

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ

**«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики
Кафедра промышленной теплоэнергетики**

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Выполнение контрольных работ

Методические указания для студентов заочной формы обучения
по направлению подготовки
13.04.01 — Теплоэнергетика и теплотехника

Составители:
В. Г. Казаков
Е. Н. Громова

Санкт-Петербург
2026

Утверждено
на заседании кафедры ПТЭ
02.04.2026 г., протокол № 9

Рецензент Н. П. Мидуков

Методические указания соответствуют программам и учебным планам дисциплины «Анализ энергетических систем» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». В указаниях представлен порядок выполнения и оформления контрольных работ. Приведены исходные данные для выполнения работ, методики расчетов и справочная информация.

Методические указания предназначены для магистров заочной формы обучения.

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве
методических указаний

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 25.05.2026 г. Рег. № 5038/26

Высшая школа технологии и энергетики СПб ГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2026

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Теоретическая часть	4
Примеры решения задач	7
Задачи по курсу	16
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	20

ВВЕДЕНИЕ

Контрольная работа выполняется по мере изучения теоретического материала. Задание для контрольной работы и примеры расчетов представлены в настоящих методических указаниях. Размерности исходных данных и вычисленных величин обязательно приводятся в соответствии с международной системой единиц измерения СИ.

Контрольные работы оформляются в печатном виде, на титульном листе обязательно указываются: ФИО студента, шифр, кафедра, наименование изучаемой дисциплины и номер варианта контрольного задания.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Термодинамический анализ технологических систем диктует необходимость относительной оценки степени термодинамического совершенства, т. е. термодинамического (эксергетического) КПД.

Эксергия теплового потока E_q при температуре T определяется количеством работы, которое может быть получено или должно быть затрачено в обратимом процессе переноса энтропии, характеризующей данный тепловой поток, на уровень температуры окружающей среды. Эта термодинамическая функция характеризует не энергию теплового потока, а его максимально возможную работу, которую этот поток может совершить вне рассматриваемой системы. Следует подчеркнуть, что возможная работа теплового потока не является материальной величиной, поэтому для нее закон сохранения энергии не справедлив. Однако учет потерь от необратимости процессов (эксергетических потерь) позволяет составлять ее баланс и, следовательно, открывает возможность определения эксергетического КПД.

Математическое выражение для эксергии теплового потока в условиях изобарического процесса E_q может быть представлено в виде:

$$E_q = (h - T_{oc} \cdot S) - (h_{oc} - T_{oc} \cdot S).$$

Выразим приращение энтропии через среднетермодинамическую температуру потока T^T :

$$S - S_{oc} = \frac{(h - h_{oc})}{T^T},$$

тогда:

$$E_q = (h - h_{oc}) \cdot \left(1 - \frac{T_{oc}}{T^T}\right).$$

Для анализа блоков (части) термодинамической системы удобно пользоваться приращением эксергии, полученным при термическом взаимодействии материальных потоков:

$$(\Delta E_q)_m = G \cdot [(h_1 - h_2) - T_{oc} \cdot (S_1 - S_2)]$$

или

$$(\Delta E_q)_m = G \cdot (h_1 - h_2) \cdot \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_m^T}\right),$$

где h_1 , S_1 , h_2 , S_2 – энтальпия и энтропия подвода и отвода энергии от материальных потоков в анализируемом блоке системы; G – массовый расход потока; T_m^T – среднетермодинамическая температура отвода теплового потока в m -ом блоке термодинамической системы.

Абсолютная оценка термодинамического совершенства выражается через эксергетические потери. Эксергетические потери можно получить вычитанием всех входящих и выходящих в узел эксергий:

$$П = \sum_{m=1}^N (\Delta E_q)_m - \sum_{m=1}^L (\Delta E_q)_m.$$

Эксергетические потери – абсолютная мера необратимости процесса. Она также численно равна возрастанию энтропии участвующих в процессе взаимодействия материальных потоков через коэффициент пропорциональности T_{oc} :

$$П = T_{oc} \cdot (\sum_{\text{вых}} G_i \cdot S_i - \sum_{\text{вх}} G_i \cdot S_i),$$

где G_i , S_i – расход и соответствующая ему энтропия i -го потока на выходе и входе в узел взаимодействия.

В качестве относительной характеристики термодинамического совершенства процесса выступает эксергетический КПД. Составленный на основе классических законов термодинамики (первого и второго), эксергетический КПД характеризует степень необратимости процессов. Определение эксергетических КПД теплоиспользующих элементов системы позволяет выявить процессы, характеризующиеся большой необратимостью, наметить пути по уменьшению или ликвидации этой необратимости.

Эксергетический КПД определяется как отношение воспринятой в теплопроцессе пригодной для дальнейшего технического использования энергии к подводимой, пригодной для технического использования энергии, т. е. как отношение приращения эксергий.

Эксергетический КПД теплообменного аппарата η_e^T можно выразить следующим образом:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}}$$

или

$$\eta_e^T = \frac{1 - \frac{T_{oc}}{T_H^T}}{1 - \frac{T_{oc}}{T_O^T}},$$

где ΔE_{qH} и ΔE_{qO} – приращение эксергии нагреваемого и охлаждаемого потока при энергетическом взаимодействии; T_H^T и T_O^T – среднетермодинамическая температура нагреваемого и охлаждаемого потока.

Эксергетический КПД сложной системы можно определить как отношение суммарного приращения эксергии всех нагреваемых потоков к суммарному приращению всех охлаждаемых потоков:

$$\eta_e = \frac{\sum \Delta E_{qH}}{\sum \Delta E_{qO}}.$$

Найдем связь η_e сложной тепловой схемы с η_{em} составляющих ее локальных элементов. По определению, для m -го элемента сложной тепловой схемы имеем:

$$\eta_{em} = \frac{(\sum \Delta E_{qH})_m}{(\sum \Delta E_{qO})_m}.$$

Для сложной тепловой схемы:

$$\eta_e = \frac{\sum_m (\sum \Delta E_{qH})_m}{\sum_m (\sum \Delta E_{qO})_m}.$$

Введем понятие доли γ_m затраченной эксергии в m -ом локальном элементе тепловой схемы к суммарным затратам эксергии во всей тепловой схеме:

$$\gamma_m = \frac{(\sum \Delta E_{qO})_m}{\sum_m (\sum \Delta E_{qO})_m}.$$

Тогда:

$$\eta_e = \sum_m \frac{(\sum \Delta E_{qH})_m}{\sum_m (\sum \Delta E_{qO})_m} = \sum (\eta_{em} \cdot \gamma_m).$$

В реальных тепловых схемах, наряду с потерями эксергии при энергообмене между материальными потоками, обусловленными градиентом температур, в общем случае имеют место потери эксергии с материальными потоками при их взаимодействии с окружающей средой, отвод энергии теплового потока через изолированные и неизолированные участки оборудования, а также адиабатического дросселирования. Эти затраты эксергии следует относить ко всей тепловой анализируемой схеме, так как они являются суммарным следствием деградации энергии в процессах всех теплоиспользующих элементов.

ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Пример 1. Определение эксергетического КПД и эксергетических потерь для парового калорифера вторичного подогрева воздуха в кондиционере для холодного периода года.

Пусть воздух с расходом $G = 20000$ кг/час нагревается в калорифере от $t_n = 16$ °С до $t_k = 19$ °С паром при температуре $t_p = 100$ °С. Теплоёмкость воздуха $C_v = 0,92$ кДж/кг °С, $T_{o.c} = 245$ К. Процесс адиабатический (без отвода теплоты в окружающую среду).

Тепловой баланс калорифера:

$$Q_o = Q_n = G \cdot C_v \cdot (t_k - t_n) = 20000 \cdot 0,92 \cdot (19 - 16) = 55200 \text{ кДж /ч.}$$

Эксергетический баланс калорифера:

– затраченная эксергия водяного пара в калорифере:

$$\Delta E_{qo} = Q_o \cdot (1 - T_{o.c} / T_o^T) = 55200 \cdot (1 - 245 / 373) = 18943 \text{ кДж /ч,}$$

где T_o^T – среднетермодинамическая температура конденсации водяного пара $T_o^T = t_p + 273 = 100 + 273 = 373$ К.

– воспринятая эксергия воздухом в калорифере:

$$\Delta E_{qn} = Q_n \cdot (1 - T_{o.c} / T_n^T) = 55200 \cdot (1 - 245 / 290,5) = 8646 \text{ кДж /ч,}$$

где T_n^T – среднетермодинамическая температура нагрева воздуха в калорифере: $T_n^T = [(t_k + t_n) / 2] + 273 = [(19 + 16) / 2] + 273 = 290,5$ К.

Эксергетический КПД калорифера:

$$\eta_e = \Delta E_{qn} / \Delta E_{qo} = (8646 / 18943) \cdot 100 = 45,6 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в калорифере:

$$\Pi = \Delta E_{qo} - \Delta E_{qn} = 18943 - 8646 = 10297 \text{ кДж/ч.}$$

Термодинамический анализ процесса в калорифере показывает, что он характеризуется низким эксергетическим КПД и большими эксергетическими потерями. Одним из возможных вариантов для повышения степени термодинамического совершенства процесса в калорифере – замена теплоносителя на воду или на газообразный теплоноситель. Несмотря на низкий эксергетический КПД, такой процесс может быть экономически целесообразен, например, в случае использования в качестве теплоносителя отработанного водяного пара, который в альтернативном варианте отводится в окружающую среду.

Пример 2. Определение эксергетического КПД процесса в теплообменнике смешения

В условиях **примера 1** в теплообменнике смешения нагревается воздух с параметрами в точке 1 воздухом с параметрами в точке 2 (рис. 1).

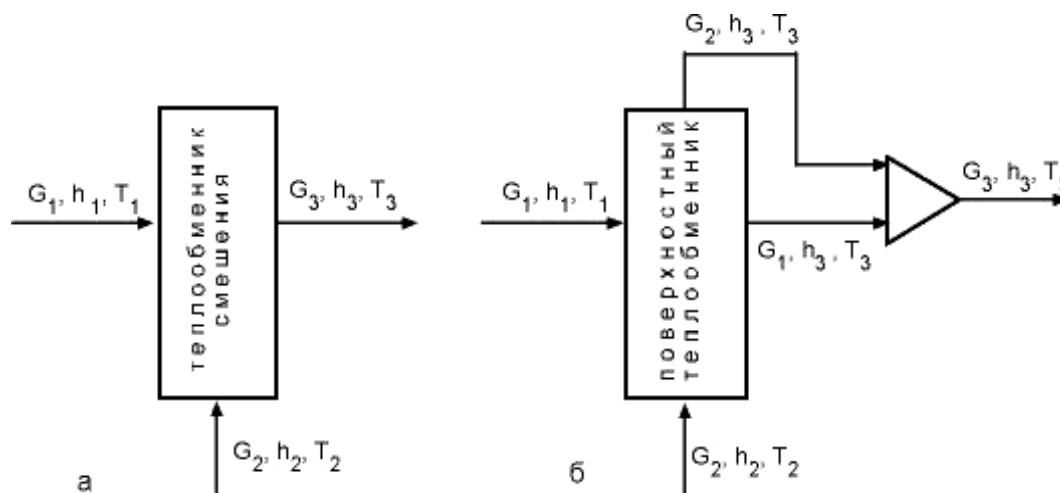


Рисунок 1. Тепловые схемы теплообменника смешения:

а – структурная; *б* – эквивалентная

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: G_1, h_1, T_1 и G_2, h_2, T_2 – соответственно расход, удельная энтальпия и температура нагреваемого и охлаждаемого воздуха на входе в теплообменник; G_3, h_3, T_3 – расход, удельная энтальпия и температура воздуха на выходе из теплообменника смешения.

Численные величины взаимодействующих потоков при принятых обозначениях: $G_1 = 1000$ кг/час, $h_1 = 41$ кДж/кг, $T_1 = 295$ К; $G_2 = 800$ кг/час, $h_2 = 68$ кДж/кг, $T_2 = 301$ К; $G_3 = 1800$ кг/час, $h_3 = 53$ кДж/кг, $T_3 = 298$ К. Процесс в теплообменнике адиабатический.

Для приведения рассматриваемого процесса теплообмена (рис. 1а) к процессу в рекуперативном (поверхностном) теплообменнике условно разобьем выходной (нагретый) поток (рис. 1б) на два: один по массе, равной нагреваемому потоку, другой – по массе, равной охлаждаемому. При этом для обоих потоков температура воздуха на выходе из теплообменника смешения T_3 – *idem*.

Тепловой баланс теплообменника смешения:

$$Q_n = G_1 \cdot (h_3 - h_1) = 1000 \cdot (53 - 41) = 12000 \text{ кДж/ч};$$

$$Q_o = G_2 \cdot (h_2 - h_3) = 800 \cdot (68 - 53) = 12000 \text{ кДж/ч}.$$

Эксергетический баланс теплообменника смешения:

– затраченная эксергия охлаждаемого воздуха в теплообменнике смешения:

$$\Delta E_{qo} = Q_o \cdot (1 - T_{o,c}/T_o^T) = 12000 \cdot (1 - 245/299,5) = 2184 \text{ кДж/ч},$$

где T_0^T – среднетермодинамическая температура охлаждения воздуха от температуры T_2 до температуры T_3 : $T_0^T = (T_2 + T_3)/2 = (301 + 298)/2 = 299,5$ К.

– воспринятая эксергия нагреваемым воздухом в теплообменнике смешения:

$$\Delta E_{qn} = Q_n \cdot (1 - T_{o.c}/T_H^T) = 12000 \cdot (1 - 245/296,5) = 2084 \text{ кДж/ч},$$

где T_H^T – среднетермодинамическая температура нагрева воздуха от температуры T_1 до температуры T_3 : $T_H^T = (T_1 + T_3)/2 = (295 + 298)/2 = 296,5$ К.

Эксергетический КПД теплообменника смешения:

$$\eta_e = \Delta E_{qn}/\Delta E_{qo} = (2084/2184) \cdot 100 = 95,4 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в теплообменнике смешения:

$$\Pi = \Delta E_{qo} - \Delta E_{qn} = 2184 - 2084 = 100 \text{ кДж/ч}.$$

Анализ теплопроцесса в теплообменнике смешения показывает, что эксергетический КПД процесса достаточно высок – 95,4 %.

Пример 3. Определение эксергетического КПД процесса в адиабатическом испарителе

Рассмотрим процесс в адиабатическом самоиспарителе (в водоотделителе) третьей ступени сушильной части бумагоделательной машины (рис. 2).

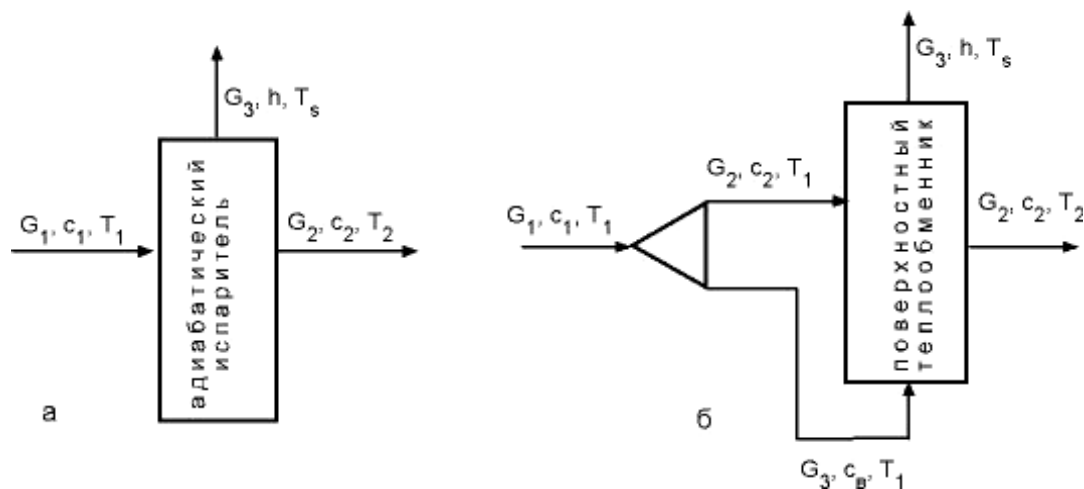


Рисунок 2. Тепловые схемы адиабатического самоиспарителя
а – структурная; б – эквивалентная

На рисунке 2 приняты следующие обозначения: G_1, c_1, T_1 и G_2, c_2, T_2 – соответственно расход, удельная теплоемкость и температура пароконденсатной смеси и конденсата на входе и выходе из испарителя; G_3, h, T_s – соответственно расход, удельная энтальпия и температура сухого насыщенного пара.

Численные величины взаимодействующих потоков при принятых обозначениях: $G_1 = 8480$ кг/ч, $c_1 = c_2 = c_b = 4,19$ кДж/кг·°С, $T_1 = 404$ К,

$T_2 = T_3 = 395 \text{ K}$, $G_2 = 8338 \text{ кг/ч}$, $G_3 = 142 \text{ кг/ч}$, $h = 2757,6 \text{ кДж/кг}$, $T_{o.c} = 300 \text{ K}$.

Тепловой баланс адиабатического самоиспарителя:

$$Q_o = Q_n = G_2 \cdot c_2 \cdot (T_1 - T_2) = 8338 \cdot 4,19 \cdot (404 - 395) = 314426 \text{ кДж/ч}.$$

Эксергетический баланс адиабатического самоиспарителя:

– затраченная эксергия пароконденсатной смеси при ее фазовом превращении в самоиспарителе:

$$\Delta E_{qo} = Q_o \cdot (1 - T_{o.c}/T_o^T) = 314426 \cdot (1 - 300/399,5) = 78311 \text{ кДж/ч},$$

где T_o^T – среднетермодинамическая температура охлаждения пароконденсатной смеси от температуры T_1 до температуры T_2 : $T_o^T = (T_1 + T_2)/2 = (404 + 395)/2 = 399,5 \text{ K}$.

– воспринятая эксергия при фазовом переходе части пароконденсатной смеси в сухой насыщенный пар:

$$\Delta E_{qn} = Q_n \cdot (1 - T_{o.c}/T_n^T) = 314426 \cdot (1 - 300/395) = 75621 \text{ кДж/ч},$$

где T_n^T – среднетермодинамическая температура фазового перехода: $T_n^T = T_s = 395 \text{ K}$.

Эксергетический КПД адиабатического самоиспарителя:

$$\eta_e = \Delta E_{qn}/\Delta E_{qo} = (75621/78311) \cdot 100 = 96,6 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в теплообменнике смешения:

$$\Pi = \Delta E_{qo} - \Delta E_{qn} = 78311 - 75621 = 2690 \text{ кДж/ч}.$$

Термодинамический анализ теплопроцесса в адиабатическом самоиспарителе показывает, что степень термодинамического совершенства этого процесса очень высока. Эксергетический КПД равен 96,6 %, что свидетельствует о высокой степени термодинамического совершенства этого процесса.

Пример 4. Определение эксергетического КПД процесса в парожидкостном вертикальном подогревателе сетевой воды с прямыми трубками

Исходные данные: производительность аппарата по воде $G = 220 \text{ т/ч}$; температура воды на входе $T_1 = 343 \text{ K}$; температура воды на выходе $T_2 = 403 \text{ K}$; абсолютное давление греющего пара $P_n = 4 \text{ бар}$; теплоемкость воды $c_v = 4,22 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$; энтальпия пара, конденсата и температура насыщения водяного пара при давлении пара 4 бар $h'' = 2738,5 \text{ кДж/кг}$, $h' = 604,7 \text{ кДж/кг}$, $T_s = 417 \text{ K}$ соответственно; коэффициент отвода теплового потока в окружающую среду $\phi = 0,98$; температура окружающей среды – $T_{o.c} = 300 \text{ K}$; расход греющего пара – $D = 7,4 \text{ кг/с}$; затраты мощности на прокачку воды в подогревателе – $N = 9 \text{ кВт}$.

Тепловой баланс подогревателя:

$$D \cdot (h'' - h') \cdot \varphi = G \cdot c_b \cdot (T_2 - T_1),$$

$$Q_n = G \cdot c_b \cdot (T_2 - T_1), Q_n = \frac{220000}{3600} \cdot 4,22 \cdot (403 - 343) = 15547 \text{ кВт},$$

$$Q_o = D \cdot (h'' - h'), Q_o = 7,4 \cdot (2738,5 - 604,7) = 15790 \text{ кВт}.$$

Эксергетический баланс подогревателя:

$$\text{– затраченная эксергия в процессе конденсации пара в подогревателе: } \Delta E_{qo} = Q_o \cdot (1 - T_{o.c} / T_o^T) = 15790 \cdot (1 - 300 / 417) = 4430 \text{ кВт},$$

где T_o^T – среднетермодинамическая температура фазового перехода:
 $T_o^T = T_s = 417 \text{ К}.$

– воспринятая эксергия нагреваемой воды в подогревателе:

$$\Delta E_{qn} = Q_n \cdot (1 - T_{o.c} / T_n^T) = 15547 \cdot (1 - 300 / 373) = 3043 \text{ кВт},$$

где T_n^T – среднетермодинамическая температура нагрева:
 $T_n^T = (T_1 + T_2) / 2 = (343 + 403) / 2 = 373 \text{ К}.$

Эксергетический КПД подогревателя:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qn}}{\Delta E_{qo} + N} \cdot \varphi = \frac{3043}{4430 + 9} \cdot 0,98 = 67,18 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в подогревателе:

$$\Pi = \Delta E_{qo} - \Delta E_{qn} = 4430 - 3043 = 1387 \text{ кВт}.$$

Как видно из расчета, затраты электроэнергии на прокачку воды практически не влияют на эксергетический КПД теплообменника и ими можно пренебречь.

Пример 5. Определение эксергетического КПД процесса в пароводяном вертикальном подогревателе питательной воды низкого давления

Исходные данные: производительность аппарата по воде $G = 180 \text{ т/ч}$; температура воды на входе $T_1 = 343 \text{ К}$; температура воды на выходе $T_2 = 423 \text{ К}$; абсолютное давление греющего пара $P_n = 4 \text{ бар}$; теплоемкость воды $c_b = 4,22 \text{ кДж/кг}^\circ\text{С}$; энтальпия пара, конденсата и температура насыщения водяного пара при давлении пара 4 бар $h'' = 2763 \text{ кДж/кг}$, $h' = 637 \text{ кДж/кг}$, $T_s = 438 \text{ К}$ соответственно; коэффициент отвода теплового потока в окружающую среду $\varphi = 0,98$; температура окружающей среды $T_{o.c} = 300 \text{ К}$; расход греющего пара $D = 8,38 \text{ кг/с}$.

Тепловой баланс подогревателя:

$$D \cdot (h'' - h') \cdot \varphi = G \cdot c_b \cdot (T_2 - T_1),$$

$$Q_n = G \cdot c_b \cdot (T_2 - T_1), Q_n = \frac{180 \cdot 10^3}{3600} \cdot 4,22 \cdot (423 - 343) = 16960 \text{ кВт},$$

$$Q_o = D \cdot (h'' - h'), Q_o = 8,38 \cdot (2762,9 - 697,1) = 17311 \text{ кВт}.$$

Эксергетический баланс подогревателя:

– затраченная эксергия в процессе конденсации пара в подогревателе:

$$\Delta E_{q0} = Q_0 \cdot (1 - T_{0.c} / T_0^T) = 17311 \cdot (1 - 300/438) = 5454 \text{ кВт},$$

где T_0^T – среднетермодинамическая температура фазового перехода:
 $T_0^T = T_s = 438 \text{ К}.$

– воспринятая эксергия нагреваемой воды в подогревателе:

$$\Delta E_{qn} = Q_n \cdot (1 - T_{0.c} / T_n^T) = 16960 \cdot (1 - 300/383) = 3675 \text{ кВт},$$

где T_n^T – среднетермодинамическая температура нагрева:
 $T_n^T = (T_1 + T_2) / 2 = (343 + 423) / 2 = 383 \text{ К}.$

Эксергетический КПД подогревателя:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qn}}{\Delta E_{q0}} \cdot \varphi = \frac{3675}{5454} \cdot 0,98 = 66 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в подогревателе:

$$\Pi = \Delta E_{q0} - \Delta E_{qn} = 5454 - 3675 = 1779 \text{ кВт}.$$

Диаграмма распределения эксергетических потерь подогревателя:

На диаграмме (рис. 3) относительная величина затраченной эксергии в подогревателе равна 100 %. Основные соотношения эксергетического анализа на диаграмме представлены в виде КПД подогревателя: $\eta_e = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{\lambda}{1} = \lambda$, где λ, γ – относительные (к затраченной эксергии) величины воспринятой и затраченной эксергии в подогревателе, соответственно.

$$\lambda = \frac{\Delta E_{qn}}{\Delta E_{q0}} = \frac{3675}{5454} = 0,67.$$

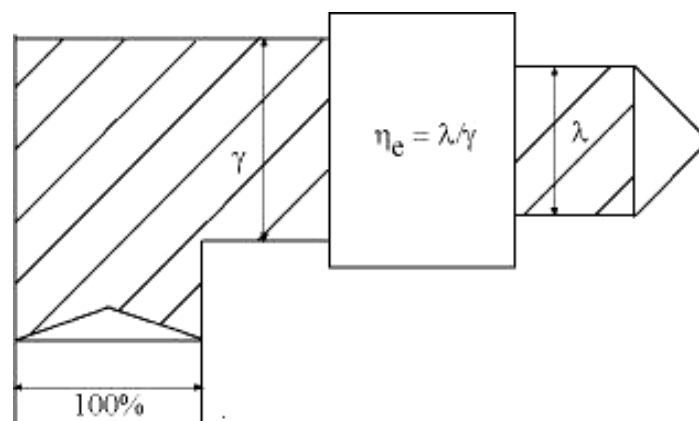


Рисунок 3. Эксергетическая диаграмма подогревателя

Пример 6. Определение эксергетического КПД процесса в подогревателе и оценка расхода условного топлива в паровом котле через эксергетический КПД

Исходные данные: производительность аппарата по воде $G = 500$ т/ч; температура воды на входе $T_1 = 383$ К; температура воды на выходе $T_2 = 453$ К; абсолютное давление греющего пара $P_n = 13$ бар; теплоемкость воды $c_v = 4,22$ кДж/кг·°С; энтальпия пара, конденсата и температура насыщения водяного пара при давлении пара 13 бар – $h'' = 2786$ кДж/кг, $h' = 814,7$ кДж/кг, $T_s = 465$ К; коэффициент отвода теплового потока в окружающую среду $\varphi = 0,98$; расход греющего пара $D = 21,34$ кг/с; температура окружающей среды $T_{o.c} = 300$ К; низшая теплота сгорания условного топлива $Q_n^p = 29330$ кДж/кг.

Тепловой баланс подогревателя:

$$D \cdot (h'' - h') \cdot \varphi = G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1),$$

$$Q_n = G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1), Q_n = \frac{500 \cdot 10^3}{3600} \cdot 4,22 \cdot (453 - 383) = 41222 \text{ кВт},$$

$$Q_o = D \cdot (h'' - h'), Q_o = 21,34 \cdot (2786 - 814,7) = 42067 \text{ кВт}.$$

Эксергетический баланс подогревателя:

– затраченная эксергия в процессе конденсации пара в подогревателе:

$$\Delta E_{qo} = Q_o \cdot (1 - T_{o.c}/T_o^T) = 42067 \cdot (1 - 300/465) = 14927 \text{ кВт},$$

где T_o^T – среднетермодинамическая температура фазового перехода:
 $T_o^T = T_s = 465$ К.

– воспринятая эксергия нагреваемой воды в подогревателе:

$$\Delta E_{qn} = Q_n \cdot (1 - T_{o.c}/T_n^T) = 4122 \cdot (1 - 300/418) = 11637 \text{ кВт},$$

где T_n^T – среднетермодинамическая температура нагрева:
 $T_n^T = (T_1 + T_2)/2 = (383 + 453)/2 = 418$ К.

Эксергетический КПД подогревателя:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qn}}{\Delta E_{qo}} \cdot \varphi = \frac{11637}{14927} \cdot 0,98 = 76,4 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в подогревателе:

$$\Pi = \Delta E_{qo} - \Delta E_{qn} = 14927 - 11637 = 3290 \text{ кДж/ч}.$$

Диаграмма распределения эксергетических потерь подогревателя:

На диаграмме (рис. 4) относительная величина затраченной эксергии в подогревателе равна 100 %. Основные соотношения эксергетического анализа на диаграмме представлены в виде КПД подогревателя: $\eta_e = \frac{\lambda}{\gamma} = \frac{\lambda}{1} = \lambda$, где λ, γ – относительные (к затраченной эксергии) величины воспринятой и затраченной эксергии в подогревателе, соответственно.

$$\lambda = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{11637}{14927} = 0,78.$$

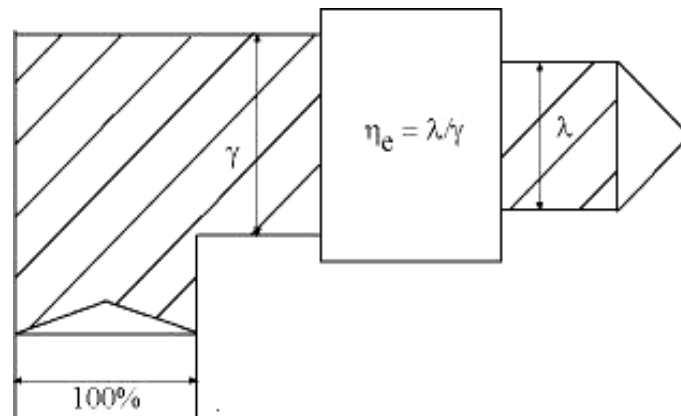


Рисунок 4. Эксергетическая диаграмма подогревателя

Расход условного топлива:

С учетом того, что эксергетические потери можно вычислить по формуле: $\Pi = \Delta E_0 \cdot (1 - \eta_e)$ и то, что они связаны с расходом топлива через коэффициент пропорциональности, получим:

$$B_y = \frac{2,5 \cdot \Delta E_0 \cdot (1 - \eta_e)}{Q_H^p} = \frac{2,5 \cdot 14927 \cdot (1 - 0,78)}{29330} = 0,28 \text{ кг/ч.}$$

Пример 7. Определение эксергетического КПД процесса в конденсаторе, эксергетических потерь с учетом аддитивности энтропии и оценка расхода условного топлива в паровом котле

Исходные данные: производительность аппарата по воде $G = 1354 \text{ кг/с}$; температура воды на входе $T_1 = 283 \text{ К}$; температура воды на выходе $T_2 = 291 \text{ К}$; теплоемкость воды $c_v = 4,188 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С}$; абсолютное давление греющего пара $P_n = 0,035 \text{ бар}$; энтальпия пара, конденсата и температура насыщения водяного пара при давлении пара $0,035 \text{ бар}$ $h'' = 2549,9 \text{ кДж/кг}$, $h' = 111,84 \text{ кДж/кг}$, $T_s = 300 \text{ К}$; коэффициент отвода теплового потока в окружающую среду $\varphi = 0,9$; расход греющего пара $D = 20,83 \text{ кг/с}$; температура окружающей среды $T_{o.c} = 283 \text{ К}$; низшая теплота сгорания условного топлива $Q_H^p = 29330 \text{ кДж/кг}$.

Тепловой баланс конденсатора:

$$D \cdot (h'' - h') \cdot \varphi = G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1),$$

$$Q_H = G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1), \quad Q_H = 1354 \cdot 4,188 \cdot (291 - 283) = 45364 \text{ кВт},$$

$$Q_o = D \cdot (h'' - h'), \quad Q_o = 20,83 \cdot (2549,9 - 111,84) = 50785 \text{ кВт}.$$

Эксергетический баланс подогревателя:

– затраченная эксергия в процессе конденсации пара в конденсаторе:

$$\Delta E_{q0} = Q_0 \cdot (1 - T_{0,c}/T_0^T) = 50785 \cdot (1 - 283/300) = 2878 \text{ кДж/ч},$$

где T_0^T – среднетермодинамическая температура фазового перехода:
 $T_0^T = T_s = 300 \text{ К}.$

– воспринятая эксергия нагреваемой воды в конденсаторе:
 $\Delta E_{qn} = Q_n \cdot (1 - T_{0,c}/T_n^T) = 45364 \cdot (1 - 283/287) = 632 \text{ кДж/ч},$

где T_n^T – среднетермодинамическая температура нагрева:
 $T_n^T = (T_1 + T_2)/2 = (283 + 291)/2 = 287 \text{ К}.$

Эксергетический КПД конденсатора:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qn}}{\Delta E_{q0}} \cdot \varphi = \frac{632}{2878} \cdot 0,9 = 19,76 \text{ \%}.$$

Эксергетические потери в конденсаторе:

$$\Pi = \Delta E_{q0} - \Delta E_{qn} = 2878 - 632 = 2246 \text{ кДж/ч}.$$

Расход условного топлива в паровом котле составит:

$$B_y = \frac{2,5 \cdot \Delta E_0 \cdot (1 - \eta_e)}{Q_n^p} = \frac{2,5 \cdot 2878 \cdot (1 - 0,2)}{29330} = 0,2 \text{ кг/ч}.$$

Термодинамический анализ процесса в конденсаторе паровой турбины показывает, что эксергетический КПД процесса в условиях примера низок – 20 %. Однако, подведенная эксергия с водяным паром к конденсатору составляет всего 5,7 % от теплового потока. В связи с этим повышение степени термодинамического совершенства этого процесса существенно не окажет влияние на расход топлива в паровом котле ТЭЦ.

ЗАДАЧИ ПО КУРСУ

1. Паровой калорифер.

Подведенная эксергия в калорифере с конденсирующимся водяным паром:

$$e_0 = 8646 \text{ кДж/ч.}$$

Полученная эксергия воздухом: $e_n = 1894 \text{ кДж/ч.}$

Определить эксергетический КПД процесса нагрева воздуха.

2. Паровой калорифер.

Подведенная эксергия в калорифере с конденсирующимся водяным паром:

$$e_0 = 8646 \text{ кДж/ч.}$$

Полученная эксергия воздухом: $e_n = 1894 \text{ кДж/ч.}$

Определить эксергетические потери процесса нагрева воздуха.

3. Теплообменник смешения при нагреве и охлаждении двух потоков воздуха.

Температура нагреваемого воздуха на входе и выходе из теплообменника:

$$T_{1н} = 295 \text{ К; } T_{2н} = 320 \text{ К.}$$

Температура охлаждаемого воздуха на входе и выходе из теплообменника:

$$T_{1о} = 340 \text{ К; } T_{2о} = 320 \text{ К.}$$

Определить среднетермодинамическую температуру нагреваемого и охлаждаемого воздуха.

4. Теплообменник смешения при нагреве и охлаждении двух потоков воздуха.

Подведенная эксергия в калорифере с охлаждаемым воздухом: $e_0 = 2184 \text{ кДж/ч.}$

Полученная эксергия воздухом: $e_n = 2084 \text{ кДж/ч.}$

Определить эксергетический КПД процесса теплообмена в теплообменнике смешения.

5. Теплообменник смешения при нагреве и охлаждении двух потоков воздуха.

Подведенная эксергия в теплообменнике смешения с охлаждаемым воздухом: $e_0 = 2184 \text{ кДж/ч.}$

Эксергетический КПД процесса: 85 %.

Определить эксергетические потери в процессе теплообмена в теплообменнике смешения.

6. Адиабатический самоиспаритель раствора.

Тепловой поток: $Q = 314426 \text{ кДж/ч.}$

Среднетермодинамическая температура при охлаждении раствора в самоиспарителе: $T_{срт} = 400 \text{ К.}$

Определить затраченную эксергию при охлаждении потока раствора в самоиспарителе.

7. Адиабатический самоиспаритель раствора.

Тепловой поток: $Q = 314426$ кДж/ч.

Среднетермодинамическая температура парообразования в самоиспарителе: $T_{\text{срт}} = 395$ К.

Определить затраченную эксергию при охлаждении потока раствора в самоиспарителе e_n .

8. Адиабатический самоиспаритель раствора.

Подведенная эксергия в самоиспарителе с охлаждаемым раствором: $e_0 = 78311$ кДж/ч.

Полученная эксергия с водяным паром: $e_n = 75621$ кДж/ч.

Определить эксергетический КПД процесса теплообмена в самоиспарителе.

9. Адиабатический самоиспаритель раствора.

Подведенная эксергия в самоиспарителе с охлаждаемым раствором: $e_0 = 78311$ кДж/ч;

Полученная эксергия с водяным паром: $e_n = 75621$ кДж/ч.

Определить эксергетические потери в самоиспарителе.

10. Парожидкостный вертикальный подогреватель сетевой воды с прямыми трубками.

Подведенная эксергия в подогревателе с конденсирующимся паром $e_0 = 4430$ кВт.

Полученная эксергия с водяным паром: $e_n = 3043$ кВт. Определить эксергетический КПД процесса в теплообменнике.

11. Парожидкостный вертикальный подогреватель сетевой воды с прямыми трубками.

Подведенная эксергия в подогревателе с конденсирующимся паром $e_0 = 4430$ кВт.

Полученная эксергия с водяным паром: $e_n = 3043$ кВт.

Определить эксергетические потери процесса в теплообменнике.

12. Пароводяной вертикальный подогреватель питательной воды низкого давления.

Подведенная эксергия в подогревателе с конденсирующимся паром $e_0 = 5454$ кВт.

Полученная эксергия питательной водой: $e_n = 3675$ кВт.

Определить эксергетический КПД процесса в теплообменнике.

13. Пароводяной вертикальный подогреватель питательной воды низкого давления.

Подведенная эксергия в подогревателе с конденсирующимся

паром $e_0 = 5454$ кВт.

Полученная эксергия питательной водой: $e_n = 3675$ кВт. Определить эксергетические потери процесса в теплообменник.

14. Пароводяной вертикальный подогреватель питательной воды высокого давления со спиральными трубками.

Подведенная эксергия в подогревателе с конденсирующимся паром $e_0 = 14927$ кВт.

Полученная эксергия питательной водой: $e_n = 11637$ кВт.

Определить эксергетический КПД процесса в теплообменнике.

15. Пароводяной вертикальный подогреватель питательной воды высокого давления со спиральными трубками.

Подведенная эксергия в подогревателе с конденсирующимся паром $e_0 = 14927$ кВт.

Эксергетический КПД: $\eta = 0,9$

Определить эксергетические потери и перерасход топлива, вызванного этими потерями.

16. Поверхностный конденсатор паровой турбины.

Подведенная эксергия в конденсаторе с конденсирующимся паром $e_0 = 2878$ кВт.

Полученная эксергия водой: $e_n = 1164$ кВт.

Определить эксергетический КПД процесса в поверхностном конденсаторе.

17. Поверхностный конденсатор паровой турбины.

Подведенная эксергия в конденсаторе с конденсирующимся паром $e_0 = 2878$ кВт.

Полученная эксергия водой: $e_n = 1164$ кВт.

Определить эксергетические потери в поверхностном конденсаторе.

18. Поверхностный конденсатор паровой турбины.

Подведенная эксергия в конденсаторе с конденсирующимся паром $e_0 = 2878$ кВт.

Эксергетический КПД процесса в конденсаторе $\eta = 30 \%$.

Низшая теплота сгорания топлива 29330 кДж/кг.

Определить эксергетические потери и перерасход топлива, вызванного этими потерями в поверхностном конденсаторе.

19. Двухступенчатая прямоточная выпарная установка с теплообменником смешения. Исходные данные:

Подведенная эксергия в теплообменнике смешения с конденсирующимся паром $e_0 = 728$ кВт.

Полученная эксергия раствором: $e_n = 658$ кВт.

Определить эксергетический КПД в теплообменнике смешения.

20. Двухступенчатая прямоточная выпарная установка с теплообменником смешения.

Подведенная эксергия во второй ступени выпаривания с конденсирующимся паром $e_0 = 1680$ кВт.

Полученная эксергия вторичным паром: $e_n = 1409$ кВт.

Определить эксергетический КПД во второй ступени выпаривания.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казаков, В. Г. Планирование экспериментальных исследований и статистическая обработка данных. Основы научных исследований в промышленной теплоэнергетике: учеб. пособие / В. Г. Казаков, П. В. Луканин, Е. Н. Громова; М-во науки и высшего образования РФ, С.- Петерб. гос. ун-т пром. технологий и дизайна, Высш. шк. технологии и энергетики. – 2-е изд., доп. – Санкт-Петербург: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021.– 95 с. – ISBN 978-5-91646-274-6.
2. Казаков, В. Г. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учеб. пособие для вузов / В. Г. Казаков, П. В. Луканин, О. С. Смирнова. – СПб.: СПб ГТУРП, 2011. – 93 с. – ISBN 978-5-91646-051-3.