

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

С. И. Синица, В. Ф. Клинцева

**ТЕПЛОТЕХНИКА.
ПРАКТИКУМ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию в качестве
учебно-методического пособия для студентов
учреждений высшего образования по специальностям
6-05-0812-01 «Техническое обеспечение производства
сельскохозяйственной продукции»; 6-05-0812-02 «Техническое
обеспечение хранения и переработки сельскохозяйственной
продукции»; 6-05-0812-03 «Технический сервис в агропромышленном
комплексе»; 6-05-0812-04 «Энергетическое обеспечение сельского
хозяйства»; 6-05-1021-01 «Охрана труда на производстве»*

Минск
БГАТУ
2025

УДК 621.1(07)
ББК 31.3я7
С38

Рецензенты:
кафедра энергоэффективных технологий
УО «Международный государственный
экологический институт имени А. Д. Сахарова»
Белорусского государственного университета
(кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой *В. А. Пашинский*);
начальник группы сектора ОЭТП
ОАО «Институт Белгоспроект» *М. В. Цыбульская*

Синица, С. И.
С38 Теплотехника. Практикум : учебно-методическое пособие /
С. И. Синица, В. Ф. Клинцева. – Минск : БГАТУ, 2025. – 84 с.
ISBN 978-985-25-0297-9.

Содержит основные теоретические положения и методические указания по выполнению практических работ.

Для студентов специальностей 6-05-0812-01 «Техническое обеспечение производства сельскохозяйственной продукции»; 6-05-0812-02 «Техническое обеспечение хранения и переработки сельскохозяйственной продукции»; 6-05-0812-03 «Технический сервис в агропромышленном комплексе»; 6-05-0812-04 «Энергетическое обеспечение сельского хозяйства»; 6-05-1021-01 «Охрана труда на производстве».

УДК 621.1(07)
ББК 31.3я7

ISBN 978-985-25-0297-9

© БГАТУ, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
СПИСОК ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	5
Практическая работа № 1 ИДЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ И ГАЗОВЫЕ СМЕСИ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОВОЙ ПОСТОЯННОЙ И МОЛЯРНОЙ МАССЫ СМЕСИ. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ.....	7
Практическая работа № 2 РАСЧЕТ ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.....	16
Практическая работа № 3 РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА. РАСЧЕТ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ПРИВОДА КОМПРЕССОРА	36
Практическая работа № 4 РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ	48
Практическая работа № 5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЯ.....	56
Практическая работа № 6 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ	68
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	73
ПРИЛОЖЕНИЯ	74

ВВЕДЕНИЕ

Учебно-методическое пособие «Теплотехника. Практикум» содержит краткие теоретические сведения, задачи и типовые расчеты по дисциплине «Теплотехника». Приложения к методическим указаниям включают справочный материал, достаточный для решения предлагаемых задач. Многовариантные задачи могут быть использованы для самостоятельной работы студентов.

Разделы методических указаний соответствуют основным разделам дисциплины и темам практических занятий, приведенным в учебных программах дисциплины. Задачи распределены по разделам в порядке возрастания сложности. Их количество и содержание определены на основе опыта преподавания на кафедре энергетики учреждения образования «Белорусский государственный аграрный технический университет».

Отдельные задачи имеют свои прототипы в ранее опубликованных задачниках, указанных в списке рекомендуемой литературы.

При решении задач необходимо:

- записать условие задачи и исходные данные;
- сопровождать решение задач кратким пояснительным текстом с обоснованием выбора расчетных уравнений;
- для используемых формул дать расшифровку буквенных обозначений в той последовательности, в которой они приведены в уравнении;
- вычисления произвести в единицах СИ, после числового значения результата расчета обязательно проставить обозначение единицы величины;
- при записи результатов расчета использовать правила округления чисел.

При выполнении задач вариант исходных данных выбирают в зависимости от последней и предпоследней цифр шифра (номера зачетной книжки) или номера варианта.

Описки и неточности в тексте и расчетах допускается аккуратно исправлять корректором.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

a – температуропроводность, $\text{м}^2/\text{с}$;
 c – удельная теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
 c' – объемная теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{м}^3\cdot\text{К})$;
 C_μ – молярная теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{моль}\cdot\text{К})$;
 d – диаметр, м ;
 F – площадь поверхности теплообмена, м^2 ;
 g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;
 g_i – массовая доля компонента в смеси;
 G_t – массовый расход, $\text{кг}/\text{с}$;
 h – удельная энтальпия, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 k – показатель адиабаты;
 k – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;
 l – удельная работа, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 l_o – определяющий размер, м ;
 L – работа системы (газа), кДж ;
 m – масса, кг ;
 n – показатель политропы;
 N – мощность, Вт ;
 P – давление, Па ;
 q – удельная теплота, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 Q – количество теплоты, кДж ;
 r_i – объемная доля компонента в смеси;
 R – удельная газовая постоянная, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
 s – удельная энтропия, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
 t – температура, $^\circ\text{C}$;
 $\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор, $^\circ\text{C}$;
 ΔT – температурный напор, К ;
 T – термодинамическая температура, К ;
 u – удельная внутренняя энергия, $\text{кДж}/\text{кг}$;
 U – внутренняя энергия, кДж ;
 v – удельный объем, $\text{м}^3/\text{кг}$;
 V – объем, м^3 ;
 x – степень сухости;
 α – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;
 β – температурный коэффициент объемного расширения, К^{-1} ;
 δ – толщина, м ;

η – коэффициент полезного действия;
 λ – теплопроводность, Вт/(м·К);
 μ – молярная масса, кг/моль;
 ρ – плотность, кг/м³;
 τ – время, с;
 ν – кинематическая вязкость, м²/с;
 Φ – тепловой поток (тепловая мощность), Вт;
 ω – скорость, м/с.

Индексы:

верхние:

' – жидкость при температуре насыщения;

" – сухой насыщенный пар;

нижние:

_p – изобарный процесс;

_v – изохорный процесс;

_ж – среда (жидкость или воздух);

_c – поверхность твердого тела;

_{см} – газовая смесь;

₁ – начальное состояние вещества;

₂ – конечное состояние вещества.

Практическая работа № 1

ИДЕАЛЬНЫЕ ГАЗЫ И ГАЗОВЫЕ СМЕСИ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОВОЙ ПОСТОЯННОЙ И МОЛЯРНОЙ МАССЫ СМЕСИ. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ СМЕСИ ИДЕАЛЬНЫХ ГАЗОВ

Цель работы: научиться применять уравнения идеальных газов при определении газовой постоянной, параметров смеси идеальных газов и молярной массы смеси.

Основные сведения

Уравнения состояния идеальных газов:

– для 1 кг газа:

$$pV = RT; \quad (1.1)$$

– для m кг газа:

$$pV = mRT; \quad (1.2)$$

– для 1 моль газа:

$$pV_{\mu} = R_{\mu}T, \quad (1.3)$$

где V_{μ} – молярный объем, м³/моль;

R_{μ} – универсальная (молярная) газовая постоянная, Дж/(моль·К).

Универсальная газовая постоянная $R_{\mu} = 8,314$ Дж/(моль·К).

Удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К):

$$R = \frac{R_{\mu}}{M}, \quad (1.4)$$

где μ – молярная масса, кг/моль:

$$\mu = 10^{-3} \cdot \mu_r, \quad (1.4a)$$

где μ_r – относительная молекулярная масса вещества.

Термодинамическая температура, К:

$$T = t + 273,15, \quad (1.5)$$

где t – температура в градусах Цельсия, °С.

Принято приводить объем газа к так называемым нормальным условиям, при которых давление газа $P_0 = 101,3$ кПа, а температура $t_0 = 0$ °С.

Смеси идеальных газов подчиняются законам идеальных газов. Газ (компонент) в составе смеси сохраняет свои свойства и ведет себя так, как если бы он один занимал весь объем смеси. Каждый компонент находится под своим парциальным давлением.

Давление газовой смеси

$$P_{\text{см}} = \sum_1^n P_i, \quad (1.6)$$

где P_i – парциальное давление компонента.

Состав газовой смеси может быть задан массовыми и объемными (молярными) долями.

Если массовая доля представляет собой отношение массы компонента к массе газовой смеси, то объемная доля – отношение парциального объема компонента к объему газовой смеси. Парциальный объем компонента приведен к температуре и давлению газовой смеси.

Для газовой смеси

$$m_{\text{см}} = \sum_1^n m_i, \quad (1.7)$$

где m_i – масса компонента;

$$V_{\text{см}} = \sum_1^n V_i, \quad (1.7a)$$

где V_i – парциальный (приведенный) объем компонента, м³.

Плотность газовой смеси

$$\rho_{\text{см}} = \sum_1^n r_i \rho_i, \quad (1.8)$$

где r_i – объемная доля компонента;

ρ_i – плотность данного компонента, кг/м³;

$$\rho_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_1^n \frac{g_i}{\rho_i}}, \quad (1.8a)$$

где g_i – массовая доля компонента.

Кажущаяся молярная масса смеси идеальных газов

$$\mu_{\text{см}} = \sum_1^n (r_i \mu_i), \quad (1.9)$$

где μ_i – молярная масса компонента;

$$\mu_{\text{см}} = \frac{1}{\sum_1^n \frac{g_i}{\mu_i}}. \quad (1.9a)$$

Удельную газовую постоянную рассчитывают по формуле (1.4) с использованием кажущейся молярной массы.

Соотношение между массовыми и объемными долями

$$g_i = \frac{\mu_i}{\mu_{\text{см}}} r_i. \quad (1.10)$$

Парциальное давление компонента

$$P_i = r_i P_{\text{см}}. \quad (1.11)$$

Молекулярные массы и удельные газовые постоянные некоторых газов приведены в прилож. Б.

Теплоемкость определяет количество теплоты, которое необходимо подвести к телу (системе), чтобы повысить температуру на 1°C (на 1 K).

Теплоемкость относят к единице массы, к единице объема и к единице количества вещества. Соответственно различают удельную, объемную и молярную теплоемкости (обозначения c , c' и C_μ). Между указанными теплоемкостями существует функциональная связь:

$$c = \frac{c'}{\rho} = \frac{C_\mu}{\mu}. \quad (1.12)$$

Объемную теплоемкость газа принято относить к объему при нормальных условиях, поэтому при ее расчете используют плотность газа при нормальных условиях.

Теплоемкость газа зависит от характера процесса подвода (отвода) теплоты, от природы газа, его температуры и давления.

Особое значение в тепловых расчетах имеют теплоемкости газа в процессах при постоянном давлении и постоянном объеме – изобарная и изохорная теплоемкости соответственно. Их связывает между собой уравнение Майера:

– для 1 кг газа:

$$c_p - c_v = R, \quad (1.13)$$

где c_p , c_v – изобарная и изохорная удельные теплоемкости;

– для 1 -го моля газа:

$$c_{\mu p} - c_{\mu v} = R_\mu, \quad (1.13a)$$

где $c_{\mu p}$, $c_{\mu v}$ – изобарная и изохорная молярные теплоемкости.

Отношение этих теплоемкостей называют показателем адиабаты:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_{\mu p}}{c_{\mu v}}. \quad (1.14)$$

Для приближенных расчетов при невысоких температурах можно принимать постоянные значения молярных теплоемкостей и показателей адиабаты (прилож. В). В этом случае считают теплоемкость газа постоянной.

С учетом зависимости теплоемкости от температуры различают истинные и средние теплоемкости. Истинную теплоемкость определяют при малом (бесконечно малом) изменении температуры, а среднюю – при конечном (заданном) интервале температур.

Среднюю теплоемкость в интервале температур от t_1 до t_2 принято рассчитывать по формуле

$$C_{t_1}^{t_2} = \frac{C_2 t_2 - C_1 t_1}{t_2 - t_1}, \quad (1.15)$$

где C_1 , C_2 – средние теплоемкости в интервалах температур от 0 °C до t_1 °C и от 0 °C до t_2 °C.

Значение средних изобарных теплоемкостей некоторых газов приведены в прилож. Г.

Теплоемкости смеси газов:

– удельная:

$$C_{\text{см}} = \sum_i^n (g_i C_i), \quad (1.16)$$

где C_i – удельная теплоемкость компонента;

– объемная:

$$C'_{\text{см}} = \sum_i^n (r_i C'_i), \quad (1.16a)$$

где C'_i – объемная теплоемкость компонента;

– молярная:

$$C_{\text{мсм}} = \sum_i^n (r_i C_{\text{м}i}), \quad (1.16b)$$

где $C_{\text{м}i}$ – молярная теплоемкость компонента.

Задачи

Задача 1.1. Найти плотность углекислого газа при нормальных условиях.

Задача 1.2. Какой объем занимают 100 кг азота при температуре 70 °С и давлении 0,2 МПа?

Задача 1.3. Определить массу воздуха, находящегося в аудитории площадью 120 м² и высотой 3,5 м. Температура воздуха в аудитории равна 18 °С, а барометрическое давление составляет 100 кПа.

Задача 1.4. Определить число атомов в молекуле кислорода, если в объеме 10 л при температуре 30 °С и давлении 0,5 МПа находится 63,5 г кислорода.

Задача 1.5. В резервуаре вместимостью 8 м³ находится воздух давлением 10 МПа при температуре 27 °С. После израсходования части воздуха давление понизилось до 5 МПа, а температура – до 20 °С. Определить массу израсходованного воздуха.

Задача 1.6. Компрессор нагнетает воздух в количестве 4 м³/мин при температуре 17 °С и давлении 100 кПа в резервуар объемом 10 м³. За какое время давление в резервуаре увеличится от 0,1 до 0,9 МПа? При расчете принять, что температура воздуха в резервуаре равна 17 °С и не меняется.

Решение

Масса воздуха в резервуаре к началу работы компрессора по формуле (1.2)

$$m_1 = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 10}{287 \cdot 290,15} = 12 \text{ кг},$$

где $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – удельная газовая постоянная воздуха (прилож. А);

$T = 17 + 273,15 = 290,15 \text{ К}$ – по уравнению (1.5).

Масса воздуха в резервуаре при достижении конечного давления $P_2 = 0,9 \text{ МПа}$ по формуле (1.2)

$$m_2 = \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot 10}{287 \cdot 290,15} = 108,1 \text{ кг}.$$

Плотность воздуха при его начальных параметрах по зависимости (1.1)

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{P}{RT} = \frac{100 \cdot 10^3}{287 \cdot 290,15} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

По условию задачи объемная подача компрессора $Q_V = 4 \text{ м}^3/\text{мин}$, требуется определить его массовую подачу:

$$Q_m = \rho Q_V = 1,2 \cdot 4 = 4,8 \text{ кг/мин}.$$

Время работы компрессора при нагнетании воздуха в резервуар

$$\tau = \frac{m_2 - m_1}{Q_m} = \frac{108,1 - 12}{4,8} = 20 \text{ мин}.$$

Задача 1.7. Компрессор нагнетает газ в резервуар объемом 10 м^3 . При этом давление в резервуаре увеличивается с 0,2 до 0,7 МПа при постоянной температуре газа в 20°C . Определить время работы компрессора, если его подача $180 \text{ м}^3/\text{ч}$. Подача определена при нормальных условиях.

Задача 1.8. Компрессор нагнетает воздух в резервуар объемом 7 м^3 , при этом давление в резервуаре увеличивается от 0,1 до 0,6 МПа. Температура также растет от 15°C до 50°C . Определить время работы компрессора, если его подача составляет $30 \text{ м}^3/\text{ч}$, будучи отнесенной к нормальным условиям – 0,1 МПа и 0°C .

Задача 1.9. Для определения теплоты сгорания топлива используют калориметрическую бомбу объемом 0,4 л, заполняемую кислородом. В процессе заряда достигается давление кислорода в бомбе, равное 2,2 МПа. Кислород поступает из баллона объемом 6 л. На сколько зарядов хватит кислорода в баллоне, если его начальное давление 12 МПа? При расчете принять температуру кислорода как в баллоне, так и при зарядке бомбы равной 20°C .

Задача 1.10. Пуск стационарного двигателя осуществляется сжатым воздухом из баллона емкостью 40 л. На один запуск расходуется воздух объемом в $0,1 \text{ м}^3$, определенным при нормальных условиях. Определить число запусков двигателя, если давление в баллоне снижается от 2,5 до 1 МПа. Температуру воздуха принять равной 10°C .

Задача 1.11. Сварочной горелкой за 1 ч расходуется кислород объемом 1320 л при давлении 150 кПа и температуре 20°C . Найти время,

за которое давление кислорода в баллоне объемом 60 л уменьшится от 15 до 0,3 МПа. Температура кислорода в баллоне равна 30 °С.

Задача 1.12. Парциальное давление водяного пара в воздухе комнаты составляет 1,5 кПа. Определить массу водяного пара в составе воздуха, если объем комнаты – 90 м³. Температуру воздуха принять равной 20 °С.

Задача 1.13. Определить диаметр воздуховода для подачи воздуха температурой 17 °С и давлением 100 кПа. Скорость воздуха в воздуховоде – 10 м/с, его массовый расход – 10 000 кг/ч.

Задача 1.14. Атмосферный воздух имеет следующий состав: объемная доля кислорода – 0,21, объемная доля азота – 0,79. Определить массовый состав, газовую постоянную воздуха и парциальные давления кислорода и азота, если атмосферное давление равно 100 кПа.

Задача 1.15. Определить плотность газообразного топлива при нормальных условиях, если его объемный состав: CH₄ = 84,5 %; C₂H₆ = 3,8 %; C₃H₈ = 1,9 %; C₄H₁₀ = 1,2 %; N₂ = 7,8 %; O₂ = 0,8 %.

Задача 1.16. Найти плотность влажного воздуха при температуре 70 °С и давлении 100 кПа, если парциальное давление водяного пара – 20 кПа. Сравнить с плотностью сухого воздуха при тех же параметрах воздуха.

Задача 1.17. Объемный состав сухих дымовых газов: N₂ = 80,3 %, O₂ = 7,2 %, CO₂ = 12,3 %. Найти кажущуюся молярную массу и газовую постоянную.

Задача 1.18. В сосуде содержится смесь газов, состоящая из 10 кг кислорода и 15 кг азота при давлении 0,3 МПа и температуре 27 °С. Определить объем сосуда.

Задача 1.19. Определить удельную и объемную теплоемкости воздуха в процессах при постоянных давлении и объеме, считая теплоемкость постоянной. Плотность воздуха при нормальных условиях $\rho = 1,29 \text{ кг/м}^3$.

Решение

Выписать для воздуха значение относительной молекулярной массы $\mu_r = 28,96$ (прилож. А) и значения молярных теплоемкостей для двухатомного газа $C_{\text{цр}} = 29,1 \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)}$ и $C_{\text{мв}} = 20,8 \text{ Дж/(моль} \cdot \text{К)}$ (прилож. В).

По формуле (1.4а) определить молярную массу воздуха:

$$M = 10^{-3} \cdot 28,96 = 0,02896 \text{ кг/моль.}$$

По формуле (1.12) вычислить:

– изобарную удельную теплоемкость:

$$c_p = \frac{29,1}{0,02896} = 1005 \text{ Дж/(кг·К)} = 1,005 \text{ кДж/(кг·К)};$$

– изобарную объемную теплоемкость:

$$c'_p = c_p \rho = 1,005 \cdot 1,29 = 1,297 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)};$$

– изохорную удельную теплоемкость:

$$c_v = \frac{20,8}{0,02896} = 718 \text{ Дж/(кг·К)} = 0,718 \text{ кДж/(кг·К)};$$

– изохорную объемную теплоемкость:

$$c'_v = c_v \rho = 0,718 \cdot 1,29 = 0,926 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}.$$

Задача 1.20. Определить удельные теплоемкости аммиака при постоянных объеме и давлении, считая их постоянными, не зависящими от температуры.

Задача 1.21. Определить изохорную и изобарную объемные теплоемкости кислорода, отнесенные к нормальным условиям. Теплоемкости считать постоянными.

Задача 1.22. Определить средние удельные изобарную и изохорную теплоемкости воздуха в интервале температур от 100 °С до 1000 °С, используя табличные данные о средних теплоемкостях. Сравнить полученные значения с результатами расчета в задаче 1.19.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение идеального газа. Чем он отличается от реального газа?
2. Чем отличается газовая постоянная от универсальной газовой постоянной?
3. Как определить объемную долю газа в смеси, если известна его массовая доля?

Практическая работа № 2

РАСЧЕТ ИДЕАЛЬНЫХ ЦИКЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Цель работы: определить основные параметры состояния в характерных точках цикла, подводенную и отведенную удельную теплоту, термический КПД и удельную работу цикла, теоретическую мощность двигателя.

Основные сведения

Двигатель внутреннего сгорания представляет собой тепловую машину, в которой подвод теплоты к рабочему телу осуществляется за счет сжигания топлива внутри самого двигателя. Рабочим телом в таких двигателях является на первом этапе воздух или смесь воздуха с легковоспламеняющимся топливом, а на втором этапе – продукты сгорания этого жидкого или газообразного топлива (бензин, керосин, соляровое масло и др.).

В таких двигателях давление и температура рабочего тела не слишком высоки, что позволяет с хорошим приближением рассматривать рабочее тело как идеальный газ.

Основным элементом любого поршневого двигателя является цилиндр с поршнем, соединенным посредством кривошипно-шатунного механизма с внешним потребителем работы. Цилиндр снабжен двумя отверстиями с клапанами, через одно из которых осуществляется всасывание рабочего тела (воздуха или горючей смеси), а через другое – выброс рабочего тела по завершении цикла.

Процессы, по которым работают двигатели внутреннего сгорания (ДВС), являются необратимыми.

В термодинамике рассматриваются так называемые идеальные термодинамические циклы, состоящие только из обратимых процессов. Принимается, что рабочим телом является идеальный газ, теплота подводится к нему извне, а не выделяется при сгорании топлива внутри двигателя. Кроме того, предполагается отсутствие трения, теплообмена излучением и других необратимых явлений, сопровождающих работу реальных ДВС.

Основными параметрами цикла являются:

– степень сжатия – отношение начального удельного объема рабочего тела к его удельному объему в конце сжатия:

$$\varepsilon_{\text{ц}} = \frac{v_1}{v_2};$$

– степень повышения давления в процессе сжатия рабочего тела в газотурбинных установках (ГТУ):

$$\beta_{\text{ц}} = \frac{P_2}{P_1};$$

– степень повышения давления в изохорном процессе подвода теплоты:

$$\lambda_{\text{ц}} = \frac{P_3}{P_2};$$

– степень предварительного расширения – отношение удельных объемов рабочего тела в конце и начале изобарного подвода теплоты:

• в циклах ГТУ и поршневых двигателях внутреннего сгорания (ДВС) с изобарным подводом теплоты:

$$\rho_{\text{ц}} = \frac{v_3}{v_2};$$

• в циклах поршневых ДВС со смешанным подводом теплоты:

$$\rho_{\text{ц}} = \frac{v_4}{v_3}.$$

Индексы при параметрах состояния означают номера характерных точек.

Процессы сжатия (расширения) без подвода (отвода) теплоты считают адиабатными.

Процесс отвода теплоты в поршневых ДВС принимают изохорным, а в ГТУ – изобарным.

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l}{q_1}, \quad (2.1)$$

где l – удельная работа цикла;

q_1 – удельная теплота, подведенная в цикле.

При этом

$$l = q_1 - |q_2|, \quad (2.2)$$

где q_2 – удельная теплота, отведенная в цикле от рабочего тела.

Термический КПД циклов выражают в зависимости от параметров цикла.

Для циклов поршневых ДВС:

– при изохорном подводе теплоты:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{\text{ц}}^{\kappa-1}}; \quad (2.3)$$

– при изобарном подводе теплоты:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho_{\text{ц}}^{\kappa} - 1}{\kappa \varepsilon_{\text{ц}}^{\kappa-1} (\rho_{\text{ц}} - 1)}; \quad (2.4)$$

– при смешанном подводе теплоты:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{\text{ц}}^{\kappa-1}} \cdot \frac{\lambda_{\text{ц}} \rho_{\text{ц}}^{\kappa} - 1}{\lambda_{\text{ц}} - 1 + \kappa \lambda_{\text{ц}} (\rho_{\text{ц}} - 1)}, \quad (2.5)$$

где κ – показатель адиабаты.

Термический КПД циклов ГТУ с изобарным подводом теплоты рассчитывают по формуле (5.3) или с использованием степени повышения давления в адиабатном процессе сжатия:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta_{\text{ц}}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}. \quad (2.6)$$

Различают три основных вида циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания: цикл Отто (сгорание при $v = \text{const}$), цикл Дизеля (сгорание при $p = \text{const}$) и цикл Тринклера (сгорание при $v = \text{const}$ и затем при $p = \text{const}$).

Цикл Отто

Назван в честь немецкого конструктора Н. А. Отто, осуществившего этот цикл в 1876 г.

Исследование работы реального поршневого двигателя целесообразно производить по так называемой индикаторной диаграмме (рис. 2.1), снятой с помощью специального прибора – индикатора.

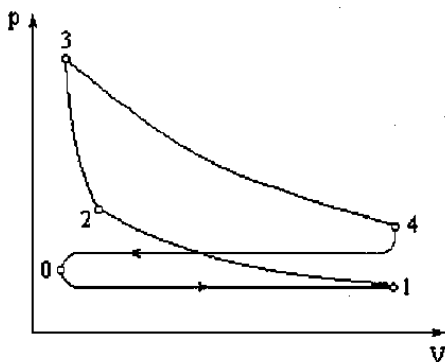


Рис. 2.1. Теоретическая индикаторная диаграмма

При движении поршня от верхней мертвой точки к нижней происходит всасывание горючей смеси (линия 0–1). Эта линия не является термодинамическим процессом, т. к. основные параметры при всасывании не изменяются, а изменяются только масса и объем смеси в цилиндре.

Кривой 1–2 (линия сжатия) изображается процесс сжатия (поршень движется от нижней мертвой точки к верхней).

В точке 2 от электрической искры происходит мгновенное воспламенение горючей смеси (при постоянном объеме). Этот процесс изображается кривой 2–3. В ходе этого процесса температура и давление резко возрастают.

Процесс расширения продуктов сгорания на индикаторной диаграмме изображается кривой 3–4, называемой линией расширения.

В точке 4 происходит открытие выхлопного клапана, и давление в цилиндре уменьшается до наружного давления.

При дальнейшем движении поршня (от нижней мертвой точки к верхней) через выхлопной клапан происходит удаление продуктов сгорания из цилиндра при давлении несколько больше давления окружающей среды. Этот процесс на диаграмме изображается кривой 4–0 и называется линией выхлопа.

В данном случае рабочий процесс совершается за четыре хода поршня (такта). Коленчатый вал делает за это время два оборота. Поэтому рассмотренные двигатели называются четырехтактными.

Из анализа работы реального двигателя видно, что рабочий процесс не является замкнутым и в нем присутствуют все признаки необратимых процессов: трение, теплообмен при конечной разности температур, конечные скорости поршня.

Цикл Дизеля

Степень сжатия ε в цикле может быть повышена, если сжимать не горючую смесь, а чистый воздух и затем после окончания процесса сжатия вводить в цилиндр горючее. Именно на этом принципе основан цикл Дизеля, названный в честь немецкого инженера Р. Дизеля, построившего в 1897 г. двигатель, работавший по этому циклу.

В двигателях, в основу работы которых положен цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (с постепенным сгоранием), осуществляется раздельное сжатие топлива и воздуха. Поэтому здесь можно достигать значительно более высоких степеней сжатия.

Воздух при высоких давлениях имеет настолько высокую температуру, что подаваемое в цилиндр топливо самовоспламеняется – без специальных запальных приспособлений. Кроме того, раздельное сжатие воздуха и топлива позволяет использовать любое жидкое дешевое топливо – нефть, мазут, смолы и проч.

В двигателях с постепенным сгоранием топлива воздух сжимается в цилиндре, а жидкое топливо распыляется сжатым воздухом от компрессора.

Раздельное сжатие позволяет применять высокие степени сжатия (до $\varepsilon = 20$), исключая преждевременное самовоспламенение топлива.

Постоянство давления при горении топлива обеспечивается соответствующей регулировкой топливной форсунки.

Газообразное рабочее тело с начальными параметрами p_1 , v_1 , T_1 сжимается по адиабате 1–2 (рис. 2.2).

В изобарном процессе 2–3 телу сообщается некоторое количество теплоты q_1 .

В адиабатном процессе 3–4 происходит расширение рабочего тела до первоначального объема.

В изохорном процессе 4–1 рабочее тело возвращается в первоначальное состояние с отводом в теплоприемник теплоты q_2 .

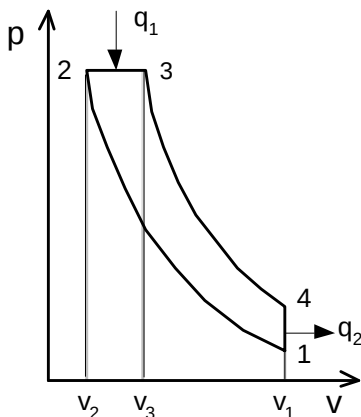


Рис. 2.2. Pv -диаграмма цикла Дизеля

Цикл Тринклера

Своего рода гибридом циклов Отто и Дизеля является цикл со смешанным сгоранием – цикл Тринклера (иногда называемый также циклом Сабатэ).

Одним из недостатков двигателей, в которых применяется цикл с подводом теплоты при постоянном давлении, является необходимость использования компрессора для подачи топлива.

Наличие компрессора усложняет конструкцию и уменьшает экономичность двигателя, т. к. на его работу затрачивается 6 %–10 % от общей мощности двигателя.

С целью упрощения конструкции и увеличения экономичности двигателя русский инженер Г. В. Тринклер разработал проект бескомпрессорного двигателя высокого сжатия.

Основное его отличие в том, что жидкое топливо с помощью топливного насоса подается через форсунку в головку цилиндра, где оно воспламеняется и горит вначале при постоянном объеме, а потом при постоянном давлении.

В адиабатном процессе 1–2 рабочее тело сжимается до параметров в точке 2 (рис. 2.3).

В изохорном процессе 2–3 к нему подводится первая доля теплоты q'_1 , а в изобарном процессе 3–4 – вторая q''_1 .

В процессе 4–5 происходит адиабатное расширение рабочего тела, и по изохоре 5–1 оно возвращается в исходное состояние с отводом теплоты q_2 в теплоприемник.

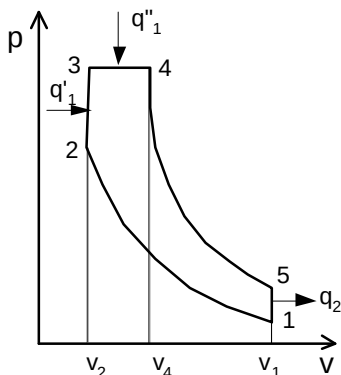


Рис. 2.3. Pv -диаграмма цикла Тринклера

Цикл со смешанным подводом теплоты обобщает циклы с изобарным и изохорным подводом теплоты.

Если принять $l = 1$ (что означает отсутствие подвода теплоты при постоянном объеме ($p_2 = p_3$)), то формула КПД цикла Тринклера приводится к формуле КПД цикла Дизеля, т. е. к формуле для КПД цикла ДВС с изобарным подводом теплоты.

Если принять $r = 1$ (что означает отсутствие подвода теплоты при постоянном давлении ($v_3 = v_4$)), то формула КПД цикла Тринклера приводится к формуле КПД цикла Отто, т. е. для КПД цикла с изохорным подводом теплоты.

Цикл со смешанным подводом теплоты лежит в основе работы большинства современных дизелей.

Сравнение циклов ДВС

Сравнение различных циклов проведем с помощью диаграммы Ts при следующих условиях:

- максимальные температуры во всех циклах одинаковые;
- количества теплоты q_2 , отводимые в окружающую среду, у всех циклов также одинаковые.

Из рис. 2.4 видно, что наибольшее количество теплоты q_1 подводится в цикле Карно (площадь под линией 2^K-3), затем, в порядке убывания, в цикле Дизеля (площадь под линией $2^Д-3$), в цикле Тринклера (площадь под линией $2^Т-2'^Т-3$) и в цикле Отто (площадь под линией $2^О-3$).

Теплота q_2 , отводимая из сравниваемых циклов Отто, Тринклера и Дизеля, одинакова (площадь под линией $4-1$), а в цикле Карно она наименьшая (площадь под линией 4^K-1).

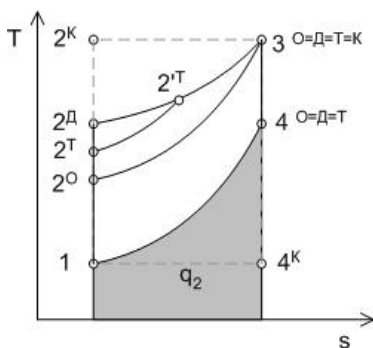


Рис. 2.4. Ts -диаграмма

На основании общей формулы для термического КПД

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}$$

можно сделать вывод о соотношении эффективностей рассматриваемых циклов

$$\eta_t^O < \eta_t^T < \eta_t^Д < \eta_t^K.$$

Задачи

Задача 2.1. В цикле поршневого ДВС со смешанным подводом теплоты следующие начальные параметры рабочего тела: $P_1 = 0,1$ МПа, $t_1 = 27$ °С; параметры цикла: $\varepsilon_{\text{ц}} = 12,7$, $\lambda_{\text{ц}} = 1,4$ и $\rho_{\text{ц}} = 1,6$. Рабочим телом является воздух.

Определить параметры состояния (P , v , T , s) в характерных (узловых) точках цикла, удельные количества работы и теплоты в процессах, удельную работу и термический КПД цикла.

Решение

Изобразить цикл в диаграммах Pv и Ts (рис. 2.5).

Выписать свойства воздуха (см. прилож. Б и В, решение задачи 1.19):

- газовая постоянная $R = 0,287$ кДж/(кг·К);
- удельная изохорная теплоемкость $c_v = 0,718$ кДж/(кг·К);
- удельная изобарная теплоемкость $c_p = 1,005$ кДж/(кг·К);
- показатель адиабаты $\kappa = 1,4$.

Рассчитать параметры состояния в характерных точках цикла.

Точка 1

Давление $P_1 = 0,1$ МПа = 100 кПа.

Температура $T_1 = 27 + 273,15 = 300,15$ К.

Удельный объем по уравнению $v_1 = \frac{RT}{P_1}$

$$v_1 = \frac{0,287 \cdot 300,15}{100} = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Удельная энтропия по формуле $s_1 = c_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0}$

$$s_1 = 1,005 \ln \frac{300,15}{273,15} - 0,287 \ln \frac{100}{101,3} = 0,1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Точка 2

При расчете используем соотношения в адиабатном процессе 1–2 с учетом $n = k$:

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon_u} = \frac{0,86}{12,7} = 0,068 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = 300,15 \cdot 12,7^{1,4-1} = 830 \text{ К};$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k = 100 \cdot 12,7^{1,4} = 3,51 \text{ МПа};$$

$$s_2 = 1,005 \ln \frac{830}{273,15} - 0,287 \ln \frac{3510}{101,3} = 0,1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Точка 3

Процесс 2–3 является изохорным. Тогда

$$v_3 = v_2 = 0,068 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_3 = P_2 \lambda_u = 3510 \cdot 1,4 = 4910 \text{ кПа} = 4,91 \text{ МПа};$$

$$T_3 = T_2 \lambda_u = 830 \cdot 1,4 = 1162 \text{ К};$$

$$s_3 = 1,005 \ln \frac{1162}{273,15} - 0,287 \ln \frac{4910}{101,3} = 0,34 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Точка 4

Процесс 3–4 является изобарным. Тогда

$$P_4 = P_3 = 4910 \text{ кПа} = 4,91 \text{ МПа};$$

$$v_4 = v_3 \rho_u = 0,068 \cdot 1,6 = 0,109 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$T_4 = T_3 \rho_{\text{и}} = 1162 \cdot 1,6 = 1859 \text{ K};$$

$$s_4 = 1,005 \ln \frac{1859}{273,15} - 0,287 \ln \frac{4910}{101,3} = 0,814 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

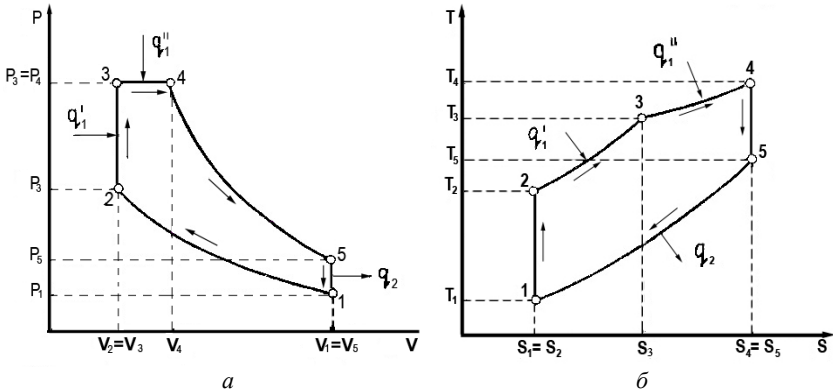


Рис. 2.5. Цикл поршневого ДВС со смешанным подводом теплоты в диаграммах Pv (а) и Ts (б)

Точка 5

Процесс 4–5 является адиабатным. Следует учесть, что

$$v_5 = v_1 = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$P_5 = P_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{\kappa} = 4910 \left(\frac{0,109}{0,86} \right)^{1,4} = 272 \text{ кПа}.$$

Исходя из уравнения (1.1)

$$T_5 = \frac{272 \cdot 0,86}{0,287} = 815 \text{ K};$$

$$s_5 = 1,005 \ln \frac{815}{273,15} - 0,287 \ln \frac{272}{101,3} = 0,815 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}).$$

Определяем теплоту и работу в процессах, составляющих цикл, соответственно:

$$q_n = c_n(T_2 - T_1) = c_n(t_2 - t_1);$$

$$l_n = \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2).$$

Процесс 1–2 является адиабатным. В таком процессе удельная теплота $q = 0$, а работа рассчитывается как

$$l_{1-2} = \frac{R}{\kappa - 1}(T_1 - T_2) = \frac{0,287}{1,4 - 1}(300,15 - 830) = -380,2 \text{ кДж/кг}.$$

Знак «минус» указывает на то, что работа затрачивается извне на сжатие рабочего тела.

Процесс 2–3 является изохорным, удельная работа в таком процессе равна нулю. Удельная теплота

$$q_{2-3} = c_v(T_3 - T_2) = 0,718(1162 - 830) = 238,4 \text{ кДж/кг}.$$

Процесс 3–4 – изобарный процесс.

Удельная работа

$$l_{3-4} = P_3(v_4 - v_3) = 4910(0,109 - 0,068) = 201,3 \text{ кДж/кг}.$$

Удельная теплота

$$q_{3-4} = c_p(T_4 - T_3) = 1,005(1859 - 1162) = 700,5 \text{ кДж/кг}.$$

Процесс 4–5 является адиабатным. При этом удельная теплота равна нулю, а удельная работа

$$l_{4-5} = \frac{R}{\kappa - 1}(T_4 - T_5) = \frac{0,287}{1,4 - 1}(1859 - 815) = 749,1 \text{ кДж/кг}.$$

Процесс 5–1 является изохорным, в котором работа равна нулю. Удельная теплота

$$q_{5-1} = c_v(T_1 - T_5) = 0,718(300,15 - 815) = -369,7 \text{ кДж/кг}.$$

Знак «минус» указывает на отвод теплоты от рабочего тела.
Удельная работа цикла

$$l = l_{1-2} + l_{3-4} + l_{4-5} = -380,2 + 201,3 + 749,1 = 570,2 \text{ кДж/кг.}$$

Удельная теплота, подведенная в цикле:

$$q_1 = 238,4 + 700,5 = 938,9 \text{ кДж/кг.}$$

Термический КПД цикла по уравнению (2.1)

$$\eta_t = \frac{570,2}{938,9} = 0,607.$$

Проверка

Удельная работа по формуле (2.2)

$$l = 938,9 - |-369,7| = 569,2 \text{ кДж/кг.}$$

Термический КПД по уравнению (2.5)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{12,7^{0,4}} \cdot \frac{1,4 \cdot 1,6^{1,4} - 1}{1,4 - 1 + 1,4 \cdot 1,4(1,6 - 1)} = 0,608.$$

Выявлено очевидно хорошее соответствие значениям, рассчитанным ранее (различие в результатах вычислений не превышает 0,2 %).

Задача 2.2. Рассчитать цикл поршневого ДВС по заданным начальным параметрам состояния рабочего тела (P_1 , t_1) и параметрам цикла (ϵ , λ , ρ). В качестве рабочего тела принять воздух.

При расчете определить основные параметры состояния (P , v , T и s) в характерных точках цикла, подведенную и отведенную удельную теплоту, термический КПД и удельную работу цикла.

Построить цикл в масштабе в диаграммах Pv и Ts .

Исходные данные принять в соответствии с табл. 2.1.

Таблица 2.1

Исходные данные

Параметры цикла	Цифра варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вторая цифра варианта										
ε	7	18	13	8	20	15	9	23	12	6
λ	1,8	1,0	1,2	1,7	1,0	1,3	2,0	1,0	1,4	1,9
ρ	1,0	2,0	1,5	1,0	2,3	1,7	1,0	1,9	1,5	1,0
Первая цифра варианта										
P_1 , кПа	95	120	100	150	180	110	98	102	96	95
t_1 , °C	40	30	25	27	17	20	35	27	7	0

Определение основных параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла

Методику расчета ДВС рассмотрим для общего случая (двигатель со смешанным подводом теплоты).

Определяют *параметры в начальной точке* (точка 1), используя исходные данные:

- давление P_1 , кПа – задано;
- абсолютную температуру T_1 , К:

$$T_1 = t_1 + 273,15;$$

- удельный объем v , м³/кг:

$$v_1 = \frac{R_0 T_1}{P_1},$$

где R_0 – удельная газовая постоянная воздуха, кДж/(кг·К); принимают $R_0 = 0,287$ кДж/(кг·К);

- удельная энтропия s_1 , кДж/(кг·К):

$$s_1 = c_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R_0 \ln \frac{P_1}{P_0},$$

где c_p – удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К), $c_p = 1$ кДж/(кг·К);

$T_0 = 273,15 \text{ К}$; $P_0 = 101,3 \text{ кПа}$ – параметры нормальных физических условий.

Параметры в точке 2 определяют с учетом того, что процесс 1–2 адиабатный, при помощи такого параметра цикла, как степень сжатия:

– удельный объем

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon};$$

– давление

$$P_2 = P_1 \varepsilon^{\kappa};$$

где $\kappa = 1,4$ – показатель адиабаты;

– термодинамическая температура

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{\kappa-1};$$

– удельная энтропия

$$s_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R_0 \ln \frac{P_2}{P_0}.$$

Параметры в точке 3 определяют с учетом того, что процесс 2–3 изохорный, при помощи такого параметра цикла, как степень повышения давления:

– удельный объем

$$v_3 = v_2;$$

– давление

$$P_3 = \lambda P_2;$$

– термодинамическая температура

$$T_3 = \lambda T_2;$$

– удельная энтропия

$$s_3 = c_p \ln \frac{T_3}{T_0} - R_0 \ln \frac{P_3}{P_0}.$$

Параметры в точке 4 определяют с учетом того, что процесс 3–4 изобарный, при помощи такого параметра цикла, как степень предварительного расширения:

– удельный объем

$$v_4 = \rho v_3;$$

– давление

$$P_4 = P_3;$$

– термодинамическая температура

$$T_4 = \rho T_3;$$

– удельная энтропия

$$s_4 = c_p \ln \frac{T_4}{T_0} - R_0 \ln \frac{P_4}{P_0}.$$

Параметры в точке 5 определяют с учетом особенностей адиабатного (4–5) и изохорного (5–1) процессов:

– удельный объем

$$v_5 = v_1;$$

– давление

$$P_5 = P_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^k;$$

– термодинамическая температура

$$T_5 = T_4 \left(\frac{v_4}{v_5} \right)^{\kappa-1} ;$$

– удельная энтропия

$$s_5 = c_p \ln \frac{T_5}{T_0} - R_0 \ln \frac{P_5}{P_0}.$$

Результаты расчета параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла заносят в сводную таблицу (табл. 2.2). По результатам вычислений в масштабе строят в Pv - и Ts -координатах расчетный цикл ДВС и дают к полученным графикам соответствующие пояснения.

Таблица 2.2

Результаты расчетов

Параметры	Точки				
	1	2	3	4	5
v , м ³ /кг					
P , кПа					
T , К					
s , кДж/(кг·К)					

Определение удельной теплоты

Вычисление подведенной удельной теплоты, кДж/кг, проводят по следующим формулам:

а) подвод теплоты в изохорном процессе 2–3:

$$q'_1 = c_v (T_3 - T_2);$$

где $c_v = c_p - R_0$;

б) подвод теплоты в изобарном процессе 3–4:

$$q''_1 = c_p (T_4 - T_3);$$

в) общее количество подведенной теплоты в цикле:

$$q_1 = q_1' + q_1''.$$

Отвод теплоты происходит в изохорном процессе 5–1, абсолютная величина которой определяется по формуле

$$|q_2| = c_v(T_5 - T_1).$$

Определение термического КПД и удельной работы цикла

Термический КПД цикла поршневого ДВС определяют:

а) по формуле, связывающей параметры цикла:

$$\eta_t' = 1 - \frac{\lambda \rho^{\kappa} - 1}{(\lambda - 1) + \kappa \lambda (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}};$$

б) по общей формуле для обратимого цикла теплового двигателя:

$$\eta_t'' = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}.$$

Термические КПД должны по своим значениям быть близкими.

Для определения наивысшего возможного значения термического КПД для обратимого цикла теплового двигателя, а следовательно, и предельного использования теплоты, которые может быть теоретически получено в заданных температурных границах, вычисляют термический КПД цикла Карно, который является эталоном в данном температурном интервале и позволяет сравнивать экономичность реально существующих двигателей:

$$\eta_t^{(\kappa)} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}},$$

где $T_{\min}$, $T_{\max}$ – минимальная и максимальная температуры в расчетном цикле ДВС, К (см. табл. 2.2).

Удельную работу цикла, кДж/кг, определяют как алгебраическую сумму подведенной и отведенной удельной теплоты:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - |q_2|.$$

Затем производят проверку вычисленной удельной работы цикла, рассчитывая удельные работы во всех термодинамических процессах, составляющих цикл:

а) процесс 1–2 (адиабатный):

$$l_{1-2} = \frac{1}{\kappa - 1} (P_1 v_1 - P_2 v_2);$$

б) процесс 2–3 (изохорный):

$$l_{2-3} = 0;$$

в) процесс 3–4 (изобарный):

$$l_{3-4} = P_3 (v_4 - v_3);$$

г) процесс 4–5 (адиабатный):

$$l_{4-5} = \frac{1}{\kappa - 1} (P_4 v_4 - P_5 v_5);$$

д) процесс 5–1 (изохорный):

$$l_{5-1} = 0.$$

Определяют удельную работу расширения:

$$l_p = l_{3-4} + l_{4-5}.$$

Определяют удельную работу сжатия:

$$l_c = l_{1-2}.$$

Таким образом, удельная работа цикла определяется по формуле

$$l_{\text{ц}} = l_{\text{р}} - |l_{\text{с}}|.$$

При правильном расчете значения удельной работы цикла должны совпадать или быть достаточно близкими.

Расчет мощности условного четырехтактного ДВС проводят по формуле

$$N = \frac{V \cdot 10^{-3} \cdot l_{\text{ц}} z n}{120 v_1} \beta,$$

где V – объем цилиндра условного ДВС (принять равным 1 дм³);

z – число цилиндров (принять равным 4);

n – частота вращения коленчатого вала условного ДВС (принять равной 2400 об·мин⁻¹);

β – переводной коэффициент мощности условного ДВС (при измерении мощности в кВт равен 1,0; при измерении мощности в л. с. равен 1,36).

Контрольные вопросы

1. Какие различают циклы тепловых двигателей и показатели эффективности?

2. Что представляет собой второй закон термодинамики? Каковы условия работы тепловых двигателей?

Практическая работа № 3

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА. РАСЧЕТ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ ПРИВОДА КОМПРЕССОРА

Цель работы: рассчитать для изотермического, адиабатного и политропного процессов сжатия температуру, удельный объем и удельную энтропию сжатого воздуха, изменение удельной внутренней энергии, теоретическую мощность привода компрессора, тепловой поток и расход охлаждающей воды.

Основные сведения

Компрессор представляет собой механическое устройство (машину), предназначенное для получения сжатого газа и его перемещения.

Диаграмма рабочего процесса представлена на рисунке.

Линия 4–1 представляет собой линию всасывания. Она лежит несколько ниже изобары P_0 вследствие сопротивления клапанов.

Адиабата 1–2 характеризует сжатие в цилиндре, которое сопровождается повышением давления и температуры паров.

Линия 2–3 представляет процесс выталкивания паров через нагнетательные клапаны в конденсатор. Из-за сопротивления в нагнетательных клапанах и трубопроводах давление нагнетания несколько выше давления конденсации.

Линия 3–4 характеризует расширение сжатых паров, оставшихся в конце сжатия во вредном пространстве цилиндра. Этот процесс продолжается до тех пор, пока давление в цилиндре не достигает величины, при которой открывается всасывающий клапан.

Теоретический рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора рассматривают при следующих допущениях:

- процессы всасывания (заполнения цилиндра) и нагнетания сжатого газа происходят при постоянных давлениях;
- вредное пространство отсутствует, что означает полное вытеснение сжатого газа из цилиндра;
- в ходе процессов в компрессоре отсутствует трение.

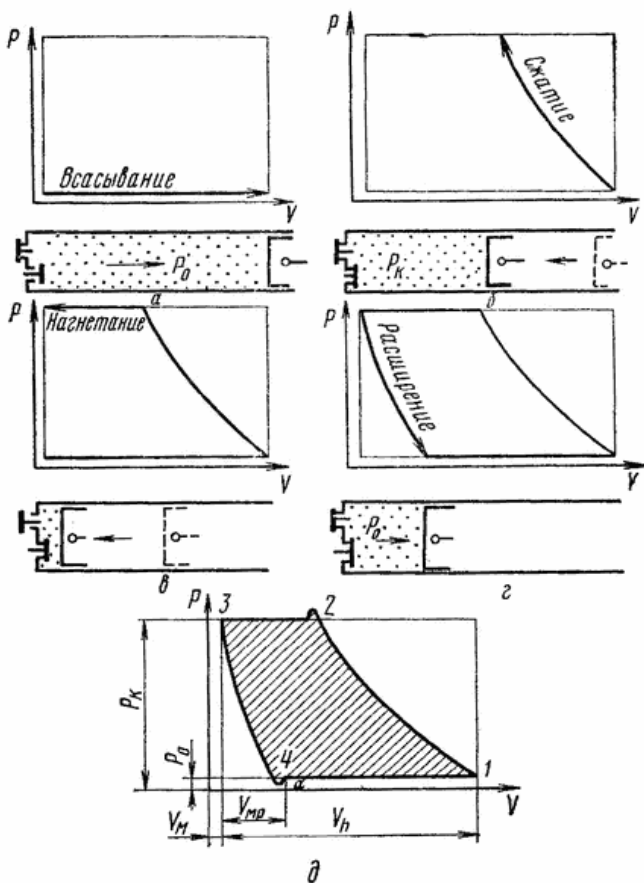


Рис. Pv-диаграмма рабочего процесса

одноступенчатого поршневого компрессора:

P_k – давление конденсации; P_a – давление кипения хладагента;

v_h – объем, описываемый поршнем; v_m – объем вредного пространства компрессора;

$v_{мр}$ – объем пара мертвого пространства после его расширения

В этих условиях удельная работа привода компрессора, кДж/кг, из расчета на сжатие 1 кг газа составляет:

– при изотермическом сжатии:

$$l_{пр} = -RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}, \quad (3.1)$$

где T_1 – начальная температура газа (перед сжатием);

P_1, P_2 – давления газа вначале и после сжатия;

– при адиабатном сжатии:

$$l_{\text{пр}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]; \quad (3.2)$$

$$l_{\text{пр}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R (T_1 - T_2); \quad (3.2a)$$

– при политропном сжатии:

$$l_{\text{пр}} = \frac{n}{n - 1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n - 1}{n}} \right]; \quad (3.3)$$

$$l_{\text{пр}} = \frac{n}{n - 1} R (T_1 - T_2). \quad (3.3a)$$

Теоретическая мощность привода компрессора, кВт,

$$N = m_t |l_{\text{пр}}|, \quad (3.4)$$

где m_t – массовый расход газа, кг/с.

Удельную энтропию идеального газа, кДж/(кг·К), отсчитывают от состояния при нормальных условиях ($P_0 = 101,3$ кПа, $t_0 = 0$ °С):

$$s = c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{P}{P_0}, \quad (3.5)$$

где c_p – изобарная удельная теплоемкость, кДж/(кг·К);

R – удельная газовая постоянная, кДж/(кг·К).

Многоступенчатое сжатие используют для достижения заданного давления сжатого газа. При этом принимают одинаковыми степени повышения давления в каждой из ступеней. После каждой ступени предусматривают охлаждение сжатого газа в изобарном процессе.

Задачи

Задача 3.1. Подача воздушного поршневого компрессора, равная $240 \text{ м}^3/\text{ч}$, определена при начальных параметрах воздуха $P_1 = 100 \text{ кПа}$, $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$. Конечное давление сжатого газа $P_2 = 700 \text{ кПа}$. Показатель политропы процесса сжатия $n = 1,1$. Повышение температуры воды $\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Определить:

- удельный объем и удельную энтропию перед сжатием;
- удельные объемы, температуры и удельные энтропии сжатого воздуха при изотермическом, политропном и адиабатном сжатиях;
- теоретическую мощность привода компрессора при политропном сжатии, а также тепловой поток при охлаждении сжимаемого газа и расход охлаждающей воды.

Изобразить процессы сжатия в диаграммах Pv и Ts .

Решение

Выписать из прилож. Б и В справочные данные для воздуха: $\mu_r = 28,96$; $R = 0,287 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$; $k = 1,4$; $C_{\text{пр}} = 29,1 \text{ Дж}/(\text{моль}\cdot\text{K})$.
Определить для воздуха:

- молярную массу по формуле (1.4а):

$$\mu = 10^{-3} \cdot 28,96 = 0,02896 \text{ кг/моль};$$

- удельную изобарную теплоемкость по уравнению (1.12):

$$c_p = \frac{29,1}{0,02896} = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K}) = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K});$$

- удельную изохорную теплоемкость по зависимости (1.14):

$$c_v = \frac{1,005}{1,4} = 0,72 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K}).$$

Рассчитать по формулам:

– удельный объем перед сжатием:

$$v_1 = \frac{0,287 \cdot 303}{100} = 0,87 \text{ м}^3/\text{кг};$$

– удельную энтропию:

$$s_1 = 1,005 \ln \frac{303}{273,15} - 0,287 \ln \frac{100}{101,3} = 0,108 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Вычислить параметры сжатого воздуха по уравнениям:

– при изотермическом сжатии:

$$T_{2T} = T_1 = 303 \text{ К};$$

$$v_{2T} = \frac{0,287 \cdot 303}{700} = 0,12 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$s_{2T} = 1,005 \ln \frac{303}{273,15} - 0,287 \ln \frac{700}{101,3} = -0,45 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

– при политропном сжатии:

$$T_2 = 303 \left(\frac{700}{100} \right)^{\frac{1,1-1}{1,1}} = 362 \text{ К};$$

$$v_2 = \frac{0,287 \cdot 362}{700} = 0,15 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$s_2 = 1,005 \ln \frac{362}{273,15} - 0,287 \ln \frac{700}{101,3} = -0,27 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

– при адиабатном сжатии:

$$T_{2\text{ад}} = 303 \left(\frac{700}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 528 \text{ К};$$

$$v_{2ад} = \frac{0,287 \cdot 528}{700} = 0,216 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$s_{2ад} = 1,005 \ln \frac{528}{273,15} - 0,287 \ln \frac{700}{101,3} = 0,108 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Удельная работа привода компрессора по уравнению (3.3а)

$$l_{пр} = -\frac{1,1}{1,1-1} \cdot 0,287(362-303) = -186 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Массовый расход газа

$$m_t = \frac{Q_v}{3600 v_{t1}} = \frac{240}{3600 \cdot 0,87} = 0,0766 \text{ кг/с}.$$

Теоретическая мощность привода по формуле (3.4)

$$N = 0,0766 \cdot 186 = 14,2 \text{ кВт}.$$

Удельная теплоемкость газа при политропном сжатии

$$c_n = 0,72 \frac{1,1-1,4}{1,1-1} = -2,16 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Удельная теплота, отводимая от воздуха в процессе сжатия:

$$q_n = -2,16(362-303) = -128 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Тепловой поток

$$\Phi = m_t |q_n| = 0,0766 \cdot 128 = 9,8 \text{ кВт}.$$

Расход охлаждающей воды

$$m_{тв} = \frac{3600\Phi}{c_v \Delta t} = \frac{3600 \cdot 9,8}{4,2 \cdot 10} = 840 \text{ кг/ч},$$

где $c_v = 4,2$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Графики процессов представлены на рисунке.

Задача 3.2. В одноступенчатом поршневом компрессоре с подачей Q_v воздух сжимается от давления $P_1 = 0,1$ МПа до давления P_2 . Определить удельный объем и удельную энтропию воздуха перед сжатием. Рассчитать для изотермического, адиабатного и политропного процессов сжатия температуру, удельный объем и удельную энтропию сжатого воздуха, изменение удельной внутренней энергии, теоретическую мощность привода компрессора, отведенный при охлаждении компрессора тепловой поток Φ , кВт, и расход охлаждающей воды m , кг/ч, при изменении температуры воды в рубашке компрессора на $\Delta t = 10$ °С.

При расчете принять начальную температуру воздуха t_1 и показатель политропы n (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Исходные данные

Вторая цифра шифра	P_2 , МПа	Q_v , м ³ /ч	Первая цифра шифра	t_1 , °С	n
1	0,5	30	1	−10	1,20
2	0,6	50	2	0	1,25
3	0,7	70	3	10	1,30
4	0,8	90	4	20	1,35
5	0,9	120	5	30	1,20
6	1,0	150	6	−10	1,25
7	0,5	180	7	0	1,30
8	0,6	210	8	10	1,35
9	0,7	240	9	20	1,15
0	0,8	300	0	30	1,10

Решение

Определить удельный объем и удельную энтропию воздуха перед сжатием.

Уравнение состояния идеального газа до сжатия

$$P_1 v_1 = R T_1,$$

где P_1 – начальное давление, кПа;

$R = 0,287$ – удельная газовая постоянная, кДж/(кг·К);

$T_1 = t_1 + 273,15$ – термодинамическая температура, К.

Тогда удельный объем, м³/кг:

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1}.$$

Удельная энтропия до сжатия, кДж/(кг·К):

$$s_1 = c_p \ln \frac{T_1}{T_0} - R \ln \frac{P_1}{P_0},$$

где $c_p = 1$ – удельная изобарная теплоемкость, кДж/(кг·К);

$T_0 = 273,15$ К, $P_0 = 101,3$ кПа – параметры нормальных физических условий.

Далее рассчитать для изотермического процесса сжатия T , v , s , Δu , N , Φ , m_t .

По закону Бойля–Мариотта

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 \Rightarrow v_2 = \frac{P_1 v_1}{P_2}.$$

В изотермическом процессе $T_2 = T_1$, К.

Энтропия, кДж/(кг·К):

$$s_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0}.$$

Изменение внутренней энергии, кДж/кг:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1),$$

где c_v – удельная изохорная теплоемкость, кДж/(кг·К):

$$c_v = c_p - R.$$

Работа привода компрессора, кДж/кг:

$$|l^{up}| = RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

Мощность привода компрессора, кВт:

$$N = \frac{Q_v I^{\text{пр}}}{3600 v_1}.$$

Количество отводимой теплоты, кДж/кг:

$$q = l_{\text{пр}}.$$

Тепловой поток, отведенный при охлаждении компрессора, кВт:

$$\Phi = \frac{Q_v q}{3600 v_1}.$$

Расход охлаждающей воды, кг/ч:

$$m_t = \frac{3600 \Phi}{c_b \Delta t},$$

где $c_b = 4,2$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Адиабатное сжатие

Уравнение адиабаты, м³/кг:

$$P_1 v_1^k = P_2 v_2^k \Rightarrow v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{k}},$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты.

Из уравнения состояния идеального газа, К:

$$T_2 = \frac{P_2 v_2}{R}.$$

Энтропия, кДж/(кг·К):

$$s_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0}.$$

Изменение внутренней энергии, кДж/кг:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1),$$

где c_v – удельная изохорная теплоемкость, кДж/(кг·К):

$$c_v = c_p - R.$$

Работа привода компрессора, кДж/кг:

$$|l^{\text{np}}| = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R(T_2 - T_1).$$

Мощность привода компрессора, кВт:

$$N = \frac{Q_v l^{\text{np}}}{3600 v_1}.$$

Теплота, отводимая от воздуха в процессе сжатия, $q = 0$.

Тепловой поток $\Phi = 0$.

Расход охлаждающей воды $m_t = 0$.

Полиτροпное сжатие

Уравнение политропы, м³/кг:

$$P_1 v_1^n = P_2 v_2^n \Rightarrow v_2 = v_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Из уравнения состояния идеального газа, К:

$$T_2 = \frac{P_2 v_2}{R}.$$

Энтродпия, кДж/(кг·К):

$$s_2 = c_p \ln \frac{T_2}{T_0} - R \ln \frac{P_2}{P_0}.$$

Изменение внутренней энергии, кДж/кг:

$$\Delta u = c_v(T_2 - T_1),$$

где c_v – удельная изохорная теплоемкость, кДж/(кг·К):

$$c_v = c_p - R.$$

Работа привода компрессора, кДж/кг:

$$|l^{\text{пр}}| = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1).$$

Мощность привода компрессора, кВт:

$$N = \frac{Q_v l^{\text{пр}}}{3600 v_1}.$$

Количество отводимой теплоты, кДж/кг:

$$q = c_v \frac{\kappa - n}{n-1} (T_2 - T_1).$$

Тепловой поток, кВт:

$$\Phi = \frac{Q_v q}{3600 v_1}.$$

Расход охлаждающей воды, кг/ч:

$$m_t = \frac{3600 \Phi}{c_b \Delta t},$$

где $c_b = 4,2$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·К).

Результаты расчета занести в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Результаты расчета

Процессы	v_1 , м ³ /кг	v_2 , м ³ /кг	T_2 , К	s_1 , кДж/кг·К	s_2 , кДж/кг·К	Δu , кДж/кг	N , кВт	Φ , кВт	m_b , кг/ч
Изотер- мический									
Адиа- батный									
Поли- тропный									

Контрольные вопросы

1. При каком процессе сжатия затрачивается наименьшая работа? Почему этот процесс не используется в компрессоре?
2. Чем ограничено давление сжатого газа в одноступенчатом поршневом компрессоре?
3. При каких допущениях рассматривают теоретический рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора?

Практическая работа № 4

РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Цель работы: определить параметры состояния воды и водяного пара в характерных точках цикла, удельную работу цикла, термический КПД и удельный расход пара.

Основные сведения

Водяной пар используют в качестве рабочего тела в современных паросиловых установках.

В паровом котле (ПК) за счет теплоты сжигаемого топлива происходит процесс превращения воды в пар. В пароперегревателе (ПП) он доводится до необходимых начальных параметров P , T . На лопатках паровой турбины (ПТ) происходит преобразование теплоты в работу и затем в электрическую энергию в электрогенераторе (ЭГ). Отработавший пар в конденсаторе К конденсируется с передачей теплоты охлаждающей воде (ОВ). Полученный конденсат питательным насосом (ПН) подается в водяной экономайзер (ВЭ), служащий для подогрева воды, а затем в котел. Цифрами обозначены характерные точки процессов цикла Ренкина, представленного на диаграммах в Pv -, Ts -координатах.

На рис. 4.1, 4.2 цикл Ренкина изображен на Pv - и Ts -диаграммах.

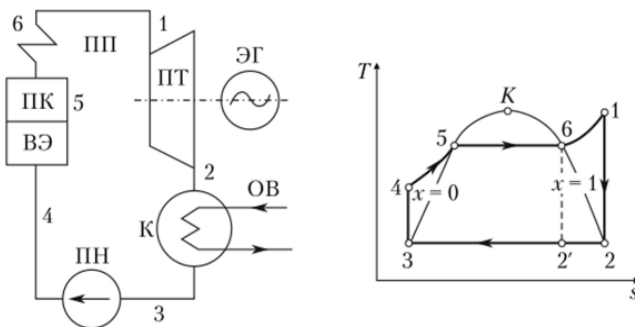


Рис. 4.1. Принципиальная схема ПСУ для цикла Ренкина

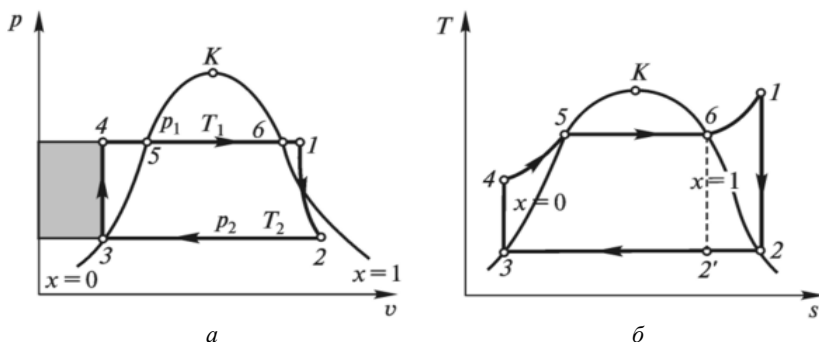


Рис. 4.2. Цикл Ренкина на Pv - и Ts -диаграммах

Рассмотрим процессы цикла: линией 1–2 изображается адиабатный процесс расширения пара на лопатках паровой турбины; линией 2–3 – процесс конденсации пара в конденсаторе; линией 3–4 – процесс сжатия воды в конденсатном насосе; линией 4–5 – процесс подогрева воды до температуры кипения в водяном экономайзере и котле; линией 5–6 – процесс парообразования в котле; линией 6–1 – процесс перегрева пара в пароперегревателе.

Расчеты термодинамических процессов с водяным паром производят с помощью термодинамических таблиц и диаграмм состояний водяного пара. Особое значение для расчета процессов имеет диаграмма hs , каждая точка на которой соответствует определенному состоянию водяного пара и определенным параметрам состояния P , v , T , h и s . На диаграмму нанесены изобары, изохоры, изотермы и линии постоянной степени сухости. Адиабатный обратимый процесс изображается вертикальной линией при $s = \text{const}$.

В прилож. Д приведены некоторые данные о теплофизических свойствах воды и водяного пара. В прилож. Е дана диаграмма s водяного пара.

Для расчета параметров влажного насыщенного пара предложены следующие зависимости:

$$v_x = xv'' + (1-x)v' \approx xv'', \quad (4.1)$$

где v_x – удельный объем влажного насыщенного пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;
 x – степень сухости пара;

v', v'' – удельные объемы воды при температуре насыщения и сухого насыщенного пара, $\text{м}^3/\text{кг}$;

$$h_x = h' + xr, \quad (4.2)$$

где h_x – удельная энтальпия влажного насыщенного пара, кДж/кг ;

h' – удельная энтальпия воды при температуре насыщения кДж/кг ;

r – удельная теплота парообразования при температуре насыщения, кДж/кг ;

$$s_x = s' + x \frac{r}{T_s}, \quad (4.3)$$

где s_x – удельная энтропия влажного насыщенного пара, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

s' – удельная энтропия воды при температуре насыщения, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

T_s – температура насыщения, К .

Удельную энтальпию воды, кДж/кг , допустимо рассчитывать как

$$h_b = c_b t_b, \quad (4.4)$$

где $c_b = 4,2$ – удельная теплоемкость воды, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

t_b – температура воды, $^{\circ}\text{C}$.

Изменение удельной внутренней энергии в любом процессе определяют как

$$u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - (p_2 v_2 - p_1 v_1). \quad (4.5)$$

Водяной пар используют в качестве рабочего тела в современных паросиловых установках. Их циклы основаны на цикле Ренкина, характеризующемся полной конденсацией отработавшего водяного пара. Этот цикл состоит из следующих процессов:

1–2 – адиабатное расширение перегретого пара в паровой турбине;

2–3 – полная конденсация пара в конденсаторе;

3–4 – повышение давления воды в насосе;

4–5 – подогрев воды в котле до температуры насыщения;

5–6 – парообразование в котле;

6–1 – перегрев пара в пароперегревателе котла.

При расчете цикла Ренкина обычно не учитывают работу привода насоса.

Параметры цикла Ренкина:

– удельная работа цикла

$$l_u = h_1 - h_2; \quad (4.6)$$

– подведенная удельная теплота

$$q_1 = h_1 - h_3; \quad (4.7)$$

– отведенная удельная теплота

$$q_2 = h_2 - h_3; \quad (4.8)$$

– термический КПД

$$\eta_r = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}, \quad (4.9)$$

где $h'_2 = h_3$ – удельная энтальпия воды при температуре насыщения при давлении p_3 ;

– удельный расход пара, кг/кВт·ч:

$$d = \frac{3600}{h_1 - h_2}. \quad (4.10)$$

Распространенным процессом водяного пара является дросселирование, в ходе которого происходит расширение водяного пара без совершения работы. При этом уменьшаются давление и температура пара, но остается постоянной его энтальпия.

Задачи

Задача 4.1. Определить термический КПД цикла Ренкина и удельный расход пара в паросиловой установке при следующих начальных параметрах пара (перед паровой турбиной): $P_1 = 5$ МПа и $t_1 = 500$ °С. Конечное давление пара составляет $P_2 = 10$ кПа.

Решение

Для определения параметров пара в точках 1 и 2 используют диаграмму hs (прилож. Е). Построение точек показано на диаграмме.

Решение задачи начать с нахождения точки 1 (состояние перегретого пара). По заданному давлению и температуре определить неизвестные параметры: $h_1 = 3430$ кДж/кг; $s_1 = 7$ кДж/(кг·К).

Затем на пересечении изобары P_2 и вертикальной линии, соответствующей постоянной энтропии ($s_1 = s_2$), найти точку 2 и параметры влажного насыщенного пара: $h_2 = 2210$ кДж/кг; $x_2 = 0,84$.

Для проверки полученных значений использовать табличные данные (прилож. Д): $h_1 = 3433,8$ кДж/кг; $s_1 = 6,9768$ кДж/(кг·К).

Энтальпию h_2 можно рассчитать по формуле, полученной на основе зависимостей (4.2) и (4.3):

$$h_2 = h'_2 + (s_1 - s'_2)T_{s_2}, \quad (4.11)$$

где h'_2 , s'_2 , T_{s_2} определены при давлении P_2 .

По табл. Г.1 прилож. Г:

$$h'_2 = 191,84 \text{ кДж/кг}; \quad s'_2 = 0,6493 \text{ кДж/(кг·К)}; \quad t_{s_2} = 45,83 \text{ °С};$$

$$h_2 = 191,84 + (6,9768 - 0,6493)(45,87 + 273,15) = 2210 \text{ кДж/кг}.$$

Учитывая малое отличие расчетных значений от определенных по диаграмме, использовать в дальнейшем значения, определенные по диаграмме hs .

Термический КПД по формуле (4.9)

$$\eta_t = \frac{3430 - 2210}{3430 - 191,84} = 0,38.$$

Удельный расход пара по уравнению (4.10)

$$d = \frac{3600}{3430 - 2210} = 2,95 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}.$$

Задача 4.2. Рассчитать идеальный цикл паросиловой установки – цикл Ренкина – по заданным начальным параметрам перегретого водяного пара (P_1 , t_1) и давлению пара в конденсаторе (P_2).

Определить параметры состояния воды и водяного пара (P , t , v , h , s , x) в характерных точках цикла (см. рис. 4.1), удельную работу цикла, термический КПД и удельный расход пара. При этом не учитывать удельную работу, затрачиваемую в насосе.

Изобразить цикл в Pv - и Ts -диаграммах. Показать стрелками процессы подвода и отвода теплоты, а штриховкой – удельную работу цикла.

Исходные данные принять по табл. 4.1.

Состояние пара в точке 5' характеризуется давлением P_1 и степенью сухости x_5 .

Таблица 4.1

Исходные данные

Параметры цикла	Цифра варианта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вторая цифра варианта										
P_1 , МПа	4,5	2,0	3,0	3,5	1,5	2,5	4,0	5,0	3,5	2,0
t_1 , °С	490	480	450	470	440	420	430	500	410	450
Первая цифра варианта										
P_2 , кПа	4,0	3,0	4,5	45	5,0	30	20	7,5	40	10
x_5 , %	87	95	96	92	98	95	88	97	95	90

Решение

Решение задачи начать с нахождения точки 1. По заданным давлению и температуре определить неизвестные параметры (h_1 , s_1), используя диаграмму hs (прилож. Д). Полученные значения сравнить с табличными по прилож. Г, табл. Г.2, откуда также выписать значение удельного объема v_1 .

Затем на пересечении изобары P_2 и вертикальной линии, соответствующей постоянной энтропии ($s_1 = s_2$), найти точку 2 и параметры влажного насыщенного пара (h_2 , x_2 , t_2). Удельный объем v_2 рассчитать по формуле

$$v_2 = v_2'' x_2,$$

где v_2'' – удельный объем сухого насыщенного пара при давлении (прилож. Г, табл. Г.1);

x_2 – степень сухости пара, определенная при построении точки 2.

Параметры воды при температуре насыщения (точки 3 и 4) определить по таблице свойств воды и водяного пара (прилож. Г, табл. Г.1) при известных давлениях P_2 и P_1 .

Точка 5 характеризует состояние водяного пара перед пароперегревателем, в котором водяной пар вначале подсушивается, а затем перегревается, поэтому

$$P_5 = P_4;$$

$$T_5 = T_4.$$

Удельный объем v_5 рассчитать по формуле

$$v_5 = v_5'' x_5,$$

где v_5'' – удельный объем водяного пара при давлении (прилож. Г, табл. Г.1).

Энтальпию h_5 рассчитать по формуле

$$h_5 = h'' x_5 + (s'' - s'),$$

где s' , s'' определить по прилож. Г, табл. Г.1.

По прилож. Г, табл. Г.1 определить параметры сухого насыщенного пара в точке 6 при заданном давлении P_1 .

Результаты расчетов занести в табл. 4.2.

Удельная теплота, подводимая к рабочему телу, q_1 , кДж/кг:

$$q_1 = h_1 - h_3,$$

где h_1 – удельная энтальпия перегретого пара;

h_3 – удельная энтальпия конденсата.

Таблица 4.2

Результаты расчетов

Номера характерных точек	Параметры					
	P , МПа	t , °C	v , м ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·K)	x
1						
2						
3						
4						
5						
6						

Удельная работа цикла $l_{ц}$, кДж/кг:

$$l_{ц} = h_1 - h_2,$$

где h_2 – удельная энтальпия пара на выходе из паровой турбины.

Удельная теплота, переданная охлаждающей воде:

$$q_2 = h_2 - h_3.$$

Термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_{т} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}.$$

Удельный расход пара, кг/кВт·ч:

$$d = \frac{3600}{h_1 - h_2}.$$

Контрольные задания

1. Охарактеризуйте состояния влажного насыщенного, сухого насыщенного и перегретого пара.
2. Приведите принципиальную схему паросиловой установки и охарактеризуйте назначение ее основных элементов.

Практическая работа № 5

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Цель работы: определить общую поверхность теплообмена, выбрать номер секционного водоводяного подогревателя и определить число секций, принятых к установке.

Основные сведения

Тепловой расчет теплообменных аппаратов может быть конструкторским, целью которого является определение площади поверхности теплообмена, и поверочным, в результате которого устанавливаются конечные температуры теплоносителей. В обоих случаях основными расчетными уравнениями являются уравнения теплового баланса и теплопередачи.

Уравнения теплового баланса имеют следующий вид:

а) для теплообменников без изменения агрегатного состояния теплоносителей:

$$\Phi = c_{p1} G_1 (t'_1 - t''_1) \eta = c_{p2} G_2 (t''_2 - t'_2), \quad (5.1)$$

где Φ – тепловая мощность теплообменного аппарата;

c_{p1}, c_{p2} – удельные изобарные теплоемкости теплоносителей;

G_1, G_2 – массовые расходы теплоносителей;

t'_1, t'_2 – температуры теплоносителей на входе в теплообменный аппарат;

t''_1, t''_2 – температуры теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата;

η – коэффициент, учитывающий теплотери теплообменного аппарата в окружающую среду (принимается в пределах 0,95–0,98);

б) для теплообменников с изменением агрегатного состояния горячего теплоносителя (водяного пара):

$$\Phi = G_1(h_{\text{н}} - h_{\text{к}})\eta = c_{p2}G_2(t_2'' - t_2'), \quad (5.2)$$

где $h_{\text{н}}$, $h_{\text{к}}$ – удельные энтальпии теплоносителя на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него.

В уравнениях (5.1) и (5.2) индекс «1» использован для обозначения греющего теплоносителя, а индекс «2» – для обозначения холодного (нагреваемого). Во многих случаях теплотерями в окружающую среду пренебрегают и принимают $\eta = 1$.

Уравнение теплопередачи

$$\Phi = kF\Delta t_{\text{cp}}, \quad (5.3)$$

где k – коэффициент теплопередачи;

F – площадь поверхности теплообмена;

Δt_{cp} – средний температурный напор.

Средний температурный напор

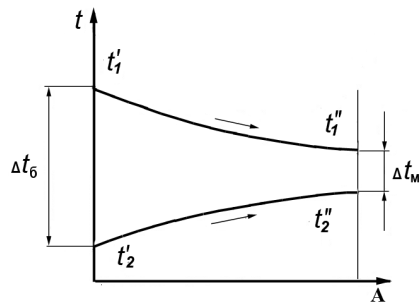
$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (5.4)$$

где $\Delta t_{\text{б}}$, $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая разности температур теплоносителей на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него.

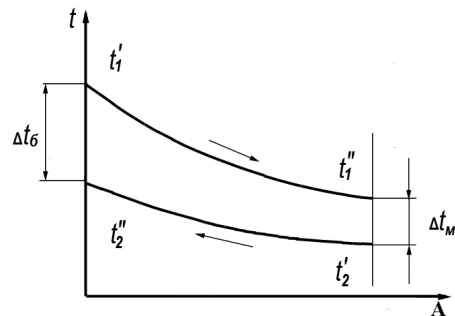
При $\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} < 1,7$ допускается расчет по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}}{2}. \quad (5.4a)$$

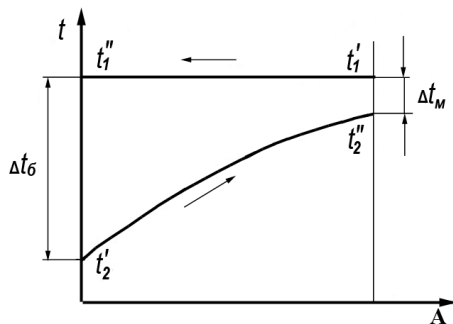
При расчете среднего температурного напора рекомендуется построить температурные графики теплоносителей (рис.).



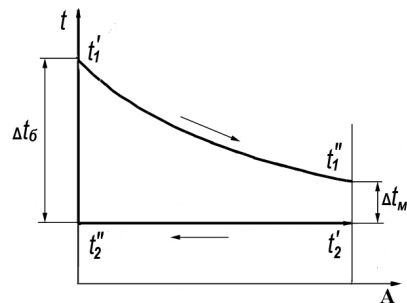
а



б



в



г

Рис. Графики изменения температур в теплообменных аппаратах:
 а – при прямотоке; б – при противотоке; в – при конденсации
 горячего теплоносителя; г – при испарении холодного теплоносителя

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + R'_3 + R''_3 + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (5.5)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенкам трубок и от стенок к нагреваемой среде;

δ – толщина стенки трубок;

λ – коэффициент теплопроводности материала трубок;

R'_3, R''_3 – термические сопротивления загрязняющего слоя с обеих сторон стенки (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Термические сопротивления загрязнений

Теплоносители и загрязнения	$R_3, \text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$
Вода речная	$2,5 \cdot 10^{-4}$
Вода загрязненная	$6,0 \cdot 10^{-4}$
Органические жидкости, рассолы	$1,7 \cdot 10^{-4}$
Накипь при толщине слоя 0,5 мм	$3,3 \cdot 10^{-4}$
Ржавчина при толщине слоя 0,5 мм	$5,0 \cdot 10^{-4}$

В водоподогревателях систем теплоснабжения допускается расчет по упрощенной формуле

$$k = \mu \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (5.6)$$

где μ – коэффициент, учитывающий загрязнение трубок; допустимо принять в пределах от 0,75 до 0,85.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, от водяного пара к стенкам трубок в горизонтальных водоподогревателях определяют по уравнению

$$\alpha_1 = \frac{4950 + 58,5t_k - 0,18t_k^2}{\sqrt[4]{(t_s - t_{ст})md_n}}, \quad (5.7)$$

где t_k – средняя температура слоя конденсата на поверхности, °С;
 t_s – температура насыщения пара, °С;
 t_{cp} – средняя температура стенок трубок подогревателя, °С;
 m – приведенное число трубок в вертикальном ряду (определяется по техническим данным подогревателя или как $m = \sqrt{n}$, где n – число трубок в подогревателе);
 d_n – наружный диаметр трубок, м.

При расчете средних температур используются следующие зависимости:

$$t_{ct} = \frac{t_s + t_2}{2}, \quad (5.8)$$

где t_2 – средняя температура нагреваемой среды, равная среднему арифметическому из ее температур на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него;

$$t_k = \frac{t_s + t_{ct}}{2}. \quad (5.8a)$$

Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·К), между водой и поверхностью трубок водоподогревателя

$$\alpha = (1630 + 21t - 0,041t^2) \frac{v^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (5.9)$$

где t – средняя температура воды (греющей или подогреваемой), равная среднему арифметическому температур на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него;

v – скорость воды в трубках или в межтрубном пространстве, м/с;

d – внутренний диаметр трубок или эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м.

В водоводяных трубчатых подогревателях греющую воду обычно пропускают по межтрубному пространству, а нагреваемую – в трубках подогревателя.

Расчет трубчатых водоподогревателей систем теплоснабжения и горячего водоснабжения производится в следующей последовательности.

Определяют расходы греющей и нагреваемой воды в водоводяных подогревателях или водяного пара и нагреваемой воды в пароводяных подогревателях. При расчете используют зависимости (5.1) и (5.2).

Рассчитывают требуемую площадь живого сечения трубок, внутри которых движется нагреваемая вода:

$$f_{\text{тр}} = \frac{G_2}{\rho_{\text{в}} v_{\text{тр}}}, \quad (5.10)$$

где G_2 – расход нагреваемой воды, кг/с;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воды, кг/м³; принимается равной 1000 кг/м³;

$v_{\text{тр}}$ – скорость воды в трубках, м/с; принимается в пределах 0,5–2,5 м/с.

По требуемой площади живого сечения трубок выбирают типоразмер (номер) пароводяного или водоводяного подогревателя и выписывают его технические данные (см. табл. 5.3).

Производят расчет действительной скорости воды в трубках по уравнению (5.10) с использованием действительной площади живого сечения трубок для принятого типоразмера водоподогревателя.

Определяют скорость греющей воды в межтрубном пространстве (должна находиться в пределах 0,5–2,5 м/с):

$$v_{\text{м}} = \frac{G_1}{\rho_{\text{в}} f_{\text{м}}}, \quad (5.11)$$

где $f_{\text{м}}$ – площадь живого сечения межтрубного пространства для принятого типоразмера подогревателя.

При превышении указанных значений скорости необходимо принять другой типоразмер подогревателя или использовать параллельную схему их включения. В этом случае повторяется расчет скоростей теплоносителей в трубках и в межтрубном пространстве.

Рассчитываются коэффициенты теплоотдачи по уравнениям (5.7) и (5.9) и коэффициент теплопередачи по формуле (5.5) или (5.6) с учетом загрязнений поверхности труб.

Средний температурный напор определяют по уравнению (5.4) с учетом противоточной схемы движения теплоносителей. Температура водяного пара принимается равной температуре насыщения при заданном давлении пара.

Определяют требуемую площадь поверхности теплообмена по формуле (5.3) и сравнивают ее с площадью поверхности теплообмена принятого типоразмера подогревателя.

Расчет заканчивается определением числа секций водоводяного подогревателя, которое не должно превышать 10. При выборе числа и типоразмера подогревателя необходимо обеспечить запас по поверхности теплообмена не более 20 %.

Задача

Расчет секционного водоводяного подогревателя заключается в определении общей поверхности теплообмена и количестве секций. Греющим и нагреваемым теплоносителями являются вода.

Выбрать номер секционного водоводяного подогревателя, устанавливаемого в системе горячего водоснабжения сельского населенного пункта, и определить число секций, принятых к установке.

Построить температурный график сетевой и нагреваемой воды.

Тепловую мощность подогревателя Φ , температуры сетевой воды на входе в подогреватель τ_1 и на выходе τ_2 , а также температуры нагреваемой воды на входе в подогреватель t_2 и на выходе t_1 принять по табл. 5.2.

Таблица 5.2

Исходные данные

Вторая цифра варианта	Φ , кВт	Первая цифра варианта	Температура, °С			
			τ_1	τ_2	t_1	t_2
1	160	1	70	20	60	10
2	200	2	70	25	60	5
3	300	3	70	30	55	5
4	400	4	70	35	60	10
5	500	5	70	20	55	5

Вторая цифра варианта	Φ, кВт	Первая цифра варианта	Температура, °С			
			τ ₁	τ ₂	t ₁	t ₂
6	600	6	70	25	60	10
7	700	7	70	30	60	5
8	800	8	70	35	55	5
9	900	9	70	30	60	10
0	1000	0	70	35	60	5

Расчет водоводяных подогревателей производится в следующей последовательности.

Определить расходы сетевой и нагреваемой воды:

$$G_{\text{г}} = \frac{\Phi}{c_{\text{в}} (\tau_1 - \tau_2)};$$

$$G_{\text{нг}} = \frac{\Phi}{c_{\text{в}} (t_1 - t_2)},$$

где $G_{\text{г}}$, $G_{\text{нг}}$ – расходы сетевой и нагреваемой воды, кг/с;

$c_{\text{в}}$ – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); принять равной 4,2 кДж/(кг·К).

Рассчитать требуемую площадь живого сечения трубок, внутри которых организуется движение нагреваемой воды:

$$f'_{\text{т}} = \frac{G_{\text{нг}}}{\rho_{\text{в}} v_{\text{т}}},$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воды; принять равной 1000 кг/м³;

$v_{\text{т}}$ – скорость воды в трубках водоподогревателя; принять в пределах 0,5–2,5 м/с.

По требуемой площади живого сечения трубок выбрать тип (номер) водоподогревателя и выписать его технические данные (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Технические данные водоводяных подогревателей

Номер	Диаметр корпуса, мм		Число трубок, шт.	Площадь поверхности теплообмена F_1 , м ²	Площадь сечения трубок f_1 , м ²	Межтрубное пространство	
	наружный	внутренний				Площадь сечения f_m , м ²	Эквивалентный диаметр d_e
01	57	50	4	0,37	0,00062	0,001160	0,0130
02	57	50	4	0,74	0,00062	0,001160	0,0130
03	76	69	7	0,65	0,00108	0,002330	0,0164
04	76	69	7	1,31	0,00108	0,002330	0,0164
05	89	82	12	1,11	0,00185	0,002870	0,0134
06	89	82	12	2,24	0,00185	0,002870	0,0134
07	114	106	19	1,76	0,00293	0,005000	0,0155
08	114	106	19	3,54	0,00293	0,005000	0,0155
09	168	158	37	3,40	0,00570	0,011220	0,0207
10	168	158	37	6,90	0,00570	0,011220	0,0207
11	219	207	64	5,89	0,00985	0,022080	0,0215
12	219	207	64	12,00	0,00985	0,022080	0,0215
13	273	259	109	10,00	0,01679	0,033077	0,0196
14	273	259	109	20,30	0,01679	0,033077	0,0196

Произвести расчет действительной скорости воды в трубках:

$$v_{\text{нг}} = \frac{G_{\text{нг}}}{\rho_{\text{в}} f_{\text{т}}},$$

где $f_{\text{т}}$ – действительная площадь живого сечения трубок (по техническим данным принятого номера водоподогревателя).

Определить также скорость воды в межтрубном пространстве, которая должна находиться в пределах 0,5–2,5 м/с:

$$v_{\text{г}} = \frac{G_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}} f_{\text{м}}},$$

где $f_{\text{м}}$ – площадь живого сечения межтрубного пространства для принятого номера водоподогревателя.

Рассчитать:

а) коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенкам трубок α_1 , Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = (1630 + 21t_{\text{г}} - 0,041t_{\text{г}}^2) \frac{v_{\text{г}}^{0,8}}{d_3^{0,2}},$$

где $t_{\text{г}}$ – средняя температура сетевой воды, равная среднему арифметическому температур τ_1 и τ_2 , °С;

d_3 – эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м;

$v_{\text{г}}$ – скорость воды в межтрубном пространстве, м/с;

б) коэффициент теплоотдачи от стенок трубок к нагреваемой воде α_2 , Вт/(м²·К):

$$\alpha_2 = (1630 + 21t_{\text{нг}} - 0,041t_{\text{нг}}^2) \frac{v_{\text{нг}}^{0,8}}{d^{0,2}},$$

где $t_{\text{нг}}$ – средняя температура нагреваемой воды, равная среднему арифметическому температур t_1 и t_2 , °C;

d – внутренний диаметр трубок, $d = 0,014$ м;

$v_{\text{нг}}$ – скорость воды в трубках, м/с;

в) коэффициент теплопередачи k , Вт/(м²·K):

$$k = \mu \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2},$$

где μ – коэффициент загрязнения трубок; принять в пределах 0,75–0,85.

Изобразить температурный график сетевой и нагреваемой воды при противоточной схеме.

Рассчитать средний температурный напор

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}},$$

где Δt_6 , Δt_m – большая и меньшая разности температур сетевой и нагреваемой воды на входе в водоподогреватель и на выходе из него.

При $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 1,7$ допускается расчет по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}.$$

Определить требуемую площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{\Phi \cdot 10^3}{k \Delta t_{\text{cp}}}.$$

Определить число секций:

$$n = \frac{F}{F_1},$$

где F_1 – площадь поверхности теплообмена одной секции.

Рекомендуется устанавливать от двух до десяти секций, обеспечивая запас по поверхности теплообмена до 20 %.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое теплообменные аппараты? На какие группы они подразделяются?
2. Запишите уравнения теплового баланса.
3. По каким схемам осуществляется движение теплоносителей в теплообменных аппаратах?
4. Какие существуют виды тепловых расчетов теплообменных аппаратов?

Практическая работа № 6

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Цель работы: определить тепловую мощность, площадь поверхности теплообмена и конечные температуры теплоносителей теплообменных аппаратов.

Задачи

Задача 6.1. В воздухоподогревателе воздух подогревается от $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $210\text{ }^{\circ}\text{C}$, а дымовые газы охлаждаются от $410\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $250\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить средний температурный напор при прямоточной и противоточной схемах присоединения воздухоподогревателя. Построить температурные графики теплоносителей.

Задача 6.2. В маслоохладитель поступает трансформаторное масло с температурой $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ и охлаждается до температуры $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Массовые расходы масла и охлаждающей воды составляют соответственно 10 и 17,6 т/ч. Температура охлаждающей воды на входе в маслоохладитель равна $20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить средний температурный напор.

Задача 6.3. Температура дымовых газов на входе в водяной экономайзер равна $360\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на выходе из него – $190\text{ }^{\circ}\text{C}$. В экономайзере вода нагревается от $104\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $145\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить средний температурный напор при прямотоке и противотоке.

Задача 6.4. Определить площадь поверхности теплообмена водяного экономайзера. Расход дымовых газов – 220 т/ч, удельная изобарная теплоемкость дымовых газов – $1,045\text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$, их температура на входе в экономайзер – $420\text{ }^{\circ}\text{C}$. Расход нагреваемой воды – 120 т/ч, температура воды на входе в экономайзер равна $105\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на выходе из него – $200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Коэффициент теплопередачи равняется $70\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$. Расчет выполнить при прямоточной и противоточной схемах включения водяного экономайзера.

Решение

По формуле (5.1) рассчитать тепловую мощность водяного экономайзера:

$$\Phi = c_{p2} G_2 (t_2'' - t_2') = 4,3 \frac{120\,000}{3600} (200 - 105) = 13\,600 \text{ кВт.}$$

По формуле (5.1) определить конечную температуру дымовых газов, приняв $\eta = 0,98$:

$$t_1'' = t_1' - \frac{\Phi}{c_{p1} G_1 \eta} = 420 - \frac{13\,600 \cdot 3600}{1,045 \cdot 225\,000 \cdot 0,98} = 207,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Рассчитать средний температурный напор по уравнению (5.4):
– при противотоке:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(420 - 200) - (207,5 - 105)}{\ln \frac{420 - 200}{207,5 - 105}} = 153,8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

– при прямотоке:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(420 - 105) - (207,5 - 200)}{\ln \frac{420 - 105}{207,5 - 200}} = 82,3 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При расчете среднего температурного напора воспользоваться графиками (см. рис.).

Вычислить площадь поверхности теплообмена по формуле (5.3):
– при противотоке:

$$F = \frac{\Phi}{k \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{13\,600\,000}{79 \cdot 153,8} = 1120 \text{ м}^2;$$

– при прямотоке:

$$F = \frac{\Phi}{k \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{13\,600\,000}{79 \cdot 82,3} = 2090 \text{ м}^2.$$

Задача 6.5. Определить площадь поверхности теплообмена водоводяного теплообменника. Расход нагреваемой воды $G_2 = 5$ кг/с, значения ее температуры – на входе в теплообменник $t'_2 = 17$ °С, на выходе $t''_2 = 60$ °С. Температура греющей воды на входе $t'_1 = 95$ °С, на выходе $t''_1 = 70$ °С. Расчет выполнить при прямотоке и противотоке. При расчете принять $k = 800$ Вт/(м²·К).

Задача 6.6. Определить площадь поверхности теплообмена в пастеризаторе молока. Расход молока $G_2 = 600$ кг/ч, температура молока изменяется от 28 °С до 75 °С. Расход горячей воды $G_1 = 650$ кг/ч, температура воды на входе в пастеризатор $t'_1 = 80$ °С. Коэффициент теплопередачи принять равным 1150 Вт/(м²·К).

Задача 6.7. В теплообменном аппарате охлаждается трансформаторное масло. Его расход составляет 0,5 м³/ч, температура масла на входе в теплообменник $t'_1 = 95$ °С, на выходе $t''_1 = 40$ °С. Охлаждающая вода нагревается от 12 °С до 50 °С. Коэффициенты теплоотдачи: со стороны масла $\alpha_1 = 200$ Вт/(м²·К), со стороны воды $\alpha_2 = 800$ Вт/(м²·К). Толщина стальных трубок $\delta = 2$ мм, трубки покрыты слоями ржавчины и накипи. Определить расход воды и требуемую площадь поверхности теплообмена.

Задача 6.8. В водонагреватель тепловой мощностью 70 кВт поступают греющая вода температурой $t'_1 = 85$ °С и нагреваемая вода температурой $t'_2 = 25$ °С. Расходы воды: греющей $G_1 = 2$ т/ч, нагреваемой $G_2 = 1,5$ т/ч. Определить конечные температуры теплоносителей, а также площадь поверхности теплообмена. Принять при расчетах $k = 1400$ Вт/(м²·К). Теплотери в окружающую среду не учитывать.

Задача 6.9. В автомобильном радиаторе системы охлаждения двигателя вода охлаждается от 90 °С до 70 °С, при этом воздух нагревается от 10 °С до 40 °С. Определить площадь поверхности теплообмена, приняв коэффициент теплопередачи равным 50 Вт/(м²·К), а тепловую мощность равной 35 кВт. Расчет выполнить для противоточной схемы.

Задача 6.10. В водяном экономайзере котельной установки сельскохозяйственного назначения дымовые газы охлаждаются от 290 °С до 150 °С. Расход дымовых газов $G_1 = 16,9$ т/ч, средняя удельная изобарная теплоемкость $c_{p1} = 1,07$ кДж/(кг·К). Расход нагреваемой

воды $G_2 = 15$ т/ч, начальная температура воды $t_1' = 100$ °С. Определить конечную температуру воды и площадь поверхности теплообмена. Расчет выполнить для противоточной схемы, коэффициент теплопередачи принять равным $18,5$ Вт/(м²·К).

Задача 6.11. В противоточной водоводяной теплообменник с поверхностью нагрева $2,5$ м² поступает холодная вода температурой 15 °С. Расход холодной воды – $1,5$ т/ч, ее конечная температура после нагрева составляет 65 °С. Расход горячей воды – 3 т/ч, ее начальная температура на входе в теплообменник – 95 °С. Найти коэффициент теплопередачи в теплообменнике.

Задача 6.12. В пароводяном водонагревателе используется сухой насыщенный пар давлением $0,8$ МПа. Конденсация пара происходит полностью, но без переохлаждения конденсата. Вода подогревается от 20 °С до 90 °С, расход воды $G_2 = 8$ т/ч. Рассчитать площадь поверхности теплообмена и расход пара. Коэффициент теплопередачи принять равным 1800 Вт/(м²·К).

Решение

Из прилож. Г выписать термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения при давлении $0,8$ МПа:

- температура насыщения $t_s = 170,42$ °С;
- удельная энтальпия сухого насыщенного пара $h'' = 2768,4$ кДж/кг;
- удельная энтальпия воды при температуре насыщения $h' = 720,9$ кДж/кг.

Удельная теплоемкость воды $c_{p2} = 4,19$ кДж/(кг·К).

Тепловая мощность водонагревателя по формуле (5.2)

$$\Phi = 4,19 \frac{8000}{3600} (90 - 20) = 652 \text{ кВт.}$$

Расход пара из уравнения (5.2)

$$G_1 = \frac{652}{2768,4 - 720,9} = 0,318 \text{ кг/с} = 1150 \text{ кг/ч.}$$

Определить средний температурный напор, учитывая постоянство температуры водяного пара (см. рис.), по уравнению (5.4):

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{(170,42 - 20) - (170,42 - 90)}{\ln \frac{170,42 - 20}{170,42 - 90}} = 111,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Площадь поверхности теплообмена из формулы (5.3)

$$F = \frac{652\,000}{1800 \cdot 111,8} = 3,24 \text{ м}^2.$$

Задача 6.13. В пароводяном водонагревателе с поверхностью теплообмена площадью $F = 2 \text{ м}^2$ используется влажный насыщенный пар давлением 0,16 МПа и степенью сухости 0,95. Пар конденсируется полностью без переохлаждения конденсата. Расход нагреваемой воды $G_2 = 5 \text{ т/ч}$, вода подогревается от $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $55 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Определить расход пара и коэффициент теплопередачи.

Задача 6.14. Определить расход пара и площадь поверхности теплообмена в подогревателе мазута. Расход мазута $G_2 = 800 \text{ кг/ч}$, удельная теплоемкость $c_{p2} = 2,15 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Начальная температура мазута $t'_2 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, конечная температура $t''_2 = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$. В качестве греющего теплоносителя используется сухой насыщенный пар давлением 1,4 МПа. Пар конденсируется полностью без переохлаждения конденсата. Коэффициент теплопередачи $k = 150 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{K)}$.

Контрольные вопросы и задания

1. Запишите основные уравнения для расчета теплообменных аппаратов.
2. В чем состоят преимущества и недостатки противоточной схемы присоединения аппарата по сравнению с прямоточной?
3. Изобразите график изменения температур теплоносителей для противотока.
4. Изобразите график изменения температур теплоносителей для прямотока.
5. Перечислите методы интенсификации теплопередачи.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ерофеев, В. Л. Теплотехника : в 2 т. : учебник / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, П. Д. Семенов ; под ред. В. Л. Ерофеева, А. С. Пряхина. – М. : Юрайт, 2020. – Т. 1: Термодинамика и теория теплообмена. – 308 с.

2. Ерофеев, В. Л. Теплотехника : в 2 т. : учебник / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, П. Д. Семенов ; под ред. В. Л. Ерофеева, А. С. Пряхина. – М. : Юрайт, 2020. – Т. 2: Энергетическое использование теплоты. – 199 с.

3. Примеры и задачи по тепломассообмену : учебное пособие / В. С. Логинов, А. В. Крайнов, В. Е. Юхнов, Д. В. Феокистов. – 2-е изд., испр. и доп. – СПб. : Лань, 2016. – 256 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Молекулярные массы и газовые постоянные R , Дж/(кг·К), некоторых газов

Газы	Химическая формула	Молекулярная масса	Значение R
Азот	N_2	28,01	296,8
Аммиак	NH_3	17,03	488,0
Бутан	C_4H_{10}	58,12	143,0
Водород	H_2	2,02	4124,0
Водяной пар	H_2O	18,02	461,0
Воздух	—	28,96	287,0
Двуокись углерода	CO_2	44,00	189,0
Кислород	O_2	32,00	259,8
Метан	CH_4	16,04	518,2
Окись углерода	CO	28,01	296,8
Пропан	C_3H_8	44,10	188,5
Этан	C_2H_6	30,07	276,5
Этилен	C_2H_4	28,05	296,4

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Приближенные значения молярных теплоемкостей,
Дж/(моль·К), и показателей адиабаты κ

Газы	$c_{ув}$	$c_{ур}$	κ
Одноатомные	12,5	20,8	1,67
Двухатомные	20,8	29,1	1,40
Трех- и многоатомные	29,1	37,4	1,29

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Средние изобарные удельные теплоемкости, кДж/(кг·К), некоторых газов*

$t, ^\circ\text{C}$	Воздух	O_2	N_2	CO	CO_2	H_2	H_2O
0	1,0036	0,9148	1,0392	1,0396	0,8148	14,195	1,8594
100	1,0061	0,9232	1,0404	1,0417	0,8658	14,353	1,8728
200	1,0115	0,9353	1,0434	1,0463	0,9102	14,421	1,8937
300	1,0191	0,9500	1,0488	1,0538	0,9487	14,446	1,9192
400	1,0283	0,9651	1,0567	1,0634	0,9826	14,477	1,9477
500	1,0377	0,9793	1,0660	1,0748	1,0128	14,509	1,9778
600	1,0496	0,9927	1,0760	1,0861	1,0396	14,542	2,0092
700	1,0605	1,0048	1,0869	1,0978	1,0639	14,587	2,0419
800	1,0710	1,0157	1,0974	1,1091	1,0852	14,641	2,0754
900	1,0815	1,0258	1,1078	1,1200	1,1045	14,706	2,1097
1000	1,0907	1,0350	1,1179	1,1304	1,1225	14,776	2,1436
1100	1,0999	1,0434	1,1271	1,1401	1,1384	14,853	2,1771
1200	1,1082	1,0509	1,1359	1,1493	1,1530	14,934	2,2106
1300	1,1166	1,0580	1,1447	1,1577	1,1660	15,023	2,2449
1400	1,1242	1,0647	1,1526	1,1656	1,1782	15,113	2,2743
1500	1,1313	1,0714	1,1602	1,1731	1,1895	15,202	2,3048

* При расчете средних изохорных удельных теплоемкостей газов использовать уравнение (1.13).

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Термодинамические свойства воды и водяного пара

Таблица Г.1

Вода и водяной пар на линии насыщения

P , МПа	t , °С	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	r , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0,003	24,09	0,00100	45,668	101,00	2542,2	2444,2	0,3543	8,5776
0,004	28,98	0,00100	34,803	121,41	2554,1	2432,7	0,4224	8,4747
0,005	32,90	0,00101	28,196	137,77	2561,2	2423,4	0,4762	8,3952
0,006	36,78	0,00101	23,742	151,50	2567,1	2415,6	0,5209	8,3305
0,007	39,02	0,00101	20,532	163,38	2572,2	2408,8	0,5591	8,2760
0,008	41,53	0,00101	18,106	173,87	2576,7	2402,8	0,5926	8,2289
0,009	43,79	0,00101	16,206	183,28	2580,8	2397,5	0,6224	8,1875
0,010	45,83	0,00101	14,676	191,84	2584,4	2392,6	0,6493	8,1505
0,020	60,09	0,00102	7,6515	251,46	2609,6	2358,1	0,8321	7,9092
0,030	69,12	0,00102	5,2308	289,31	2625,3	2336,0	0,9441	7,7695
0,040	75,89	0,00103	3,9949	317,65	2636,8	2319,2	1,0261	7,6711
0,050	81,35	0,00103	3,2415	340,57	2646,0	2305,4	1,0912	7,5951
0,075	91,78	0,00104	2,2179	384,45	2663,2	2278,8	1,2132	7,4577
0,100	99,63	0,00104	1,6946	417,51	2675,7	2258,2	1,3027	7,3608
0,150	113,37	0,00105	1,1597	467,13	2693,9	2226,8	1,4336	7,2248
0,170	115,17	0,00106	1,0315	483,22	2699,5	2216,3	1,4752	7,1829
0,200	120,23	0,00106	0,88592	504,70	2706,9	2202,2	1,5468	7,1123
0,400	143,62	0,00108	0,46242	604,70	2738,5	2133,8	1,7764	6,8966
0,600	158,84	0,00110	0,31556	670,40	2756,4	2086,0	1,9308	6,7598
0,800	170,42	0,00111	0,24030	720,90	2768,4	2047,5	2,0457	6,6618
1,000	179,88	0,00113	0,19430	762,60	2777,0	2014,4	2,1382	6,5847
1,400	195,04	0,00115	0,14072	830,10	2788,4	1958,3	2,2836	6,4665
2,000	212,37	0,00118	0,09953	908,60	2797,4	1888,8	2,4468	6,3373
2,500	223,94	0,00119	0,07990	962,00	2800,8	1838,8	2,5543	6,2536
3,000	233,84	0,00122	0,06662	1008,40	2801,9	1793,5	2,6455	6,1832
3,500	242,54	0,00123	0,05702	1049,80	2801,3	1751,5	2,7253	6,1218
4,000	250,33	0,00125	0,04974	1087,50	2799,4	1711,9	2,7967	6,0670
4,500	257,41	0,00127	0,04402	1122,20	2796,5	1674,3	2,8614	6,0171
5,000	263,92	0,00129	0,03941	1154,60	2792,8	1638,2	2,9209	5,9712

Таблица Г.2

Перегретый водяной пар

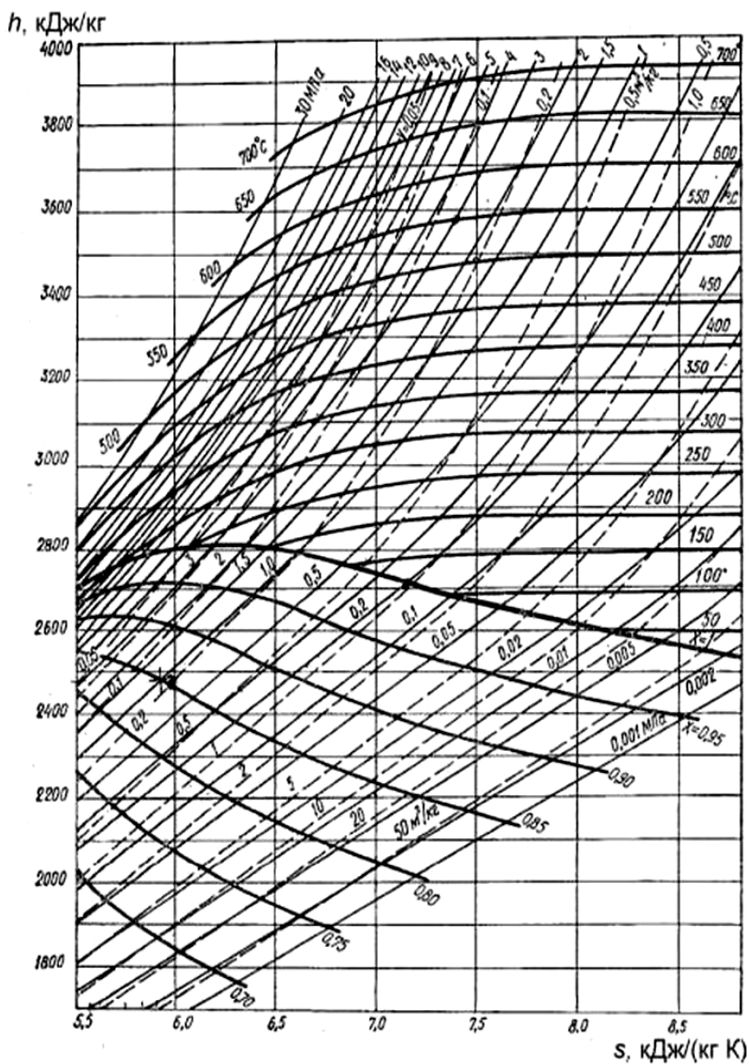
t , °C	v , м ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	v , м ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)
$P = 1,5 \text{ МПа}$				$P = 2,0 \text{ МПа}$		
400	0,2030	3256,1	7,2701	0,1512	3248,1	7,1285
410	0,2062	3277,7	7,3020	0,1536	3270,0	7,1609
420	0,2095	3299,3	7,3334	0,1561	3291,9	7,1927
430	0,2127	3320,9	7,3644	0,1586	3313,8	7,2241
440	0,2159	3342,6	7,3949	0,1610	3335,8	7,2550
450	0,2191	3364,2	7,4250	0,1635	3357,7	7,2855
460	0,2233	3385,9	7,4548	0,1659	3379,6	7,3156
470	0,2255	3407,6	7,4842	0,1684	3401,5	7,3454
480	0,2287	3429,3	7,5132	0,1708	3423,5	7,3747
490	0,2319	3451,1	7,5420	0,1732	3445,4	7,4037
500	0,2351	3472,9	7,5703	0,1756	3467,4	7,4323
$P = 2,5 \text{ МПа}$				$P = 3,0 \text{ МПа}$		
400	0,1201	3239,9	7,0165	0,09933	3231,6	6,9231
410	0,1221	3262,2	7,0494	0,10105	3254,3	6,9566
420	0,1241	3284,5	7,0817	0,10276	3276,9	6,9894
430	0,1261	3306,7	7,1135	0,10450	3299,4	7,0217
440	0,1281	3328,9	7,1449	0,10610	3321,9	7,0535
450	0,1301	3351,0	7,1758	0,10780	3344,4	7,0847
460	0,1321	3373,2	7,2062	0,10950	3366,8	7,1155
470	0,1340	3395,4	7,2362	0,11120	3389,2	7,1459
480	0,1360	3417,5	7,2659	0,11280	3411,6	7,1758
490	0,1380	3439,7	7,2951	0,11450	3434,0	7,2054
500	0,1399	3461,9	7,3240	0,11610	3456,4	7,2345
$P = 3,5 \text{ МПа}$				$P = 4,0 \text{ МПа}$		
400	0,08451	3223,1	6,8426	0,07339	3214,5	6,7713
410	0,08602	3246,2	6,8766	0,07473	3238,0	6,8060
420	0,08751	3269,2	6,9100	0,07606	3261,4	6,8399
430	0,08899	3292,0	6,9427	0,07738	3284,6	6,8732
440	0,09046	3314,8	6,9747	0,07869	3307,7	6,9058
450	0,09192	3337,6	7,0066	0,07999	3330,7	6,9379
460	0,09338	3360,3	7,0378	0,08128	3353,7	6,9694
470	0,09483	3382,9	7,0684	0,08257	3376,6	7,0005
480	0,09627	3405,6	7,0987	0,08384	3399,5	7,0310
490	0,09770	3428,2	7,1285	0,08512	3422,3	7,0612
500	0,09913	3450,8	7,1580	0,08638	3445,2	7,0909

Окончание таблицы Г.2

t , °C	v , м ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)	v , м ³ /кг	h , кДж/кг	s , кДж/(кг·К)
$P = 4,5 \text{ МПа}$				$P = 5,0 \text{ МПа}$		
400	0,06473	3205,8	6,7071	0,05780	3196,9	6,6486
410	0,06595	3229,7	6,7425	0,05891	3221,3	6,6845
420	0,06715	3253,5	6,7770	0,06002	3245,4	6,7196
430	0,06834	3277,0	6,8107	0,06111	3269,4	6,7539
440	0,06953	3300,5	6,8438	0,06220	3293,2	6,7875
450	0,07070	3323,8	6,8763	0,06327	3316,8	6,8204
460	0,07187	3347,1	6,9083	0,06434	3340,4	6,8528
470	0,07303	3370,3	6,9397	0,06539	3363,8	6,8846
480	0,07418	3393,4	6,9706	0,06644	3387,2	6,9158
490	0,07532	3416,5	7,0010	0,06749	3410,5	6,9465
500	0,07646	3439,5	7,0310	0,06853	3433,8	6,9768

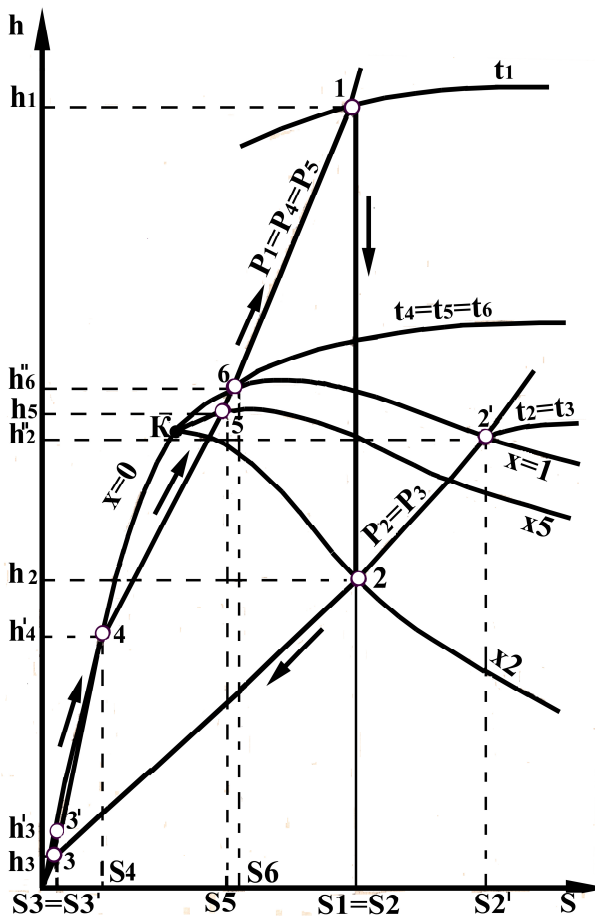
ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Диаграмма hs водяного пара



ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Пояснение к расчету цикла паросиловой установки с использованием диаграммы водяного пара



ДЛЯ ЗАМЕТОК

Учебное издание

Синица Светлана Ивановна,
Клинцева Валентина Федоровна

**ТЕПЛОТЕХНИКА.
ПРАКТИКУМ**

Учебно-методическое пособие

Ответственный за выпуск *А. М. Кравцов*
Редактор *Д. А. Значёнок*
Корректор *Д. А. Значёнок*
Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*
Дизайн обложки *Д. О. Михеевой*

Подписано в печать 18.09.2025. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 4,88. Уч.-изд. л. 3,82. Тираж 99 экз. Заказ 308.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–1, 220012, Минск.