

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА РЕАЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ

ПРАКТИКУМ

**для магистрантов специальности
1-43 80 03 «Теплоэнергетика и теплотехника»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2022

УДК 536.7(075.8)
ББК 31.31я73
Т38

*Рекомендовано научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 24.12.2020 г.)*

Составитель *М. Н. Новиков*

Рецензент: зав. каф. «Физика и электротехника» ГГТУ им. П. О. Сухого
д-р физ.-мат. наук, проф. *П. А. Хило*

Т38 **Техническая** термодинамика реальных процессов : практикум для магистрантов специальности 1-43 80 03 «Теплоэнергетика и теплотехника» днев. и заоч. форм обучения / сост. М. Н. Новиков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2022. – 43 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц; 32 Mb RAM; свободное место на HDD 16 Mb; Windows 98 и выше; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Содержит материал для закрепления теоретических знаний и приобретения практических навыков по расчету действительных циклов паротурбинных и газотурбинных установок современных источников энергосбережения.

Для магистрантов специальности 1-43 80 03 «Теплоэнергетика и теплотехника» дневной и заочной форм обучения.

УДК 536.7(075.8)
ББК 31.31я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2022

Глава 1. Термодинамический расчет действительных циклов паротурбинных установок.

Необходимо провести термодинамический расчет и анализ тепловой экономичности четырех циклов паротурбинных установок (ПТУ): простого цикла, цикла ПТУ с вторичным пароперегревателем, регенеративного цикла и теплофикационного цикла. Все циклы ПТУ рассчитываются при одинаковых параметрах пара перед турбиной p_0, t_0 и давлении пара в конденсаторе турбины p_k . Сравнение тепловой экономичности циклов ПТУ выполняется по отношению к простому циклу. Все типы ПТУ должны иметь схематичное изображение, а их циклы представлены в T,s - и h,s -диаграммах без соблюдения масштаба.

В ряде вариантов заданий требуется термодинамическая оптимизация некоторых параметров рабочего тела ПТУ.

1.1. Исходные данные и объем задания для простого цикла ПТУ

Каждый магистрант получает индивидуальное задание для термодинамического расчета простого цикла ПТУ. Схема простой ПТУ и ее цикл в T,s - и h,s -диаграммах представлены на рис.1.1–1.3.

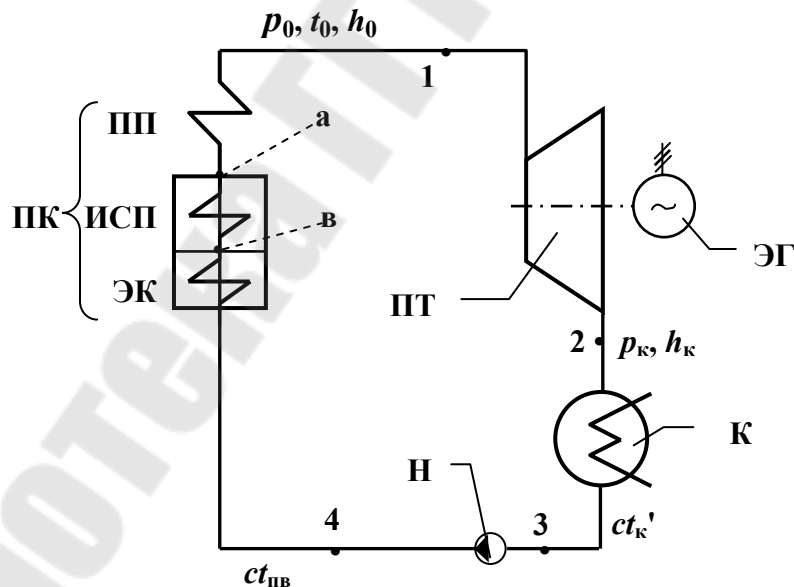


Рис.1.1. Схема простой ПТУ:

ПК – паровой котел; ПП – пароперегреватель; ИСП – испарительная поверхность;
ЭК – экономайзер; ПТ – паровая турбина; К – конденсатор паровой турбины;
Н – насос; ЭГ – электрический генератор

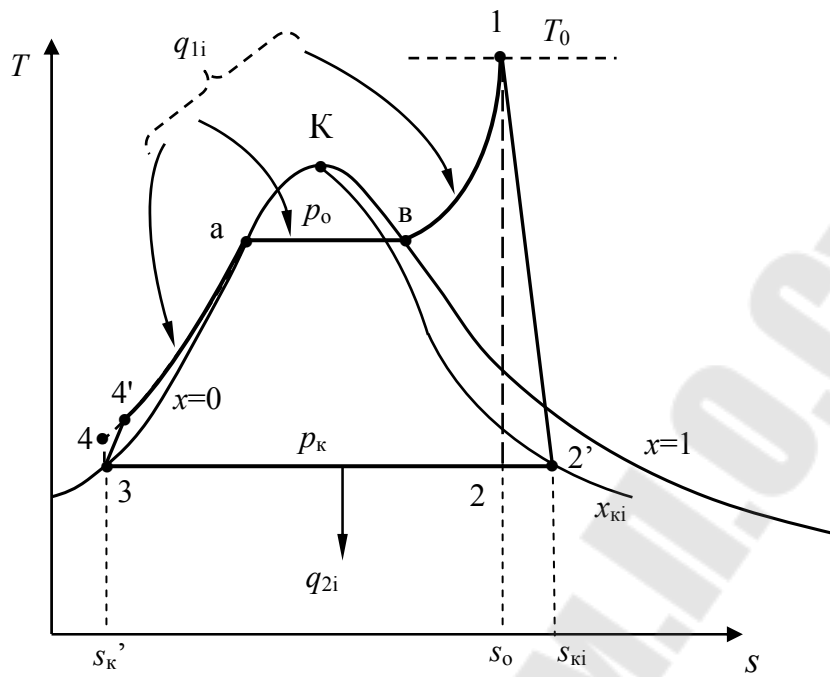


Рис. 1.2. Необратимый цикл простой ПТУ в T,s -диаграмме

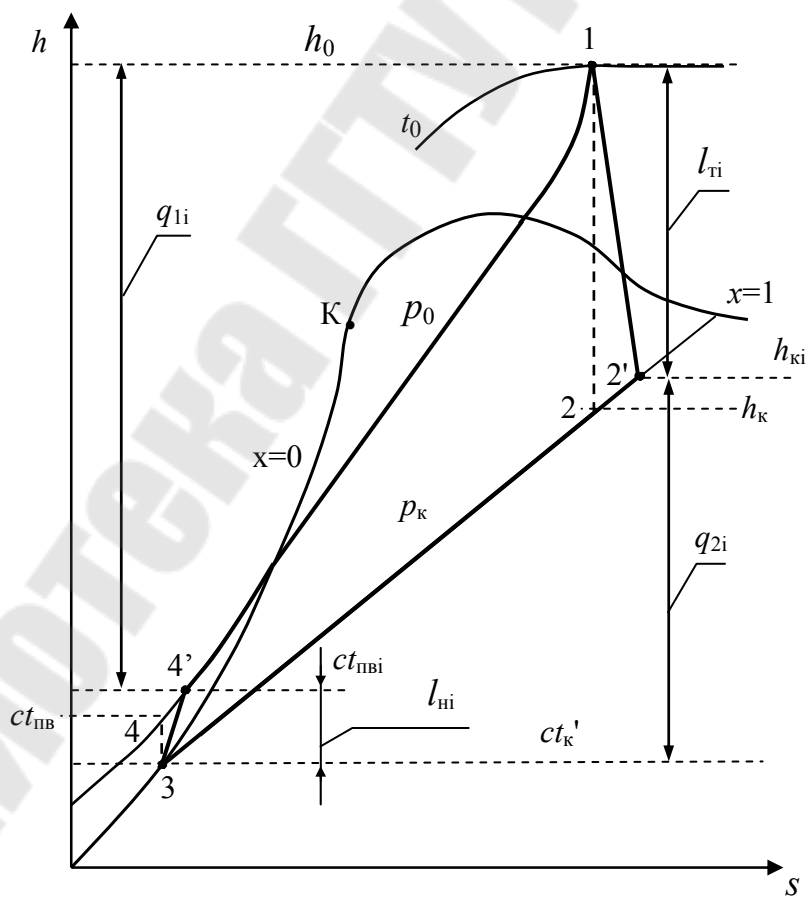


Рис. 1.3. Необратимый цикл простой ПТУ в h,s -диаграмме

Основные параметры рабочего тела, характеризующие простой цикл ПТУ, имеют следующие обозначения:

p_0 и t_0 – давление и температура пара перед турбиной;

p_k – давление пара в конденсаторе турбины;

h_0 – энтальпия пара перед турбиной;

h_k, h_{ki} – энтальпии пара на выходе из турбины в обратимом и необратимом процессах расширения;

ct'_k – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из конденсатора;

$ct_{пв}, ct_{пвi}$ – энтальпия воды на выходе из насоса в обратимом и необратимом процессах сжатия.

Исходные данные для расчета простого цикла ПТУ представлены следующими величинами:

p_0 и t_0 – давлением и температурой пара перед турбиной;

p_k – давлением пара в конденсаторе турбины;

η_{oi} – внутренним относительным КПД турбины;

η_n – адиабатным коэффициентом насоса.

η_m, η_g – механическим КПД и КПД электрического генератора;

$W_э$ – электрической мощностью ПТУ.

1.2. Методика расчета простого цикла ПТУ

Расчет простого цикла ПТУ сводится к определению следующих величин:

1) $q_{эк}, q_{исп}, q_{пп}$ – удельные величины теплоты, подведенная к рабочему телу в экономайзере, испарительной поверхности и пароперегревателе парового котла (только для обратимого цикла ПТУ):

$$q_{эк} = ct'_0 - ct_{пв}, \text{ кДж/кг}; \quad (1.1)$$

$$q_{исп} = h_0 - ct'_0 = r_0, \text{ кДж/кг}; \quad (1.2)$$

$$q_{пп} = h_0 - h'_0, \text{ кДж/кг}; \quad (1.3)$$

где r_0 – удельная теплота парообразования при давлении p_0 .

2) q_1, q_{1i} – удельная теплота, подведенная к рабочему телу в обратимом и необратимом циклах ПТУ

$$q_1 = q_{эк} + q_{исп} + q_{пп} = h_0 - ct_{пв}, \text{ кДж/кг}; \quad (1.4)$$

$$q_{1i} = h_0 - ct_{\text{пви}}, \text{ кДж/кг}; \quad (1.5)$$

3) q_2, q_{2i} – удельная теплота, отведенная от рабочего тела в обратимом и необратимом циклах ПТУ:

$$q_2 = h_k - ct'_k, \text{ кДж/кг}; \quad (1.6)$$

$$q_{2i} = h_{ki} - ct'_k, \text{ кДж/кг}; \quad (1.7)$$

где $h_{ki} = h_0 - \eta_{oi} \cdot (h_0 - h_k)$.

4) l_n, l_{ni} – удельная техническая работа насоса в обратимом и необратимом циклах ПТУ:

$$l_n = ct_{\text{пв}} - ct'_k, \text{ кДж/кг}; \quad (1.8)$$

$$l_{ni} = ct_{\text{пви}} - ct'_k, \text{ кДж/кг}; \quad (1.9)$$

5) l_t, l_{ti} – удельная техническая работа турбина в обратимом и необратимом циклах ПТУ:

$$l_t = h_0 - h_k, \text{ кДж/кг}; \quad (1.10)$$

$$l_{ti} = h_0 - h_{ki}, \text{ кДж/кг}; \quad (1.11)$$

6) l_t, l_i – удельная работа обратимого и необратимого циклов ПТУ:

$$l_t = l_t - l_n = q_1 - q_2, \text{ кДж/кг}; \quad (1.12)$$

$$l_i = l_{ti} - l_{ni} = q_{1i} - q_{2i}, \text{ кДж/кг}; \quad (1.13)$$

7) η_t, η_i – термический и внутренний абсолютный КПД цикла ПТУ:

$$\eta_t = l_t / q_1; \quad (1.14)$$

$$\eta_i = l_i / q_{li}; \quad (1.15)$$

8) η_t^H, η_i^H – термический и внутренний абсолютный КПД нетто цикла ПТУ (без учета работы насоса):

$$\eta_t^H = l_T / q_1; \quad (1.16)$$

$$\eta_i^H = l_{Ti} / q_{li}; \quad (1.17)$$

9) η_ε – электрический КПД цикла ПТУ

$$\eta_\varepsilon = \eta_i \cdot \eta_M \cdot \eta_G. \quad (1.18)$$

10) d_t, d_ε – удельный расход пара на выработанный киловатт на час в обратимом и необратимом (на единицу электрической работы) циклах ПТУ:

$$d_t = \frac{3600}{l_T}, \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}), \quad (1.19)$$

$$d_\varepsilon = \frac{3600}{l_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_G}, \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}), \quad (1.20)$$

11) q_t, q_ε – удельный расход теплоты на выработанный киловатт на час в обратимом и необратимом (на единицу электрической работы) циклах ПТУ:

$$q_t = \frac{3600 \cdot q_1}{l_T} = \frac{3600}{\eta_t^H} \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}); \quad (1.21)$$

$$q_\varepsilon = \frac{3600}{\eta_\varepsilon}, \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}); \quad (1.22)$$

12) D_t, D_i – расход пара на паровую турбину при ее заданной электрической мощности $W_э$, в обратимом и необратимом циклах ПТУ:

$$D_t = \frac{W_э}{l_t}, \text{ т/ч}; \quad (1.23)$$

$$D_i = \frac{W_э}{l_{ti} \cdot \eta_m \cdot \eta_r}, \text{ т/ч}; \quad (1.24)$$

Основные исходные данные и результаты термодинамического расчета простого обратимого и необратимого циклов ПТУ сводятся в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Результаты расчета простого цикла ПТУ

Исходные данные	p_0 , МПа	t_0 , °С	p_k , МПа	η_{oi}	η_n	η_m	η_r	$W_э$, МВт	
Обратимый цикл	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_t , кДж/кг	l_n , кДж/кг	η_t	η_{nt}	d_t , кг/кВт·ч	q_t , кДж/(кВт·ч)	D_t , кг/с
Необратимый цикл	q_{1i} , кДж/кг	q_{2i} , кДж/кг	l_{ti} , кДж/кг	l_{ni} , кДж/кг	η_i	$\eta_э$	$d_э$, кг/кВт·ч	$q_э$, кДж/(кВт·ч)	D_i , кг/с

1.3. Исходные данные и объем задания

для цикла ПТУ с вторичным пароперегревателем

Каждый магистрант получает индивидуальное задание для термодинамического расчета цикла ПТУ с вторичным пароперегревателем. Схема ПТУ с вторичным пароперегревателем и ее цикл в в T,s - и h,s -диаграммах представлены на рис.1.4–1.6.

Основные параметры рабочего тела, характеризующие цикл ПТУ с вторичным пароперегревателем, имеют обозначения:

p_0 и t_0 – давление и температура пара перед турбиной;

$p_{вп}$ и $t_{вп}$ – давление и температура пара на выходе из вторичного пароперегревателя (ВПП);

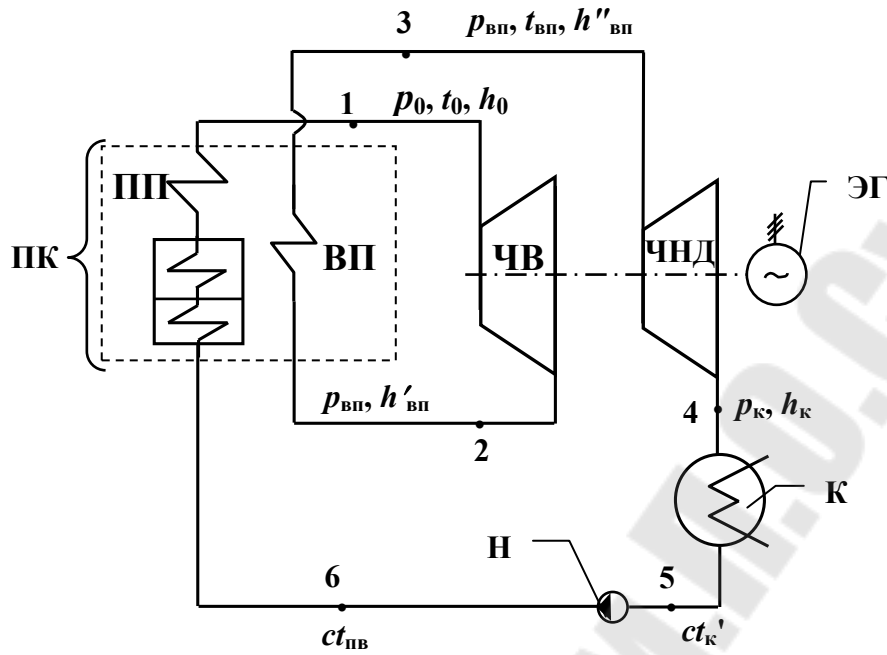


Рис. 1.4. Схема паротурбинной установки с вторичным пароперегревателем: ПК - паровой котел; ПП – первичный пароперегреватель; ВПП – вторичный пароперегреватель; ЧВД, ЧНД – части высокого и низкого давления турбины; К – конденсатор паровой турбины; Н – насос; ЭГ – электрический генератор

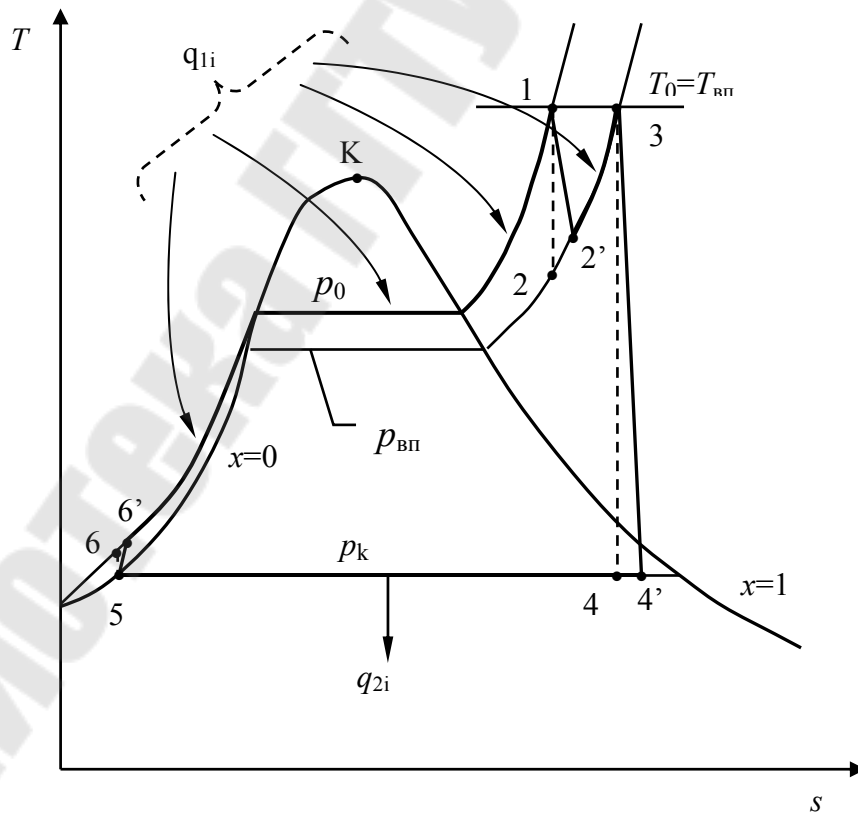


Рис. 1.5. Необратимый цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в T,s -диаграмме

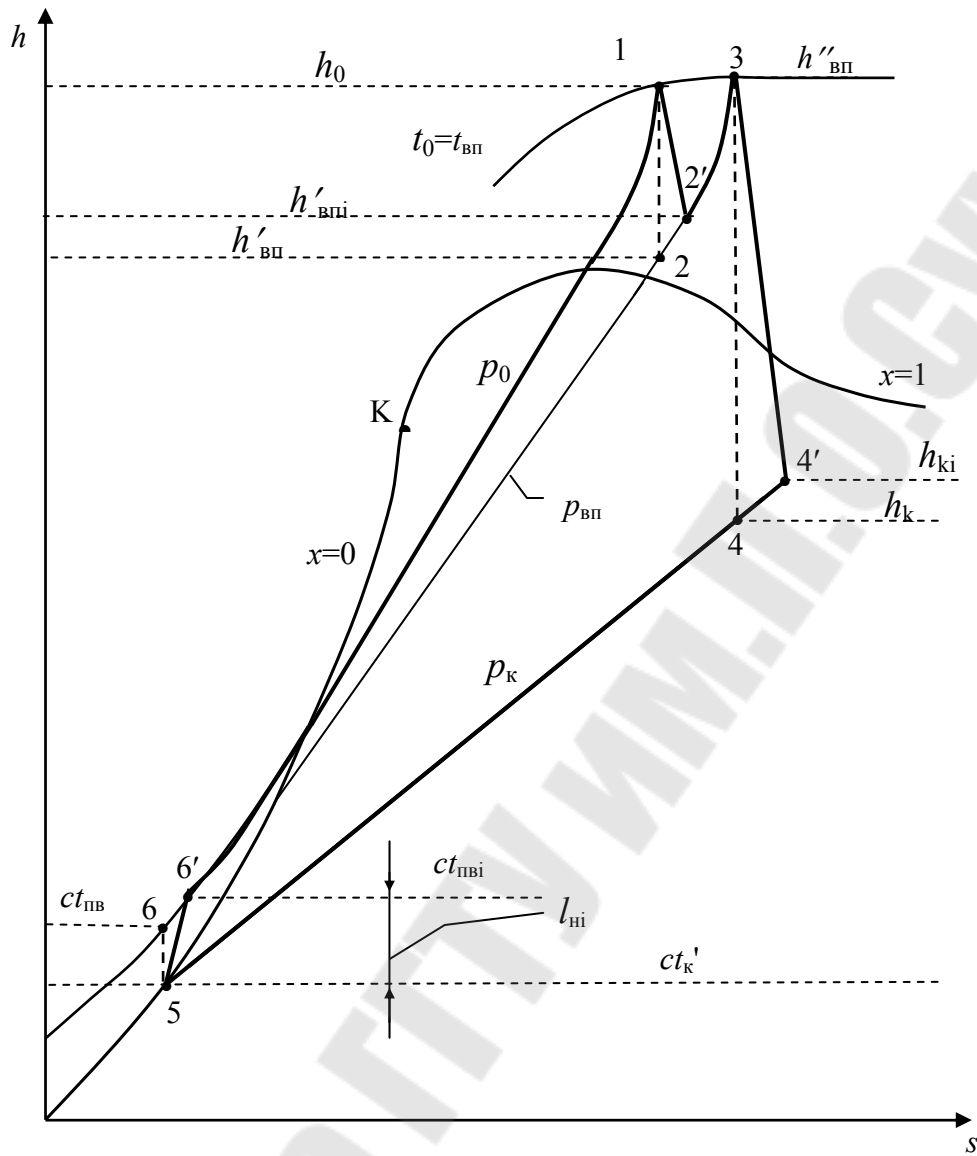


Рис. 1.6. Необратимый цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в h,s -диаграмме

- $p_к$ – давление пара в конденсаторе турбины;
- h_0 – энтальпия пара перед турбиной;
- $h'_{ВП}, h''_{ВП}$ – энтальпии пара на входе и выходе из ВПП;
- $h_к, h_{ki}$ – энтальпии пара на выходе из турбины в обратимом и необратимом процессах расширения;
- $ct'_к$ – энтальпия воды в состоянии насыщения на выходе из конденсатора;
- $ct_{пв}, ct_{пви}$ – энтальпия воды на выходе из насоса в обратимом и необратимом процессах сжатия.

Исходные данные для расчета цикла ПТУ с вторичным пароперегревателем представлены следующими величинами:

$p_0, t_0, p_k, \eta_n, \eta_m, \eta_\Gamma, W_3$ – такие же, как в задании 1;
 $p_{вп}$ – давление пара во вторичном пароперегревателе (возможна оптимизация данного параметра);

$t_{вп}$ – температура пара на выходе из вторичного пароперегревателя;

η_n – адиабатный коэффициент насоса;

$\eta_{oi}^{чвд}$ – внутренний относительный КПД ЧВД турбины;

$\eta_{oi}^{чнд}$ – внутренний относительный КПД ЧНД турбины.

При оформлении задания после отражения исходных данных задания 2 выполняется схематичное изображение ПТУ с вторичным пароперегревателем и ее цикла в T,s - и h,s -диаграммах (аналогично рис.1.4–1.6).

Для оптимизации давления вторичного перегрева $p_{впОПТ}$, магистрант первоначально рассчитывает термические КПД данного цикла при 7-ми или более значениях $p_{вп}$ в диапазоне от $p_{вп}=p_k$ до $p_{вп}=p_0$ (включая p_k и p_0) и строит график зависимости $\eta_t=f(p_{вп})$ (рис.1.7). По этой зависимости по максимальному значению $\eta_{tmax}^{вп}$ определяется оптимальное значение вторичного перегрева пара $p_{впОПТ}$. При этом значении давления вторичного перегрева пара $p_{впОПТ}$ и выполняется расчет цикла ПТУ с ВПП.

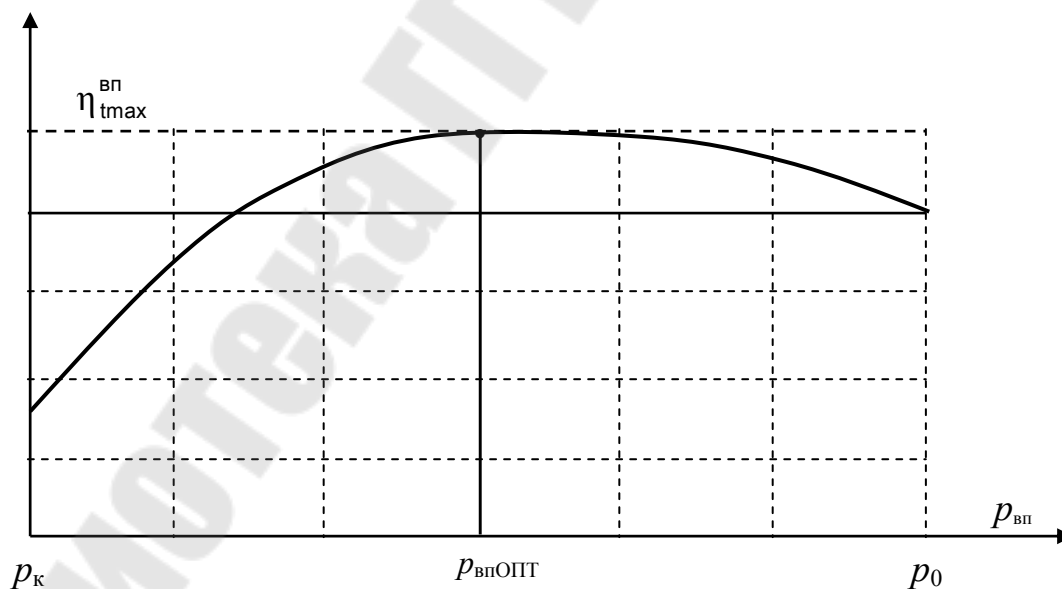


Рис. 1.7. Зависимость термического КПД ПТУ от давления вторичного перегрева:
 η_{t0} – КПД цикла без вторичного перегрева пара; $\eta_{tmax}^{вп}$ – максимальное значение КПД при давлении вторичного перегрева $p_{впОПТ}$

1.4. Методика расчета цикла ПТУ с вторичным пароперегревателем

Расчет цикла ПТУ с вторичным пароперегревателем сводится к определению следующих величин:

1) q_1, q_{1i} – удельная теплота, подведенная к рабочему телу в обратимом и необратимом циклах ПТУ:

$$q_1 = (h_0 - ct_{пв}) + (h''_{вп} - h'_{вп}), \text{ кДж/кг}; \quad (1.25)$$

$$q_{1i} = (h_0 - ct_{пви}) + (h''_{вп} - h'_{впи}), \text{ кДж/кг}; \quad (1.26)$$

где $ct_{пви} = ct'_к + (ct_{пi} - ct'_к)/\eta_n$ и $h'_{впи} = h''_{вп} - \eta_{0i}^{чвд} (h''_{вп} - h'_{вп})$.

2) q_2, q_{2i} – удельная теплота, отведенная от рабочего тела в обратимом и необратимом циклах ПТУ:

$$q_2 = h_к - ct'_к, \text{ кДж/кг}; \quad (1.27)$$

$$q_{2i} = h_{ки} - ct'_к, \text{ кДж/кг}; \quad (1.28)$$

где $h_{ки} = h''_{вп} - \eta_{0i}^{чнд} \cdot (h''_{вп} - h_к)$.

3) l_n, l_{ni} – удельная техническая работа насоса в обратимом и необратимом циклах ПТУ:

$$l_n = ct_{пв} - ct'_к, \text{ кДж/кг}; \quad (1.29)$$

$$l_{ni} = ct_{пви} - ct'_к, \text{ кДж/кг}; \quad (1.30)$$

4) l_t, l_{ti} – удельная техническая работа турбины в обратимом и необратимом циклах ПТУ:

$$l_t = (h_0 - h'_{вп}) + (h''_{вп} - h_к), \text{ кДж/кг}; \quad (1.31)$$

$$l_{ti} = (h_0 - h'_{впи}) + (h''_{вп} - h_{ки}), \text{ кДж/кг}; \quad (1.32)$$

5) l_t, l_i – удельная работа обратимого и необратимого циклов ПТУ

$$l_t = l_t - l_n = q_1 - q_2, \text{ кДж/кг}; \quad (1.33)$$

$$l_i = l_{Ti} - l_{Hi} = q_{1i} - q_{2i}, \text{ кДж/кг}; \quad (1.34)$$

6) η_t, η_i – термический и внутренний абсолютный КПД цикла ПТУ

$$\eta_t = l_t / q_1; \quad (1.35)$$

$$\eta_i = l_i / q_{1i}; \quad (1.36)$$

7) η_t^H, η_i^H – термический и внутренний абсолютный КПД нетто цикла ПТУ (без учета работы насоса)

$$\eta_t^H = l_T / q_1; \quad (1.37)$$

$$\eta_i^H = l_{Ti} / q_{1i}; \quad (1.38)$$

8) η_{Σ} – электрический КПД цикла ПТУ

$$\eta_{\Sigma} = \eta_i \cdot \eta_M \cdot \eta_G; \quad (1.39)$$

9) d_t, d_{Σ} – удельный расход пара на выработанный киловатт на час в обратимом и необратимом (на единицу электрической работы) циклах ПТУ

$$d_t = \frac{3600}{l_T}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}; \quad (1.40)$$

$$d_{\Sigma} = \frac{3600}{l_{Ti} \cdot \eta_M \cdot \eta_G}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}; \quad (1.41)$$

10) q_t, q_{Σ} – удельный расход теплоты на выработанный киловатт на час в обратимом и необратимом (на единицу электрической работы) циклах ПТУ:

$$q_t = \frac{3600 \cdot q_1}{l_T} = \frac{3600}{\eta_t^H} \text{ кДж/(кВт·ч)}; \quad (1.42)$$

$$q_3 = \frac{3600}{\eta_3}, \text{ кДж/(кВт·ч)}; \quad (1.43)$$

11) D_t, D_i – расход пара на паровую турбину при ее заданной электрической мощности W_3 в обратимом и необратимом циклах ПТУ.

$$D_t = \frac{W_3}{l_T}, \text{ Т/ч}; \quad (1.44)$$

$$D_i = \frac{W_3}{l_{Ti} \cdot \eta_m \cdot \eta_r}, \text{ Т/ч}; \quad (1.45)$$

Основные исходные данные и результаты термодинамического расчета обратимого и необратимого циклов ПТУ с вторичным пароперегревателем сводятся в табл. 1.2.

Таблица 1.2.

Результаты расчета цикла ПТУ с ВПП

Исходные данные	p_0 , МПа	t_0 , °С	$t_{вп}$, °С	p_k , МПа	$\eta_{0i}^{чвд}$	$\eta_{0i}^{чнд}$	η_H	η_m	η_r	W_3 , МВт	
Обратимый цикл	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	l_H , кДж/кг	η_t	η_t^H	d_t , кг/ кВт·ч	q_t , кДж/ (кВт·ч)	D_t , кг/с		
Необратимый цикл	q_{1i} , кДж/кг	q_{2i} , кДж/кг	l_{Ti} , кДж/кг	l_{Hi} , кДж/кг	η_i	η_3	d_3 , кг/ кВт·ч	q_3 , кДж/ (кВт·ч)	D_i , кг/с		

1.5. Исходные данные и объем задания для регенеративного цикла ПТУ

Каждый магистрант получает индивидуальное задание для термодинамического расчета регенеративного цикла ПТУ. Пример схемы регенеративной ПТУ с тремя смешивающим подогревателями ($n=3$) и ее цикл в T,s - и h,s -диаграммах (без учета работы насосов) представлены на рис.1.8–1.10.

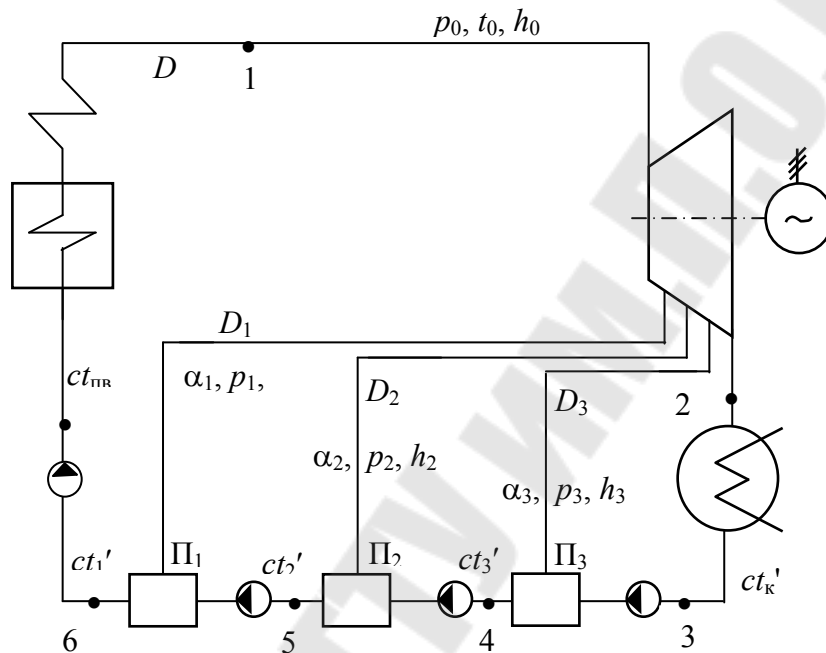


Рис.1.8. Схема регенеративной ПТУ с тремя смешивающими регенеративными подогревателями: П₁, П₂ и П₃

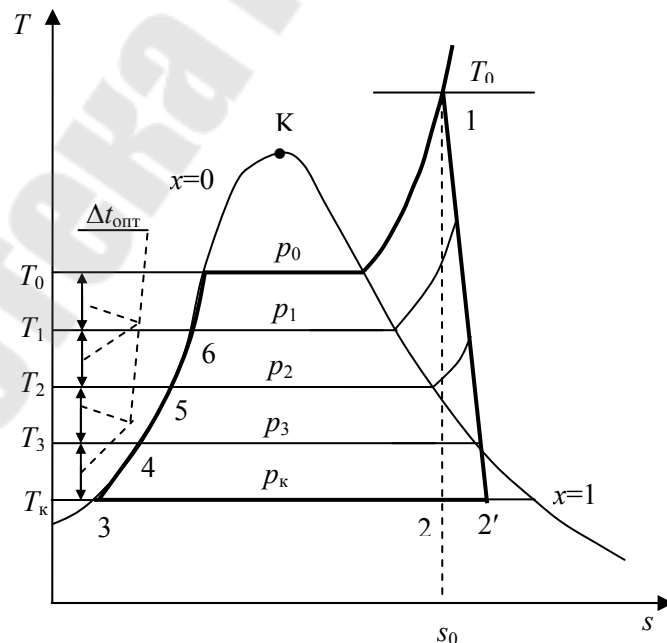


Рис. 1.9. Необратимый регенеративный цикл ПТУ в T,s -диаграмме

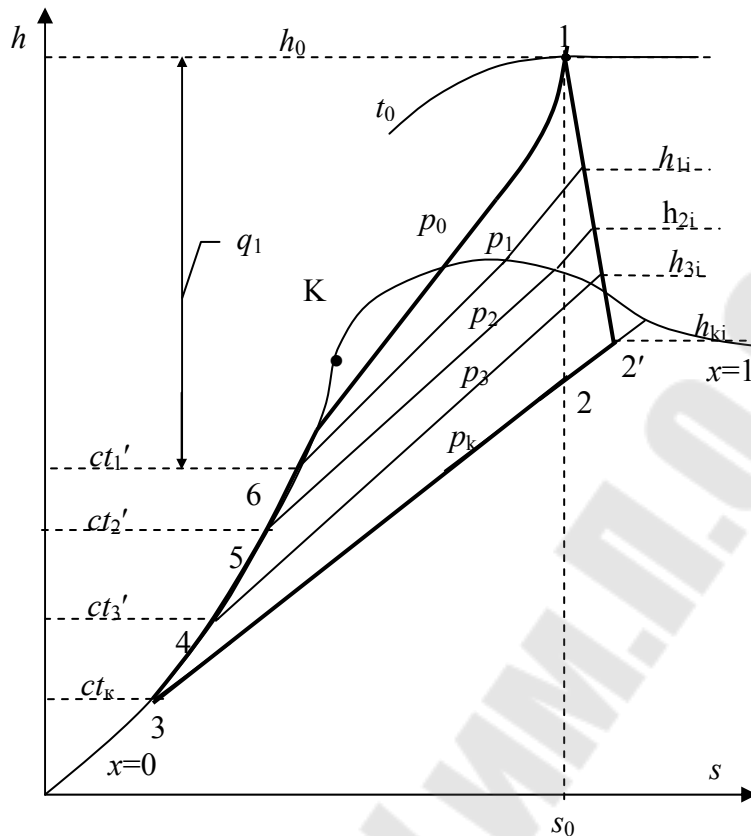


Рис. 1.10. Необратимый регенеративный цикл ПТУ h,s -диаграмме

Расход рабочего тела в такой схеме величина переменная. Поэтому при расчете регенеративной ПТУ на 1 кг рабочего тела вводят относительные доли расхода, взятые по отношению к полному расходу пара на турбину D . В данной схеме ПТУ это доли отборов пара из турбины: $\alpha_1 = D_1/D$, $\alpha_2 = D_2/D$, $\alpha_3 = D_3/D$. Здесь D_1 , D_2 и D_3 расходы пара из отборов турбины на регенеративные подогреватели. Перед турбиной (точка 1) относительный расход пара равен 1.

Основные параметры воды и водяного пара данной схемы ПТУ имеют следующие обозначения:

p_0 , t_0 , h_0 – давление, температура и энтальпия пара перед турбиной;

p_1 , h_1 , α_1 , p_2 , h_2 , α_2 , и p_3 , h_3 , α_3 – давления, энтальпии и доли отборов пара из первого, второго и третьего отборов турбины на регенеративные подогреватели Π_1 , Π_2 , Π_3 соответственно;

p_k , h_k – давление и энтальпия пара на выходе из турбины;

ct_k' – энтальпия насыщенной воды на выходе из конденсатора при давлении P_k ;

ct_1' , ct_2' , ct_3' – энтальпии насыщенной воды на выходе из подогревателей Π_1 , Π_2 , Π_3 при давлениях p_1 , p_2 , p_3 соответственно;

$ct_{пв} = ct_1'$ – энтальпия питательной воды на входе в паровой котел.

Определение параметров воды и водяного пара, необходимых для расчета регенеративного цикла ПТУ:

h_0, p_0, t_0 – энтальпия и энтропия пара перед турбиной определяются по давлению и температуре перед ней p_0, t_0 ;

h_1, h_2, h_3 – энтальпии пара отборов турбины определяются по давлениям p_1, p_2, p_3 и энтропии s_0 ;

h_k – энтальпия пара на выходе из турбины определяется по давлению p_k и энтропии s_0 ;

ct_k' – энтальпия насыщенной воды на выходе из конденсатора определяется при давлении p_k на $x=0$;

ct_1', ct_2', ct_3' – энтальпии насыщенной воды на выходе из подогревателей П₁, П₂, П₃ определяются при давлениях p_1, p_2, p_3 при $x=0$.

$p_0, t_0, p_k, \eta_{oi}, \eta_m, \eta_{г}, W_3$ – принимаются такие же, как в задании 1.1;

n – число регенеративных подогревателей.

При $n>1$ давления отборов пара из турбины на подогреватели выбираются исходя из принципа равномерного подогрева воды в подогревателях и экономайзере ПТУ.

При $n=1$ оптимальное давление отбора пара из турбины на подогреватель выбирается путем вариантных расчетов термического КПД ПТУ при значениях давлений отборов, соответствующих температурам питательной воды ($t_{пв}=t_1'$) от t_0^H до t_k (не менее 7 значений, одно из которых обязательно соответствует температуре

$$\Delta t_{\text{опт}} = \frac{t_0^H - t_k}{n + 1}; \quad (1.46)$$

где t_0^H – температура насыщения при давлении p_0 ; t_k – температура насыщения при давлении p_k ; n – число регенеративных подогревателей.

По результатам этих расчетов строится график зависимости $\eta_t=f(t_{пв})$ (рис.1.11). По этой зависимости по максимальному значению КПД определяется оптимальное значение давления отбора пара из турбины на подогреватель $p_{1\text{опт}}$. При этом значении давления отбора пара $p_{1\text{опт}}$ и выполняется расчет цикла ПТУ с регенерацией.

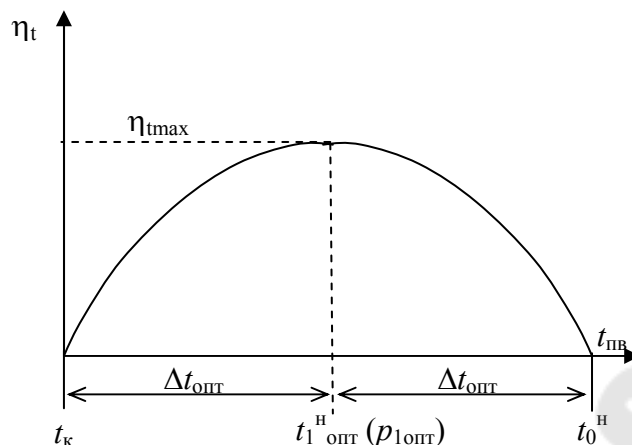


Рис. 1.11. Зависимость термического КПД ПТУ от температуры питательной воды пара на регенеративный подогреватель при числе подогревателей $n=1$:
 η_t – термический КПД простого цикла ПТУ

1.6. Методика расчета регенеративного цикла ПТУ

Расчет регенеративного цикла ПТУ сводится к определению следующих величин (расчеты выполняются без учета работы насосов):

1) температуры воды на выходе из подогревателей, а по ним находят давления отборов, как давления насыщения при заданных температурах.

$$t_1^H = t_0^H - \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_1 = f(t_1^H); \quad (1.47)$$

$$t_2^H = t_1^H - \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_2 = f(t_2^H); \quad (1.48)$$

$$t_3^H = t_2^H - \Delta t_{\text{опт}} = t_k + \Delta t_{\text{опт}}, \rightarrow p_3 = f(t_3^H); \quad (1.49)$$

2) параметры в конце необратимых адиабатных процессов.

$$h_{1i} = h_0 - \eta_{oi}(h_0 - h_1); \quad (1.50)$$

$$h_{2i} = h_0 - \eta_{oi}(h_0 - h_2); \quad (1.51)$$

$$h_{3i} = h_0 - \eta_{oi}(h_0 - h_3); \quad (1.52)$$

$$h_{ki} = h_0 - \eta_{oi}(h_0 - h_k); \quad (1.53)$$

2) доли отборов пара на подогреватели в обратимом и необратимом циклах

Начинается расчет с первого подогревателя Π_1 по ходу движения пара (рис.1.12)

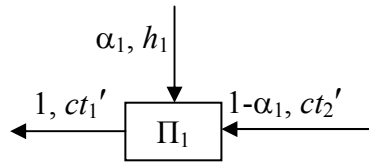


Рис. 1.12. Схема потоков подогревателя Π_1

$$ct_1' = \alpha_1 h_1 + (1 - \alpha_1) ct_2', \rightarrow \alpha_1 = \frac{ct_1' - ct_2'}{h_1 - ct_2'}; \quad (1.54)$$

Аналогичные уравнения составляются для подогревателей Π_2 и Π_3 в соответствии со схемами их потоков (рис.1.13 и 1.14). Решая эти уравнения, можно определить α_2 и α_3 .

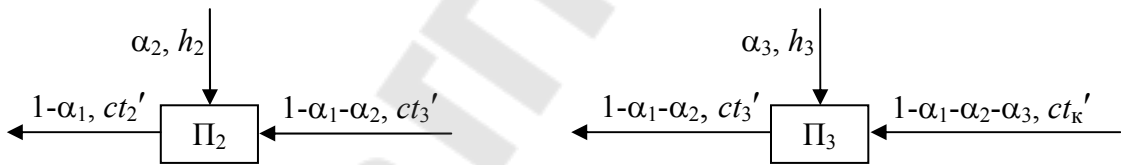


Рис. 1.13. Схема потоков подогревателя Π_2 Рис. 1.14. Схема потоков подогревателя Π_3

$$(1 - \alpha_1) ct_2' = \alpha_2 h_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) ct_3', \rightarrow \alpha_2 = (1 - \alpha_1) \frac{ct_2' - ct_3'}{h_2 - ct_3'}; \quad (1.55)$$

$$(1 - \alpha_1 - \alpha_2) ct_3' = \alpha_3 h_3 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) ct_k', \rightarrow$$

$$\rightarrow \alpha_3 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \frac{ct_3' - ct_k'}{h_3 - ct_k'}. \quad (1.56)$$

для необратимого цикла

$$\alpha_{1i} = \frac{ct'_1 - ct'_2}{h_{1i} - ct'_2}; \quad (1.57)$$

$$\alpha_{2i} = (1 - \alpha_{1i}) \frac{ct'_2 - ct'_3}{h_{2i} - ct'_3}; \quad (1.58)$$

$$\alpha_{3i} = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i}) \frac{ct'_3 - ct'_k}{h_{3i} - ct'_k}, \quad (1.59)$$

3) теплота, подведенная в цикле ПТУ.

$$q_1 = q_{1i} = h_0 - ct'_1, \quad (1.60)$$

4) теплота, отведенная из цикла ПТУ.

$$q_2 = (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_k - ct'_k); \quad (1.61)$$

$$q_{2i} = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})(h_{ki} - ct'_k). \quad (1.62)$$

5) техническая работа расширения пара в турбине.

$$l_T = h_0 - h_1 + (1 - \alpha_1)(h_1 - h_2) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_2 - h_3) + \\ + (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3)(h_3 - h_k); \quad (1.63)$$

$$l_{Ti} = h_0 - h_{1i} + (1 - \alpha_{1i})(h_{1i} - h_{2i}) + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i})(h_{2i} - h_{3i}) + \\ + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{2i} - \alpha_{3i})(h_{3i} - h_{ki}). \quad (1.64)$$

6) коэффициенты недовыработки.

$$y_1 = \frac{h_1 - h_k}{h_0 - h_k}, \quad y_2 = \frac{h_2 - h_k}{h_0 - h_k}, \quad y_3 = \frac{h_3 - h_k}{h_0 - h_k}; \quad (1.65)$$

$$y_{1i} = \frac{h_{1i} - h_{ki}}{h_0 - h_{ki}}, \quad y_{2i} = \frac{h_{2i} - h_{ki}}{h_0 - h_{ki}}, \quad y_{3i} = \frac{h_{3i} - h_{ki}}{h_0 - h_{ki}}. \quad (1.66)$$

7) термический КПД обратимого регенеративного цикла ПТУ и внутренний абсолютный КПД необратимого регенеративного цикла ПТУ:

$$\eta_t = l_T / q_1 ; \quad (1.67)$$

$$\eta_i = l_{Ti} / q_{1i} ; \quad (1.68)$$

8) удельный расход пара на выработанный киловатт на час в обратимом и необратимом (на единицу электрической работы) циклах

$$d_t = \frac{3600}{l_T}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}; \quad (1.69)$$

$$d_i = \frac{3600}{l_{Ti}}, \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}; \quad (1.70)$$

9) удельный расход теплоты на выработанный киловатт на час в обратимом и необратимом (на единицу электрической работы) циклах:

$$q_t = \frac{3600 \cdot q_1}{l_T} = \frac{3600}{\eta_t} \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}; \quad (1.71)$$

$$q_i = \frac{3600 \cdot q_1}{l_{Ti}} = \frac{3600}{\eta_i}, \text{ кДж/(кВт}\cdot\text{ч)}; \quad (1.72)$$

10) расход пара на паровую турбину при ее заданной электрической мощности $W_э$ в обратимом и необратимом циклах:

$$D_t = W_э / l_T, \text{ т/ч}; \quad (1.73)$$

$$D_i = W_э / l_{Ti}, \text{ т/ч}; \quad (1.74)$$

Основные исходные данные и результаты термодинамического расчета регенеративного обратимого и необратимого циклов ПТУ сводятся в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Результаты расчета регенеративного цикла ПТУ

Исходные данные	n			p_0 , МПа	t_0 , °С	p_k , МПа	η_{oi}		W_s , МВт	
Обратимый цикл	α_1	α_2	α_3	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_t , кДж/кг	η_t	d_t , кг/кВт·ч	q_t , кДж/(кВт·ч)	D_t , кг/с
Необратимый цикл	α_{1i}	α_{2i}	α_{3i}	q_{1i} , кДж/кг	q_{2i} , кДж/кг	l_{ti} , кДж/кг	η_i	d_i , кг/кВт·ч	q_i , кДж/(кВт·ч)	D_i , кг/с

1.7. Исходные данные и объем задания

для теплофикационного цикла ПТУ с вторичным перегревом пара, регенерацией и отбором пара на тепловой потребитель

Каждый магистрант получает индивидуальное задание для термодинамического расчета теплофикационного цикла ПТУ с вторичным перегревом пара, регенерацией и отбором пара на тепловой потребитель. Схема данной теплофикационной ПТУ и ее цикл в T, s - и h, s -диаграммах (без учета работы насосов) представлены на рис.1.15–1.17.

Исходные данные для расчета теплофикационного цикла ПТУ:

p_0, t_0 – давление и температура пара перед турбиной;

$p_{вп}, t_{вп}$ – давление и температура пара на выходе из ВПП;

p_k – давление в конденсаторе турбины;

$p_{тп}, p_1$ – давления отборов пара ПТУ на тепловой потребитель и на смешивающий регенеративный подогреватель;

$t_{ктп}$ – температура возврата конденсата от теплового потребителя;

$\eta_{oi}^{чвд}, \eta_{oi}^{чнд}$ – внутренние относительные КПД ЧВД и ЧНД турбины;

D – расход пара на турбину;

$Q_{тп}$ – теплота, отпускаемая потребителю.

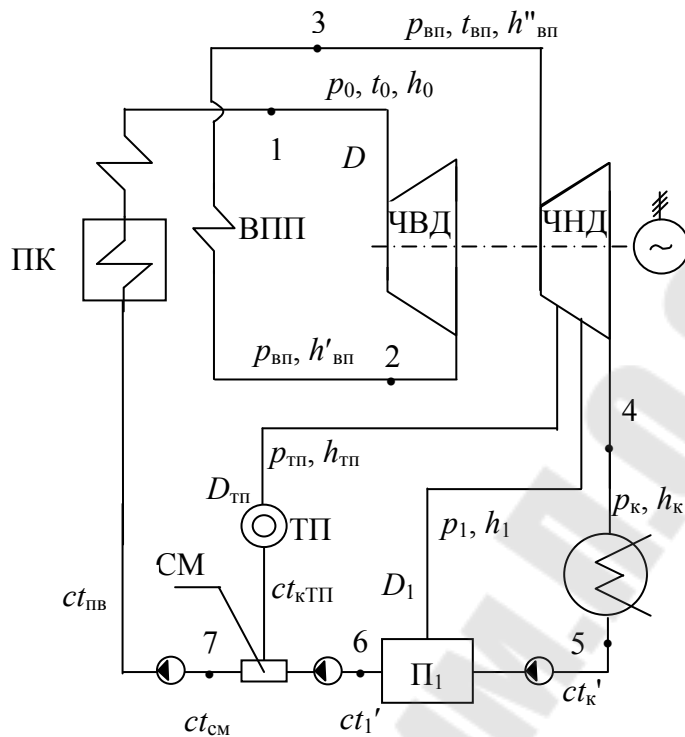


Рис. 1.15. Схема теплофикационной паротурбинной установки с вторичным пароперегревателем: ПК – паровой котел; ВПП – вторичный пароперегреватель; ЧВД и ЧНД – части высокого и низкого давления турбины; ТП – тепловой потребитель; П₁ – смешивающий регенеративный подогреватель; СМ – смеситель воды

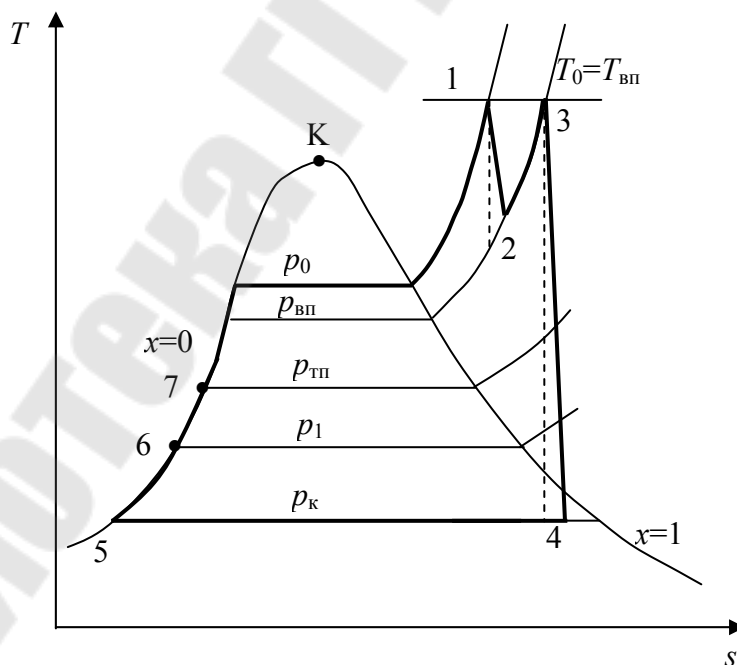


Рис. 1.16. Теплофикационный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в T,s -диаграмме

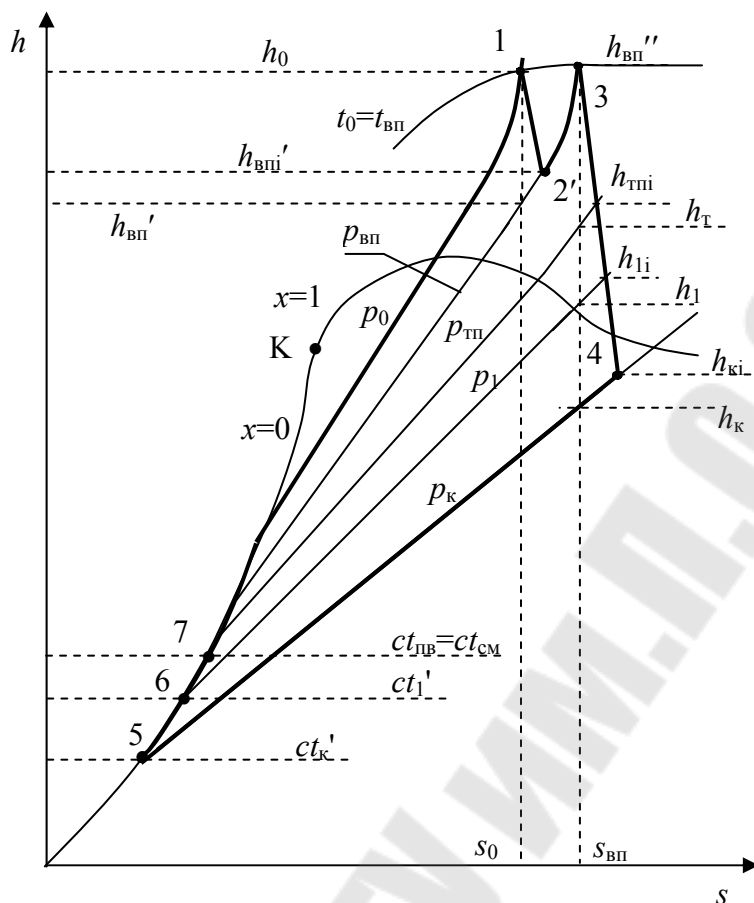


Рис. 1.17. Теплофикационный цикл ПТУ с вторичным перегревом пара в h,s - диаграмме

1.8. Методика расчета теплофикационного цикла ПТУ с вторичным перегревом пара, регенерацией и отбором пара на тепловой потребитель

Расчет цикла ПТУ сводится к определению следующих величин (расчеты выполняются без учета работы насосов):

- 1) значения параметров в характерных точках цикла.
 точка 1 – энтальпия h_0 и энтропия s_0 определяются по p_0, t_0 ;
 точка 2 – энтальпия $h_{вп}'$ рассчитывается как

$$h_{вп}' = h_0 - \eta_{oi}^{чвд} (h_0 - h_{вп}'), \quad (1.75)$$

где $h_{вп}'$ определяется по обратимому процессу ЧВД турбины при давлении $p_{вп}$ и энтропии s_0 ;

точка 3 – энтальпия $h_{вп}''$ энтропия $s_{вп}$ определяются по $p_{вп}, t_{вп}$ давлению и температуре пара на выходе из ВПП;

точка 4 и отборы пара из турбины энтальпии: h_{ki} , $h_{тпi}$, h_{1i} рассчитываются по формулам:

$$h_{ki} = h''_{вп} - \eta_{oi}^{ЧНД} (h''_{вп} - h_k); \quad (1.76)$$

$$h_{тпi} = h''_{вп} - \eta_{oi}^{ЧНД} (h''_{вп} - h_{тп}); \quad (1.77)$$

$$h_{1i} = h''_{вп} - \eta_{oi}^{ЧНД} (h''_{вп} - h_1), \quad (1.78)$$

где h_k , $h_{тп}$, h_1 – энтальпии обратимого процесса ЧНД турбины, определяются по энтропии $s_{вп}$ и давлениям p_k , $p_{тп}$, p_1 соответственно;

точка 5 – энтальпия воды в состоянии насыщения ct'_k , определяется по давлению p_k ;

точка 6 – энтальпия воды в состоянии насыщения ct'_1 , определяется по давлению p_1 ;

точка 7 – энтальпия воды $ct_{см}$, определяется по уравнению смещения потоков после определения расходов пара из отборов турбины;

$ct_{ктп}$ – энтальпия конденсата возвращающегося от теплового потребителя определяется по давлению $p_{тп}$ и температуре $t_{ктп}$;

2) расход пара на тепловой потребитель из отбора турбины.

$$D_{тп} = \frac{Q_{тп}}{h_{тпi} - ct_{ктп}}. \quad (1.79)$$

3) расход пара на смешивающий регенеративный подогреватель.

$$D_1 = (D - D_{тп}) \frac{ct'_1 - ct'_k}{h_{1i} - ct'_k}. \quad (1.80)$$

4) энтальпия питательной воды равна энтальпии воды на выходе из смесителя $ct_{пв} = ct_{см}$, т. к. работа насоса в расчете не учитывается

$$ct_{см} = \frac{D_{тп} ct_{ктп} + (D - D_{тп}) ct'_1}{D}. \quad (1.81)$$

5) внутренняя мощность турбины

$$N_i = D(h_0 - h'_{впi} + h''_{вп} - h_{тпi}) + (D - D_{тп})(h_{тпi} - h_{1i}) + (D - D_{тп} - D_1)(h_{1i} - h_{ки}); \quad (1.82)$$

6) внутренний абсолютный КПД:

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_1} = \frac{N_i}{D(h_0 - ct_{см} + h''_{вп} - h'_{впi})}. \quad (1.83)$$

7) КПД использования теплоты топлива

$$\eta_Q = \frac{N_i + Q_{тп}}{Q_1}; \quad (1.84)$$

8) коэффициент выработки электрической энергии на тепловом потреблении

$$e = \frac{N_{тп}}{Q_{тп}} = \frac{D_{тп}(h_0 - h'_{впi} + h''_{вп} - h_{тпi})}{D_{тп}(h_{тпi} - ct_{ктп})} = \frac{h_0 - h'_{впi} + h''_{вп} - h_{тпi}}{h_{тпi} - ct_{ктп}}; \quad (1.85)$$

Основные исходные данные и результаты термодинамического расчета теплофикационного цикла ПТУ сводятся в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Результаты расчета теплофикационного цикла ПТУ

Исходные данные	p_0 , МПа	$t_0=t_{вп}$, °С	$p_{вп}=p_1$, МПа	$p_{тп}$, МПа	$t_{ктп}$, °С	p_k , МПа	$\eta_{0i}^{чвд}$	$\eta_{0i}^{чнд}$	D , кг/с	$Q_{тп}$, МВт
	Расчетные величины	D_1 , кг/с	$D_{тп}$, кг/с	Q_1 , МВт	$W_{тi}$, МВт	$W_{тп}$, МВт	η_i	η_Q	e	

Глава 2. Термодинамический расчет действительных циклов паротурбинных установок АЭС

Необходимо провести термодинамический расчет цикла ПТУ АЭС на насыщенном водяном паре. Выбрать оптимальное давление пара, идущего на пароперегреватель. Определить тепловую экономичность данного цикла АЭС. При расчетах работой насосов пренебречь.

2.1. Исходные данные и объем задания для ПТУ АЭС на насыщенном водяном паре

Каждый магистрант получает индивидуальное задание для термодинамического расчета цикла ПТУ АЭС на насыщенном водяном паре. Схема данной ПТУ и ее цикл в T,s - и h,s -диаграммах (без учета работы насосов) представлены на рис.2.1–2.3.

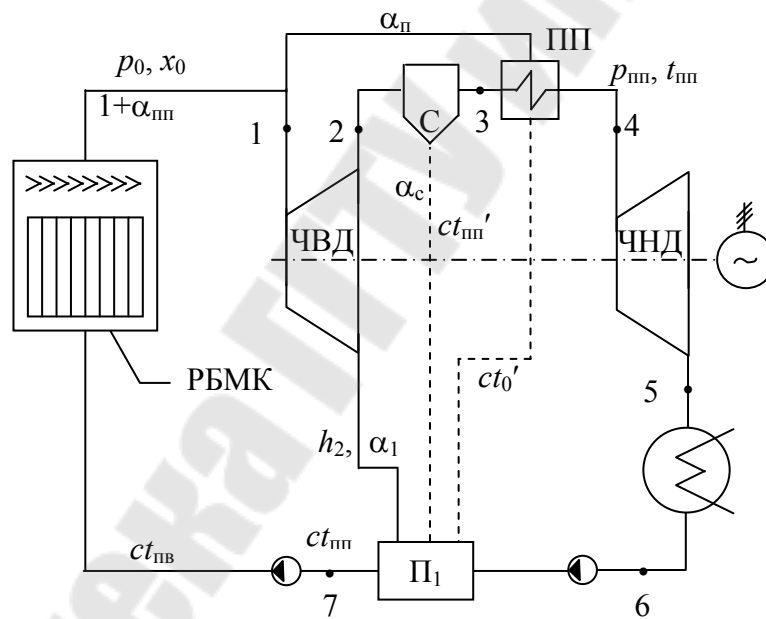


Рис. 2.1. Схема одноконтурной АЭС на насыщенном паре:
РБМК – ядерный реактор кипящего типа, С – сепаратор, ПП – пароперегреватель,
ЧВД – часть высокого давления и ЧНД – низкого давления турбины;
П₁ – смешивающий регенеративный подогреватель

Отличие данной схемы АЭС от ПТУ на органическом топливе заключается в наличии сепаратора (С) и паро-парового перегревателя пара (ПП). Особенности работы ядерного реактора не позволяют осуществлять в нем перегрев пара. Поэтому для перегрева пара перед ЧНД турбины используется пар, выходящий из реактора.

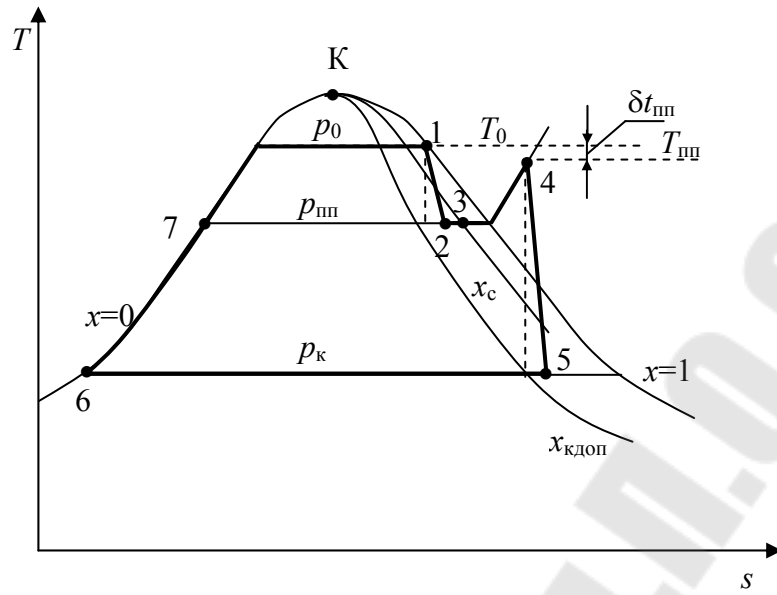


Рис. 2.2. Цикл АЭС на насыщенном паре в T,s -диаграмме

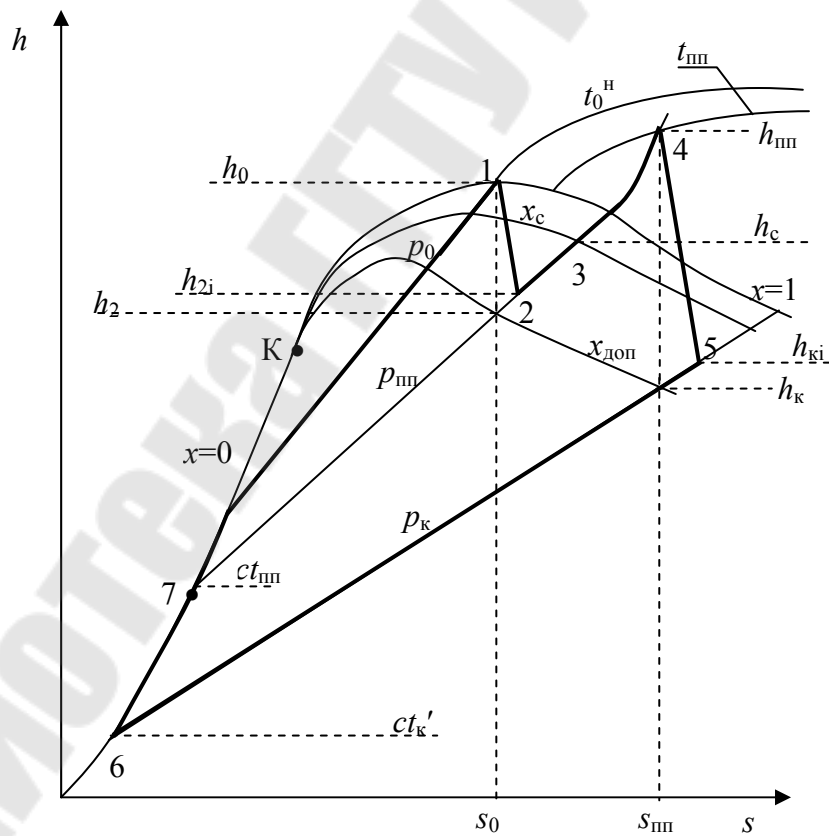


Рис. 2.3. Цикл АЭС на насыщенном паре в h,s -диаграмме

Термодинамически такой перегрев пара не экономичен, т.к. греющий пар ПП не участвует в выработке работы турбиной. Перед ПП находится сепаратор пара, удаляющий капельную влагу. Наличие сепаратора обеспечивает безопасную работу ПП и снижает расход греющего пара на ПП.

Наличие сепаратора и ПП позволяет увеличить удельную работу турбины и снизить конечную влажность за ЧНД до допустимых значений ($x_{\text{кдоп}} \geq 0,88$).

Исходные данные для расчета цикла ПТУ АЭС:

p_0, t_0 – давление и температура пара перед турбиной;

$x_c = 0,99$ – степень сухости пара на выходе из сепаратора;

$x_{\text{кдоп}} = 0,88$ – допустимая степень сухости пара на выходе из ЧНД турбины;

$\Delta t_{\text{пп}}$ – недогрев температуры пара на выходе из пароперегревателя до температуры греющего пара $\Delta t_{\text{пп}} = t_{\text{но}} - t_{\text{пп}}$;

p_k – давление в конденсаторе турбины;

$\eta_{\text{оичвд}}, \eta_{\text{оичнд}}$ – внутренние относительные КПД ЧВД и ЧНД турбины;

η_m, η_g – механическим КПД и КПД электрического генератора;

W_9 – электрической мощностью ПТУ.

2.2. Методика расчета теплофикационного цикла ПТУ АЭС

Расчет цикла ПТУ сводится к определению следующих величин (расчеты выполняются без учета работы насосов):

1) оптимальное давление перегрева пара.

Оптимальное давление перегрева пара $p_{\text{пп}}$ цикла определяется методом вариантных расчетов термического КПД цикла. Для этого задаются рядом значений давлений $p_{\text{пп}}$ в диапазоне от p_k до p_0 (не менее 7, включая p_k и p_0) и рассчитывают при этих значениях $p_{\text{пп}}$ термические КПД цикла η_t . Далее строится зависимость $\eta_t = f(p_{\text{пп}})$. По графику этой зависимости определяется область, где $p_{\text{пп}}$ обеспечивает допустимую влажность пара на выходе из турбины, и в этой области ($x_{\text{кдоп}} \geq 0,88$) по максимальному значению термического КПД определяется оптимальное значение давления перегрева пара (рис. 2.4). При этом степень сухости пара на выходе из ЧВД турбины может быть меньше 0,88.

Необходимо обратить внимание на то, что область $x_{\text{кдоп}} \geq 0,88$ находится, как правило, за пределами максимального значения термического КПД;

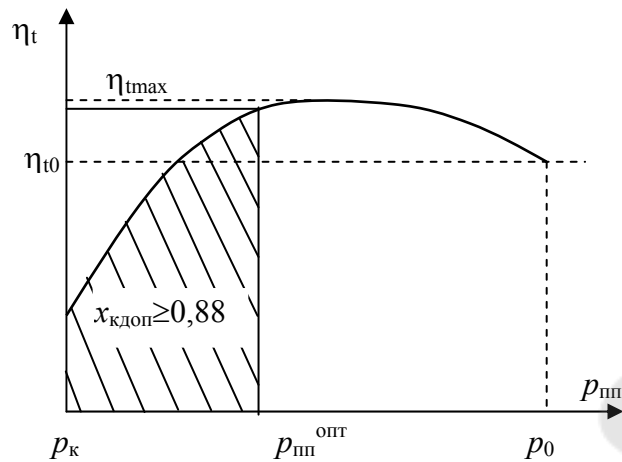


Рис. 2.4. Зависимость термического КПД от давления перегрева пара:
 η_{t0} – КПД цикла без перегрева пара, η_{tmax} – максимальное значение КПД,
 $p_{пп}^{опт}$ – значение оптимального давления перегрева пара

2) основные параметры воды и водяного пара.

по p_0 и x_0 определяются энтальпия h_0 и энтропия s_0 пара на входе в ЧВД (точка 1);

по принятой величине $p_{пп}$ и s_0 определяется энтальпия пара h_2 и степень сухости x_2 в конце обратимого адиабатного процесса ЧВД турбины;

по $p_{пп}$ и x_c определяется h_c – энтальпия пара на выходе из сепаратора (точка 3);

по $p_{пп}$ и $t_{пп} = t_0^H - \Delta t_{пп}$ определяется $h_{пп}$ – энтальпия и $s_{пп}$ – энтропия пара на входе в ЧНД турбины (точка 4);

по p_k и $s_{пп}$ определяется энтальпия пара h_k и степень сухости x_k в конце обратимого адиабатного процесса ЧНД турбины;

по p_k определяется энтальпия воды в состоянии насыщения ct_k' на выходе из конденсатора турбины (точка 6);

по $p_{пп}$ определяется энтальпия воды в состоянии насыщения $ct_{пп}'$ на выходе из сепаратора и подогревателя;

по p_0 определяется энтальпия воды в состоянии насыщения ct_0' на выходе из пароперегревателя;

3) относительные расходы α_c , $\alpha_{пп}$, α_1 .

Определение доли отсепарированной влаги в сепараторе производится на основании того, что количество сухого насыщенного пара на входе и выходе из сепаратора одинаково (рис. 2.5):

$$(1 - \alpha_1)x_2 = (1 - \alpha_1 - \alpha_c)x_c. \quad (2.1)$$

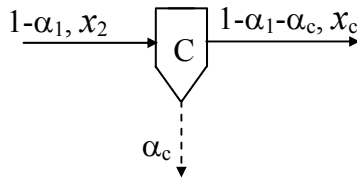


Рис. 2.5. Схема потоков в сепараторе пара

Определение доли греющего пара, идущего на пароперегреватель производится на основании первого закона термодинамики (теплового баланса), составленного для пароперегревателя (рис. 2.6).

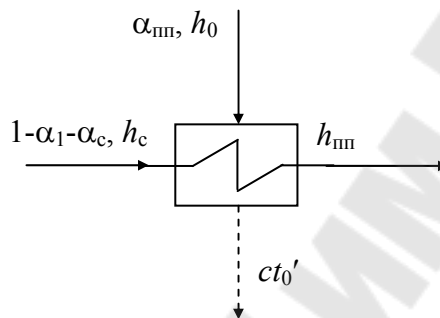


Рис. 2.6. Схема потоков пароперегревателя

Количество теплоты, отданное греющим паром, равно количеству теплоты, полученному нагреваемым паром

$$\alpha_{\text{пп}}(h_0 - ct'_0) = (1 - \alpha_1 - \alpha_c)(h_{\text{пп}} - h_c). \quad (2.2)$$

Определение доли пара, идущего на подогреватель П₁ определяется из уравнения смешения потоков этого элемента схемы (рис. 2.7)

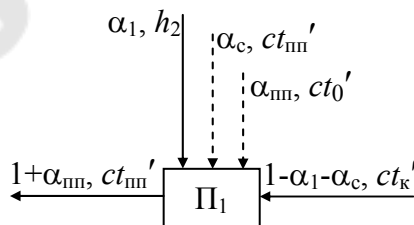


Рис. 2.7. Схема потоков подогревателя

$$(1 + \alpha_{\text{пп}})ct'_{\text{пп}} = \alpha_1 h_2 + \alpha_c ct'_{\text{пп}} + \alpha_{\text{пп}} ct'_0 + (1 - \alpha_1 - \alpha_c) ct'_к. \quad (2.3)$$

В уравнениях (2.1)–(2.3) неизвестны α_c , $\alpha_{пп}$, α_1 . Поэтому они решаются в виде системы трех уравнений с тремя неизвестными;

4) удельная теплота подведенная в цикл АЭС:

$$q_1 = (1 + \alpha_{пп})(h_0 - ct'_{пп}); \quad (2.4)$$

5) удельная работа турбины

$$l_T = h_0 - h_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_c)(h_{пп} - h_k); \quad (2.5)$$

6) термический КПД цикла АЭС без учета работы насосов:

$$\eta_t = \frac{l_T}{q_1} = \frac{h_0 - h_2 + (1 - \alpha_1 - \alpha_c)(h_{пп} - h_k)}{(1 + \alpha_{пп})(h_0 - ct'_{пп})}. \quad (2.6)$$

Аналогичные расчеты термического КПД выполняются для всех принятых значений $p_{пп}$. На основании выбранного значения $p_{ппопт}$ рассчитывается реальный цикл АЭС и его показатели тепловой экономичности;

7) параметры рабочего тела реального (необратимого) цикла

$$h_{2i} = h_0 - \eta_{oi}^{чвд}(h_0 - h_2); \quad (2.7)$$

$$h_{ki} = h_{пп} - \eta_{oi}^{чнд}(h_{пп} - h_k). \quad (2.8)$$

По давлению $p_{пп}$ и h_{2i} определяется степень сухости на входе в сепаратор x_{2i} . Остальные параметры рабочего тела остаются такими же, как и в обратимом цикле АЭС;

8) относительные расходы α_{ci} , $\alpha_{ппi}$, α_{1i} в реальном цикле:

$$(1 - \alpha_{1i})x_{2i} = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{ci})x_c; \quad (2.9)$$

$$\alpha_{ппi}(h_0 - ct'_0) = (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{ci})(h_{пп} - h_c); \quad (2.10)$$

$$(1 + \alpha_{ппi})ct'_{пп} = \alpha_{1i}h_{2i} + \alpha_{ci}ct'_{пп} + \alpha_{ппi}ct'_0 + (1 - \alpha_{1i} - \alpha_{ci})ct'_k; \quad (2.11)$$

9) удельная теплота, подведенная в реальном цикле АЭС:

$$q_{1i} = (1 + \alpha_{ппи})(h_0 - ct'_{пп}); \quad (2.12)$$

10) действительная удельная работа турбины:

$$l_{Ti} = h_0 - h_{2i} + (1 - \alpha_{li} - \alpha_{ci})(h_{пп} - h_{ki}); \quad (2.13)$$

11) внутренний абсолютный КПД цикла АЭС без учета работы насосов:

$$\eta_i = \frac{l_{Ti}}{q_{1i}} = \frac{h_0 - h_{2i} + (1 - \alpha_{li} - \alpha_{ci})(h_{пп} - h_{ki})}{(1 + \alpha_{ппи})(h_0 - ct'_{пп})}; \quad (2.14)$$

12) удельный расход пара и теплоты на выработанный кВт·ч:

$$d_i = \frac{3600}{l_{Ti}}, \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}); \quad (2.15)$$

$$q_i = \frac{3600 \cdot q_1}{l_{Ti}} = \frac{3600}{\eta_i}, \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}); \quad (2.16)$$

13) электрический КПД цикла ПТУ:

$$\eta_э = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r; \quad (2.17)$$

14) удельный расход пара и удельный расход теплоты на выработанный кВт·ч электрической работы ПТУ:

$$d_э = \frac{3600}{l_{Ti} \cdot \eta_m \cdot \eta_r}, \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}); \quad (2.18)$$

$$q_э = \frac{3600}{\eta_э}, \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}); \quad (2.19)$$

15) расход пара на паровую турбину:

$$D_i = \frac{W_{\text{э}}}{l_{\text{тi}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{г}}}, \text{ т/ч. (2.20)}$$

Основные исходные данные и результаты термодинамического расчета цикла ПТУ АЭС сводятся в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Результаты расчета цикла ПТУ АЭС

Исходные данные	p_0 , МПа	x_0	x_c	$p_{\text{пп}}$, МПа	$t_{\text{пп}}$, °С	p_k , МПа	$\eta_{0i}^{\text{чвд}}$	$\eta_{0i}^{\text{чнд}}$	$W_{\text{э}}$, МВт
Расчетные величины	α_{1i}	α_{ci}	$\alpha_{\text{ппi}}$	q_{1i} , кДж/кг	$l_{\text{тi}}$, кДж/кг	η_i	$\eta_{\text{э}}$	D_i , кг/с	

Глава 3. Термодинамический расчет действительных циклов газотурбинных установок

Необходимо провести термодинамический расчет циклов газотурбинных установок (ГТУ). Определить тепловую экономичность данных циклов.

3.1. Исходные данные и объем задания для простого цикла разомкнутой ГТУ

Каждый магистрант получает индивидуальное задание для термодинамического расчета цикла ГТУ. Схема данной ГТУ и ее обратимый и действительный циклы в p,v - и T,s -диаграммах представлены на рис. 3.1–3.3.

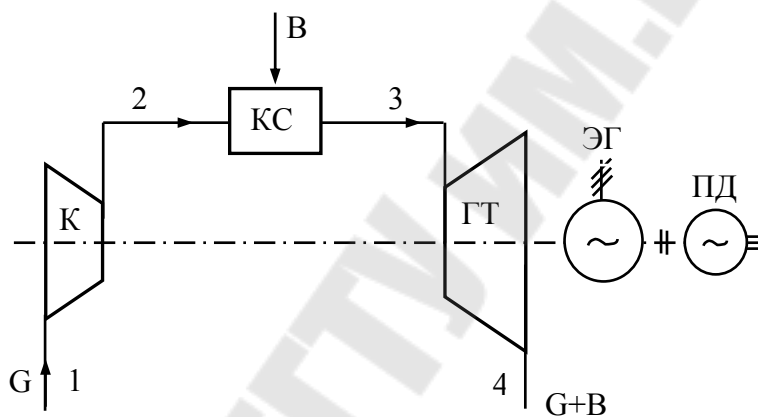


Рис. 3.1. Схема газотурбинной установки разомкнутого цикла: К – компрессор; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель; G – расход воздуха; B – расход топлива

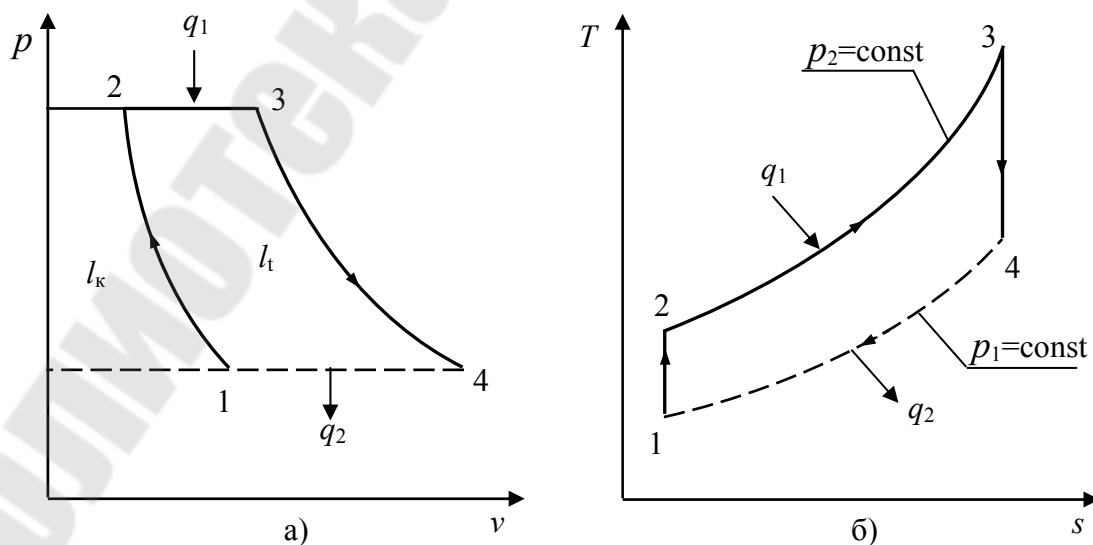


Рис. 3.2. Идеальный цикл разомкнутой ГТУ: а) в p,v - диаграмме; б) в T,s - диаграмме

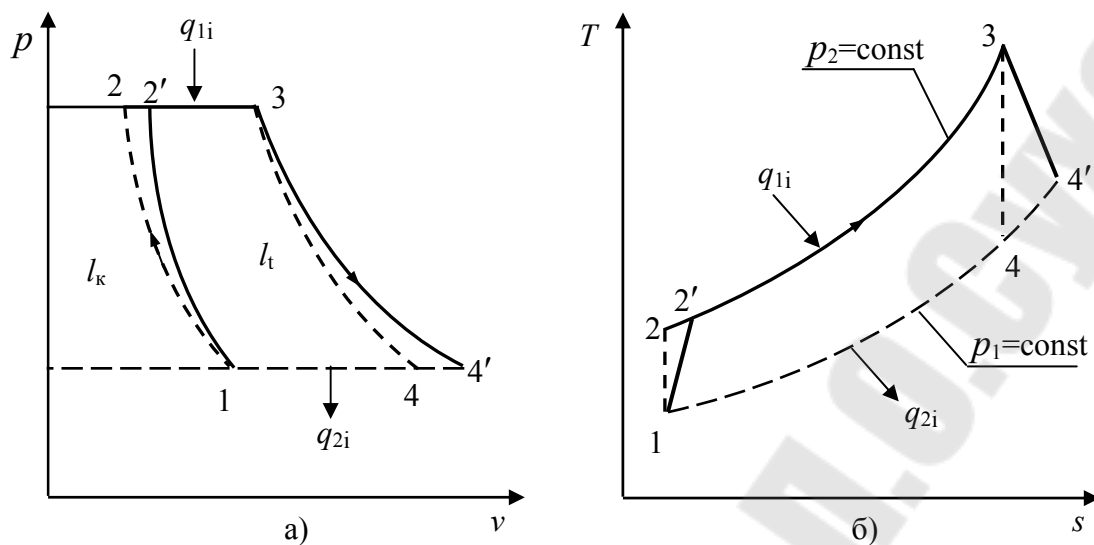


Рис. 3.3. Реальный цикл разомкнутой ГТУ: а) в p, v - диаграмме; б) в T, s - диаграмме

Для упрощения расчета, при допустимом уменьшении точности, необходимо сделать следующие допущения:

1. Свойства рабочего тела ГТУ во всех точках ее процесса будем считать аналогичными свойствам идеального двухатомного воздуха с постоянной изобарной теплоемкостью. Это допущение близко к истине, т.к. в продуктах сгорания топлива воздух составляет более 80 %, а свойства атмосферного воздуха близки к свойствам идеального газа.

2. Массовое количество рабочего тела во всех точках процесса будем считать одинаковым и равным количеству воздуха, поступающему в компрессор (G). Это допущение объясняется тем, что расход топлива в ГТУ по отношению к расходу воздуха несоизмеримо мал и составляет около 2 %.

3. Условно будем считать цикл ГТУ замкнутым между точками 4 и 1 (рис. 3.2 и 3.3) по изобарному процессу отвода теплоты от рабочего тела. Очевидно, что газы за ГТУ охлаждаются в окружающей среде при постоянном атмосферном давлении, а воздух в компрессор поступает при том же давлении, поэтому отвод теплоты соответствует изобарному процессу между точками 4 и 1.

Исходные данные для расчета простого цикла ГТУ:

p_1, T_1 – начальные параметры рабочего тела;

T_3 – верхняя температура цикла;

$\beta = p_2 / p_1$ – степень повышения давления в компрессоре;

η_k – адиабатный коэффициент компрессора;

η_T – внутренний относительный КПД турбины.

3.2. Методика расчета простого цикла ГТУ

Расчет простого цикла ГТУ сводится к определению следующих величин:

1) параметры характерных точек обратимого и необратимого циклов (используются уравнения Менделеева-Клайперона и Пуассона). Для необратимого цикла действительные температуры процессов сжатия и расширения определяются следующим образом:

$$T_{2i} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k}; \quad (3.1)$$

$$T_{4i} = T_3 - \eta_T (T_3 - T_4); \quad (3.2)$$

2) работа компрессора обратимого и необратимого циклов:

$$l_k = c_p (T_2 - T_1); \quad (3.3)$$

$$l_{ki} = \frac{c_p (T_2 - T_1)}{\eta_k} = c_p (T_{2i} - T_1). \quad (3.4)$$

3) работа турбины обратимого и необратимого циклов:

$$l_T = c_p (T_3 - T_4); \quad (3.5)$$

$$l_{Ti} = \eta_T c_p (T_3 - T_4) = c_p (T_3 - T_{4i}). \quad (3.6)$$

4) подводимая теплота в обратимом и необратимом циклах:

$$q_1 = c_p (T_3 - T_2); \quad (3.7)$$

$$q_{1i} = c_p (T_3 - T_{2i}); \quad (3.8)$$

5) отводимая теплота в обратимом и необратимом циклах:

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1); \quad (3.9)$$

$$q_{2i} = c_p (T_{4i} - T_1); \quad (3.10)$$

б) работа обратимого и необратимого циклов:

$$l_t = l_r - l_k = q_1 - q_2; \quad (3.11)$$

$$l_i = l_{ti} - l_{ki} = q_{li} - q_{2i}. \quad (3.12)$$

7) термический и внутренний КПД циклов:

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(\frac{T_4}{T_1} - 1)}{T_2(\frac{T_3}{T_2} - 1)} = 1 - \frac{T_1}{T_2}; \quad (3.13)$$

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_{li}} = \frac{l_{ti} - l_{ki}}{q_{li}} = \frac{c_p(T_3 - T_4)\eta_t - c_p(T_2 - T_1)\frac{1}{\eta_k}}{c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (3.14)$$

3.3. Исходные данные и объем задания для регенеративного цикла ГТУ

Каждый магистрант получает индивидуальное задание для термодинамического расчета регенеративного цикла ГТУ. Схема данной ГТУ и ее действительный цикл в T,s -диаграмме представлены на рис.3.4–3.5.

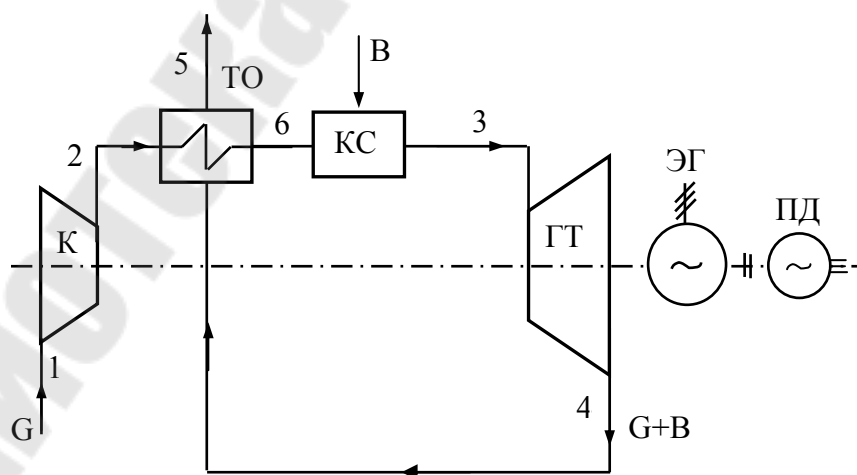


Рис. 3.4. Схема регенеративной ГТУ разомкнутого цикла: К – компрессор; ТО – теплообменник; КС – камера сгорания; ГТ – газовая турбина; ЭГ – электрический генератор; ПД – пусковой двигатель; G – расход воздуха; B – расход топлива

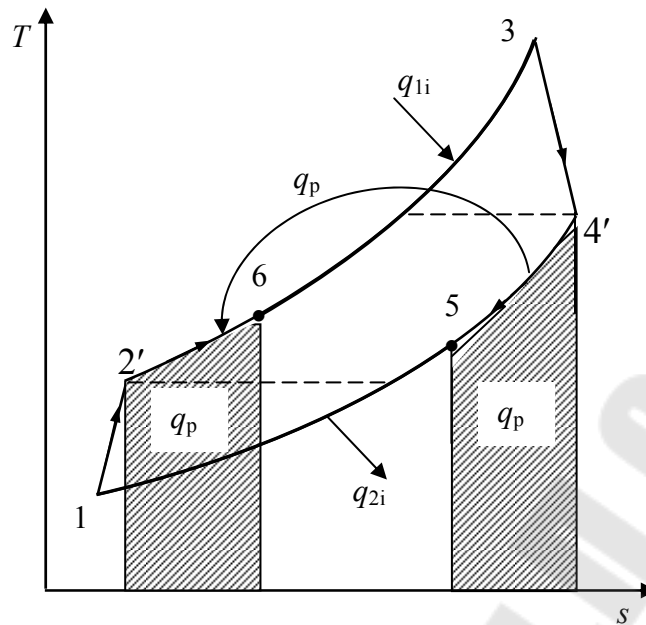


Рис. 3.5. Действительный регенеративный цикл разомкнутой ГТУ в T,s -диаграмме

Газы, выходящие из турбины с температурой T_{4i} , теоретически могут быть охлаждены в регенеративном теплообменнике до температуры выходящего из компрессора воздуха T_{2i} . Однако в соответствии со вторым законом термодинамики для передачи теплоты от газов воздуху необходимо наличие разности температур между ними. Поэтому газы охлаждаются в ТО до температуры $T_5 > T_{2i}$, а воздух нагревается до температуры $T_6 < T_{4i}$.

Исходные данные для расчета регенеративного цикла ГТУ:

p_1, T_1 – начальные параметры рабочего тела;

T_3 – верхняя температура цикла;

$\beta = p_2 / p_1$ – степень повышения давления в компрессоре;

η_k – адиабатный коэффициент компрессора;

η_t – внутренний относительный КПД турбины.

Значения перечисленных параметров принимаются такими же как в задании 3.1.

$T_5 = T_{2i} + 100\text{K}$ – температура уходящих газов после ТО.

$T_6 = T_{4i} - 120\text{K}$ – температура нагреваемого воздуха после ТО

3.4. Методика расчета регенеративного цикла ГТУ

Расчет регенеративного цикла ГТУ сводится к определению следующих величин:

- 1) степень регенерации

$$\delta_p = \frac{q_p}{q_{p_{\max}}} = \frac{c_p(T_{4i} - T_5)}{c_p(T_{4i} - T_{2i})} = \frac{c_p(T_6 - T_{2i})}{c_p(T_{4i} - T_{2i})}; \quad (3.15)$$

где $q_p = c_p(T_{4i} - T_5) = c_p(T_6 - T_{2i})$ – теплота регенерации;

$q_{p_{\max}} = c_p(T_{4i} - T_{2i})$ – теплота максимальной регенерации.

2) теплота, подведенная и отведенная от рабочего тела

$$q_{1i}^p = c_p(T_3 - T_6) = c_p(T_3 - T_{2i}) - q_p; \quad (3.16)$$

$$q_{2i}^p = c_p(T_{4i} - T_5) = c_p(T_{4i} - T_1) - q_p; \quad (3.17)$$

3) работа газовой турбины и компрессора в регенеративном цикле ГТУ рассчитывается так же, как и в простом цикле:

$$l_{ti}^p = c_p(T_3 - T_{4i}); \quad (3.18)$$

$$l_{ki}^p = c_p(T_{2i} - T_1), \quad (3.19)$$

4) внутренний абсолютный КПД регенеративной ГТУ всегда больше, чем у аналогичной простой ГТУ, т.к. работы циклов у них одинаковые, а $q_{1i}^p < q_{1i}$:

$$\eta_i^p = \frac{l_{ti}^p - l_{ki}^p}{c_p(T_3 - T_{2i}) - q_p} > \eta_i = \frac{l_{ti} - l_{ki}}{c_p(T_3 - T_{2i})}. \quad (3.20)$$

Основные исходные данные и результаты термодинамического расчета циклов ГТУ сводятся в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Результаты расчета циклов ГТУ

Исходные данные	p_1 , МПа	T_1 , К	T_3 , К	β	η_k	η_T
Обратимый цикл	l_k , кДж/кг	q_1 , кДж/кг	q_2 , кДж/кг	l_T , кДж/кг	η_t	
Необратимый цикл	l_{ki} , кДж/кг	q_{1i} , кДж/кг	q_{2i} , кДж/кг	l_{Ti} , кДж/кг	η_i	
Регенеративный цикл	l_{k1}^p , кДж/кг	q_{11}^p , кДж/кг	q_{21}^p , кДж/кг	l_{T1}^p , кДж/кг	η_i^p	

ЛИТЕРАТУРА

1. Кудинов, В. А. Техническая термодинамика: учебное пособие для вузов / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов – Москва: Высшая школа, 2003. – 261 с.
2. Чухин, Иван Михайлович. Техническая термодинамика. Часть 2: учеб. пособие / И.М. Чухин; Федеральное агентство по образованию, ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина». – Иваново, 2008. – 228 с.
3. Хрусталеv, Б. М. Техническая термодинамика: учебник для строительных и энергетических специальностей вузов. В 2 ч. / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. – Минск: Технопринт, 2004. – Ч. 1. – 487 с.
4. Александров, А. А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок: учебное пособие для вузов / А. А. Александров. – 2-е изд. – Москва: МЭИ, 2006. – 158 с.
5. Андрианова, Т.Н. Сборник задач по технической термодинамике: учебное пособие для вузов – Москва: МЭИ, 2006. – 354 с.
6. Теплотехника: учебник для вузов / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. – 7-е изд. – Москва: Высшая школа, 2009. – 671 с.
7. Цербе, Г. Техническая термодинамика. Теоретические основы и практическое применение / Г. Цербе, Г. Вильгельмс. – Санкт-Петербург: Фолиант, 2015. – 540 с.
8. Кириллин, В. А. Техническая термодинамика: учебник для вузов / В. А. Кириллин, В. В. Сычев, А. Е. Шейндлин. – Москва: МЭИ, 2008. – 496 с.
9. Техническая термодинамика и теплотехника: учебное пособие для вузов / под ред. проф. А. А. Захаровой. – 2-е изд. – Москва: Академия, 2008. – 272 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Глава 1. Термодинамический расчет действительных циклов паротурбинных установок.....	3
1.1. Исходные данные и объем задания для простого цикла ПТУ.....	3
1.2. Методика расчета простого цикла ПТУ.....	5
1.3. Исходные данные и объем задания для цикла ПТУ с вторичным пароперегревателем.....	8
1.4. Методика расчета цикла ПТУ с вторичным пароперегревателем.....	12
1.5. Исходные данные и объем задания для регенеративного цикла ПТУ.....	15
1.6. Методика расчета регенеративного цикла ПТУ.....	18
1.7. Исходные данные и объем задания для теплофикационного цикла ПТУ с вторичным перегревом пара, регенерацией и отбором пара на тепловой потребитель.....	22
1.8. Методика расчета теплофикационного цикла ПТУ с вторичным перегревом пара, регенерацией и отбором пара на тепловой потребитель.....	24
Глава 2. Термодинамический расчет действительных циклов паротурбинных установок АЭС.....	27
2.1. Исходные данные и объем задания для ПТУ АЭС на насыщенном водяном паре.....	27
2.2. Методика расчета теплофикационного цикла ПТУ АЭС.....	29
Глава 3. Термодинамический расчет действительных циклов газотурбинных установок.....	35
3.1. Исходные данные и объем задания для простого цикла разомкнутой ГТУ.....	35
3.2. Методика расчета простого цикла ГТУ.....	37
3.3. Исходные данные и объем задания для регенеративного цикла ГТУ.....	38
3.4. Методика расчета регенеративного цикла ГТУ.....	39
Список литературы.....	42

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА РЕАЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ

ПРАКТИКУМ

**для магистрантов специальности
1-43 80 03 «Теплоэнергетика и теплотехника»
дневной и заочной форм обучения**

Составитель **Новиков** Михаил Николаевич

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 11.03.22.

Рег. № 6Е.

<http://www.gstu.by>