

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЁВА»
(Самарский университет)

Термодинамические основы генерации холода и тепла.

Эксергетический анализ энергетических установок

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве методических указаний....

С А М А Р А
Издательство Самарского университета
2017

УДК 621.1.016

Составители: Угланов Д.А.

Рецензент: д.т.н., доцент Иголкин А.А.

Термодинамические основы генерации холода и тепла. Эксергетический анализ энергетических установок: метод. указания / сост. Угланов Д.А. – Самара: Изд-во Самарского университета, 2017. – 24 с.: ил.

Представлены методические указания для решения типовых задач, необходимых для усвоения курса «Термодинамические основы генерации холода и тепла. Эксергетический анализ энергетических установок». Задачи пособия: изучение методов расчета эксергетических потерь в элементах тепловых схем тепловых двигателей, холодильных установок и тепловых насосов, определение необратимых потерь в циклах тепловых двигателей и холодильных установок, расчет эксергетического КПД. В пособие вошли задачи по следующим разделам: газотурбинные установки, тепловые насосы и компрессоры, паротурбинные силовые установки.

Пособие (Методические указания) предназначено для студентов, обучающихся по следующим направлениям подготовки бакалавра: 13.03.03 – Энергетическое машиностроение, 15.03.04 - Автоматизация технологических процессов и производств. 15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 24.03.05 – Двигатели летательных аппаратов; по специальности 24.05.02 – Проектирование авиационных двигателей и энергетических установок, по направлению подготовки магистров 24.04.05 - Двигатели летательных аппаратов, а также может быть полезно слушателям курсов, аспирантам и специалистам. Разработано на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

© Самарский университет, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

БАЛАНС ЭКСЕРГИИ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ГТУ	4
РЕГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛЕ ГТУ	7
БАЛАНС ЭКСЕРГИИ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ПТУ РАБОТАЮЩЕЙ ПО ЦИКЛУ РЕНКИНА	8
РЕГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛЕ ПАРОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ	10
ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ЦИКЛЫ	13
БАЛАНС ЭКСЕРГИИ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ОБРАТНЫХ ЦИКЛОВ	18
ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ	19
Цикл теплового насоса	22
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	24
ПРИЛОЖЕНИЯ	Ошибка! Закладка не определена.

БАЛАНС ЭКСЕРГИИ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ГТУ

Газотурбинные установки различаются процессами горения топлива в камере сгорания – изобарным (ГТУ $p=\text{const}$) и изохорным (ГТУ $V=\text{const}$). Наиболее распространенными являются ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении, которые и будут рассмотрены ниже.

Схема ГТУ с горением топлива при $p=\text{const}$ приведена на рисунке 1, а его изображения на диаграммах состояния – на рисунке 2. На общем валу находится газовая турбина ГТ, компрессор К, топливный насос (компрессор) ТН и электрический генератор ЭГ (если ГТУ используется для выработки электроэнергии). Компрессор повышает давление воздуха из окружающей среды и направляет его в камеру сгорания КС. Туда же топливным насосом подается топливо, которое сгорает при постоянном давлении. Продукты сгорания производят работу на лопатках турбины, а затем выбрасываются в атмосферу. Характеристикой данного цикла является степень повышения давления воздуха в компрессоре:

$$\beta = \frac{p_1}{p_2}$$

Процессы: 1–2 и 3–4 – адиабатное сжатие воздуха в компрессоре и адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках турбины; 2–3 – изобарный процесс горения топлива в камере сгорания (подвод теплоты q_1 к рабочему телу); 4–1 – изобарный отвод теплоты q_2 в окружающую среду (при выхлопе газов в атмосферу). При эксергетическом анализе цикла будем считать, что рабочее тело является идеальным газом с неизменными свойствами и расходом.

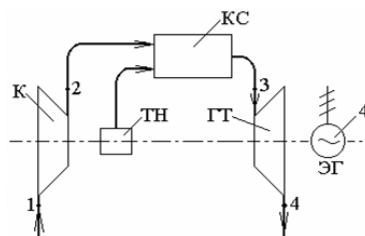


Рисунок 1 - Принципиальная схема ГТУ

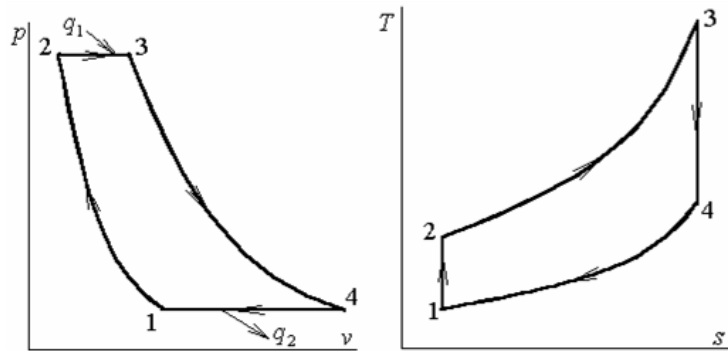


Рисунок 1 - p – v и T – s диаграммы цикла ГТУ

Поскольку в начальном состоянии параметры рабочего тела такие же, что и окружающей среды, то удельная эксергия потока воздуха на входе в компрессор и входной эксергией является удельная эксергия теплоты топлива, равная

$$e_{\text{вх}}^{(q)} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}{M_{\text{рТ}}} B_{\text{т}}$$

Считаем, что эксергия топлива равна теплоте его сгорания.

Удельная эксергия на выходе из установки – это эксергия работы цикла, равная самой работе, и теплоты, отводимой с продуктами сгорания в окружающую среду (рисунок 3),

$$e_{\Sigma}^{-} = e_{\text{ввх}} + e_{\text{ввх}}^{(q)}$$

$$e_{\text{ввх}} = l_0$$

$$e_{\text{ввх}}^{(q)} = q_2 - T_0 \int_4^1 \frac{\delta q}{T} = c_p \left[(T_4 - T_1) - T_0 \ln \frac{T_4}{T_1} \right]$$

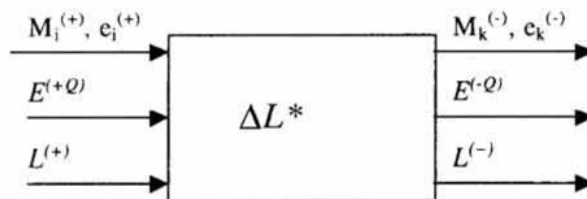


Рисунок 3 - Эксергетический баланс ГТУ

Эксергетические потери можно разделить на внутренние, связанные с потерями в элементах установки (компрессоре, турбине, камере сгорания) и внешние, представляющие собой эксергию выходных потоков, которая не может быть использована и теряется в окружающей среде:

$$\Delta e^* = \Delta e_i^* + \Delta e_e^*$$

Эти потери рассчитываются по выражениям для эксергии потока и эксергии теплоты, а параметры потоков вычисляются по известным термодинамическим соотношениям для соответствующих процессов.

Таким образом, в выражении для эксергетического КПД к выходной эксергии следует отнести только эксергию полезной работы цикла, а эксергию отводимой теплоты – к внешним эксергетическим потерям: Диаграммы эксергетических потерь и потерь энергии в цикле ГТУ со степенью повышения давления 4,5, относительными КПД турбины и компрессора 0,85, температурой перед турбиной 780 °С приведены на рисунке 4.

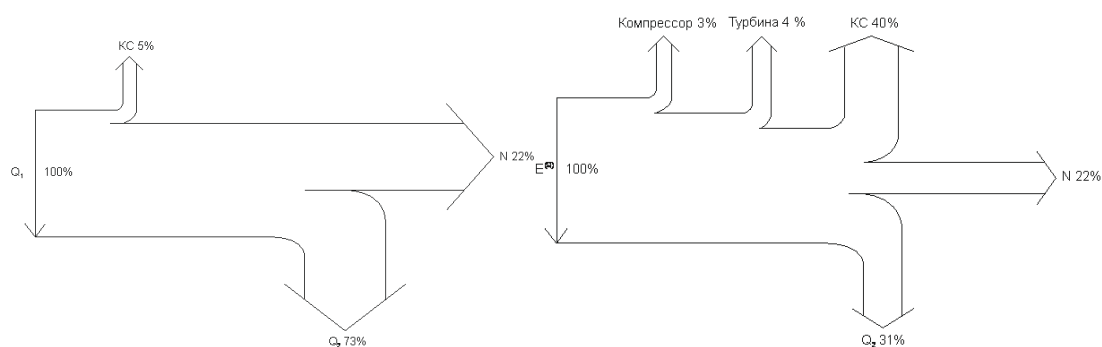


Рисунок 4 - Потери энергии и эксергии в цикле ГТУ

Эксергетический метод анализа прямо указывает на необходимость использования уходящих газов: их эксергия больше, чем полезная работа ГТУ. Частичное использование этой эксергии осуществляется в цикле с регенерацией теплоты.

РЕГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛЕ ГТУ

Принципиальная схема такой установки приведена на рисунке 5. Регенерация теплоты осуществляется в теплообменном аппарате Р, где воздух после сжатия в компрессоре К подогрывается за счет подвода теплоты от выбрасываемых из турбины газов имеющих сравнительно большую температуру. В регенеративном цикле теплота подводится в изобарном процессе а–3, а отводится в окружающую среду в изобарном процессе б–1. Теплота процесса 4–б подводится к рабочему телу в процессе 2–а и таким образом используется в цикле (рисунок 6).

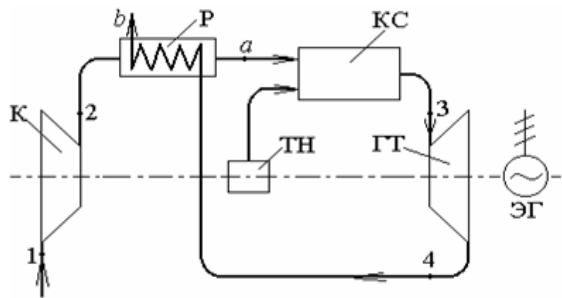


Рисунок 5 - Схема ГТУ с регенерацией теплоты

Отношение количества регенерирующей теплоты к максимально возможному в данном цикле называется степенью регенерации σ . При одинаковых теплоемкостях воздуха и продуктов сгорания:

$$\sigma = \frac{T_{a'} - T_2}{T_a - T_2}$$

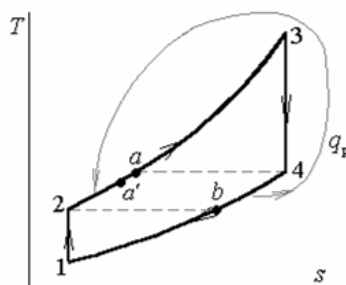


Рисунок 6 - T – s диаграмма цикла ГТУс регенерацией теплоты

При степени регенерации $s = 1$ (предельная регенерация) температура воздуха на выходе из регенеративного теплообменника достигает максимального значения $T_{a\phi} = T_a$.

Удельная эксергия потока воздуха на входе в компрессор так же, как и в цикле без регенерации, входной эксергией является удельная эксергия теплоты топлива, равная:

$$e_{вх}^{(q)} = \frac{Q_{нБГ}^{(p)}}{M_{рт}}$$

(Индекс (р) относится к циклу с регенерацией).

Регенерация не изменяет работы цикла и эксергии работы цикла и уменьшает эксергию теплоты, отводимой с продуктами сгорания в окружающую среду (рисунок 6),

$$\begin{aligned} e_{\Sigma}^{-} &= e_{ввх} + e_{ввх}^{(q)} \\ e_{ввх} &= l_0 \\ e_{ввх}^{(q)} &= q_2^{(p)} - T_0 \int_b^1 \frac{\delta q}{T} = c_p \left[(T_b - T_1) - T_0 \ln \frac{T_b}{T_1} \right] \end{aligned}$$

Нетрудно видеть, что регенерация увеличивает и термический

$$\eta_t = l_0^p / q_1^p$$

и эксергетический КПД, так как не изменяет количества работы цикла, но уменьшает количество подведенной теплоты, причем эксергия отводимой теплоты по-прежнему остается соизмеримой с работой цикла и может быть использована в низкотемпературных установках.

БАЛАНС ЭКСЕРГИИ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ПТУ РАБОТАЮЩЕЙ ПО ЦИКЛУ РЕНКИНА

Схема установки, работающей по циклу Ренкина, и цикл в $h - s$ координатах изображены на рисунках 7-8. Вода под большим давлением подается насосом в парогенератор (адиабатно-изохорный процесс 3-4), где сначала нагревается в его

экономайзерной части до температуры кипения, соответствующей давлению p_1 (процесс 4–5), затем превращается в сухой насыщенный пар (процесс 5–6), который перегревается в пароперегревателе (процесс 6–1). Все эти процессы будем считать изобарными $p_4 = p_1 = \text{const}$. Перегретый пар адиабатно расширяется в турбине (процесс 1–2) после чего поступает в конденсатор, где в изобарном процессе 2–3 отводится теплота.

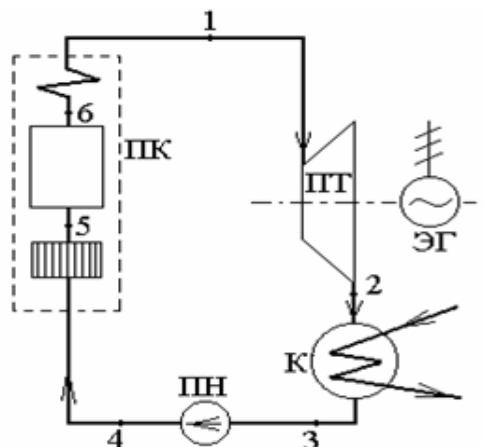


Рисунок 7 - Схема установки, работающей по циклу Ренкина

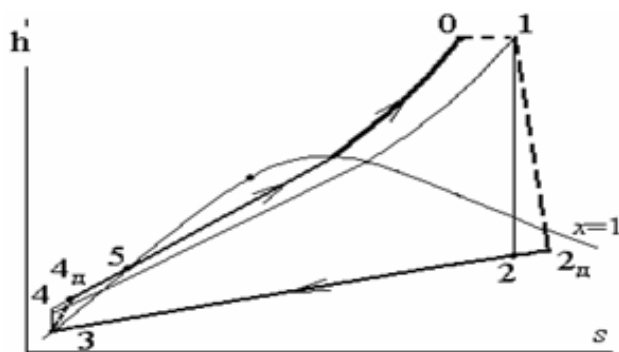


Рисунок 8 - Цикл Ренкина с учетом потерь

Основные потери связаны с необратимым расширением пара в турбине – трение приводит к росту энтропии (процесс 1–2_д), сгоранием топлива в котельной установке – часть теплоты теряется с уходящими газами, неполнотой сгорания топлива, а для твердого топлива еще и с золой и шлаком. Менее существенны потери, связанные с трением в насосе (3–4_д), в паропроводах (процесс 0–1), электрогенераторе и на собственные нужды. Все эти потери относятся к внутренним эксергетическим потерям.

Так же, как и в цикле ГТУ в выражении для эксергетического КПД (3.5) входной удельной эксергией является эксергия топлива, отнесенная к единичному расходу пара, причем эксергия 1 кг топлива примерно равна его теплоте сгорания. К эксергии на выходе из установки следует отнести только эксергию полезной работы цикла, а эксергию отводимой теплоты – к внешним эксергетическим потерям.

РЕГЕНЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ В ЦИКЛЕ ПАРОТУРБИНОЙ УСТАНОВКИ

В паросиловых установках регенерация осуществляется при помощи отборов пара из турбины и их конденсации в теплообменных аппаратах, где теплота, выделяющаяся при конденсации пара, подводится к конденсату, поступающему из конденсатора, и нагревает его. Схема установки с двумя регенеративными отборами и термодинамический цикл в $h - s$ координатах изображены на рисунке 9.

После расширения в турбине до давления p_{o1} часть пара отбирается из турбины и смешивается с конденсатом в теплообменнике I. Остальной пар расширяется в турбине до давления p_{o2} после чего из турбины отводится еще одна часть пара и смешивается с конденсатом в теплообменнике II. Остальной пар расширяется до давления в конденсаторе p_2 .

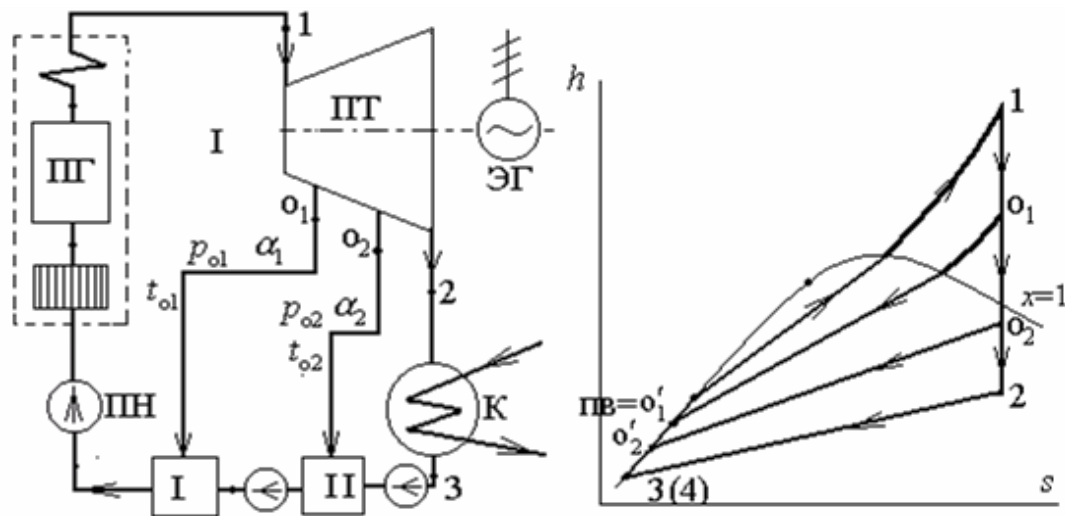


Рисунок 9 - Схема и $h - s$ диаграмма ПТУ с регенерацией теплоты

Доли пара, отбираемого из турбины равны:

$$\alpha_1 = \frac{D_{o1}}{D}$$

$$\alpha_2 = \frac{D_{o2}}{D}$$

где D_{o1} , D_{o2} – массовые расходы пара, поступающие в первый и второй отборы, соответственно.

На участке турбины $1-0_1$ расширяется весь пар, на участке 0_1-0_2 – доля пара $1 - \alpha_1$ на участке 0_2-2 – доля пара $1 - \alpha_1 - \alpha_2$. Этот пар поступает в конденсатор, где конденсируется и конденсат насосом подается в теплообменный аппарат II, где перемешивается с паром из второго отбора. В первый теплообменник насосом подается конденсат, доля которого $1 - \alpha_1$. После смешения с паром из первого отбора весь конденсат подается в котел.

Регенерация наиболее эффективна, когда конденсат в теплообменниках нагревается до максимально возможной температуры. Практически это температура насыщения при давлении соответствующего отбора (хотя конденсат можно нагреть до более высокой температуры, если пар в отборе перегрет). Это

условие позволяет рассчитать доли отбора, составляя уравнения теплового баланса для соответствующих теплообменных аппаратов.

Доли отборов определяются из уравнений теплового баланса для I и II теплообменников:

$$h_{o1} \alpha_1 + (1 - \alpha_1) h'_{o2} = h'_{o1} = h_{пв}$$

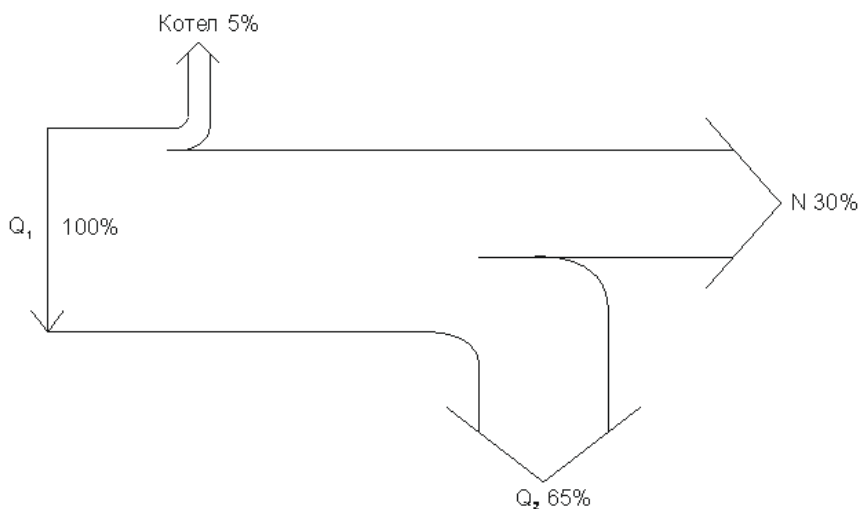
$$h_{o2} \alpha_2 + h_3 (1 - \alpha_1 - \alpha_2) = (1 - \alpha_1) h'_{o2}$$

$$\alpha_1 = \frac{h_{пв} - h'_{o2}}{h_{o1} - h'_{o2}}$$

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_1) \frac{h'_{o2} - h_3}{h_{o2} - h_3} = \frac{h_{o1} - h_{пв}}{h_{o1} - h'_{o2}} \cdot \frac{h'_{o2} - h_3}{h_{o2} - h_3}$$

где h_1 , $h_{пв}$ и h_3 – энтальпия кипящей воды .

Диаграммы эксергетических потерь и потерь энергии дл ПТУ с температурой и давлением пара перед турбиной 500 °С и 90 бар, давлением в конденсаторе 0,06 бар, КПД котельной установки 0,95, относительным КПД турбины 0,85 приведены на рисунке 10.



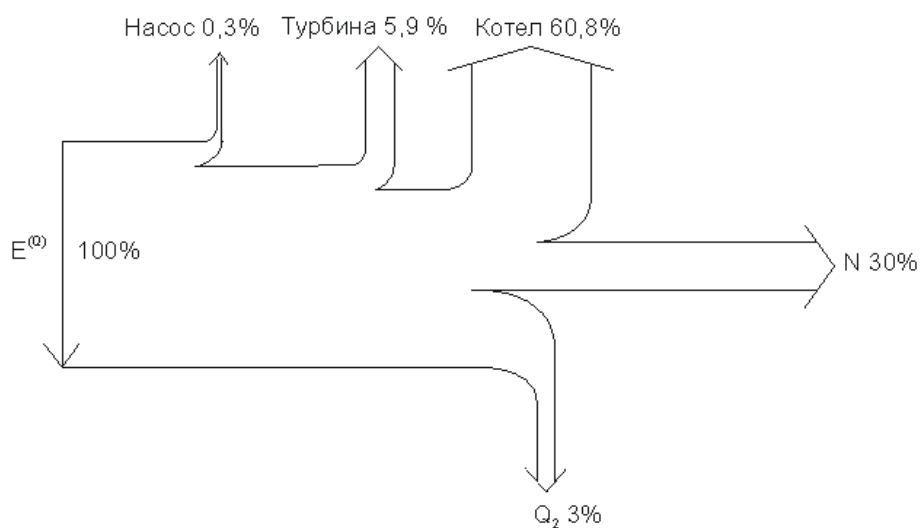


Рисунок 10 - Потери энергии и эксергии в цикле ПТУ с регенерацией теплоты

Сравнение циклов газо- и паротурбинных установок (рис.4.7 и 4.10), в которых производится только механическая (электрическая) энергия показывает, что термический и эксергетический КПД имеют примерно одинаковые значения. Однако эксергетические потери максимальны в котельной установке или камере сгорания в процессах подвода теплоты, а энергетические – в процессах отвода теплоты в конденсаторе ПТУ или в окружающую среду с уходящими газами в цикле ГТУ, причем эксергия отведенной теплоты в цикле ПТУ невелика и не может быть использована, поскольку теплота отводится при температурах, близких к температуре окружающей среды.

ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ЦИКЛЫ

В теплофикационных циклах кроме электрической энергии получают теплоту теплофикации – теплоту для производственных и бытовых нужд.

Теплота, отводимая в конденсационных циклах паротурбинных установок, не может быть использована, так как с целью увеличения термического КПД температура отводы теплоты поддерживается близкой к температуре окружающей среды.

Использовать теплоту, отдаваемую конденсирующимся паром, можно, если увеличить давление (а следовательно, и температуру) в конденсаторе. Это

приведет к понижению h_t , поэтому для характеристики комбинированной выработки электроэнергии и теплоты в цикле паротурбинной установки применяются другие показатели. Тепловые электростанции, вырабатывающие и тепловую, и электрическую энергию, называются теплоэлектроцентралями (ТЭЦ), в отличие от чисто конденсационных электрических станций (ГРЭС), производящих только электроэнергию.

Существует две основные схемы теплофикационных установок. При температуре $>100^\circ \text{C}$ давление должно быть >1 бара, поэтому такие циклы называют циклами с противодавлением.

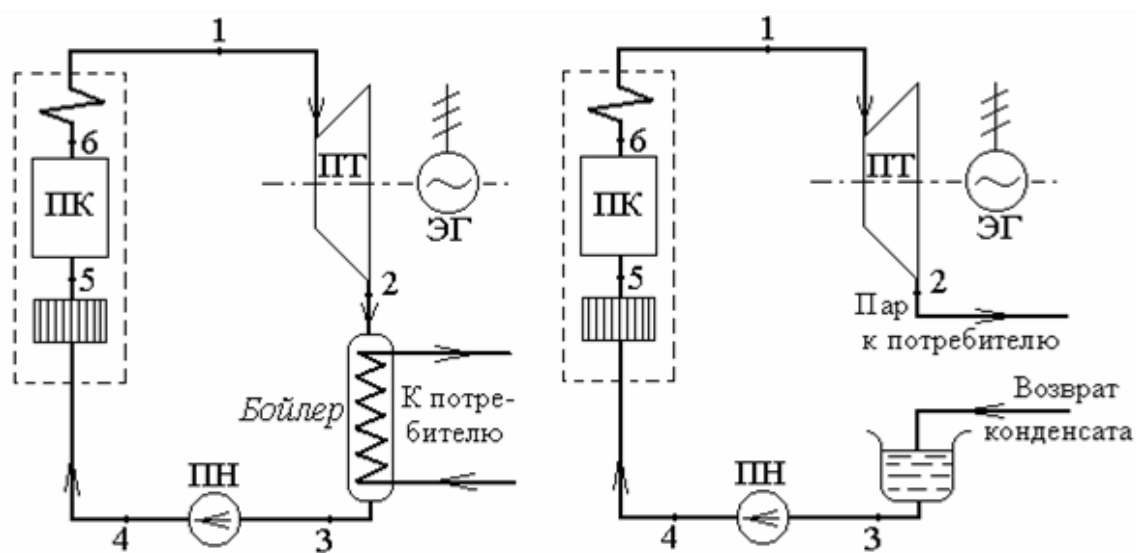


Рисунок 11 - Теплофикационные установки с противодавлением

На рисунке 11 даны схемы установок с турбинами с противодавлением. В первом случае роль конденсатора выполняет бойлер, в котором нагревается вода из тепловых сетей. Во втором – конденсатор отсутствует, а пар из турбины направляется на производственные нужды, а в цикл возвращается конденсат. Давление пара на выходе из турбины определяется потребителем. Этот цикл рассчитывается так же, как и обычный цикл Ренкина. Другой способ теплофикации – отбор пара из турбины и использование для теплофикации теплоты, выделяющейся при конденсации этого пара – теплофикационный цикл с отбором пара на теплофикацию.

В отличие от регенеративного цикла доля отбора пара отбираемого на теплофикацию может быть произвольной. Полный расход пара D складывается из расхода пара, идущего в конденсатор D_k и расхода пара идущего на теплофикацию $D = D_k + D_o$. Расходы пара, топлива и охлаждающей воды в конденсаторе вычисляются по известной мощности установки и доле отбора пара на теплофикацию.

Схема установки и диаграмма $h - s$ для этого цикла приведены на рисунке 12.

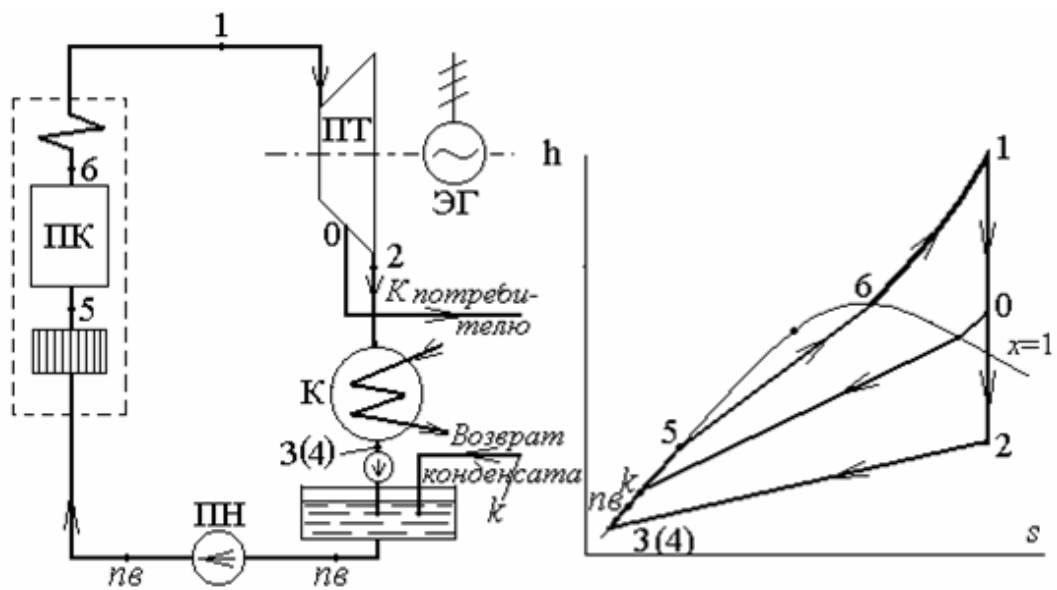


Рисунок 12 - Теплофикационная установка с отбором пара

Эффективность теплофикационного цикла оценивается коэффициентами использования теплоты пара $k_{п}$ и теплоты топлива $k_{т}$, определяемыми отношением суммы полезной работы L_o , произведенной в цикле, и теплоты, отданной внешнему потребителю $Q_{т}$, к количеству теплоты, подводимой к рабочему телу в котельной установке Q_1 или к количеству теплоты, выделяющемуся при сгорании топлива:

$$k_{п} = \frac{L_o + \dot{Q}_{т}}{\dot{Q}_1} = \frac{N + \dot{Q}_{т}}{\dot{Q}_1}$$

$$k_{т} = \frac{L_o + \dot{Q}_{т}}{B \cdot Q_{н}^p}$$

Для цикла с противодавлением без потерь энергии $k_n = k_T = 1$, для цикла с теплофикационным отбором эти коэффициенты < 1 . Недостаток такого метода оценки эффективности теплофикационных циклов заключается в том, что в качестве «полезной» энергии рассматривается сумма энергий разного качества – электрической и тепловой. В эксергетическом анализе в выражении для эксергетического КПД входной удельной эксергией является эксергия топлива,

$$e_{\text{вх}}^{(q)} = \frac{Q_{\text{н}}^p B_{\text{т}}^{(p)}}{D}$$

а в качестве эксергии на выходе из установки рассматривается сумма удельных эксергий полезной работы цикла и теплоты теплофикации; эксергия теплоты, отводимой в конденсаторе относится к внешним эксергетическим потерям:

$$\eta_s = \frac{l_0 + e^{(q_T)}}{e_{\text{вх}}^{(q)}}$$

$$e_{\text{вх}}^{(q)} = q_T - T_0 \int_{o'}^0 \frac{\delta q}{T}$$

Задача 1. Найти термический и эксергетический КПД цикла газотурбинной установки (ГТУ) с изобарным подводом теплоты, если давление воздуха на входе в компрессор $p_1 = 1,05$ бар, температура $t_1 = 7$ °С, степень повышения давления в компрессоре $\beta = 15$. Максимальная температура газов в цикле $t_3 = 950$ °С. Определить расходы рабочего тела и сжигаемого топлива, если мощность установки $N = 20$ МВт, а теплотворность топлива 40 МДж/кг.

Давление и температура воздуха на входе в компрессор такие же как в окружающей среде.

Указание. Рабочее тело можно считать идеальным газом со свойствами воздуха, расход которого во всех процессах цикла одинаков. Теплоемкость воздуха определять по классической теории.

Задача 2. Выполнить энергетический и эксергетический анализ ГТУ с двухступенчатым сжатием и двухступенчатым расширением рабочего тела и с предельной регенерацией теплоты. Степени повышения давления и падения давления в ступенях компрессора и турбины одинаковы и равны 4,5. Параметры воздуха перед компрессором такие же, как в окружающей среде – $p_1 = 0,95$ бар, $t_1 = 15$ оС; температура газов перед обеими ступенями турбины одинакова и равна 1200 оС. Воздух в теплообменнике охлаждается до начальной температуры 15 оС, вода нагревается от 15 до 50 оС. Мощность ГТУ $N = 150$ МВт.

Рабочее тело обладает свойствами воздуха; теплоемкости считать постоянными и определять по молекулярно-кинетической теории.

Изобразить цикл в $p-v$ и $T-s$ координатах без учета масштаба.

Задача 3. В паротурбинной установке (ПТУ) мощностью $N = 500$ МВт параметры пара перед турбиной: $p_1 = 170$ бар, $t_1 = 550$ °С. Давление пара в конденсаторе $p_2 = 0,03$ бара. Охлаждающая вода в конденсаторе нагревается на $\Delta t_b = 15$ °С. Топливо – природный газ с теплотворной способностью $Q_{pH} = 45$ МДж/кг. КПД парогенератора $\eta_{пг} = 0,95$.

Температура окружающей среды 10 °С.

Выполнить энергетический и эксергетический анализ и определить величины термического и эксергетического КПД и потерь энергии и эксергии.

Задача 4. Выполнить энергетический и эксергетический анализ установки из задачи 3.3, в которой при давлении 4 бара осуществляется отбор 400 т/час на теплофикацию. Сетевая вода нагревается в подогревателе от 70 до 95 °С.

Указание. Энергетическая эффективность цикла характеризуется не только термическим КПД, но и коэффициентом использования теплоты топлива. «Полезными» составляющими эксергии являются электрическая энергия и эксергия нагретой воды.

БАЛАНС ЭКСЕРГИИ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ОБРАТНЫХ ЦИКЛОВ

В обратном цикле теплота за счет совершения работы над рабочим телом передается от менее нагретых к более нагретым телам. По обратным циклам работают холодильные установки и тепловые насосы. В холодильных установках теплота подводится к рабочему телу при температурах ниже температуры окружающей среды и отводится в окружающую среду. В тепловых насосах теплота к рабочему телу подводится из окружающей среды, а отводится при температурах, достаточных для теплофикации (отопления и горячего водоснабжения). Холодильные установки и тепловые насосы в зависимости от свойств рабочего тела (хладоагента) делятся на газовые (воздушные) и паровые.

Энергетическая эффективность работы холодильного цикла оценивается холодильным коэффициентом:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}$$

где q_2 – количество теплоты, отводимой от холодного источника (удельная холодопроизводительность); q_1 – количество теплоты, отводимой от рабочего тела в окружающую среду; l_0 – работа цикла, совершаемая над рабочим телом. Для теплового насоса – характеристикой эффективности служит отопительный коэффициент:

$$\xi = \frac{q_1}{l_0}$$

Он равен отношению количества теплоты теплофикации к работе, затрачиваемой на перенос теплоты на более высокий температурный уровень. Эти характеристики являются коэффициентами преобразования энергии; но не являются коэффициентами полезного действия. Потoki энергии и эксергии в обратных циклах приведены на рисунке 13.

Чаще всего в обратных циклах используют рабочие тела, в которых теплота подводится и отводится в процессах фазовых превращений. Такие циклы – циклы парокомпрессорных установок и будут рассмотрены ниже.

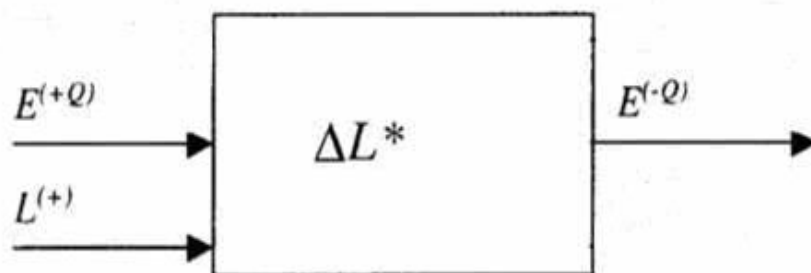


Рисунок 13 - Поток энергии и эксергии в обратных циклах

ЦИКЛ ПАРОКОМПРЕССОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Парокомпрессорная установка – это установка, в которой сжатие пара осуществляется при помощи компрессора. В качестве хладагентов в парокомпрессионных установках чаще всего используются аммиак или фреоны. Температура кипения аммиака при атмосферном давлении составляет $-34\text{ }^\circ\text{C}$, а, например, у фреона -12 , являющегося хладагентом в бытовых холодильниках, $t_{\text{н}} = -29,8\text{ }^\circ\text{C}$ при $p=1$ бар.

На рисунке 14 приведена принципиальная схема парокомпрессорной установки.

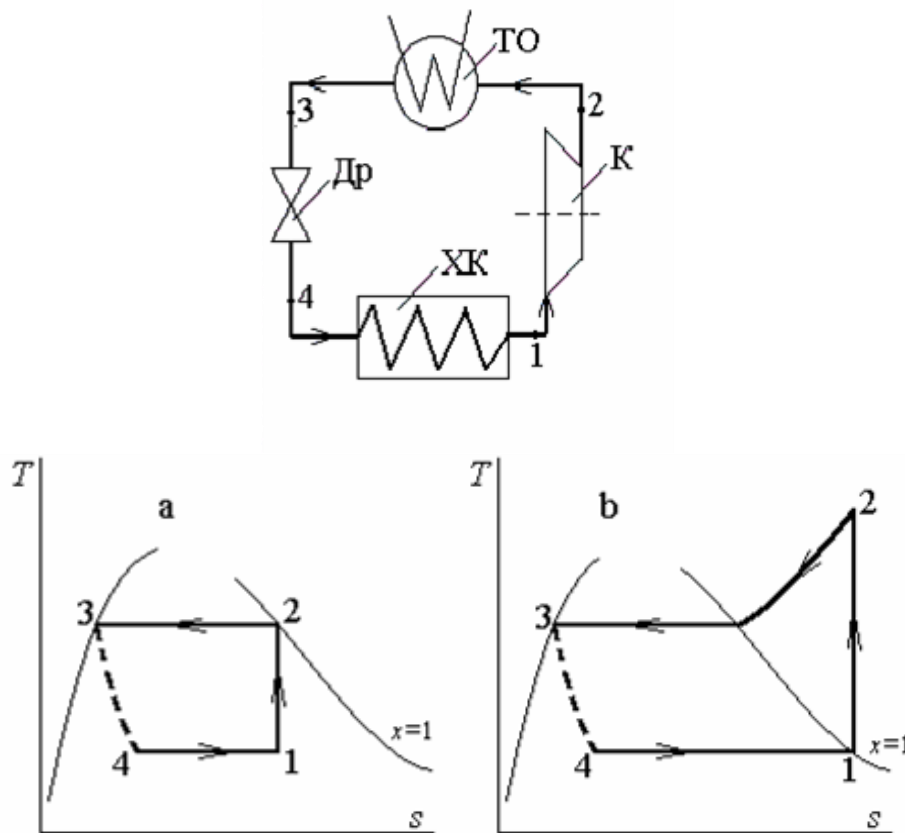


Рисунок 14 - Схема и диаграммы состояния парокompрессорных установок

Сжатый в компрессоре К до давления p_2 пар поступает в охладитель ТО. Пар в охладителе ТО, отдавая теплоту во внешнюю среду при $p_2 = \text{const}$, конденсируется и конденсат дросселируется с понижением температуры, проходя через дроссель Др, и переходит в состояние влажного пара. Из дросселя влажный пар поступает в холодильную камеру ХК, где забирает теплоту, нагревается, и его степень сухости увеличивается. Дроссель, называемый также редукционным клапаном, позволяет плавно регулировать температуру в холодильной камере путем изменения степени открытия вентиля.

В холодильной технике обычно используются две схемы:

- цикл с влажным ходом компрессора, в котором из холодильной камеры выходит влажный пар, а на выходе из компрессора получается сухой насыщенный пар хладагента;
- цикл с сухим ходом компрессора, в котором из холодильной камеры выходит сухой насыщенный пар, а компрессор работает в области перегретого пара.

В этих циклах 1–2 – процесс адиабатного сжатия пара в компрессоре; 2–3 – изобарный отвод теплоты от пара в окружающую среду; 3–4 – процесс дросселирования, в котором $h_3 = h_4$; 4–1 – подвода теплоты к хладагенту в холодильной камере.

Количества теплоты, передаваемой окружающей среде, отводимой в холодильной камере и холодильный коэффициент равны:

$$q_1 = h_2 - h_3$$

$$q_2 = h_1 - h_4$$

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Энтальпия определяется по диаграмме T-s или по таблицам, составленным для соответствующих хладагентов (аммиака или фреона). Недостатком аммиака как хладагента является его токсичность и коррозионная активность по отношению к цветным металлам, поэтому в бытовых холодильниках он не используется. Фреоны не токсичны и не взаимодействуют с конструкционными материалами, однако существуют фреоны, опасные с экологической точки зрения, так как, оказываясь в воздухе, уменьшают количество озона в верхних слоях атмосферы.

В выражении для эксергетического КПД входная удельная эксергия равна удельной работе, затрачиваемой на сжатие в компрессоре, а эксергия на выходе – удельная эксергия теплоты, подводимой к рабочему телу в холодильной камере; эксергия теплоты, отводимой в ТО относится к внешним эксергетическим

потерям:

$$\eta_{\varepsilon} = \frac{e^{(q_2)}}{l_k}$$
$$e^{(q_2)} = q_2 - T_0 \int_4^1 \frac{\delta q}{T}$$

Цикл теплового насоса

В цикле теплового насоса теплоту окружающей среды можно использовать для теплофикации. Этот цикл отличается от цикла холодильной установки только уровнем температур: роль холодильной камеры играет окружающая среда (гидросфера, литосфера, атмосфера), теплота отводится от рабочего тела в ТО при температурах, достаточных для теплофикации. Отопительный коэффициент (коэффициент преобразования энергии)

$$\xi_{\text{отоп}} = \frac{q_1}{l_0} = \frac{q_1 + l_0}{l_0} = 1 + \frac{q_2}{l_0} = 1 + \varepsilon$$

Преимущество теплового насоса состоит в том, что при затрате одного и того же количества энергии с помощью теплового насоса к нагреваемому помещению может быть подведено большее количество теплоты, чем при других способах нагрева. В теплоту, например, может быть превращена вся электрическая энергия l_0 . Тепловой насос с помощью того же количества работы (энергии) превращает теплоту низкого температурного потенциала в теплоту более высокого температурного потенциала и передает нагреваемому объему (l_0+q_2) теплоты.

Задача 1. Сравнить энергетическую и эксергетическую эффективности воздушной холодильной установки и парокомпрессорных с влажным и сухим ходом компрессоров. Указать на преимущества и недостатки каждого способа получения холода.

Задача 2. В тепловом насосе Фреон R-22 конденсируется при температуре 80 °С и нагревает воду, используемую в системах отопления, от 45 до 70 °С. Процесс парообразования фреона происходит при температуре 15 °С за счет подвода теплоты от воды, охлаждающей конденсатор паротурбинной установки и имеющей температуру 22 °С. Теплофикационная нагрузка теплового насоса 200 кВт. Выполнить энергетический и эксергетический анализы эффективности теплового насоса, работающего по схеме парокompрессорной установки с сухим ходом компрессора.

Указание. Термодинамические параметры и функции, также, как и для холодильных установок определяются при помощи диаграммы для Фреона R-22.

Характеристикой энергетической эффективности является отопительный коэффициент – отношение теплофикационной нагрузки к мощности, затрачиваемой на привод компрессора.

«Полезной» эксергией является эксергия теплоты, идущей на отопление, «Затраченной» эксергией – мощность компрессора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
2. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. - М.: Энергоиздат, 1981. - 319.
3. Эксергетические расчеты технических систем Справочное пособие /под ред. А.А. Долинского и В.М.Бродянского. Киев: Наукова думка. 1991. – 360.
4. Степанов В.С. Анализ энергетического совершенства технологических процессов. – Новосибирск: Наука, 1984. – 273 с.
5. Янтовский Е.И. Потоки энергии и эксергии. – М.: Наука, 1988. – 144 с.