \eta_m. \quad (2.47)$$

Оставшиеся потери определяются из теплового баланса

$$q_{охл} + q_{ост} = 1 - (\eta_e + q_r + q_m). \quad (2.48)$$

Остальные расчеты выполняются аналогично расчетам для ДВС.

3. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ДВС И ГТУ

3.1. Наддув двигателей внутреннего сгорания

Наддув ДВС, осуществляющийся с целью увеличения мощности, сопровождается некоторым увеличением эффективности преобразования теплоты в работу. Основу турбопоршневых двигателей (ТПД) — ДВС с наддувом — составляют три главных элемента: поршневой двигатель, компрессор и турбина. Теоретический цикл ТПД представлен на рис. 3.1.

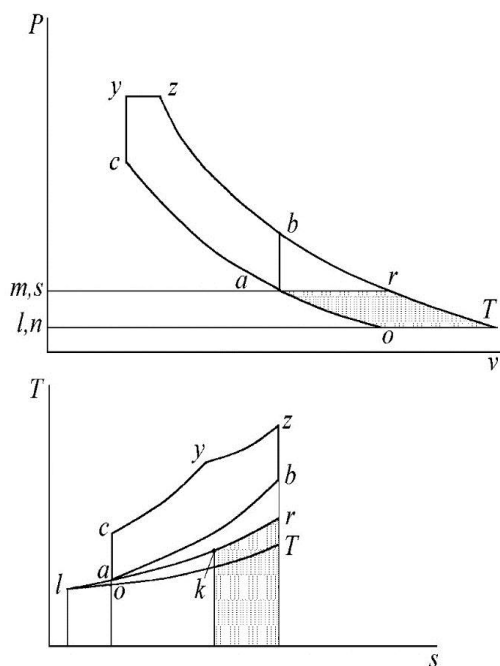


Рис. 3.1. Диаграммы теоретического цикла с предварительным сжатием воздуха в компрессоре и продолжением расширения газа в турбине

Площади диаграммы характеризуют соответствующие работы:

- $acyzb$ — работу цикла двигателя (L_D);
- $maon$ — адиабатную работу компрессора (L_{KA});

- $rTnm$ — адиабатную работу турбины постоянного давления ($L_{ТА}$);
- bra — адиабатную работу импульсной турбины ($L_{ТИА}$).

Адиабатная работа импульсной турбины может быть подсчитана по формуле (в обозначениях рис. 3.1)

$$L_{ТИА} = \frac{R}{k-1} T_b \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_r} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] - P_r (V_r - V_b). \quad (3.1)$$

Адиабатная работа турбины постоянного давления, и адиабатная работа компрессора может быть подсчитаны по известным формулам термодинамики.

Если работы турбиной компрессора отнести к работе идеального цикла ДВС, то получим выражения для относительных работ импульсной турбины, турбины постоянного давления и компрессора. Тогда уравнение для КПД теоретического цикла турбопоршневого двигателя примет вид

$$\eta_t^{ТПД} = \eta_t^Д \left(1 + \delta_{ТИА} + \delta_{ТА} - \delta_{КА} \right), \quad (3.2)$$

где $\eta_t^Д$ — КПД идеального цикла поршневой части ТПД;

$$\delta_{ТИА} = \frac{l_{ТИА}}{l_{ц}}; \quad \delta_{КА} = \frac{l_{КА}}{l_{ц}}; \quad \delta_{ТА} = \frac{l_{ТА}}{l_{ц}}; \quad (3.3)$$

$$l_{ТИА} = \frac{R}{k-1} T_b \left[1 - \left(\frac{P_b}{P_r} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] - P_r (v_r - v_b); \quad (3.4)$$

$$l_{ТА} = \frac{R}{k-1} T_r \left[1 - \left(\frac{P_r}{P_t} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] + P_r v_r - P_t v_t; \quad (3.5)$$

$$l_{КА} = \frac{R}{k-1} T_a \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] + P_a v_a - P_0 v_0. \quad (3.6)$$

В формулах (3.3) – (3.6) следует принимать:

$$P_r = P_1 = P_a;$$

$$P_b = P_4;$$

$$P_0 = P_T = P_{\text{атм}} = 0,1 \text{ МПа};$$

$$T_b = T_4;$$

$$T_a = T_1;$$

$$v_b = v_4;$$

$$v_a = v_1; v_T = \frac{RT_b}{P_0} \left(\frac{P_6}{P_T} \right)^{\frac{1-k}{k}} = \frac{RT_4}{P_0} \left(\frac{P_4}{P_0} \right)^{\frac{1-k}{k}};$$

$$v_0 = \frac{RT_a}{P_0} \left(\frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} = \frac{RT_1}{P_0} \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{1-k}{k}}.$$

Для контроля значений получаемых величин следует учитывать приближенные значения рассчитываемых величин: $\delta_{\text{КА}} \approx 0,03$; $\delta_{\text{ТА}} \approx 0,04$.

Существует ряд схем ТПД с различными типами связи компрессора для наддува воздуха и турбины. Основными являются ТПД следующих типов:

- с механической связью;
- с гидравлической связью;
- с комбинированной связью.

Некоторые схемы ТПД приведены на рис. 3.2.

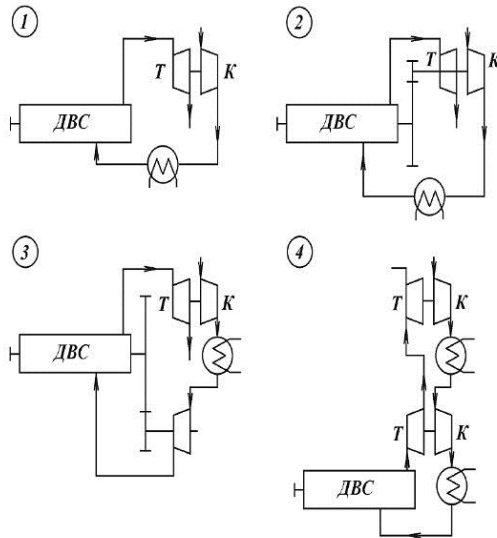


Рис. 3.2. Схемы турбопоршневого двигателя

Каждая из указанных схем может быть исследована более детально с использованием [6] или иной литературы.

В зависимости от используемого типа турбин в ТПД в рамках данной курсовой работы эффективный КПД ТПД может быть подсчитан по формуле

$$\eta_e^{\text{ТПД}} = \eta_e^{\text{ДВС}} \left(1 + \delta_{\text{ТИА}} \frac{\eta_{\text{ТИ}}}{\eta_{\text{oi}}^{\text{ДВС}} \eta_{\text{М}}^{\text{ДВС}}} + \delta_{\text{ТА}} \frac{\eta_{\text{Т}}}{\eta_{\text{oi}}^{\text{ДВС}} \eta_{\text{М}}^{\text{ДВС}}} - \delta_{\text{КА}} \frac{1}{\eta_{\text{К}} \eta_{\text{oi}}^{\text{ДВС}} \eta_{\text{М}}^{\text{ДВС}}} \right), \quad (3.7)$$

где $\eta_{\text{ТИ}}$, $\eta_{\text{Т}}$, $\eta_{\text{К}}$ — соответственно КПД импульсной турбины, турбины постоянного давления и компрессора; $\eta_{\text{oi}}^{\text{ДВС}}$, $\eta_{\text{М}}^{\text{ДВС}}$ — относительный индикаторный и механический КПД двигателя без наддува.

3.2. Исследования термодинамической эффективности циклов ГТУ

3.2.1. Влияние степени повышения давления в компрессоре

Влияние $\pi_{\text{К}}$ (следовательно, давления P_2 в камере сгорания) на мощность и показатели эффективности работы установки определяется при прочих равных условиях. Задаваясь неизменными значениями величин, $T_{\text{max}} = T_3$, η_{oiK} , η_{oiT} , $\eta_{\text{М}}$, производят расчеты показателей действительного цикла при различных значениях P_2 или $P_1 = P_2$ до $P_2 = 3$ МПа с шагом, равным 0,5 МПа (указанный шаг может быть уменьшен при использовании ПЭВМ). Результаты расчета представляются в виде графика (рис. 3.3).

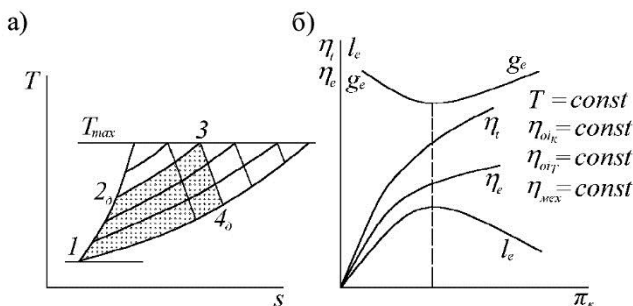


Рис. 3.3. Влияние степени повышения давления в компрессоре на показатели действительного цикла ГТУ

Цикл, для которого мощность и КПД максимальны, представляется в масштабе в диаграмме Ts . Энтропия рабочего тела в характерных точках цикла рассчитывается по формуле, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$,

$$S = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}, \quad (3.8)$$

где $c_p \approx 1,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — изобарная теплоемкость воздуха;

$R = 0,287 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ — газовая постоянная воздуха;

$T_0 = 300 \text{ К}$, $P_0 = 0,1 \text{ МПа}$ — температура и давление начала отсчета энтропии ($S = 0$ при P_0 и T_0).

Определению оптимальной величины степени повышения давления воздуха в компрессоре для этого цикла должно предшествовать построение графика зависимости эффективного КПД цикла от удельного расхода воздуха $\eta_e = f(g_e)$ (рис. 3.4).

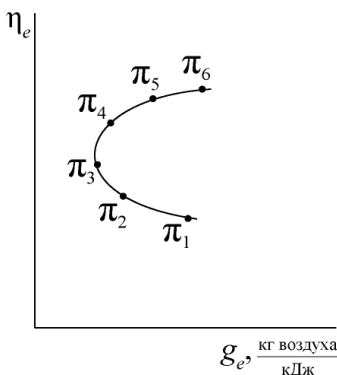


Рис. 3.4. Зависимость эффективного КПД ГТУ от удельного расхода воздуха

Удельный расход воздуха подсчитывается как, $\text{кг}/\text{кДж}$,

$$g_e = \frac{1}{l_e} = \frac{G}{N_e}. \quad (3.9)$$

Получить одновременно минимальное значение расхода топлива (максимум η_e) и расхода воздуха (максимум эффективной работы) в простейших ГТУ невозможно. Величины η_e и g_e вблизи своих экстремальных значений меняются слабо. Может оказаться целесообразным выбор π_k при некотором снижении η_e и возрастании g_e . Для выбранного значения π_k и строят цикл в координатах Ts .

3.2.2. Циклы ГТУ с регенерацией теплоты

Регенерация теплоты является одним из способов повышения экономичности ГТУ. Подогрев воздуха после компрессора теплотой отходящих газов в специальном теплообменнике — регенераторе позволяет уменьшить расход топлива в камере сгорания для достижения заданной температуры газа перед турбиной. Принципиальная схема ГТУ с регенерацией и идеальный цикл представлены на рис 3.5, а, б.

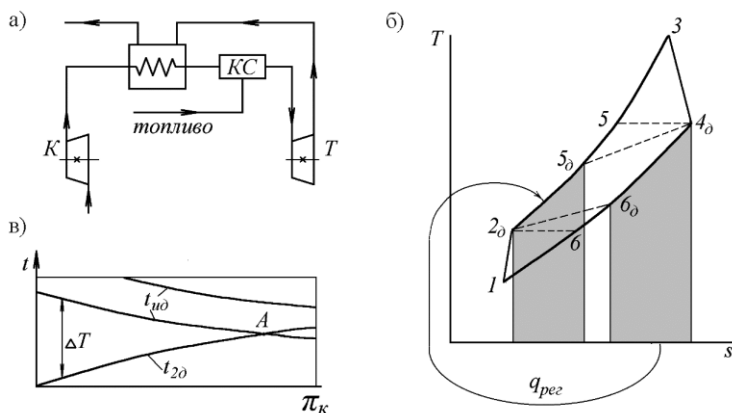


Рис. 3.5. Принципиальная схема и идеальный цикл ГТУ с регенерацией теплоты

Полнота использования теплоты отходящих газов характеризуется степенью регенерации

$$\sigma = \frac{c_p (t_{5д} - t_{2д})}{c_p (t_{4д} - t_6)} = \frac{t_{5д} - t_{2д}}{t_{4д} - t_6}, \quad (3.10)$$

которая для судовых ГТУ находится в пределах $\sigma = 0,6 - 0,8$. Большие значения вызывают резкое повышение поверхности теплообмена, массы и габаритов регенератора, а также его аэродинамических сопротивлений.

Эффект от регенерации зависит также от разности температур $\Delta T = T_{4д} - T_{2д}$, снижение которой уменьшает эффект регенерации. При $\Delta T \leq 0$ регенерация вообще невозможна (точка А, рис. 3.5, в).

Считая, что аэродинамические потери в регенераторе отсутствуют, величину индикаторного КПД ГТУ с регенерацией подсчитываем по формуле

$$\eta_i = \frac{l_i^{ГТУ}}{q_{КС}} = \frac{l_T - l_K}{q_{КС}} = \frac{(t_3 - t_{4д}) - (t_{2д} - t_1)}{t_3 - t_{5д}}. \quad (3.11)$$

Все остальные величины рассчитываются по приведенным ранее формулам.

Более глубокие исследования можно провести в соответствии с рекомендациями [10].

3.2.3. Циклы ГТУ с отводом теплоты в процессе сжатия

Повышение термодинамической эффективности реального цикла ГТУ можно провести за счет уменьшения работы на сжатие воздуха в компрессоре.

Как известно, работа на привод изотермического компрессора меньше, чем работа на привод компрессоров при изоэнтропном или политропном сжатии. В реальном компрессоре осуществить изотермическое сжатие (рис. 3.6, а) практически невозможно. Поэтому с целью приближения процесса сжатия к изотермическому применяют промежуточное охлаждение воздуха, разбивая общую степень повышения давления воздуха между несколькими последовательно расположенными компрессорами. Исследованиями [10] установлено, что наибольший эффект уменьшения работы сжатия достигается при однократном промежуточном охлаждении воздуха (рис. 3.6, б).

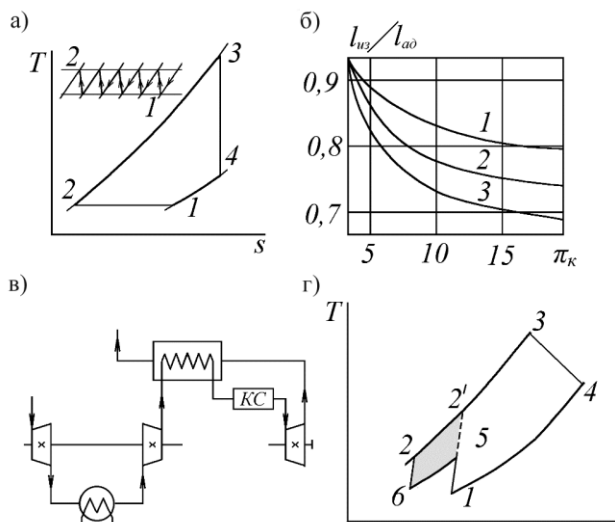


Рис. 3.6. ГТУ с отводом теплоты в процессе сжатия:
а — цикл с изотермическим сжатием; б — относительные работы изотермического и адиабатного компрессоров в зависимости от числа ступеней промежуточного охлаждения; в, г — принципиальная схема и идеальный цикл ГТУ при двухступенчатом сжатии в компрессоре

Принципиальная схема ГТУ с подводом теплоты в процесс сжатия представлена на рис. 3.6, в. Площадь энтропийной диаграммы 5–6–2–2' (рис. 3.6, з) соответствует увеличению полезной работы ГТУ за счет однократного промежуточного охлаждения воздуха. Но одновременно происходит уменьшение температуры воздуха от T'_2 до T_2 , что требует большего подвода теплоты в камере сгорания. При этом может возникнуть ситуация, когда применение промежуточного охлаждения воздуха может привести к снижению эффективного КПД ГТУ.

Рациональное применение промежуточного охлаждения воздуха должно сопровождаться регенерацией.

Увеличение удельной индикаторной диаграммы (площади диаграммы) при неизменной величине требуемой мощности приводит к уменьшению требуемого расхода воздуха. Поэтому промежуточное охлаждение воздуха следует в первую очередь рассматривать как средство уменьшения удельного расхода воздуха, это уменьшение тем более значительно, чем выше степень повышения давления воздуха в цикле ГТУ.

3.2.4. Цикл ГТУ с подводом теплоты в процессе расширения

Применение промежуточного подвода теплоты в процессе расширения газа имеет своей целью некоторое приближение процесса расширения к изотермическому (рис. 3.7, а).

Как и в предыдущем параграфе, теплофизической основой данного направления исследования является заключение, что работа в изотермическом процессе расширения больше работы в изэнтропном или политропном процессах. Практическое осуществление данного способа происходит в последовательно расположенных отсеках проточной части (турбинах высокого и низкого давления) и в дополнительных камерах сгорания (низкого давления) — за счет подводимого к ним топлива (рис. 3.7, в).

Увеличение удельной полезной работы, пропорциональное дополнительной площади энтропийной диаграммы (рис. 3.7, з) 5–6–4–3, сопровождается дополнительным подводом теплоты в КГ низкого давления, что в конечном итоге может привести к незначительному снижению эффективного КПД ГТУ без регенерации, так как $T_4 > T'_3$, а потери теплоты с отходящими газами выше.

Промежуточный подогрев газа следует в первую очередь рассматривать как средство уменьшения удельного расхода воздуха (рис. 3.7, б),

средства несколько более эффективного, чем промежуточное охлаждение воздуха. Применение промежуточного подогрева газа расширяет область рационального применения регенерации.

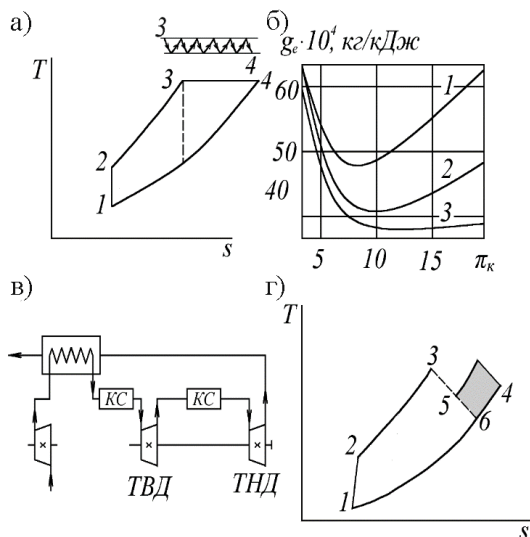


Рис. 3.7. ГТУ с подводом теплоты в процессе расширения:
 а — идеальный цикл; б — зависимость удельного расхода воздуха: 1 — без промежуточного подогрева или охлаждения; 2 — с однократным промежуточным охлаждением; 3 — с однократным промежуточным подогревом;
 в — принципиальная схема; г — энтальпийная диаграмма

Отвод теплоты при сжатии и подвод теплоты при расширении могут быть применены одновременно. Применение такого цикла усложняет установку, увеличивает ее массу и габариты. Одной из проблем является создание малогабаритных эффективных регенераторов.

Принципиальное значение такого цикла заключается в показе реальных возможностей создания высокоэффективных ГТУ.

3.3. Теплоутилизационные контуры для ДВС или ГТУ

Одним из важнейших направлений повышения топливоиспользования в энергетических установках является использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) в различных теплоутилизационных контурах. В зависимости от потребностей в тех или иных видах энергии на судне могут быть осуществлены следующие направления использования ВЭР:

- технологические схемы теплоснабжения;
- получение механической (в том числе — электрической) энергии в пароводяном цикле;
- получение пресной воды;
- получение холода;
- применение комбинированных газопаровых установок с низкокипящими веществами и т. д.

Наиболее часто рассматривается паровой теплоутилизационный контур, принципиальная схема которого представлена на рис. 3.8. Этот контур состоит из котла-утилизатора, расположенного на выпускном тракте ДВС или ГТУ, паровой турбины, конденсатора и насоса питательной системы. В ряде случаев этот комплекс может быть дополнен теплообменниками для использования теплоты, охлаждающей ДВС жидкости.

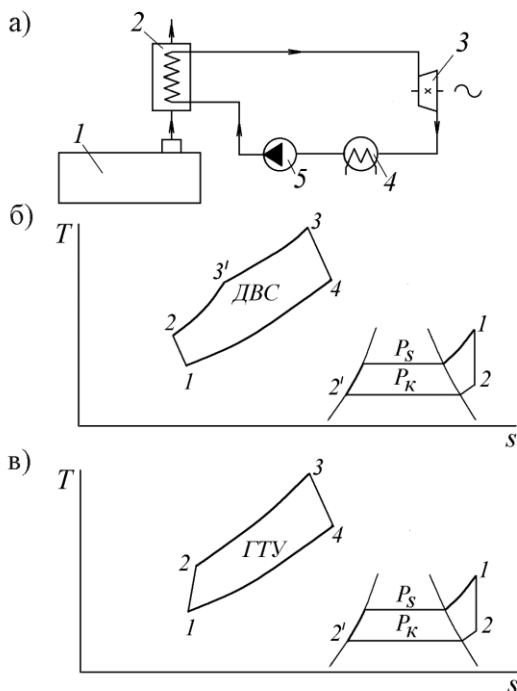


Рис. 3.8. Паровой утилизационный контур:
a — принципиальная схема: 1 — первичный двигатель (ДВС, ГТУ);
 2 — котел утилизационный; 3 — паровая турбина; 4 — конденсатор;
 5 — насос; *б, в* — совмещенные циклы ДВС и ГТУ с циклом Ренкина

Получаемая на силовой паровой турбине мощность может передаваться на винт через общий с главными двигателями редуктор или вращать электрогенератор.

Энергетический КПД реальной комбинированной установки (коэффициент топливоиспользования) подсчитывается по формуле

$$\eta_{e\Sigma} = \eta_e \left(1 + \frac{N_{\text{ПТ}}}{N_e} \right), \quad (3.12)$$

где $N_{\text{ПТ}}$ — мощность утилизационной паровой турбины; N_e — мощность главного двигателя.

Мощность утилизационной паровой турбины можно подсчитать как

$$N_{\text{ПТ}} = \frac{B_{\text{час}} Q_p^H}{3600} q_r \psi \eta_{\text{УК}} \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{oi}} \eta_{\text{м}}, \quad (3.13)$$

где $B_{\text{час}} Q_p^H q_r$ — доля теплоты, теряемая главным двигателем с отходящими газами (см. тепловой баланс); $\psi \eta_{\text{УК}}$ — коэффициент использования теплоты; $\eta_{\text{УК}}$ — коэффициент полезного действия утилизационного котла; $\eta_{\text{тр}}$, η_{oi} , $\eta_{\text{м}}$ — КПД цикла Ренкина, внутренний КПД турбины, механический КПД.

Коэффициент использования теплоты выпускных газов ψ должен быть несколько ниже максимального ($\psi < \psi_{\text{max}}$), определяемого из соображений недопущения снижения температуры газов ниже минимальной t_{min} , определяемой в зависимости от температуры точки росы t_p и перепада температуры Δt для обеспечения интенсивности теплообмена между газом и паром

$$t_{\text{yx}}^{\text{min}} = t_p + \Delta t. \quad (3.14)$$

Температура точки росы t_p зависит от состава топлива ($t_p = 120 - 140$ °C), а $\Delta t \geq 25$ °C.

Тогда

$$\psi < \psi_{\text{max}} = \frac{t_r - t_{\text{yx}}^{\text{min}}}{t_r}. \quad (3.15)$$

КПД современных утилизационных котлов составляют $\eta_{\text{УК}} = 0,85 - 0,9$; внутренний относительный КПД турбины $\eta_{\text{oi}} = 0,80 - 0,90$, а механический КПД $\eta_{\text{м}} = 0,95 - 0,98$.

Таким образом, дальнейшие расчеты сводятся к определению КПД идеального цикла Ренкина

$$\eta_{\text{тп}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} \quad (3.16)$$

Расчеты производятся с использованием таблиц и диаграмм воды и водяного пара, давление в утилизационном котле выбирается в пределах $P_S = 0,5 - 8$ МПа, давление в конденсаторе $P_K = 3 - 20$ кПа, температура перегретого пара t_1 должна быть сопоставлена с температурой газов на входе в утилизационный котел и быть ниже последней.

Таким образом, в результате расчетов должны быть определены величины мощности утилизационной паровой турбины $N_{\text{ПТ}}$, кВт, а также энергетический КПД реальной комбинированной установки $\eta_{e\Sigma}$. При этом его абсолютный «прирост» составит

$$\Delta\eta_{e\Sigma} = \eta_e^{\text{с ТУК}} - \eta_e^{\text{без ТУК}}, \quad (3.17)$$

а относительный «прирост»

$$\delta = \frac{\Delta\eta_{e\Sigma}}{\eta_e^{\text{без ТУК}}} \cdot 100 \%. \quad (3.18)$$

В исследовательской части расчетов следует определить влияние начальных (или конечных) параметров пара в теплоутилизационном контуре на эффективный КПД установки.

СОДЕРЖАНИЕ ТЕСТОВЫХ МАТЕРИАЛОВ

1. Термодинамический метод исследования заключается в установлении наиболее общих свойств материальных тел в процессе:
 - а) физических превращений;
 - б) химических превращений;
 - в) машинных превращений;
 - г) преобразования одного вида движения материи в другой.
2. Термодинамическая система энергетически взаимодействует с:
 - а) рабочим телом;
 - б) окружающей средой;
 - в) внутри себя.
3. В открытой термодинамической системе отсутствует обмен:
 - а) теплотой;
 - б) массой;
 - в) работой.
4. Адиабатно-изолированная система — это система, где нет обмена с окружающей средой:
 - а) массой;
 - б) теплотой;
 - в) механической энергией.
5. Параметром состояния является функция, не зависящая от вида процесса:
 - а) удельная работа;
 - б) удельная теплота;
 - в) удельный объем.
6. Параметром состояния не является:
 - а) удельный объем;
 - б) давление;
 - в) температура;
 - г) газовая постоянная.
7. Энтальпия — это сумма потенциальной энергии давления и:
 - а) газовой постоянной;
 - б) температуры;
 - в) внутренней энергии.

8. Вычисление изменения энтальпии производится по формуле:
- а) $c_p \cdot \Delta T$;
 - б) $c_v \cdot \Delta T$;
 - в) $\mu c_v \cdot \Delta T$.
9. Уравнение состояния связывает газовую постоянную s :
- а) работой;
 - б) теплотой;
 - в) параметрами состояния.
10. Формула Майера определяет газовую постоянную в связи с изобарной и изохорной теплоемкостями как их:
- а) сумму;
 - б) разность;
 - в) отношение.
11. Первое начало термодинамики для закрытой системы устанавливает баланс между:
- а) давлением, температурой и энтальпией;
 - б) теплотой, работой и изменением внутренней энергии;
 - в) газовой постоянной и параметрами состояния.
12. Первое начало термодинамики для открытой системы устанавливает баланс между:
- а) работой истечения и параметрами состояния;
 - б) теплотой, работой потока и изменением энтальпии;
 - в) технической работой и теплотой;
13. В выражении первого начала термодинамики $dq = X \cdot dT + p \cdot dV$ следует подставить
- а) U ;
 - б) R ;
 - в) c_v ;
 - г) c_p .
14. Для осуществления кругового процесса (цикла) необходимо иметь:
- а) источник теплоты;
 - б) приемник теплоты;
 - в) оба, источник и приемник теплоты.
15. Теплота передается от одного тела к другому самопроизвольно:
- а) при равенстве температур;

- б) от более нагретого к менее нагретому;
 - в) от менее нагретого к более нагретому.
16. Вечным двигателем второго рода называют:
- а) механический двигатель;
 - б) тепловой двигатель с двумя источниками теплоты;
 - в) тепловой двигатель с одним источником теплоты.
17. Излучение (или радиация) — это перенос теплоты путем:
- а) соприкосновения частиц или их элементов;
 - б) перемещения элементарных объемов;
 - в) электромагнитных волн.
18. Законам серого излучения подчиняются реальные тела, которые:
- а) излучают во всем диапазоне волн;
 - б) излучают выборочно (селективно), в узком диапазоне длин волн;
 - в) с одинаковой пропорциональностью по отношению излучения черных тел.
19. К "парниковым" газам относят:
- а) аргон;
 - б) водород, кислород;
 - в) водяной пар, углекислый газ.
20. Теплообменным аппаратом является:
- а) котел-парогенератор;
 - б) двигатель внутреннего сгорания;
 - в) газотурбинная установка/
21. Расчет теплообменного аппарата производится совместным решением уравнения теплового баланса и уравнения:
- а) *Ньютона* $Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot A$;
 - б) *Фурье* $Q = -\lambda \text{grad} t \cdot A$;
 - в) *теплопередачи* $Q = k \cdot \Delta t_{\text{ср}} \cdot A$.
22. При прочих равных условиях среднелогарифмический температурный напор будет выше при схеме движения теплоносителей:
- а) прямоточной;
 - б) противоточной;
 - в) перекрестной (многократно).

23. Поверхность теплообменного аппарата, его массу и габариты возможно уменьшить при том же количестве переданной теплоты за счет:
- а) увеличения коэффициента теплопередачи;
 - б) уменьшения коэффициента теплопередачи;
 - в) невозможно уменьшить.
24. Оребрение поверхности позволяет снизить термическое сопротивление со стороны теплоносителя, для которого коэффициент теплопередачи α_1 :
- а) $\alpha_1 = \alpha_2$;
 - б) $\alpha_1 \gg \alpha_2$;
 - в) $\alpha_1 \ll \alpha_2$.
25. Из перечисленных функций, зависящей от вида процесса, является:
- а) абсолютное движение;
 - б) абсолютная температура;
 - в) работа.
26. Из перечисленных функций, зависящей от вида процесса является:
- а) удельный объем;
 - б) энтальпия;
 - в) теплота.
27. Площадь под линией процесса в координатах PV характеризует:
- а) изменение параметров;
 - б) работу;
 - в) теплоту.
28. Площадь под линией процесса в координатах TS характеризует:
- а) изменение параметров;
 - б) работу;
 - в) теплоту.
29. В координатах IS площадь под линией процесса характеризует:
- а) работу;
 - б) теплоту;
 - в) смысла не имеет.
30. Для изохорного процесса уравнение I-го закона термодинамики выражается равенством:
- а) $Q = L$;

б) $\Delta U = Q$;

в) $\Delta U = L$.

31. Для вычисления приращения энтропии в изохорном процессе

в формулу $\Delta S_V = x \ln \frac{T_1}{T_2}$ вместо x нужно подставить:

а) R ;

б) C_V ;

в) c_p .

32. Работу в изобарном процессе можно вычислить по формуле:

а) $R(T_2 - T_1)$;

б) $q(T_2 - T_1)$;

в) $c_p(T_2 - T_1)$.

33. Адиабатный процесс — это процесс, в котором нет:

а) теплообмена;

б) обмена массой;

в) изменения температуры.

34. Для адиабатного процесса:

а) работа равна теплоте;

б) работа равна увеличению энтальпии;

в) работа равна уменьшению внутренней энергии.

35. Внутренняя энергия не изменяется в процессе:

а) адиабатном;

б) изохорном;

в) изотермическом;

г) изобарном.

36. В процессе дросселирования не изменяется:

а) энтропия;

б) давление;

в) энтальпия.

37. Процесс дросселирования предназначен для снижения:

а) энтропии;

б) давления;

в) энтальпии.

38. Политропа с показателем $n = 1,25$ относится к политропам группы

- а) первой;
 - б) второй;
 - в) третьей.
39. Доля теплоты x , расходуемая в политропном процессе на изменение внутренней энергии, определяется из выражения:
- а) $x = \frac{\Delta U}{q}$;
 - б) $x = \frac{\Delta l}{q}$;
 - в) $x = \frac{q}{l}$.
40. Степень сухости пара « x » не может быть больше:
- а) 0;
 - б) 0,5;
 - в) 1,0.
41. В турбинах происходит преобразование (получение):
- а) теплоты в работу;
 - б) технической работы за счет уменьшения энтальпии;
 - в) увеличение энтальпии за счет технической работы.
42. В компрессорах происходит:
- а) производство технической работы за счет уменьшения энтальпии;
 - б) преобразование технической работы в увеличение энтальпии;
 - в) преобразование теплоты в работу.
43. Цикл ГТУ с регенерацией позволяет:
- а) уменьшить массу и габариты установки;
 - б) повысить моторесурс;
 - в) повысить КПД цикла.
44. Газотурбинный двигатель сочетает работу:
- а) нескольких компрессоров;
 - б) компрессора, турбины и камеры сгорания;
 - в) нескольких турбин и котла.
45. Работа потока $l_{\text{ном}}$ выражается формулой:
- а) $-\int_1^2 v dp$;

$$\text{б) } \int_1^2 p dv;$$

$$\text{в) } \int_1^2 v dp.$$

46. Сопла предназначены для:

- а) увеличения кинетической энергии за счет снижения энтальпии;
- б) уменьшения кинетической энергии при увеличении энтальпии;
- в) увеличения давления.

47. Диффузоры предназначены для:

- а) увеличения кинетической энергии за счет снижения энтальпии;
- б) уменьшения кинетической энергии при увеличении энтальпии;
- в) уменьшения давления.

48. Термический коэффициент полезного действия цикла — это отношение:

- а) отведенной теплоты к подведенной;
- б) работы цикла к подведенной теплоте;
- в) работы цикла к отведенной теплоте.

49. Теплоту от тела с меньшей температурой можно передать к телу с более высокой температурой:

- а) самопроизвольно;
- б) затратив работу;
- в) подвести из окружающей среды.

50. По прямым циклам, совершаемым по правой стороне (в диаграммах), работают:

- а) тепловые насосы;
- б) холодильные установки;
- в) теплосиловые установки.

51. Цикл тепловых двигателей предназначен для:

- а) преобразования теплоты в работу;
- б) переноса теплоты от более нагретого тела к менее нагретому;
- в) передачи теплоты от более холодного тела к менее холодному.

52. Холодильные установки предназначены для:
- а) передачи теплоты от более холодного тела к менее холодному;
 - б) трансформации теплоты;
 - в) преобразования теплоты в работу.
53. Цикл Карно состоит из двух адиабат и двух:
- а) изотерм;
 - б) изобар;
 - в) изохор.
54. Термический КПД цикла Карно зависит только от перепада:
- а) плотности;
 - б) вязкости;
 - в) температур;
 - г) атомности.
55. Основным свойством цикла Карно является:
- а) зависимость его КПД от свойств рабочего тела;
 - б) работа с двумя источниками теплоты;
 - в) максимальное значение КПД в заданном интервале температур;
56. Цикл с изохорным подводом теплоты — это цикл:
- а) дизельных двигателей;
 - б) турбо-нагнетателя;
 - в) карбюраторных и газовых двигателей.
57. Идеальный цикл дизеля состоит из совокупности двух адиабат и:
- а) двух изохор;
 - б) двух изобар;
 - в) двух изохор и одной изобары.
58. Степень предварительного расширения это отношение:
- а) $\frac{V_1}{V_2}$;
 - б) $\frac{V_1}{V_3}$;
 - в) $\frac{V_3}{V_2}$.
59. Термический КПД цикла с изохорно-изобарным подводом теплоты выражается зависимостью:

$$\text{а) } 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}};$$

$$\text{б) } 1 - \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1} \cdot [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]};$$

$$\text{в) } 1 - \frac{1}{\sigma^{\frac{k-1}{k}}}.$$

60. Эффективный КПД теплового двигателя есть произведение его термического КПД на следующие КПД:

- а) индикаторный;
- б) механический;
- в) произведение относительного индикаторного на механический.

61. Целью наддува дизельного двигателя является увеличение:

- а) расхода топлива;
- б) мощности;
- в) количества воздуха.

62. Газотурбинный наддув дизелей по сравнению с механическим наддувом позволяет повысить:

- а) мощность;
- б) эффективный КПД;
- в) индикаторный КПД.

63. Цикл ГТУ состоит из сочетания двух адиабат и двух:

- а) изотерм;
- б) изохор;
- в) изобар.

64. Повышение КПД паросиловых установок (до уровня ДВС) препятствует недостаточная жаропрочность материала:

- а) лопаток турбины;
- б) паропровода из котельного в машинное отделение;
- в) элементов парогенератора.

65. Комбинированные циклы позволяют повысить:

- а) выработку различных видов энергии;
- б) коэффициент топливоиспользования (энергетическую эффективность);
- в) КПД каждого участка преобразования энергии.

66. Физический смысл энтропии в том, что ее можно рассматривать в изолированной системе как меру:
- а) подвода теплоты;
 - б) отвода теплоты;
 - в) необратимости процесса.
67. Условием отсутствия необратимости реальных процессов является:
- а) бесконечно медленное протекание процессов;
 - б) протекание процессов с конечными скоростями;
 - в) мгновенное протекание.
68. Потеря эксергии (работоспособности) выражается площадью:
- а) $(S_2' - S_2)T_0$;
 - б) $(S_2' - S_1)T_0$;
 - в) $(S_2 - S_1)T_1$.
69. Следствием необратимости реальных процессов по сравнению с идеальными является:
- а) увеличение времени процесса;
 - б) потеря возможной работы;
 - в) уменьшение времени процесса.
70. В химических реакциях I-е начало термодинамики проявляется как закон о тепловых эффектах; так в экзотермических процессах с выделением теплоты энтальпия:
- а) не изменяется;
 - б) возрастает;
 - в) уменьшается.
71. Химическая реакция термодинамически вероятна, если соответствующий потенциал реакции:
- а) остается неизменным;
 - б) уменьшается;
 - в) увеличивается.
72. Теплопроводность — это перенос теплоты путем:
- а) соприкосновения частиц или их элементов;
 - б) перемещения элементарных объемов;
 - в) электромагнитных волн.
73. Теплопередачей называют сложный совместный перенос теплоты:
- а) от среды к стенке;

- б) от стенки к среде;
 - в) от одной среды к другой через разделяющую их стенку.
74. Тепловую изоляцию плоских ограждений (стенок) можно увеличить за счет нанесения:
- а) материала с большей теплопроводностью;
 - б) материала с меньшей теплопроводностью;
 - в) увеличения скорости омывания конвективным потоком;
 - г) установки теплового экрана.
75. Термодинамическое сопротивление теплопроводности цилиндрических стенок определяется:
- а) материалом стенок;
 - б) кривизной поверхности стенок;
 - в) обоими факторами — теплопроводностью материала и кривизной поверхности стенок.
76. Коэффициент теплопередачи через ограждение определяется:
- а) теплоотдачей сред, омывающих стенку;
 - б) теплопроводностью материала стенок и изоляции;
 - в) совместным влиянием термических сопротивлений, теплопередачи сред и теплопроводности стенок.
77. Критическим диаметром изоляции называют диаметр, при котором:
- а) минимальна величина теплового потока;
 - б) минимальна толщина изоляции;
 - в) минимально суммарное термическое сопротивление изоляции.
78. Критический диаметр изоляции при постоянном коэффициенте теплоотдачи от изоляции к омывающей среде зависит от:
- а) наружного диаметра изолируемой трубы;
 - б) материала изоляции;
 - в) от температуры изолируемой трубы.
79. Конвективным теплообменом называют совместный перенос теплоты с:
- а) теплопроводностью и излучением;
 - б) теплопроводностью и конвекцией;
 - в) конвекцией и излучением.
80. Конвекция — это перенос теплоты путем:
- а) соприкосновения частиц тел или их элементов;

- б) перемещения элементарных объемов;
 - в) электромагнитных волн.
81. Конвективный теплообмен описывается уравнением:
- а) *Фурье* $q = -\lambda \operatorname{grad} t$;
 - б) *Ньютона* $q = \alpha \cdot \Delta t$;
 - в) *Стефана – Больцмана* $q = c \left(\frac{T}{100} \right)^4$.
82. При теплообмене в котле-испарителе температуры пара и жидкости соотносятся следующим образом:
- а) температура пара выше температуры кипящей жидкости;
 - б) температуры одинаковы;
 - в) температура пара ниже температуры кипящей жидкости.
83. При теплообмене в конденсаторе температуры пара и жидкости-конденсата соотносятся следующим образом:
- а) температура пара выше температуры жидкости;
 - б) температуры одинаковы;
 - в) температуры пара ниже температуры жидкости.
84. Целью теории теплового подобия является отыскание конкретных значений:
- а) коэффициента теплопроводности;
 - б) потери давления (сопротивления);
 - в) коэффициента теплоотдачи.
85. Подобными можно считать явления, у которых одинаковы:
- а) описывающие их дифференциальные уравнения;
 - б) геометрические условия протекания;
 - в) механизм, природа.
86. Критерии подобия характеризуют:
- а) размеры явления, их границы;
 - б) меру отношения одних свойств к другим;
 - в) физические свойства среды.
87. Критерий Рейнольдса $Re = \frac{\omega l}{\nu}$ является определяющим критерием:
- а) свободной конвекции в неограниченном объеме;
 - б) свободной конвекции в ограниченном объеме;
 - в) вынужденной конвекции.

88. Критерий Эйлера $Eu = \frac{P}{\rho \omega^2}$ есть критерий:

- а) конвективного теплообмена;
- б) теплового подобия;
- в) гидродинамического подобия.

89. Критерий Грасгофа $Gr = \frac{gl^3}{\nu^2} \beta \Delta t$ является определяющим критерием:

- а) вынужденной конвекции при развитом турбулентном режиме;
- б) свободной конвекции;
- в) фазовых переходов.

90. Определяемым критерием теплового подобия является критерий:

- а) *Рейнольдса* $Re = \frac{\omega l}{\nu}$;
- б) *Грасгофа* $Gr = \beta \frac{gl^3}{\nu^2} \Delta t$;
- в) *Нуссельта* $Nu = \frac{\alpha l}{\chi}$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ ПОДГОТОВКИ К ЭКЗАМЕНУ

Часть 1. Термодинамика

1. Предмет, метод исследования и область применения термодинамики.
2. Термодинамическая система. Параметры и уравнения состояния. Потенциалы и координаты. Рабочая и тепловая диаграммы.
3. Первое начало термодинамики для закрытой системы.
4. Первое начало термодинамики для открытой системы.
5. Термодинамические процессы с идеальным газом: изохронный и изобарный процессы.
6. Термодинамические процессы с идеальным газом: изотермический и адиабатический процессы.
7. Политропные процессы. Исследование процессов первой и второй группы.
8. Политропные процессы третьей группы. Применение уравнения политропы к исследованию действительных процессов.
9. Термодинамические свойства жидкости и пара. Фазовая диаграмма. Таблицы и диаграммы воды и водяного пара.
10. Процессы с водяным паром: изохронный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы, процесс дросселирования.
11. Идеальная газовая турбина и идеальный компрессор. Реальные компрессоры, их КЦЦ.
12. Многоступенчатые компрессоры.
13. Процессы и принципиальная схема газотурбинного двигателя.
14. Особенности преобразования энергии в потоке упругой жидкости. Параметры торможения.
15. Сопловое и диффузорное течение. Закон обращения воздействий на поток. Форма каналов сопел и диффузоров.
16. Истечение газа через суживающиеся сопла и через сопло Лаваля. Скачки уплотнения.

17. Круговые процессы (циклы), прямые и обратные. Циклы теплосиловых установок, холодильных машин и тепловых насосов. Показатели их эффективности.
18. Второе начало термодинамики. Сущность и классические формулировки.
19. Цикл Карно, теорема Карно. Обобщенные и эквивалентные циклы Карно.
20. Реальные ДВС, их индикаторные диаграммы и идеальные циклы. Коэффициенты полезного действия.
21. Идеальные циклы Отто, Тринклера, Стирлинга, вывод формул термического КОД циклов.
22. Сравнительный анализ циклов ДВС при постоянной степени сжатия.
23. Циклы газотурбинных двигателей с подводом теплоты при постоянном давлении и при постоянном объеме. Цикл ГТД с регенерацией.
24. Сравнительный анализ циклов ДВС и ГТД в заданном интервале температур.
25. Идеальный цикл парозенергетической установки — цикл Ренкина.
26. Направления повышения КПД цикла Ренкина. Теплофикационный цикл.
27. Термодинамическая и механическая необратимость. Второе начало термодинамики для необратимых процессов. Закон возрастания энтропии.
28. Необратимость и производство работы, на примере сравнения обратимого и необратимого циклов Карно. Формула Гюи – Стодола.
29. Эксергия. Эксергетический КПД. Энтропийный и эксергетический методы анализа установок.
30. Анализ необратимых циклов с помощью системы коэффициентов полезного действия.
31. Приложение первого и второго начал термодинамики к различным физико-химическим системам.
32. Термодинамическая вероятность химической реакции. Химическое сродство.
33. Термодинамика растворов.
34. Основы энергосбережения: цели и направления государственного обеспечения повышения эффективности использования энергии.

35. Основы энергосбережения: первичные и вторичные энергетические ресурсы (ВЭР). Оценочные показатели энергетической эффективности.
36. Тепловой и эксергетический балансы объектов-потребителей энергии.
37. Потенциал энергосбережения: технический экономический, экологический. Схемы и направления пути повышения эффективности использования энергии.
38. Приоритетный ряд мер воздействия по осуществлению политики энергосбережения.

Часть 2. Теория теплообмена

1. Температурное поле. Температурный градиент. Линии теплового тока. Закон Фурье. Теплопроводность и ее численные значения для различных веществ.
2. Дифференциальное уравнение теплопроводности, его вывод. Краевые условия. Граничные условия трех родов.
3. Передача тепла теплопроводностью через однослойную (многослойную) плоскую стенку при граничных условиях первого рода.
4. Передача тепла теплопроводностью через однослойную (многослойную) цилиндрическую стенку при граничных условиях первого рода. Упрощенный метод расчета.
5. Передача тепла теплопроводностью через плоскую стенку при граничных условиях третьего рода. Коэффициент теплопередачи.
6. Передача тепла теплопроводностью через цилиндрическую стенку при граничных условиях третьего рода.
7. Передача тепла через ребристые поверхности. Типы оребрения. Коэффициент оребрения.
8. Термическое сопротивление. Интерсификация процессов теплопередачи. Тепловая изоляция. Критический диаметр изоляции.
9. Конвективный теплообмен. Характер движения жидкости у поверхности. Закон охлаждения Ньютона. Коэффициент теплоотдачи.
10. Уравнение теплоотдачи и его вывод.
11. Уравнение энергии и его вывод на основе дифференциального уравнения теплопроводности.
12. Уравнения движения вязкой жидкости. Его вывод и анализ.

13. Уравнение сплошности, его назначение и вывод.
14. Система дифференциальных уравнений и условия однозначности для конвективного теплообмена. Методы нахождения коэффициента теплоотдачи.
15. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи. Осреднение температуры потока. Определяющая температура. Обобщение опытных данных. Определяющий линейный размер. Движение жидкости в трубах. Тепловая стабилизация потока.
16. Теория подобия. Понятие о константе подобия, индикаторе и критериях подобия. Критерий Нуссельта и его вывод.
17. Три теоремы подобия. Их формулировки и практическое значение.
18. Гидромеханическое пособие. Критерии пособия, вывод их из уравнения движения вязкой жидкости.
19. Тепловое подобие. Вывод критериев теплового подобия из соответствующих уравнений теплообмена.
20. Общий вид критериальных уравнений конвективного теплообмена в свободном и вынужденном потоке.
21. Передача теплоты в вынужденном продольном потоке. Основные критериальные уравнения для ламинарного течения при вязкостно-гравитационном и вязкостном режимах.
22. Передача теплоты в вынужденном продольном потоке при переходном и турбулентном режимах. Критериальные уравнения для этих режимов.
23. Передача теплоты в вынужденном поперечном потоке. График изменения коэффициента теплоотдачи по периметру одиночного цилиндра. Критериальные уравнения для одной трубы и пучков труб.
24. Теплоотдача в свободном потоке жидкости, в пространстве неограниченного объема.
25. Теплоотдача в свободном потоке в ограниченном пространстве. Характер потока. Метод расчета теплообмена.
26. Теплообмен при кипении жидкости в большом объеме. Пузырьковое и пленочное кипение. Расчетные формулы.
27. Теплоотдача при кипении жидкости внутри труб. Кризисы кипения.

28. Тепловое излучение. Абсолютно черные, белые и прозрачные тела. Лучистый поток, излучательность тела.
29. Основные законы излучения: Планка, Стефана – Больцмана, Вина. График излучательности для абсолютно черного тела.
30. Специфические особенности серого излучения. Закон излучения для черных тел. Степени черноты.
31. Закон Кирхгофа. Анализ законов излучения и поглощения на основе закона Кирхгофа.
32. Закон косинусов. Нормальное и полусферическое излучение.
33. Закон поглощения лучистой энергии. Особенности излучения твердых тел и газов.
34. Излучение газов. Особенности излучения газов. Методы расчета теплообмена. Парниковый эффект: причины возникновения, опасности проявления, пути противодействия.
35. Передача тепла излучением между двумя параллельными пластинами.
36. Защита от теплового излучения — тепловые экраны.
37. Типы теплообменных аппаратов. Схемы потоков жидкости в теплообменных аппаратах. Их характеристики. Тепловой баланс теплообменного аппарата.
38. Основные положения по конструированию теплообменных аппаратов.
39. Средний логарифмический температурный напор. Вывод формулы. Определение среднего логарифмического температурного напора при перекрестном токе.

Список литературы

1. Арнольд Л. В. Техническая термодинамика и теплопередача / Л. В. Арнольд, Г. А. Михайловский, В. М. Селиверстов. — М.: Высш. шк., 1979. — 446 с.
2. Безюков О. К. Теплотехника. Сборник задач: учеб. пособие / О. К. Безруков, В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин [и др.]; под ред. В. Л. Ерофеева. — СПб.: Изд-во СПГУВК, 2010. — 360 с.
3. Ерофеев В. Л. Теплотехника: учебник: в 2 т. / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, П. Д. Семенов; под ред. В. Л. Ерофеева, А. С. Пряхина. — М.: Юрайт, 2016. — Т. 1. Термодинамика и теория теплообмена. — 308 с.
4. Ерофеев В. Л. Теплотехника: учебник: в 2 т. / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, П. Д. Семенов; под ред. В. Л. Ерофеева, А. С. Пряхина. — М.: Юрайт, 2016. — М.: Издательство Юрайт, 2016. — Т. 2. Термодинамика и теория теплообмена. — 199 с.
5. Ерофеев В. Л. Теплофизические основы судовой энергетики: учеб. пособие / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин. — СПб.: Изд-во СПГУВК, 2003.
6. Ерофеев В. Л. Теплотехника: учебник / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин. — М.: Академкнига, 2008. — 488 с.
7. Зубарев В. М. Практикум по технической термодинамике / В. М. Зубарев [и др.]. — М.: Энергоиздат, 1986. — 304 с.
8. Козев А. Д. Судовые газотурбинные двигатели: конспект лекций / А. Д. Козев. — Л.: Изд-во ЛИВТ, 1976. — 60 с.
9. Курзон А. Г. Судовые турбинные установки / А. Г. Курзон, Л. А. Маслов. — Л.: Судостроение, 1991. — 192 с.
10. Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением отсжатия / Д. А. Портнов. — М.: Машгиз, 1963. — 630 с.
11. Пряхин А. С. Конструкции и тепловой расчет теплообменных аппаратов: учебное пособие / А. С. Пряхин, П. Д. Семенов. — СПб.: Изд-во СПГУВК, 2011. — 178 с.
12. Пряхин А. С. Теплотехника. Практикум / А. С. Пряхин, В. Л. Ерофеев, О. К. Безюков [и др.]. — М.: Юрайт, 2017. — 395 с.
13. Селиверстов В. М. Судовая теплоэнергетика / В. М. Селиверстов. — М.: Транспорт, 1983. — 312 с.
14. Селиверстов В. М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках / В. М. Селиверстов. — Л.: Судостроение, 1973. — 256 с.
15. Термодинамика судовых энергетических установок: сб. задач / под ред. В. М. Селиверстова. — Л.: Транспорт, 1974. — 169 с.

Приложение 1

Варианты заданий для самостоятельной работы

Таблица 1

Варианты заданий по технической термодинамике

Вариант	1	2	3	4	5			6	7				8	9	10	11
					газ	t ₁ , °C	t ₂ , °C		газ	n ₁	n ₂	n ₃				
1	1–22	2–17	4–12	5–17	воздух	400	200	6–64	CO ₂	0,40 p	1,05 c	1,45 p	9–5	9–30	10–1	11–22
2	1–23	2–16	4–13	5–18	CO ₂	400	500	6–62	CO ₂	0,425 c	1,075 p	1,50 c	9–6	9–29	10–2	11–23
3	1–24	2–15	4–14	5–19	CO ₂	400	600	6–61	CO ₂	0,45 c	1,10 p	1,55 p	9–12a	9–28	10–3	11–24
4	1–25	2–14	4–15	5–20	CO ₂	400	700	6–54	CO ₂	0,475 c	1,125 c	1,60 c	9–1a	9–27	10–4	11–25
5	1–26	2–13	4–16	5–21	H ₂	400	800	6–55	H ₂ O	0,50 c	1,150 p	1,65 c	9–2a	9–26	10–5	11–26
6	1–27	2–12	4–17	5–22	воздух	400	900	6–53	аргон	0,525 c	1,175 p	2,25 p	9–3a	9–25	10–6	11–27
7	1–28	2–11	4–18	5–23	вод. пар	400	1000	6–52	аргон	1,550 p	1,20 c	2,15 c	9–4a	9–24	10–7	11–28
8	1–29	2–10	4–19	5–24	CO ₂	400	1100	6–51	аргон	0,575 p	1,225 c	2,20 c	9–7a	9–23	10–8	11–25
9	1–30	2–9	4–20	5–25	CO ₂	400	100	6–50	воздух	0,600 c	1,250 p	1,85 p	9–8a	9–22	10–9	11–15
10	1–1	2–8	4–21	5–26	CO ₂	400	200	6–49	H ₂ O	0,625 c	1,275 p	1,90 p	9–10a	9–21a	10–14	11–1
11	1–2	2–7	4–22	5–27	H ₂	400	300	6–48	H ₂	0,650 p	1,30 c	1,95 c	9–11a	9–20	10–15	11–2
12	1–3	2–6	4–23	5–28	воздух	400	500	6–47	H ₂	0,675 p	1,175 c	2,00 p	9–5	9–19	10–16	11–3
13	1–4	2–5	4–24	5–29	вод. пар	400	600	6–46	H ₂	0,70 c	1,150 p	2,05 c	9–6	9–18a	10–17	11–4
14	1–5	2–4	4–25	5–30	CO ₂	400	700	6–45	H ₂ O	0,725 p	1,30 c	2,10 c	9–12b	9–17	10–18	11–5
15	1–6	2–3	4–26	5–1	воздух	400	100	6–44	гелий	0,750 c	1,275 p	2,00 p	9–16	9–16	10–20	11–6
16	1–7	2–32	4–27	5–2	вод. пар	400	200	6–43	гелий	0,775 p	1,250 p	1,95 c	9–26	9–15	10–21	11–7
17	1–8	2–31	4–28	5–3	CO ₂	400	300	6–42	O ₂	0,80 p	1,225 c	1,90 p	9–36	9–14	10–28	11–8
18	1–9	2–30	4–29	5–4	CO ₂	400	500	6–41	O ₂	0,825 c	1,20 p	1,85 p	9–46	9–13a	10–29	11–9

Окончание табл. 1

Вариант	1	2	3	4	5			6	7			8	9	10	11
					газ	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$		газ	n_1	n_2				
19	1–10	2–29	4–30	5–5	CO ₂	400	600	6–70	CO	0,850 c	1,175 p	1,80 c	9–76	9–30	10–30
20	1–11	2–28	4–31	5–6	H ₂	400	700	6–69	CO	0,875 p	1,150 c	1,75 c	9–86	9–29	10–31
21	1–12	2–27	4–2	5–7	воздух	400	800	6–74	воздух	0,90 c	1,125 p	1,70 p	9–106	9–28	10–40
22	1–13	2–26	4–3	5–8	вод. пар	400	100	6–73	воздух	0,925 c	1,10 p	1,65 p	9–116	9–27	10–35
23	1–14	2–25	4–4	5–9	CO ₂	400	500	6–72	CO ₂	0,950 p	1,075 c	1,60 c	9–12в	9–26	10–37
24	1–15	2–24	4–5	5–10	H ₂	400	200	6–71	H ₂	0,645 p	1,350 c	1,55 p	9–18в	9–25	10–41
25	1–16	2–23	4–6	5–11	воздух	400	300	6–70	воздух	0,475 c	1,325 p	1,45 c	9–2в	9–24	10–42
26	1–17	2–22	4–7	5–12	воздух	100	300	6–69	CO	0,575 c	1,250 c	1,86 p	9–3в	9–23	10–50
27	1–18	2–21	4–8	5–13	O ₂	300	800	6–68	CO ₂	0,605 c	1,200 p	1,80 c	9–4в	9–22	10–51
28	1–19	2–20	4–9	5–14	O ₂	200	200	6–67	аргон	0,595 p	1,150 c	1,75 p	9–7в	9–21б	10–60
29	1–20	2–19	4–10	5–15	N ₂	200	700	6–66	O ₂	0,715 p	1,300 p	2,05 c	9–8в	9–20	10–58
30	1–21	2–18	4–11	5–16	CO ₂	600	300	6–65	гелий	0,825 c	1,350 c	1,95 p	9–10в	9–19	10–62

Таблица 2

Варианты заданий по теории теплообмена

Вариант	1	2	3	4
1	12 – 47	14 – 1	15 – 30	15 – 31
2	12 – 46	14 – 2	15 – 29	15 – 32
3	12 – 14	14 – 3	15 – 28	15 – 33
4	12 – 44	14 – 4	15 – 27	15 – 34
5	12 – 43	14 – 5	15 – 26	15 – 35
6	12 – 15	14 – 6	15 – 25	15 – 36
7	12 – 41	14 – 7	15 – 24	15 – 37
8	12 – 40	14 – 8	15 – 23	15 – 38
9	12 – 16	14 – 9	15 – 22	15 – 39
10	12 – 38	14 – 10	15 – 21	15 – 40
11	12 – 37	14 – 11	15 – 20	15 – 41
12	12 – 36	14 – 12	15 – 19	15 – 42
13	12 – 35	14 – 13	15 – 18	15 – 43
14	12 – 9	14 – 14	15 – 17	15 – 44
15	12 – 33	14 – 15	15 – 16	15 – 45
16	12 – 32	14 – 16	15 – 15	15 – 46
17	12 – 31	14 – 17	15 – 14	15 – 47
18	12 – 3	14 – 18	15 – 13	15 – 48
19	12 – 12	14 – 19	15 – 12	15 – 49
20	12 – 28	14 – 20	15 – 11	15 – 50
21	12 – 27	14 – 21	15 – 10	15 – 31
22	12 – 26	14 – 22	15 – 9	15 – 32
23	12 – 25	14 – 23	15 – 8	15 – 33
24	12 – 10	14 – 24	15 – 7	15 – 34
25	12 – 23	14 – 25	15 – 6	15 – 35
26	12 – 6	14 – 26	15 – 5	15 – 36
27	12 – 21	14 – 27	15 – 4	15 – 37
28	12 – 20	14 – 6	15 – 3	15 – 38
29	12 – 5	14 – 12	15 – 2	15 – 39
30	12 – 18	14 – 20	15 – 1	15 – 40

Приложение 2

Варианты заданий на курсовую работу

№№ варианта	Тип энергетической установки	Мощность, кВт	Способ утилизации теплоты
1	ДВС	770×2 ⁴	ТУК ⁵
2	ДВС	740	ГТН ⁶
3	ГТУ	2500	ТУК
4	ГТУ	1000	РЕГ ⁷
5	ДВС	1200×2	ТУК
6	ДВС	900	ГТН
7	ДВС	1100×2	ТУК
6	ГТУ	1200	РЕГ
9	ГТУ	3000	ТУК
10	ДВС	1600×2	ТУК
11	ДВС	300	ГТН
12	ДВС	1700×2	ТУК
13	ГТУ	1300	РЕГ
14	ГТУ	2000	ТУК
15	ДВС	400	ГТН
16	ДВС	800×2	ТУК

⁴ «700 × 2» — в состав энергетической установки входят два двигателя мощностью 770 кВт каждый.

⁵ ТУК — теплоутилизационный контур.

⁶ ГТН — двигатель с газотурбинным наддувом.

⁷ РЕГ — регенерация теплоты уходящих газов в газотурбинной установке.

Окончание табл.

№№ варианта	Тип энергетической установки	Мощность, кВт	Способ утилизации теплоты
17	ДВС	510	ГТН
18	ГТУ	1800	ТУК
19	ГТУ	1400	РЕГ
20	ДВС	970×2	ТУК
21	ДВС	333	ГТН
22	ГТУ	1500	РЕГ
23	ГТУ	2200	ТУК
24	ДВС	380	ГТН
25	ДВС	1500×2	ТУК
26	ДВС	1000×2	ТУК
27	ГТУ	1600	РЕГ
28	ГТУ	3500	ТУК
29	ГТУ	4000	ТУК
30	ДВС	850×2	ТУК

Приложение 3

Пример оформления листа задания
ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ
ПО ДИСЦИПЛИНЕ
«ТЕПЛОТЕХНИКА»

Студент _____ группа _____

Тип энергетической установки _____

Раздел 1

Определить параметры, в характерных точках идеального и действительного циклов энергетической установки; подсчитать теоретическую и индикаторную мощности, коэффициенты полезного действия; составить тепловой и эксергетический балансы установки; указать направления повышения эффективности топливоиспользования.

Раздел 2

Выполнить исследования специальных вопросов _____

Задание выдал преподаватель

« ____ » _____ 201 ____ г.

Приложение 4

Образец оформления титульного листа



Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА
имени адмирала С. О. МАКАРОВА**

ИНСТИТУТ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА
*Кафедра теории и конструкции
судовых двигателей внутреннего сгорания*

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине «Теплотехника»

Выполнил

Проверил

студент Ф.И.О., группа

преподаватель Ф.И.О.

Санкт-Петербург
Издательство ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова
201_ г.

Оглавление

Введение	3
1. Варианты заданий для самостоятельной работы.....	4
1.1. Решение задач	4
1.2. Расчет курсовой работы	5
2. Исследование термодинамических циклов	
энергетических установок	7
2.1. Идеальный цикл ДВС	7
2.2. Расчетная и индикаторная диаграммы ДВС	9
2.3. Тепловой баланс ДВС.....	12
2.4. Эксергетический баланс ДВС	14
2.5. Идеальный цикл ГТУ	16
2.6. Реальный (действительный) цикл ГТУ	18
2.7. Тепловой и эксергетический балансы ГТУ	21
3. Специальные вопросы исследования	
термодинамических циклов ДВС и ГТУ	22
3.1. Наддув двигателей внутреннего сгорания	22
3.2. Исследования термодинамической эффективности циклов ГТУ	25
3.2.1. Влияние степени повышения давления в компрессоре	25
3.2.2. Циклы ГТУ с регенерацией теплоты	27
3.2.3. Циклы ГТУ с отводом теплоты в процессе сжатия	28
3.2.4. Цикл ГТУ с подводом теплоты в процессе расширения.....	29
3.3. Теплоутилизационные контуры для ДВС или ГТУ	30
Содержание тестовых материалов.....	34
Контрольные вопросы	
для самостоятельной подготовки к экзамену	47
Список литературы	52
Приложение 1	53
Приложение 2	56
Приложение 3	58
Приложение 4	59