

Харьковский Национальный Университет
им. В.Н. Каразина
кафедра «Физики нетрадиционных энерготехнологий и
экологии»

Соловей В.В., Шмалько Ю.Ф.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

для самостоятельной работы студентов
по курсу «Термодинамика энергетических систем»

Харьков – 2008

УДК 536.71:544.3.03 (075.8)

ББК 22.317+31.31я73

С60

*Рекомендовано к печати Ученым советом
Института высоких технологий
Харьковского национального университета имени В. Н. Каразина
(протокол № 10 от 06 июня 2007 г.)*

Рецензенты:

К. Э. Немченко – доктор физико-математических наук, профессор кафедры теплофизики и молекулярной физики Харьковского национального университета имени В. Н. Каразина

Е. В. Клочко – кандидат технических наук, доцент кафедры нетрадиционных энерготехнологий и экологии Харьковского национального университета имени В. Н. Каразина

С60 **В. В. Соловей, Ю. Ф. Шмалько Термодинамика энергетических систем** Методические указания для самостоятельной работы студентов. – Х.: ХНУ имени В. Н. Каразина, 2008. – 40 с. Ил. 13. Табл. 1. Библиогр.: 4 назв.

УДК 536.71:544.3.03 (075.8)

ББК 22.317+31.31я73

В учебном пособии изложен эксергетический метод как метод классической термодинамики, который позволяет получить важные для практики прогнозы на начальной стадии проектирования энергетических систем.

Пособие предназначено для студентов, специализирующихся в энергетических специальностях профессионального направления «Прикладная физика».

© Харьковский национальный университет
имени В. Н. Каразина, 2008
© Соловей В. В., Шмалько Ю. Ф., 2008
© Макет обложки Дончик И. Н., 2008

Содержание

<u>ВВЕДЕНИЕ.....</u>	<u>4</u>
<u>1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....</u>	<u>5</u>
<u>1.1. Циклы паросиловых установок.....</u>	<u>5</u>
<u>1.2. Повышение тепловой эффективности паросиловых установок на основе использования регенеративного цикла.....</u>	<u>12</u>
<u>2. ОПИСАНИЕ СХЕМЫ УСТАНОВКИ.....</u>	<u>16</u>
<u>3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА.....</u>	<u>19</u>
<u>4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПАРА ПО ОТБОРАМ ТУРБИНЫ.....</u>	<u>20</u>
<u>5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ В ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ.....</u>	<u>22</u>
<u>6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДОВ ПАРА В ПОДОГРЕВАТЕЛЕ.....</u>	<u>24</u>
<u>7. РАСХОД ПАРА И РАСХОД ТОПЛИВА В ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКЕ.....</u>	<u>25</u>
<u>8. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК.....</u>	<u>26</u>
<u>9. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОТЕРЬ В ЭЛЕМЕНТАХ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ.....</u>	<u>28</u>
<u>10. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ МАТЕРИАЛОВ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ.....</u>	<u>35</u>
<u>11. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ</u>	<u>36</u>
<u>12. ЛИТЕРАТУРА.....</u>	<u>37</u>
<u>Приложение. ЗАДАНИЕ К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ ПО КУРСУ «Термодинамика энергетических систем».....</u>	<u>38</u>

ВВЕДЕНИЕ

Анализ необратимых циклов тепловых машин целесообразно проводить методом классической термодинамики, который позволяет получить важные для практики прогнозы на начальной стадии проектирования энергетических систем, или указать наиболее эффективные пути совершенствования существующего энергетического оборудования. Ценность анализа энергетической эффективности отдельных процессов, составляющих термодинамический цикл, состоит в возможности оценки локальной необратимости на термодинамическое совершенство цикла, реализуемого в энергетической установке. Эту информацию можно получить, используя эксергетический метод, основанный на оценке потерь работоспособности в отдельных процессах по отношению к значению эксергии до и после процесса. Такой подход позволяет акцентировать внимание исследователя на тех узлах энергетической установки, совершенствование которых обеспечит максимальное повышение эффективности цикла.

На основании результатов анализа представляется возможным определить энергетическую эффективность и составить представление о технико-экономических характеристиках, отражающих массогабаритные показатели теплообменных аппаратов, качество материалов, а также конструктивное исполнение отдельных узлов, входящих в состав энергетической установки.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Циклы паросиловых установок

Преобразование энергии органического или ядерного топлива в механическую энергию осуществляется в паровых силовых установках (п.с.у.), которые являются базой современной энергетики. Основным циклом, использующим водяной пар в качестве рабочего тела, реализуемого в паросиловой установке, является цикл Ренкина. Принципиальная схема простейшей паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, показана на рис. 1, теоретический цикл – на рис. 2.

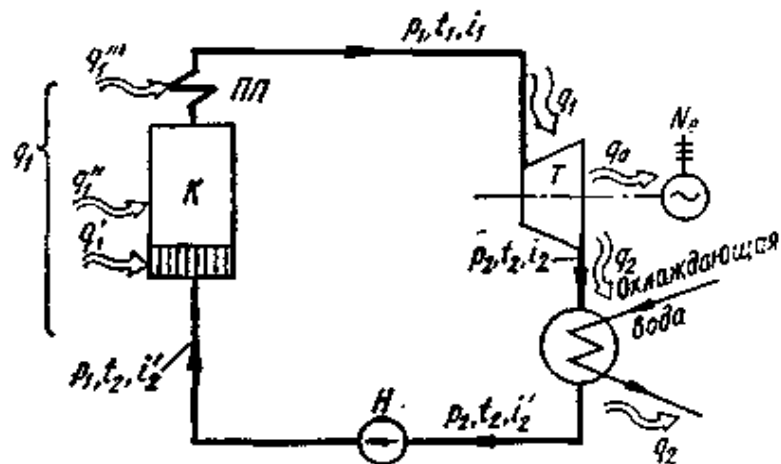


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема паросиловой установки

Начальное состояние рабочего тела в цикле характеризуется параметрами воды, соответствующими точке 3. Вода сжимается насосом Н (процесс 3 – 4) и подается в водяной экономайзер ВЭ при давлении p (вследствие небольшого повышения температуры воды при ее сжатии точки 3 и 4 на $T-S$ -диаграмме почти совпадают). Здесь за счет теплоты уходящих газов вода нагревается при постоянном давлении (процесс 4 – 5) до температуры кипения (насыщения) T_H (точка 5), затем в котле К происходит парообразование при $T_H = \text{const}$ (процесс 5 – 6). Полученный сухой насыщенный пар в пароперегревателе ПП

перегревается при том же постоянном давлении p_1 , которое создается насосом,

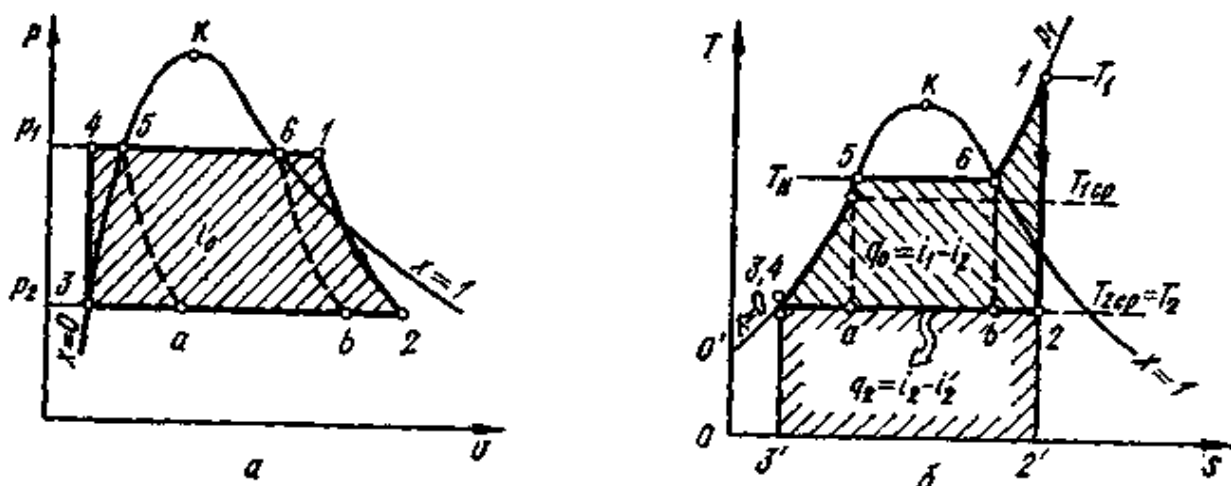


Рис. 2. Основной цикл паровой установки (цикл Ренкина):
а – в $p - v$ -координатах; б – $T - s$ -координатах

до требуемой температуры T_1 (процесс $б - 1$). Перегретый пар с параметрами p_1 , t_2 , i_1 по паропроводу поступает в паровую турбину Т, где происходит адиабатное расширение до давления p_2 с совершением технической работы (процесс $1 - 2$). После турбины пар с энтальпией i_2 поступает в конденсатор, который представляет собой трубчатый теплообменник. Наружная поверхность трубок конденсатора омывается паром, а внутри трубок непрерывно циркулирует охлаждающая вода.

В конденсаторе при помощи охлаждающей воды от пара отнимается теплота парообразования $r = q_2$, и пар переходит при постоянных давлении p_2 и температуре t_2 в жидкость с энтальпией i_2' (процесс конденсации $2 - 3$). В дальнейшем цикл повторяется. Рассмотренный основной цикл паросиловой установки называется *циклом Ренкина*, или *простым конденсационным циклом*.

Таким образом, в отличие от ДВС в паросиловой установке продукты сгорания топлива непосредственно не участвуют в цикле, а являются лишь источником теплоты. Рабочим телом служит пар какой-либо жидкости (главным образом воды).

Для паросиловых установок в заданном температурном интервале

термодинамически наиболее выгодным циклом также мог бы быть цикл Карно. Однако его осуществление связано с большими трудностями. Цикл Карно относительно проще было бы осуществить в области влажного пара (цикл $a5bba$ рис. 2). Это объясняется тем, что в области влажного пара изотермные процессы совпадают с изобарными и могут быть реально осуществлены в котле и конденсаторе. В этом цикле конденсация пара в изотермном процессе $b-a$ происходит неполностью, вследствие чего в последующем адиабатном процессе $a-5$ сжимается не вода, как в цикле Ренкина, а влажный пар, имеющий относительно большой объем.

Сжатие пара связано с наличием специального компрессора и затратой относительно большой работы на сжатие (пл. $a5\rho_1\rho_2a$), что значительно снижает общую экономичность установки и практически обесценивает термодинамические выгоды цикла Карно. По этой причине цикл Карно не получил практического осуществления и сохраняет лишь теоретическое значение как эталонный цикл, имеющий в заданном интервале температур максимальный термический КПД.

В рассмотренном выше цикле Ренкина осуществляется полная конденсация пара с последующим адиабатным сжатием $3-4$ конденсата в насосе, что значительно уменьшает работу на адиабатное сжатие (пл. $34\rho_1\rho_23$). Термический КПД цикла Ренкина может быть вычислен по общему выражению (1.185).

Теплота q_1 сообщается на участках $4-5-6-1$ (см. рис. 2, б), при постоянном давлении p_1 ее можно определить из выражения:

$$q_1 = i_1 - i_2', \quad (1)$$

где i_1 – энтальпия пара, поступающего в турбину, измеряемая пл. $00'45612'0$; i_2' – энтальпия поступающей в котел жидкости пл. $00'33'0$.

Теплота, отдаваемая паром в конденсаторе охлаждающей воде при

постоянном давлении p_2 на участке 2 – 3':

$$q_2 = i_2 - i_2', \quad (2)$$

где i_2 – энтальпия пара, выходящего из турбины, измеряется пл. $OO'322'O$.

Подставив значения q_1 и q_2 , получим:

$$\eta_{\text{тДв}} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{i_1 - i_2' - (i_2 - i_2')}{i_1 - i_2'} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}. \quad (3)$$

Это выражение получено без учета работы, затрачиваемой на привод питательного насоса. При сравнительно высоких давлениях эту работу следует учитывать.

Легко видеть, что подведенная в цикле теплота q_1 будет измеряться пл. $45612'3'4$, отведенная теплота q_2 – пл. $22'3'32$, а полезно использованная теплота $q_0 = q_1 - q_2$ – пл. 456124 .

Удобно определять КПД цикла паросиловой установки при помощи $i-s$ -диаграммы, где i_1 и i_2 определяются по известным начальным и конечным параметрам адиабатного процесса расширения пара в турбине 1 – 2 (рис. 3); i_2' определяется из таблиц насыщенного пара по температуре t_2 , соответствующей давлению p_2 .

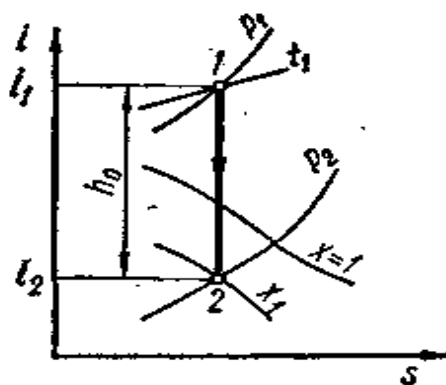


Рис. 3. График обратимого адиабатного процесса расширения пара в турбине в $i-s$ -координатах

Важной расчетной характеристикой является *удельный расход пара* d_0 ,

представляющий собой отношение часового расхода пара в идеальном двигателе D_0 к выработанной электроэнергии N . Так как 1 кг пара совершает в теоретическом цикле $q_0 = i_1 - i_2$ кДж/кг полезной работы, а 1 кВт·ч – 3600 кДж, то из уравнения теплового баланса идеального двигателя $D_0(i_1 - i_2) = 3600N$ получаем выражение для теоретического расхода пара (в килограммах на киловатт/час):

$$d_0 = \frac{D_0}{N} = \frac{3600}{i_1 - i_2}. \quad (4)$$

Непосредственно из этого выражения невозможно выявить характер влияния параметров состояния пара на величину $\eta_{\text{Ренк}}$. Для этого воспользуемся понятием эквивалентного цикла Карно. С увеличением интервала средних температур цикла T_{1cp} и T_{2cp} термический КПД любого цикла увеличивается.

Повышение средней температуры T_{1cp} в процессе подвода теплоты в цикле Ренкина можно осуществить двумя способами: повышением начального давления пара p_1 и повышением температуры перегрева t_1 .

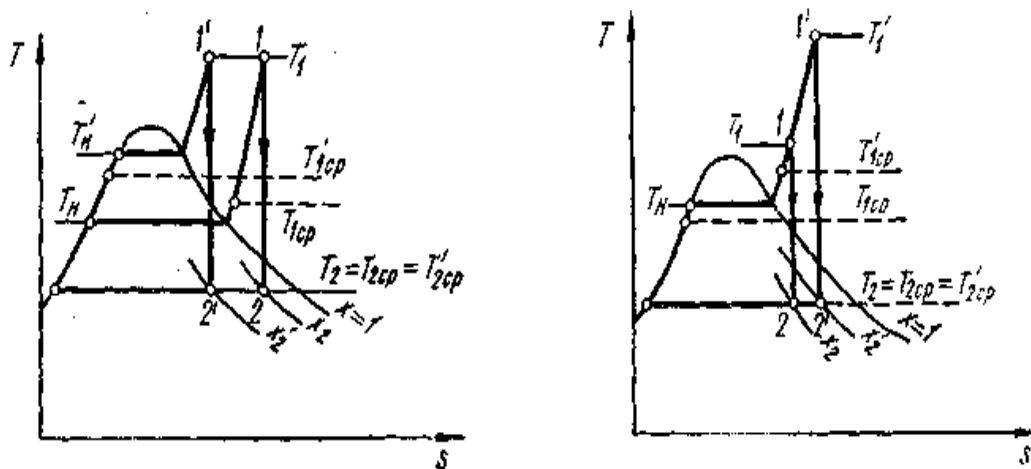
В первом случае (рис. 4) повышение T_{1cp} обуславливается увеличением температуры парообразования от T_i до T_i' . Так, увеличение начального давления от 2,0 до 10,0 МПа, для которых соответственно $t_H = 212^\circ\text{C}$ и $t_H = 310^\circ\text{C}$ при одной и той же температуре перегретого пара $t_1 = 500^\circ\text{C}$ и одном и том же давлении в конденсаторе $p_2 = 0,004$ МПа повышает, $\eta_{\text{Ренк}}$ от 0,368 до 0,426, т. е. на 16,2%.

Неблагоприятным следствием повышения начального давления является увеличение степени влажности пара в конце расширения или уменьшение степени сухости пара ($x_2' < x_2$). Выделяющиеся в последних ступенях турбины капли влаги вызывают механический износ (эрозию) рабочих лопаток и снижают общий КПД турбины.

При повышении температуры перегретого пара ($T_1' > T_1$) также

увеличивается средняя температура в процессе подвода теплоты ($T_{1cp}' > T_{1cp}$) (рис.

5). Однако предел повышения температуры пара ограничивается



жаропрочностью металла. Повышение температуры перегрева пара дает заметное снижение конечной влажности пара ($x_2' > x_2$). В связи с этим наиболее благоприятные результаты получаются при одновременном повышении давления p_3 и температуры t_1 , т. е. при использовании пара высоких начальных параметров.

Рис. 4. Влияние начального давления пара на термический КПД цикла п. с. у.

Рис. 5. Влияние температуры перегретого пара на термический КПД цикла п. с. у.

Так, если в 1920 г. в паротурбинных установках применялся пар с $p_1 = 2$ МПа, $t_1 = 300^\circ\text{C}$; в 1930–1940 гг. $p_1 = 3,0 \dots 6,0$ МПа, $t_1 = 450 \dots 500^\circ\text{C}$, то в настоящее время $p_1 = 24 \dots 30$ МПа, $t_1 = 550 \dots 650^\circ\text{C}$. Развитие современных паросиловых установок электрических станций происходит в направлении повышения начальных параметров водяного пара.

Снижение средней температуры T_{2cp} в процессе отвода теплоты (рис. 6) лимитируется температурой окружающей среды, которая практически является низшим (холодным) источником в теплосиловых установках. Если исходить из температурных

условий окружающей среды (воздух, вода рек и озер), то низшая температура в цикле может быть $20 \div 30^\circ\text{C}$, что соответствует для водяного пара конечному давлению $p_2 = 0,0024 \dots 0,0043$ МПа.

Следовательно, работа паросиловой установки связана с поддержанием в конденсаторе паровой турбины относительно глубокого вакуума (порядка 97...95%). С ухудшением вакуума (повышается p_2), как это видно из рис. 6, термический КПД цикла уменьшается ($T'_{2cp} < T_{2cp}$).

Таким образом, для увеличения термического КПД цикла Ренкина необходимо повышать начальные параметры пара p_1, t_1 и снижать конечное давление пара p_2 . Так как нет возможности увеличивать η за счет уменьшения p_2 , то практически этой цели можно достигнуть только за счет увеличения p_1 и t_1 . Оптимальные параметры цикла выбираются на основании технико-экономических расчетов.

В отличие от теоретического цикла паросиловой установки, который состоит из обратимых процессов, действительные циклы протекают необратимо. Так, расширение пара в турбине происходит при наличии потерь, связанных главным образом с трением пара о стенки и с другими гидродинамическими явлениями, на преодоление которых затрачивается часть работы расширения. Работа трения превращается в теплоту, повышает энтальпию пара в конечном состоянии от i_2 до $i_{2д}$. Поэтому действительный процесс адиабатного расширения пара в турбине, протекающий необратимо с увеличением энтропии, изобразится не прямой $1-2$, а условной кривой $1-2_{д}$ (рис. 7).

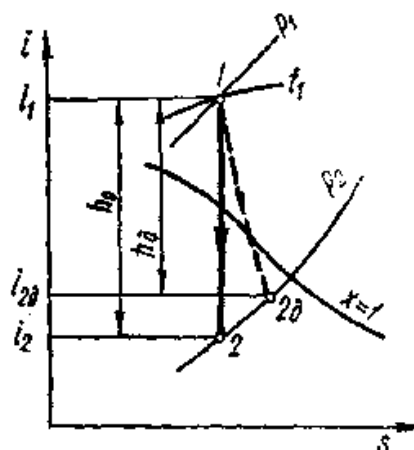
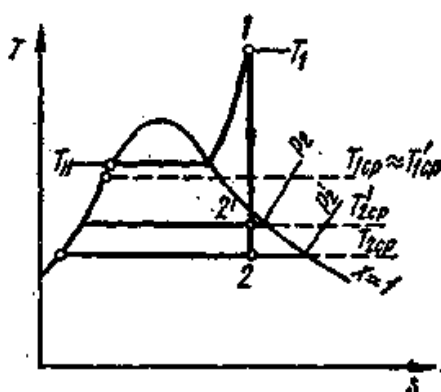


Рис. 6. Влияние конечного давления пара на термический КПД цикла п. с. у.

Рис. 7. График необратимого адиабатного давления пара в турбине в $i - s$ -координатах

Очевидно, полезная работа в действительном двигателе (так называемая внутренняя, или индикаторная, работа) $l_i = i_1 - i_{2д}$ будет меньше работы в идеальном $l_0 = i_1 - i_2$.

Тогда, согласно (3), относительный внутренний КПД паровой турбины:

$$\eta_{oi} = \frac{l_i}{l_0} = \frac{i_1 - i_{2д}}{i_1 - i_2} \quad (5)$$

Для современных турбин $\eta_{oi} = 0,80 \dots 0,90$.

Как было показано выше, отношение полезно использованной теплоты в реальном двигателе l_i к теплоте, затраченной в цикле, называется абсолютным внутренним КПД η , который, согласно (1), для цикла Ренкина:

$$\eta_{тРен} = \frac{l_i}{q_1} = \frac{i_1 - i_{2д}}{i_2 - i_2'} \quad (6)$$

или, согласно (5):

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi} \quad (7)$$

Если учесть, что для параметров пара $p_1 = 17,0$ МПа, $t_1 = 550^\circ\text{C}$, $p_2 = 0,004$ МПа, которые сейчас широко используются на тепловых электрических станциях, $\eta = 0,46$ и, считая $\eta_{oi} = 0,85$, $\eta = 0,46 \cdot 0,85 = 0,39$, т. е. только 39% теплоты, подводимой в цикле, превращается в полезную работу.

1.2. Повышение тепловой эффективности паросиловых установок на основе использования регенеративного цикла

Несмотря на то, что в настоящее время осуществляется массовое освоение высоких и сверхвысоких параметров пара ($p_1 = 23 \dots 30$ МПа; $t_1 = 570 \dots 600^\circ\text{C}$) и глубокого вакуума в конденсаторе (97%, или $p_2 = 0,003$ МПа), термический КПД цикла Ренкина не превышает 50%. В реальных

установках доля полезно использованной теплоты еще меньше из-за потерь, связанных с внутренней необратимостью процессов. В связи с этим были предложены другие способы повышения тепловой эффективности паросиловых установок. В частности, использование предварительного подогрева питательной воды за счет отработавшего пара (*регенеративный цикл*). Рассмотрим этот цикл.

Особенность этого цикла состоит в том, что конденсат, имеющий после конденсатора температуру $28...30^{\circ}\text{C}$, прежде чем поступить в котел подогревается в специальных теплообменниках П1–П3 (рис. 8, а) паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины. Осуществляя ступенчатый подогрев воды за счет ступенчатого отбора теплоты пара в процессе его расширения, можно реализовать идею регенеративного цикла Карно, как это показано на рис. 8, б для участка цикла в области насыщенного пара.

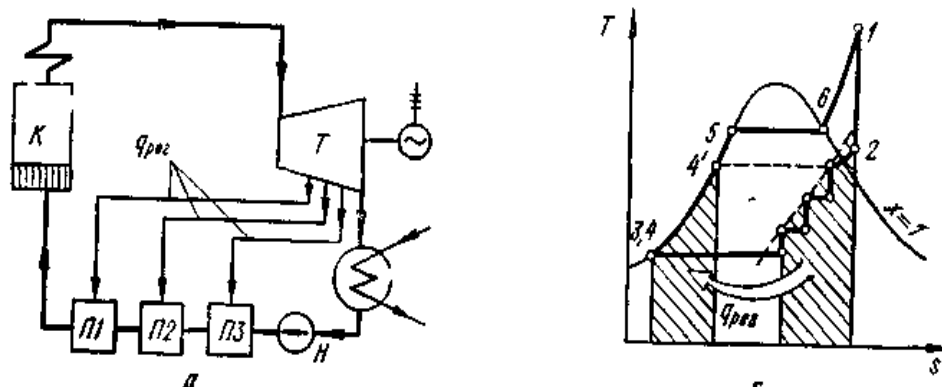


Рис. 8. Схема п. с. у. (а) и изображение регенеративного цикла (б)

Увеличивая число отборов до бесконечности (предельно регенеративный цикл), можно процесс расширения приблизить до пунктирной кривой, которая будет эквидистантой кривой процесса подогрева $4 - 4'$. Однако технически это реализовать невозможно и практически экономически оправдывается применение пяти – восьми ступеней подогрева. Цикл п.с.у. с регенерацией, строго говоря, нельзя изобразить на T-s-диаграмме, поскольку она строится для постоянного (1 кг) количества вещества, тогда как в цикле с регенерацией

количество пара различно по длине турбины. Поэтому цикл, показанный на рис. 8, б, является несколько условным.

При отборе пара на подогрев конденсата, с одной стороны, уменьшается расход теплоты q_1 на получение пара, но с другой, одновременно уменьшается работа пара l_0 в турбине. Несмотря на противоположный характер этих влияний, отбор всегда повышает η . Это объясняется тем, что при подогреве питательной воды за счет теплоты конденсации отобранного пара устраняется подвод теплоты от внешнего источника на участке 4 – 4', и таким образом средняя температура подвода теплоты от внешнего источника в регенеративном цикле увеличивается (подвод внешней теплоты q_1 осуществляется только на участке 4' – 5 – 6 – 7).

Кроме этого, регенеративный подогрев питательной воды уменьшает необратимость в процессе передачи теплоты от газов к воде на участке 4' – 5, так как уменьшается разность температур между газами и предварительно подогретой водой.

Задачи, связанные с осуществлением регенеративного цикла, удобно решать, пользуясь $i-s$ диаграммой. Для этого рассмотрим схему и регенеративный цикл п.с.у. с одним отбором (рис. 9). Пересечение адиабаты расширения 1 – 2 (рис. 9,б) с изобарой отбора P_{20} дает точку 0, характеризующую состояние пара в отборе.

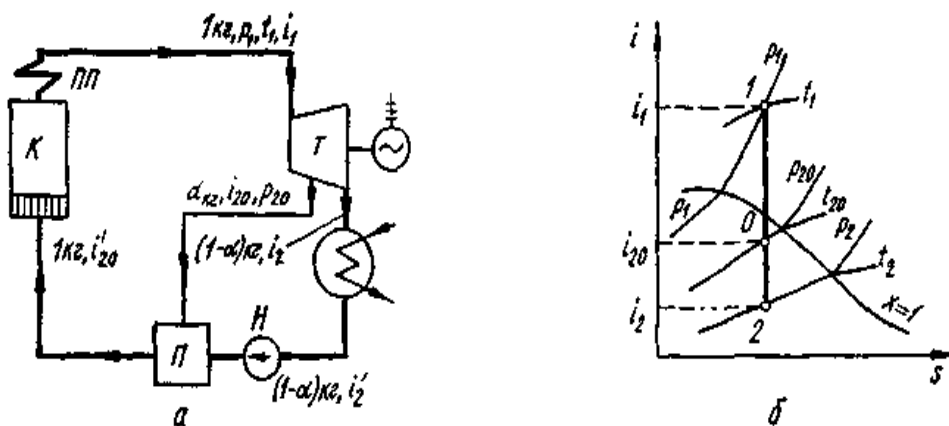


Рис. 9. Схема п. с. у. с одним регенеративным отбором пара (а) и изображение процессов $i-s$ -диаграмма (б)

Из рис. 9,а видно, что от 1 кг пара, поступающего в турбину, α кг пара расширяется только до давления отбора p_{20} , производя полезную работу $l_1 = \alpha(i_1 - i_{20})$, а $(1 - \alpha)$ кг расширяется в турбине до конечного давления p_2 . Полезная работа этого потока пара $l_2 = (1 - \alpha)(i_1 - i_2)$. Общая работа 1 кг пара в регенеративном цикле:

$$l_0 = l_1 + l_2 = \alpha(i_1 - i_{20}) + (1 - \alpha)(i_1 - i_2) \quad (8)$$

или

$$l_0 = i_1 - i_2 - \alpha(i_{20} - i_2). \quad (9)$$

Количество теплоты, затраченной на получение 1 кг пара:

$$q_1 = i_1 - i_{20}' \quad (10)$$

Термический КПД регенеративного цикла:

$$\eta_{t, \text{ддд}} = \frac{l_0}{q_1} = \frac{i_1 - i_2 - \alpha(i_{20} - i_2)}{i_1 - i_{20}'}. \quad (11)$$

Процессы в регенеративных подогревателях рассматриваются как изобарные, и считается, что из подогревателя вода выходит в состоянии насыщения при давлении пара в соответствующем отборе (i_{20}' и т. п.).

Количество отобранного пара определяется из балансового уравнения теплоты для смешивающего подогревателя:

$$(1 - \alpha)(i_{20}' - i_2') = \alpha(i_{20} - i_{20}') \quad (12)$$

откуда:

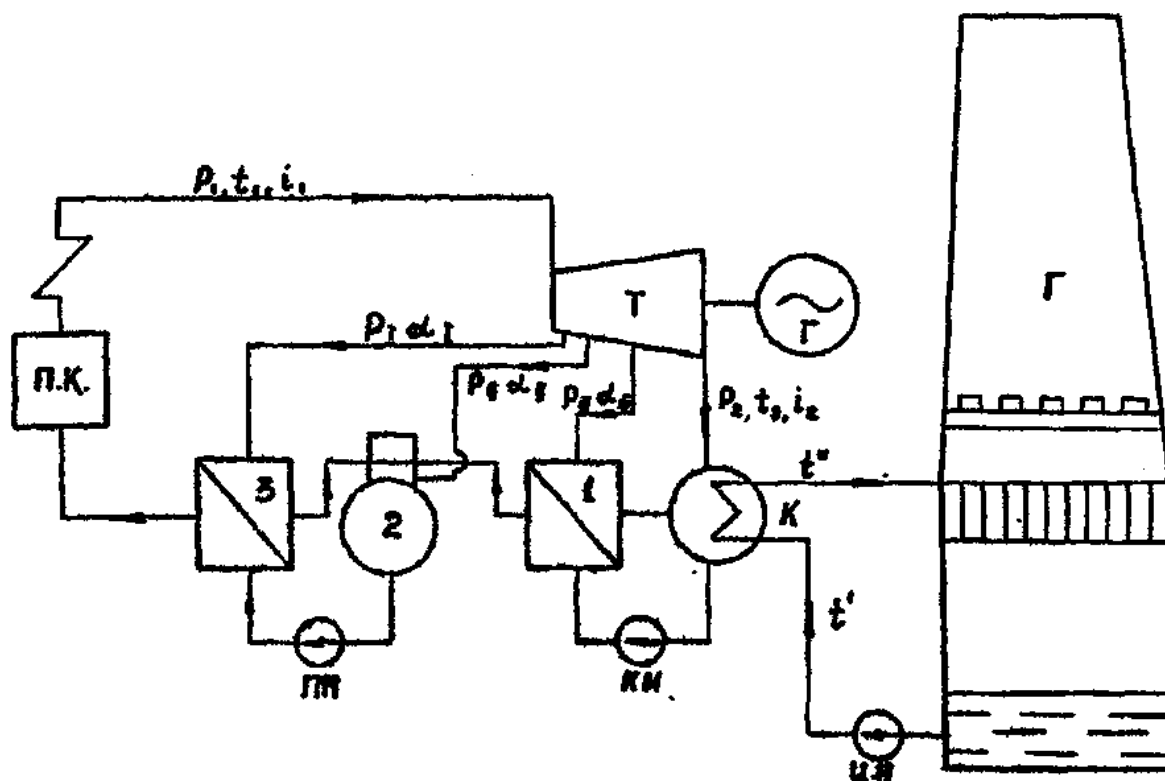
$$\alpha = \frac{i_{20}' - i_2'}{i_{20} - i_2'}, \quad (13)$$

где i_{20}' – энтальпия жидкости при давлении отбора p_{20} ; i_{20} – энтальпия пара, отбираемого из турбины; i_2' – энтальпия конденсата, выходящего из конденсатора. Аналогично можно определить расход пара в местах любого отбора.

Применение регенеративного подогрева питательной воды увеличивает

термический КПД цикла п. с. у. на 8...12%.

Целью выполнения самостоятельной работы является освоение методики расчета регенеративного цикла паротурбинной установки и определение основных термодинамических показателей исследуемого цикла, включая термический КПД, с оценкой эксергетических потерь в основных элементах паросиловой установки.



2. ОПИСАНИЕ СХЕМЫ УСТАНОВКИ

На рис. 10 показана схема регенеративной паросиловой установки, в которой тепловая энергия топлива превращается в механическую работу, а с помощью генератора механическая работа превращается в электрическую энергию.

Рис. 10. Схема паротурбинной установки с регенерацией теплоты

В паровой котел ПК поступает питательная вода из подогревателя 3, подаваемая под давлением питательной насосом (ПН). В топке котла при сгорании пылевидного топлива образуются продукты горения высокой температуры, передается тепло воде, протекающей по трубам, в которых

образуется пар. Собираемый пар в барабане котла протекает через пароперегреватель и перегревается до температуры выше насыщения. Из котла пар по трубопроводу поступает в паровую турбину (Т) с параметрами P_1, t_1, i_1 . В турбине пар расширяется адиабатно от давления P_1 до P_2 и поступает в конденсатор (К). Параметры пара за турбиной P_2, t_2, i_2 .

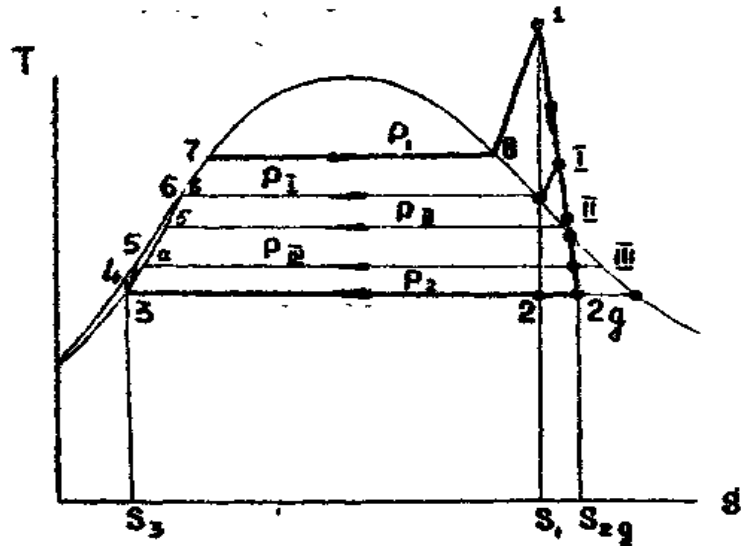
Поступивший в конденсатор пар конденсируется, превращается в воду, т. е. он отдает свое тепло парообразования циркуляционной холодной воде, протекающей внутри трубок конденсатора. Переданное тепло парообразования пара нагревает циркуляционную воду от t' до t'' . Циркуляционная нагретая вода подается циркуляционным насосом (ц.н.) на градирню Г, в которой циркуляционная вода охлаждается окружающим воздухом до первоначальной температуры t' . Таким образом, отданное паром циркуляционной воде тепло в конденсаторе с помощью градирни затем рассеивается в окружающую среду. Из конденсатора (К) конденсат в количестве $1 - \alpha_I - \alpha_{II}$ с температурой t_2 и энтальпией i_2' подается конденсатным насосом (к.н.) в подогреватели 1. Здесь вода подогревается паром, отбираемым из третьего отбора турбины. Подогреватель 1 поверхностный. По трубам подогревателя протекает питательная вода, а между трубками протекает пар, поступающий из отбора турбины. Этот пар в количестве α_{III} с энтальпией i_{IIIg} и давлением P_{III} , отдавая тепло питательной воде, конденсируется и поступает в конденсатор турбины с энтальпией воды i_{III}' . Процессы в каждом элементе установки показаны на рис. 2 в $T - S$ диаграмме.

После подогревателя 1 питательная вода с энтальпией i_{VIII} поступает в подогреватель 2 смешивающего типа (деаэратор) (рис. 1). Вместе с этим в подогреватель 2 поступает конденсат из подогревателя 3 с энтальпией i_I' и пар из второго отбора турбины в количестве α_{II} с давлением P_{II} и энтальпией i_{IIg}

В смешивающем подогревателе поступающий пар второго отбора непосредственно соприкасается с водой, отдает тепло парообразования воде,

подогревая ее до своей температуры конденсации. Таким образом, в подогревателе 2 (деаэраторе) смешиваются три потока: пар II-го отбора, питательная вода из 1-го подогревателя и конденсат пара 3-го подогревателя. Пар, поступающий во 2-й подогреватель, конденсируется, и вся смесь воды приобретает температуру конденсата пара. Питательный насос (п.н.) подает воду в подогреватель 3 высокого давления. Энтальпия воды – i_{11g} .

В подогревателе 3 питательная вода подогревается паром 1-го отбора до энтальпии i_{B1} . Количество отбираемого пара из 1-го отбора турбины α_1 при давлении P_1 и энтальпии i_{1g} . Здесь так же, как и в подогревателе I, питательная вода протекает по трубкам, а между трубками протекает пар, отдавая теплоту



парообразования воде и конденсируясь. Конденсат поступает в подогреватель 2 с энтальпией i_1' .

После подогревателя 3 питательная вода подается с энтальпией i_{B1} в паровой котел.

Цикл паросиловой установки с тремя регенеративными отборами пара показан на рис. 11 в $T - s$ диаграмме.

Рис.11. Цикл паросиловой установки с тремя регенеративными отборами пара

Действительный процесс расширения пара в турбине показан на схеме

линией 1-2 д. Точки I, II, III характеризуют состояния пара в отборах турбины. Процесс конденсации пара представлен изотермой 2g-3, которой соответствует давление пара P_2 .

Процесс сжатия питательной воды в насосах (конденсатном и питательном) от давления P_2 до давления P_1 показан политропной 3-5. Нагрев питательной воды в подогревателях соответствует линии 5-6, а процесс подогрева воды в котле до кипения соответствует линии 6-7 (рис. 11).

Изобара 7-8 (она же изотерма) иллюстрирует процесс парообразования воды в котле, и изобара 8-1 показывает процесс перегрева пара от температуры насыщения t_H при давлении P_1 до температуры перегретого пара t_1 .

Изобары P_I, P_{II}, P_{III} иллюстрируют процессы конденсации пара в подогревателях от точек I, II, III до нижней пограничной линии точек а, б, в (см. рис. 11).

3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

Исходные данные для расчета паросиловой установки по схеме, представленной на рис. 1, приведены в таблице 1:

Q_H^p – теплотворная способность топлива, кДж/кг;

η_{cy} – КПД котельной установки;

η_{mn} – КПД паропровода;

η_{oi} – относительный внутренний КПД турбины;

η_m – механический КПД турбины;

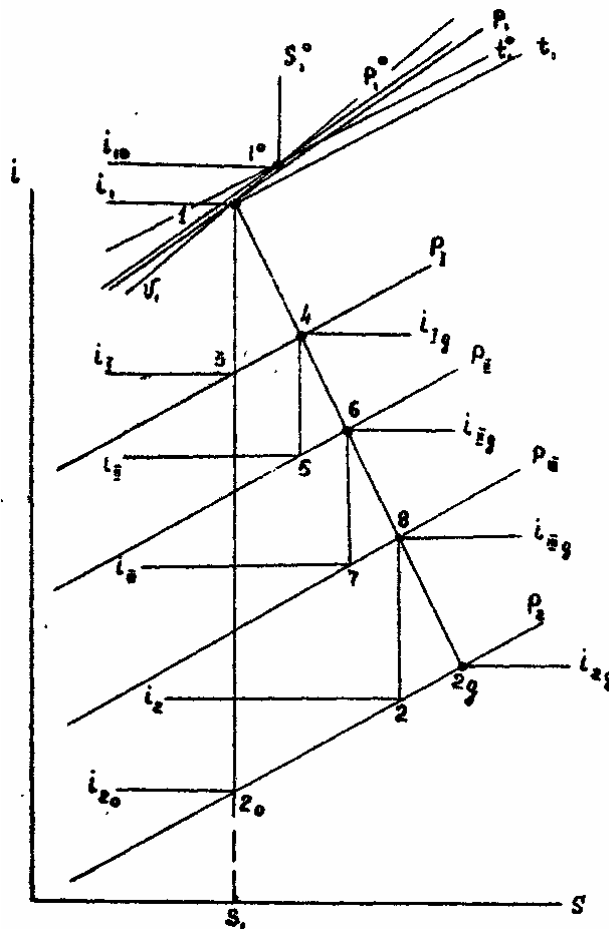
η_e – КПД электрического генератора.

В работе требуется:

- 1) определить параметры пара (P, t, i, s, e) во всех характерных точках паросилового цикла;
- 2) вычислить расходы пара в отборы турбины;

- 3) сделать выкопировку из $i-s$ диаграммы процесса расширения пара в турбине;
- 4) используя эксергетический метод в рассматриваемом цикле, определить потери работоспособности в каждом элементе установки.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПАРА ПО ОТБОРАМ ТУРБИНЫ



Используя заданные начальные параметры пара перед турбиной и заданные давления пара по отборам при заданном относительно внутреннем КПД, по отсекам турбины построить в $i-s$ диаграмме действительный процесс расширения пара в турбине и определить остальные параметры t, s, i по отборам и в конце турбины.

Начальные параметры пара i и s находим по P_1, t_p $i-s$ диаграмме водяного пара в точке 1 (рис. 12).

Рис.12. $i - s$ диаграмма водяного пара

Относительно внутренний КПД первого отсека η_{oi} турбины между давлениями P_1 и P_i задан и равен отношению:

$$\eta_{oi} = \frac{l_i}{l_0} = \frac{i_1 - i_4}{i_1 - i_3} = \frac{i_1 - i_{I\rho}}{i_1 - i_I}. \quad (14)$$

Здесь в числителе l_i – действительная работа пара в первой группе ступеней $i_1 - i_4 = i - i_{I\rho}$, превращаемая в механическую работу вращения ротора турбины, а в знаменателе l_0 – теоретическая, располагаемая работа пара $i_1 - i_3 = i - i_I$, которую находим по $i - s$ диаграмме, между изобарами P_1 и P_I . Так как величина относительно внутреннего КПД рассматриваемой группы ступеней турбины задана, то с помощью (14) легко находится энтальпия $i_{I\rho}$ за ступенями турбины до первого отбора.

Из выражения (14) следует, что

$$\begin{aligned} i_4 &= i_1 - \eta_{oi}(i_1 - i_3), \\ i_{I\rho} &= i_1 - \eta_{oi}(i_1 - i_I). \end{aligned} \quad (15)$$

Аналогично находим состояния пара в остальных отборах.

Точка 4 характеризует, как уже было сказано выше, состояние пара в 1-м отборе. Эти параметры пара первого отбора являются начальными параметрами пара перед второй группой ступеней: $P_I; t_I; i_{Iq}; S_{Iq}$.

Теоретическая работа для второй группы ступеней равна $l_0 = i_{Iq} - i_{II}$ и определяется между двумя изобарами P_I и P_{II} . Состояние пара за второй группой ступеней находим с помощью выражения (15):

$$i_{IIq} = i_{Iq} - \eta_{oi}(i_{Iq} - i_{II}). \quad (16)$$

На пересечении линии i_{IIq} с изобарой P_{II} находится точка 6, характеризующая состояние пара во втором отборе. Параметры пара перед третьей группой ступеней: $P_{II}; t_{II}; i_{IIq}; S_{IIq}$.

Теоретическую работу в третьей группе ступеней легко находим между двумя изобарами P_{II} и P_{III} по изоэнтропе $S_6 = S_7$. Она равна $l_0 = i_{IIq} - i_{III}$.

По заданной величине относительного КПД группы ступеней турбины по выражению (16) находим:

$$i_{IIIg} = i_{IIg} - \eta_{oi}(i_{IIg} - i_{III}). \quad (17)$$

На пересечении изобары P_{III} и энтальпии i_{IIg} находим точку б (рис. 12).

Таким образом, состояние пара в третьей отборе перед четвертой группой ступеней следующие: $P_{III}; t_{III}; i_{IIIq}; S_{IIIg}$.

По изоэнтропе $S_{IIIg} = S_2$ находим теоретическую работу в четвертой группе ступеней, $l_0 = i_{IIIg} - i_2$. Так как и для этой группы ступеней задана величина η_{oi} , то по (15) находим энтальпию пара за турбиной:

$$i_{2g} = i_{IIIg} - \eta_{oi}(i_{IIIg} - i_2). \quad (18)$$

Таким образом, с помощью заданных начальных параметров пара P_1 и t_1 перед турбиной и противодействия за турбиной P_2 , а также заданных давлений пара по отборам турбины и известит величинам КПД каждой группы ступеней турбины строится действительный процесс расширения пара в $i-s$ диаграмме водяного пара для турбины.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ В ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ

В подогревателях 1,2,3 (рис. 13) подогревается питательная вода. В подогревателях 1 и 3 она подогревается на 6–8°C ниже температуры конденсирующегося пара. Во втором, смешивающем подогревателе питательная вода нагревается до температуры конденсирующегося пара.

Рис. 13. Регенеративная схема паросиловой установки

Для того чтобы определить указанные температуры, необходимо воспользоваться выражением:

$$t_B = t_H - (6 \div 8)^\circ \text{C} \quad (19)$$

Здесь t_H – температура насыщенного пара, ее находим по давлениям в таблицах насыщенного водяного пара.

Для второго, смешивающего подогревателя температура воды равна температуре конденсирующегося пара:

$$t_B = t_H. \quad (20)$$

Энтальпия воды определяется из выражения:

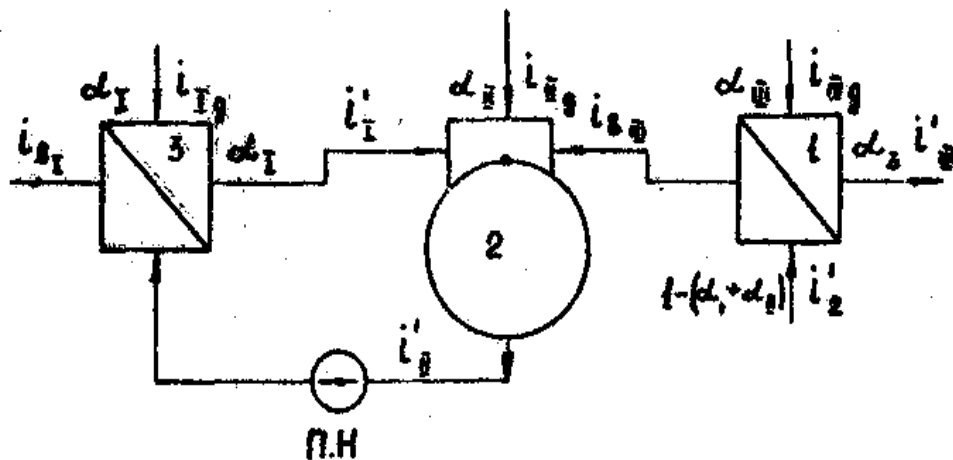
$$i_B = C_p t_B, \quad (21)$$

$C_{pB} = 4,19$ – теплоемкость воды для средних параметров пара, в кДж/(кг.гр.).

Энтропия воды определяется из выражения:

$$S_B = C_{pB} l_n \frac{T_B}{273}, \quad (22)$$

где $T_B = t_B + 273$, К.



6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДОВ ПАРА В ПОДОГРЕВАТЕЛЕ

Используя уравнения теплового баланса, определим величины расходов пара в каждый подогреватель. Для рассмотрения данного вопроса предположим, что в схеме паросиловой установки (рис. 13) циркулирует 1 кг воды. В паровом котле рабочее тело-вода превращается в перегретый пар, в конденсаторе пар превращается в конденсат, а протекающий конденсат по подогревателям является питательной водой для котла.

На схеме (рис. 13) нанесены энтальпии конденсата и питательной воды i_I', i_{II}', i_{III}' и t_{BI}, t_{BIII} на всех подводящих линиях схемы, и количества пара по отборам $\alpha_I, \alpha_{II}, \alpha_{III}$.

Рассмотрим тепловой баланс 3-го подогревателя, в который поступает пар из 1-го отбора.

Уравнение теплового баланса между двумя средами греющего пара и нагреваемой воды представится в виде:

$$\alpha_I (i_{Ig} - i_I') = i_{BI} - i_{II}', \quad (23)$$

откуда находим

$$\alpha_I = \frac{i_{BI} - i_{II}'}{i_{Ig} - i_I'}. \quad (24)$$

Уравнение теплового баланса 2-го подогревателя:

$$\alpha_{II} i_{IIg} + \alpha_I i_I' + (1 - \alpha_I - \alpha_{II}) i_{BIII} = i_I', \quad (25)$$

откуда находим

$$\alpha_{II} = \frac{\alpha_I (i_I' - i_{BIII}) - (i_I' - i_{BIII})}{i_{IIg} - i_{BIII}}. \quad (26)$$

Уравнение теплового баланса 1-го подогревателя:

$$\alpha_{III} (i_{IIIg} - i_{III}') = (1 - \alpha_I - \alpha_{II}) (i_{BIII} - i_2'). \quad (27)$$

Откуда

$$\alpha_{III} = \frac{(1 - \alpha_I - \alpha_{II}) (i_{BIII} - i_2')}{(i_{IIIg} - i_{III}')} . \quad (28)$$

7. РАСХОД ПАРА И РАСХОД ТОПЛИВА В ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКЕ

Действительная работа одного килограмма пара в регенеративной паросиловой установке (в кДж/кг) равна:

$$l_i = (i_I - i_{I_g}) + (1 - \alpha_I)(i_{I_g} - i_{II_g}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II})(i_{II_g} - i_{III_g}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_{III})(i_{III_g} - i_{2g}). \quad (29)$$

Внутренний КПД термодинамического регенеративного цикла паросиловой установки

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{(i_1 - i_{I_g}) + (1 - \alpha_I)(i_{I_g} - i_{II_g}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II})(i_{II_g} - i_{III_g})}{i_1 - i_{BI}} + \frac{(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_{III})(i_{III_g} - i_{2g})}{i_1 - i_{BI}}. \quad (30)$$

Теоретическая работа 1 кг пара в рассматриваемом регенеративном цикле:

$$l_0 = \frac{i_1 - i_{BI}}{\eta_{oi}} \eta_i. \quad (31)$$

Удельный расход пара в установке в кг/кВт.ч

$$d_e = \frac{3600}{l_0 \eta_{oi} \eta_M \eta_{\Gamma}}. \quad (32)$$

Часовой расход пара в кг/ч

$$D = d_e N_e. \quad (33)$$

Расход топлива в кг/ч

$$B = \frac{D(i_1 - i_{BI})}{Q_H^P \eta_{ky} \eta_{nn}}. \quad (34)$$

Удельный расход топлива в кг/кВт.ч

$$b = \frac{B}{N_e}. \quad (35)$$

Эффективный КПД паросиловой установки

$$\eta_e = \eta_i \eta_{ky} \eta_{nn} \eta_m \eta_r. \quad (36)$$

Выражение (36) показывает, какая часть тепловой энергии топлива в

электрическом генераторе передана потребителям. Такой метод называется методом КПД.

Как следует из рис. 10, для преобразования тепловой энергии топлива в электрическую энергию используются: паровой котел, паровая турбина, конденсатор, градирня, теплообменники, насосы. Однако метод КПД, представленный уравнениями, вытекающими из первого закона термодинамики, не вскрывает необратимость процессов происходящих в теплообменных аппаратах. Между тем в паросиловой установке только в паровой турбине происходит превращение тепловой энергии в механическую работу при расширении пара по адиабатическому процессу. Остальные аппараты являются теплообменными аппаратами. Здесь происходят передачи тепловой энергии от одной к другой среде. Здесь и кроются большие потери тепловой энергии вследствие необратимости этого процесса.

В этом случае для анализа потерь тепловой энергии особенно полезно обращаться ко второму закону термодинамики.

8. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ КПД ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Как показал Карно в 1824 году, термический КПД теплового двигателя при обратимых термодинамических процессах, осуществляемых рабочим телом между источником работы и окружающей средой, равен:

$$\eta_i^{оик} = 1 - \frac{T_0}{T_1} = \frac{l_{\max}}{q_1}. \quad (37)$$

Здесь T_1 – температура горячего источника тепловой энергии; T_0 – температура окружающей среда. Максимальная работа рабочего тела

$$l_{\max} = (i_1 - i_0) - T_0(S - S_0) \quad (38)$$

или эксергия рабочего тела

$$e = (i_1 - i_0) - T_0(S_1 - S_0). \quad (39)$$

В общем случае, для любых параметров рабочего тела

$$e = (i - i_0) - T_0(S - S_0). \quad (40)$$

Эксергия источника работы вытекает из выражения (37) и равна

$$e_q = q_1 \eta_i^{ouk}. \quad (41)$$

Действительные круговые процессы, осуществляемые в современных тепловых двигателях, не являются круговыми процессами Карно, т.к., сопровождаются внешней и внутренней необратимостями.

Процессы расширения и сжатия рабочего тела в современных тепловых двигателях происходят с трением; процессы подвода и отвода тепла между источниками и рабочим телом происходят при разности температур. Таким образом, все процессы являются необратимыми и сопровождаются эксергетическими потерями. В таком случае эффективный КПД теплового двигателя равен:

$$\eta_e = \frac{l_{\ddot{n}\ddot{e}}}{q_1}, \quad (42)$$

где q_1 – подведенное тепло к рабочему телу от источника работы; $l_{пол}$ – полезная, действительная работа теплового двигателя.

Эффективный КПД теплового двигателя можно записать в виде:

$$\eta_e = \frac{l_{\ddot{n}\ddot{e}} l_{\max}}{l_{\max} q_1}. \quad (43)$$

Величина действительной полезной работы может быть определена из выражения:

$$l_{пол} = l_{\max} - \sum \Delta L, \quad (44)$$

где $\sum \Delta L$ – сумма эксергетических потерь в тепловом двигателе.

Величина отношения действительной работы теплового двигателя или теплосиловой установки к максимальной работе равна:

$$\eta_0 = \frac{l_{\ddot{n}\ddot{e}}}{l_{\max}} = 1 - \frac{\sum \Delta L}{l_{\max}} \quad (45)$$

и выражает степень совершенства протекания действительных процессов в теплосиловой установке.

Коэффициент η может изменяться от 0 до 1.

Отсюда следует, что для определения действительной работы необходимо определить сумму эксергетических потерь в теплосиловой установке. Из выражения (43) эффективный КПД равен:

$$\eta_e = \eta_0 \eta_t^{i\ddot{e}} . \quad (46)$$

Потеря рабочим телом и источником работы работоспособности в каждом элементе паросиловой установки равна:

$$\Delta L = [(e_{\dot{a}\ddot{o}} - e_q) - e_{\dot{a}\ddot{o}}] - I_{\dot{u}\ddot{e}} . \quad (47)$$

В случае если это теплообменный аппарат, в котором работа не производится, потеря работоспособности равна:

$$\Delta L = (e_{ax} + e_q) - e_{\dot{b}\ddot{y}\ddot{x}} . \quad (48)$$

Эксергетический КПД теплообменника

$$\eta_{\text{тепл}}^{\text{экс}} = \frac{e_{\dot{b}\ddot{y}\ddot{x}}' - e_{ax}'}{e_{ax}'' - e_{\dot{b}\ddot{y}\ddot{x}}''} , \quad (49)$$

где $e_{\dot{a}\ddot{o}}'$, e_{ax}' – эксергия выхода и входа нагреваемого вещества; $e_{\dot{a}\ddot{o}}''$, $e_{\dot{b}\ddot{y}\ddot{x}}''$ – эксергия входа и выхода греющего вещества.

9. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОТЕРЬ В ЭЛЕМЕНТАХ ПАРОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

1) Эксергетические потери в котлоагрегате и эксергетический КПД котлоагрегата.

Эксергия пара после котла по уравнению (40) равна:

$$e_{\dot{b}\ddot{y}\ddot{x}}^{\text{кы}} = (i_1^0 - i_0) - T_0 (s_1^0 - s_0) . \quad (50)$$

Необходимо использовать параметры пара непосредственно за котлом $i_1^0; t_1^0; s_1^0; i_1^1$ и параметры окружающей среды $P_0 = 1$ бар; $t_0 = 10^\circ\text{C}$; $i_0 = 42,3$ кДж/кг; $S_0 = 0,15$ кДж/кг*гр.

Для определения эксергии питательной воды, поступающей в котел, по

уравнению (41)

$$e_{ex}^{ky} = (i_{BI} - i_0) - T_0(s_{BI} - s_0), \quad (51)$$

необходимо использовать параметры питательной воды, поступающей в котел

$$P_1; t_{BI}; i_{BI}; S_{BI}.$$

Тепло, выделяемое при сгорании топлива в котле, равно:

$$q' = \frac{i_1 - i_{BI}}{\eta_{ky} \eta_{mn}}. \quad (52)$$

При температуре продуктов сгорания $t = 2000^\circ\text{C}$ термический КПД обратимого цикла Карно равен:

$$\eta_t^{оик} = 1 - \frac{T_0}{T} = 1 - \frac{283}{2273} = 0,88. \quad (53)$$

Эксергия источника работы, согласно уравнению (28)

$$e_q = q_1 \eta_t^{оик}. \quad (54)$$

Эксергетические потери в котле

$$\Delta L^{ky} = [(e_{ex}^{ky} + e_q^{ky}) - e_{вых}^{ky}]. \quad (55)$$

Эксергетический КПД котла

$$\eta_{ky}^{экс} = \frac{G_n (e_{вых}^{ky} - e_{ex}^{ky})}{B e_T}. \quad (56)$$

Здесь G_n – паропроизводительность парового котла, кг/ч;

B - расход топлива, кг/ч;

e_T - эксергия топлива, кДж/ч;

e_{ex}^{ky} - эксергия питательной воды, поступающей в котел, кДж/кг;

$e_{вых}^{ky}$ - эксергия пара после котла, кДж/кг.

2) Эксергетические потери в паропроводе и КПД паропровода.

Эксергия пара на входе в паропровод равна эксергии на выходе из котла:

$$e_{ex}^{in} = e_{вых}^{ky}. \quad (57)$$

Эксергия пара на выходе из паропровода определяется по параметрам пара перед турбиной $P_1; t; i_1; S_1$

$$e_{\text{вых}}^{nn} = (i_1 - i_0) - T_0(S_1 - S_0). \quad (58)$$

Эксергетическая потеря в паропроводе равна:

$$\Delta L^{nn} = e_{\text{ex}}^{nn} - e_{\text{вых}}^{nn}. \quad (59)$$

Эксергетический КПД паропровода равен:

$$\eta_{nn}^{\text{экс}} = \frac{e_{\text{вых}}^{nn}}{e_{\text{ex}}^{nn}}. \quad (60)$$

3) Эксергетическая потеря в турбине и КПД турбины:

а) эксергия пара перед турбиной равна эксергии на выходе из паропровода:

$$e_{\text{ex}}^T = e_{\text{вых}}^{nn}. \quad (61)$$

В связи с тем, что количество пара, протекающего через проточную часть турбины, меняется, потерю эксергетическую определим по участкам с одинаковым расходом пара.

Эксергия пара 1-го отбора

$$e_{Iq} = (i_{Iq} - i_0) - T_0(S_{Iq} - S_0). \quad (62)$$

Полезная работа пара в турбине на участке ступеней турбины до 1-го отбора

$$L_1 = (i_1 - i_{Iq}) \eta_m \eta_r. \quad (63)$$

Потеря работоспособности пара на участке до 1-го отбора

$$\Delta L_1^T = (e_{\text{ex}}^T - e_{Iq}) - L_1 \quad (64)$$

б) эксергия пара II-го отбора

$$e_{IIq} = (i_{IIq} - i_0) - T_0(S_{IIq} - S_0). \quad (65)$$

Полезная работа пара в турбине на участке между I-м и II-м отборами

$$L_2 = (i_{Iq} - i_{IIq}) \eta_m \eta_r. \quad (66)$$

Потеря работоспособности пара на этой участке равна:

$$\Delta L_2^T = (1 - \alpha_1) [(e_{Iq} - e_{IIq}) - L_2] \quad (67)$$

в) эксергия пара в III-м отборе

$$e_{IIIq} = (i_{IIIq} - i_0) - T_0(S_{IIIq} - S_0). \quad (68)$$

Полезная работа в турбине на участке между II-м и III-м отборами

$$L_3 = (i_{IIq} - i_{IIIq})\eta_m\eta_r. \quad (69)$$

Потеря работоспособности пара на этой участке равна:

$$\Delta L_3 = (1 - \alpha_I - \alpha_{II})(e_{IIq} - e_{IIIq}) - L_3 \quad (70)$$

г) эксергия пара на выхлопе турбины

$$e_{2\partial} = (i_{2\partial} - i_0) - T_0(S_{2\partial} - S_0). \quad (71)$$

Полезная работа в турбине между III-м отбором и выходом пара из турбины

$$L_4 = (i_{IIIg} - i_{2\partial})\eta_m\eta_r. \quad (72)$$

Потеря работоспособности пара на этом участке

$$\Delta L_4^T = (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_{III})(e_{IIIg} - e_{2\partial}) - L_4 \quad (73)$$

д) Суммарная потеря работоспособности пара в турбине

$$\Delta L^T = \sum_{i=1}^4 \Delta L_i^T. \quad (74)$$

Потери работоспособности пара в турбине обуславливается необратимым характером течения пара из-за трения пара в проточной части турбины, трения в механизмах турбины, из-за механических и электрических потерь в генераторе.

е) КПД турбины

$$\eta_{oi}^{yéñ} = \frac{L_{ñë}}{\dot{a}_{\dot{a}\partial} - \dot{a}_{\dot{a}\partial}}; \quad (75)$$

4) Эксергетическая потеря в конденсаторе.

Эксергия пара, поступающего в конденсатор, равна эксергии пара на выходе из турбины:

$$e_{ex}^k \approx e_{вых}^T \approx e_{2\partial}. \quad (76)$$

Эксергия конденсата пара, поступающего из 1-го подогревателя в конденсатор:

$$e_{II}^1 = (i_{III}^1 - i_0) - T_0(S_{III}^1 - S_0). \quad (77)$$

Эксергия конденсата на выходе из конденсатора:

$$e_{\dot{a}\dot{b}}^e = (i_2^1 - i_0) - T_0(S_2^1 - S_0). \quad (78)$$

Указанные эксергии определяются по соответствующим параметрам для воды, найденные выше для 1-го подогревателя и для конденсатора.

Потеря работоспособности в конденсаторе

$$\Delta L^k = (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_{III})(e_{2\dot{a}} - e_{\dot{b}\dot{b}x}^k) + \alpha(e_{III}^1 - e_{\dot{b}\dot{b}x}^k). \quad (79)$$

5) Эксергетическая потеря в подогревателях.

Потеря эксергии в подогревателях определяется разностью эксергии между греющей и нагреваемой средами.

ПОДОГРЕВАТЕЛЬ № 3

Эксергия первого отбора пара определяется по (27)

$$e_{I\dot{a}} \approx (i_{I\dot{a}} - i_0) - T_0(S_{I\dot{a}} - S_0). \quad (80)$$

Эксергия конденсата греющего пара первого отбора

$$e_{I'} = (i_{I'} - i_0) - T_0(S_{I'} - S_0). \quad (81)$$

Эксергия питательной воды на выходе из подогревателя № 3 по (40)

$$e_{eI} = e_{ax}^{ky} = (i_{eI} - i_0) - T_0(S_{eI} - S_0). \quad (82)$$

Эксергия питательной воды на входе в подогреватель № 3

$$e_{II'} = (i_{II'} - i_0) - T_0(S_{II'} - S_0). \quad (83)$$

Потеря эксергии пара в 3-м подогревателе

$$\Delta L_3^n = \alpha_I(e_{I\dot{a}} - e_{I'}) - (e_{eI} - e_{II'}). \quad (84)$$

ПОДОГРЕВАТЕЛЬ № 2

Эксергия сред, поступающих в подогреватель № 2

$$e_{\dot{a}\dot{b}} = \alpha_I e_{I'} + \alpha_{II} e_{IIg} + (1 - \alpha_I - \alpha_{II}) e_{eII}, \quad (85)$$

где $\alpha_I e_{I'}$ – энергия конденсата пара 1-го отбора; $\alpha_{II} e_{IIg}$ – энергия греющего пара 2-го отбора; $(1 - \alpha_I - \alpha_{II}) e_{eII}$ – энергия питательной воды, поступающей из 1-го подогревателя в подогреватель № 2.

Эксергия питательной воды 1-го подогревателя.

$$e_{aIII} = (i_{aIII} - i_0) - T_0(S_{aIII} - S_0). \quad (86)$$

Эксергия питательной воды, выходящей из подогревателя № 2

$$e_{aII} = e_{II}' = (i_{II}' - i_0) - T_0(S_{II}' - S_0). \quad (87)$$

Потеря эксергии во 2-й подогревателе

$$\Delta L_2^n = e_{ax} - e_{вых}. \quad (88)$$

ПОДОГРЕВАТЕЛЬ № 1

Эксергию третьего отбора пара определяем по e_{IIIg} :

$$e_{IIIg} = (i_{IIIg} - i_0) - T_0(S_{IIIg} - S_0). \quad (89)$$

Эксергия конденсата греющего пара третьего отбора

$$e_{III}' = (i_{III}' - i_0) - T_0(S_{III}' - S_0). \quad (90)$$

Эксергия питательной воды на выходе из 1-го подогревателя

$$e_{aII}^e = e_{aIII} = (i_{aIII} - i_0) - T_0(S_{aIII} - S_0). \quad (91)$$

Эксергия питательной воды на входе в 1-й подогреватель

$$e_2' = e_{aII}^e = (i_2' - i_1) - T_0(S_2' - S_0). \quad (92)$$

Потеря эксергии в 1-м подогревателе

$$\Delta L_1^n = \alpha_{III}(e_{IIIg} - e_{III}') - (1 - \alpha_I - \alpha_{II})(e_{aIII} - e_2'). \quad (93)$$

Сумма потерь эксергии во всех трех подогревателях составляет величину

$$\Delta L^n = \Delta L_1^n + \Delta L_2^n + \Delta L_3^n. \quad (94)$$

Эффективный КПД паросиловой установки:

а) Полная потеря работоспособности рабочего тела в паросиловой установке равна:

$$\Delta L = \Delta L^{\acute{e}\acute{o}} + \Delta L^{nn} + \Delta L^{\acute{e}} + \Delta L^{\acute{o}} + \Delta L^n; \quad (95)$$

б) КПД действительных процессов, протекающих в паросиловой установке

$$\eta_0 = 1 - \frac{\Delta L}{e_q}; \quad (96)$$

в) Эффективный КПД паросиловой установки

$$\eta_e = \eta_0 \eta_i^{\acute{i}\acute{o}\acute{e}}. \quad (97)$$

10. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ МАТЕРИАЛОВ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1) Все расчеты и пояснения, а также графики должны быть представлены в виде сброшюрованных листов.

2) На титульном листе, помимо надписей, таких как на титуле методического указания, необходимо указать группу, курс, фамилию, инициалы, а также номер варианта.

3) Все итоговые результаты должны иметь обозначения размерности.

4) На все контрольные вопросы необходимо дать письменные ответы в конце работы.

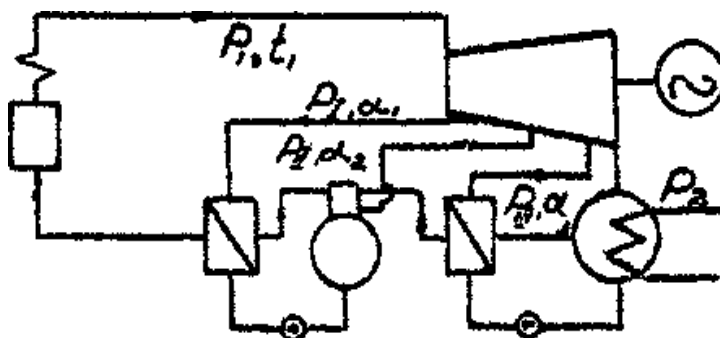
11. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Показать в T-S диаграмме, какие процессы происходят в каждом элементе паросиловой установки.
2. Объяснить, в чем заключаются преимущества эксергетического метода анализа необратимых потерь.
3. Что такое эксергия?
4. Что такое внешняя необратимость?
5. Что такое внутренняя необратимость?
6. В каком элементе в рассматриваемой установке имеют место наибольшие эксергетические потери?
7. Что такое термический КПД цикла?
8. Чему равен термический КПД цикла Ренкина?
9. Чему равен термический КПД цикла Карно?
10. Чем отличаются η_t^K и η_t^R ?
11. Чему равен КПД регенеративного цикла?
12. Чему равен КПД предельно-регенеративного цикла?
13. Почему невозможно в поверхностных подогревателях нагреть воду до температуры насыщения пара?
14. Для какой цели в паросиловой установке устанавливают деаэрактор?
15. Какая температура пара определяет нагрев воды в подогревателях?
16. Чему равен эксергетический КПД котла?
17. Чему равен эксергетический КПД подогревателя?
18. Что такое регенерация тепла в паросиловых установках?
19. Как определить эксергетический КПД градирни?
20. Объяснить связь термодинамической эффективности цикла и энерго-экологических показателей теплосиловой установки.

12. ЛИТЕРАТУРА

1. Вукалович М. П., Новиков И. И. Термодинамика. – М.: «Машиностроение», 1972. – 672 с.
2. Термодинаміка фізико-енергетичних процесів: Навч. Посібник / В. Г. Павловський, Г. І. Павловський. – Харків: НТУ «ХП», 2006. – 332 с.
3. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейдлин А. Е. Техническая термодинамика. – М.: «Наука», 1979. – 445 с.
4. Константинов С. М. Збірник задач з технічної термодинаміки. – К.: Вища шк., 2001. – 236 с.

**Приложение. ЗАДАНИЕ К САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ ПО
КУРСУ «Термодинамика энергетических систем»**



В паросиловой установке с начальными и конечными параметрами P_1, t_1 и P_2 осуществлены 3 отбора пара на регенерацию тепла с давлениями P_1 и P_{III} в поверхностные подогреватели и P_{II} в смешивающий подогреватель (деаэратор).

Найти η_t цикла, а так же η_t предельно регенеративного цикла. Температуру подогрева конденсата турбины в поверхностных подогревателях принять на 6° ниже температуры насыщения греющего пара. Определить удельный расход пара и топлива, а так же удельный расход тепла.

Найти η_{oi} турбины в целом при заданных одинаковых η_{oi} по отсекам турбины. Вычислить потери в данном цикле методом КПД. Рассчитать потери работоспособности в данном цикле по отдельным элементам установки, пользуясь эксергетическим методом. В расчетах принять, что:

1. Температура греющих газов в котлоагрегате $t = 2000^\circ\text{C}$.
2. Температура окружающей среды $t_0 = 10^\circ\text{C}$.

Таблица 1

№№ вариа нта	P ₁ бар	t, °C	P ₂ бар	Отборы			N, кВт	Q _H ^P , кДж/кг	η _{кв}	η _{пп}	η _{оі}	η _м	η _г
				P _I , бар	P _{II} , бар	P _{III} , бар							
1	50	450	0,05	8	1,5	0,7	12000	29000	0,88	0,985	0,82	0,985	0,97
2	50	450	0,04	7	1,4	0,6	10000	27000	0,86	0,985	0,81	0,89	0,96
3	40	450	0,035	6	1,3	0,5	8000	25000	0,85	0,985	0,8	0,975	0,96
4	40	450	0,03	6	1,2	0,4	6000	23000	0,84	0,985	0,79	0,97	0,955
5	40	450	0,05	6	1,5	0,7	15000	30000	0,89	0,985	0,82	0,98	0,972
6	40	450	0,04	6	1,4	0,6	12000	28000	0,88	0,985	0,81	0,895	0,97
7	40	460	0,035	7	1,3	0,5	9000	26000	0,87	0,985	0,80	0,98	0,955
8	35	460	0,03	8	1,2	0,4	8000	22500	0,86	0,985	0,79	0,98	0,96
9	45	460	0,05	8	1,5	0,7	10000	17500	0,88	0,98	0,8	0,98	0,965
10	45	450	0,06	7	1,4	0,6	9000	18000	0,87	0,98	0,79	0,98	0,965
11	40	450	0,035	6	1,3	0,5	8000	15000	0,86	0,98	0,78	0,975	0,96
12	40	450	0,03	6	1,2	0,4	6000	15000	0,85	0,98	0,77	0,975	0,96
13	40	450	0,05	6	1,5	0,7	12000	30000	0,85	0,985	0,82	0,975	0,97
14	45	450	0,04	6	1,4	0,6	10000	29000	0,86	0,985	0,81	0,98	0,965
15	45	450	0,035	7	1,3	0,5	8000	28000	0,87	0,98	0,80	0,975	0,98
16	50	470	0,08	8	1,2	0,4	6000	27500	0,83	0,98	0,79	0,97	0,955
17	50	470	0,05	7	1,2	0,35	25000	31000	0,68	0,99	0,82	0,99	0,97
18	50	400	0,04	6	1,3	0,4	20000	30000	0,87	0,99	0,81	0,99	0,97
19	50	400	0,035	6	1,4	0,5	18000	29000	0,86	0,985	0,80	0,985	0,97
20	50	400	0,03	5	1,5	0,6	15000	28000	0,85	0,985	0,97	0,98	0,965
21	50	400	0,05	7	1,5	0,6	12000	27500	0,84	0,98	0,79	0,96	0,96
22	60	400	0,04	6	1,4	0,5	15000	27000	0,83	0,985	0,79	0,98	0,965
23	60	400	0,05	5	1,3	0,4	20000	26000	0,84	0,985	0,8	0,985	0,97

24	60	400	0,03	5	1,2	0,35	25000	25000	0,85	0,99	0,81	0,99	0,97
25	60	380	0,05	7	1,6	0,6	24000	12500	0,82	0,985	0,81	0,99	0,97
26	60	380	0,04	6	1,5	0,6	20000	13400	0,81	0,985	0,80	0,99	0,97
27	60	380	0,035	5	1,4	0,5	18000	14000	0,80	0,985	0,80	0,985	0,97
28	60	400	0,03	5	1,3	0,4	15000	15000	0,81	0,985	0,79	0,985	0,965

Навчальне видання

Соловей Віктор Васильович
Шмалько Юрій Федорович

ТЕРМОДИНАМІКА ЕНЕРГЕТИЧНИХ СИСТЕМ

Методичні вказівки самостійної роботи студентів

Російською мовою

В авторській редакції
Комп'ютерна верстка Кононенко І. Ю.
Макет обкладинки Дончик І. М.

Підписано до друку 04.09.08. Формат 60x80/16.
Папір офсетний. Друк ризографічний.
Умов. друк. арк. 3,02. Обл. вид. арк. 3,25
Наклад 80 прим. Ціна договірна.

61077, Харків, майдан Свободи, 4,
Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
Видавництво ХНУ імені В. Н. Каразіна

Надруковано ФОП «Петрова І. В.»
61144, м. Харків, вул. Гв. Широнінців, 79 В, кв. 137.
Тел. 362-01-52

Свідоцтво про державну реєстрацію ВОО № 948011 від 03.01.03