

УДК 621.45.026

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ЦИКЛА БРАЙТОНА С ПЕРЕМЕННЫМИ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ РАБОЧЕГО ТЕЛА. ЧАСТЬ 2

Халатов А.А., академик НАН Украины, **Северин С.Д.**, канд. техн. наук, **Ступак О.С.**
Шихабутинова О.В., канд. техн. наук

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2019.1>

Прагнення до підвищення термодинамічної ефективності енергетичних машин і установок у зараз призводить до широкого використання газотурбінних установок з регенерацією теплоти в циклі. Такі установки застосовуються в якості енергетичних і транспортних ГТУ, а також в якості блоків перетворення енергії перспективних атомних електростанцій четвертого покоління. У даній роботі розглядається термодинамічна ефективність ідеального циклу Брайтона з регенерацією теплоти з постійними теплофізичними властивостями робочого тіла, а також циклу Брайтона з регенерацією теплоти і зволоженням робочого тіла на вході в турбіну (зі змінними теплофізичними властивостями робочого тіла). Показана непридатність порівняння термічного ККД циклу Брайтона з регенерацією теплоти і зволоженням робочого тіла на вході в турбіну з термічним ККД еквівалентного ідеального циклу Карно.

Стремление к повышению термодинамической эффективности энергетических машин и установок в настоящее время приводит широкому использованию газотурбинных установок с регенерацией теплоты в цикле. Такие установки находят применение в качестве энергетических и транспортных ГТУ, а также в качестве блоков преобразования энергии перспективных атомных электростанций четвертого поколения. В настоящей работе рассматривается термодинамическая эффективность идеального цикла Брайтона с регенерацией теплоты с постоянными теплофизическими свойствами рабочего тела, а также цикла Брайтона с регенерацией теплоты и увлажнением рабочего тела на входе в турбину (с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела). Показана неприменимость сравнения термического КПД цикла Брайтона с регенерацией теплоты и увлажнением рабочего тела на входе в турбину с термическим КПД эквивалентного идеального цикла Карно.

The desire to increase the thermodynamic efficiency of power machines and units now leads to use of gas turbine units with heat recovery in the cycle. Such devices are used as power and transport GTUs, as well as energy conversion units for prospective fourth generation nuclear power plants. Thermodynamic efficiency of the ideal Brighton cycle with heat regeneration with constant thermophysical properties of the working fluid, as well as the Brighton cycle with heat recovery and the wetting of the working fluid at the inlet to the turbine (with variable thermophysical properties of the working fluid) is considered in this paper. The inapplicability of comparison of the thermal efficiency of the Brighton cycle with heat recovery and the wetting of the working fluid at the inlet to the turbine with the thermal efficiency of the equivalent ideal Carnot cycle is shown.

Библиогр. 6, рис. 5.

Ключевые слова: КПД, цикл Брайтона, регенерация теплоты, переменные теплофизические свойства рабочего тела.

$\sigma_{рег}$ – степень регенерации теплоты в цикле;

q – удельная теплота, [кДж/кг];

T – температура, [К];

h – энтальпия, [кДж/кг];

η_t – термический КПД;

C_p – теплоёмкость, [кДж/кг К];

P – давление, [Па];

τ – температурный коэффициент;

π – степень повышения давления;

d – влагосодержание, [г/кг];

φ – коэффициент, характеризующий изменение изобарной теплоёмкости рабочего тела в цикле;

k – показатель адиабаты.

Цикл Брайтона с регенерацией теплоты

$$u_{C_p} = \text{var}$$

Рассмотрим идеальный регенеративный цикл Брайтона с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела [6]. Изменение теплофизических свойств рабочего тела может осуществляться, в частности, путём увлажнения воздуха на входе в турбину. Принципи-

альная схема такой газотурбинной установки представлена на рис 1.

Сделаем следующие основные допущения. Будем считать, что теплоёмкости в точках 2 и 3, а также в точках 1 и 4 (рис. 2) не равны между собой. То есть, не рассматривая подробно сами процессы увлажнения и осушения воздуха в цикле, будем считать, что адиабатный процесс сжатия рабочего тела в компрессоре (1-2) про-

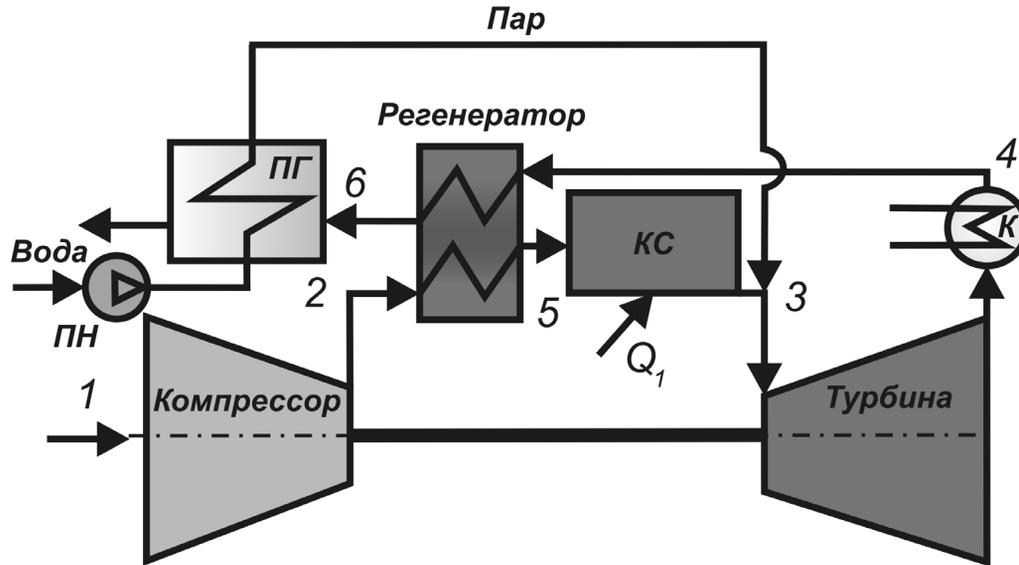


Рис. 1. Схема ГТУ с регенерацией теплоты и увлажнением рабочего тела перед турбиной:

ПН – питательный насос; ПГ – парогенератор; КС – камера сгорания; К – конденсатор.

текает с постоянной теплоёмкостью $C_{p1} = C_{p2}$, равной удельной теплоёмкости сухого воздуха, а адиабатный процесс расширения (3-4) протекает с постоянной теплоёмкостью $C_{p3} = C_{p4}$, соответственно равной теплоёмкости влажного воздуха с влагосодержанием d . Тогда теплоёмкость влажного воздуха в точках 3 и 4 будет определяться выражением:

$$C_{p,влажн} = C_{pсух} + d \cdot C_{pn}, \quad (11)$$

где $C_{pсух}$ и C_{pn} – удельные изобарные теплоёмкости сухого воздуха и водяного пара соответственно.

С учетом принятых допущений, выражение для термического КПД идеального регенеративного цикла Брайтона с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела будет иметь следующий вид:

$$\eta_{t,рег} = 1 - \frac{C_{p1}}{C_{p2}} \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \varphi \cdot \tau \frac{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right)}, \quad (12)$$

где $\varphi = C_{p1} / C_{p2}$ – коэффициент, характеризующий изменения изобарной теплоёмкости рабочего тела в цикле.

Поскольку водяной пар не является идеальным газом, то его изобарная теплоёмкость в общем случае зависит от давления и температуры. Для упрощения анализа, будем считать водяной пар, входящий в состав влажного воздуха насыщенным. Для определения удельной теплоёмкости сухого насыщенного пара в зависимости от давления пара была получена следующая корреляционная зависимость:

$$C_{pнт} = 10^3 \cdot \left(6,86348 + 0,85609 \cdot \frac{P}{P_H} \right)^{\frac{1}{2,86577}} = 10^3 \cdot \left(6,86348 + 0,85609 \cdot \pi \right)^{\frac{1}{2,86577}}, \quad (13)$$

где P_H атмосферное давление (1 бар), π – степень повышения давления в цикле (относительно атмосферного давления при стандартных условиях).

Показатель адиабаты процесса расширения рабочего тела в турбине для влажного воздуха можно определить из выражения [2]:

$$k_1 = \frac{k_с + d \cdot k_n}{1 + d}, \quad (14)$$

где $k_с$ и k_n – показатели адиабаты для сухого воздуха и водяного пара.

Как известно, условный показатель адиабаты водяного

пара так же является функцией давления и температуры, следовательно, его значение является переменной величиной. Значение показателя адиабаты насыщенного пара при температуре равной температуре насыщения можно определить из следующей корреляционной зависимости:

$$k_{m1} = 1.28308 + 0.03257 \cdot \exp\left(-\frac{\pi}{14.83694}\right) + 0.00787 \cdot \exp\left(-\frac{\pi}{1.61594}\right). \quad (15)$$

Поскольку выражение (10) для термического КПД цикла Карно получено для идеального цикла, состоящего из равновесных процессов с постоянной теплоёмкостью рабочего тела, то сравнение термического КПД регенеративного цикла с переменной теплоёмкостью рабочего тела в цикле с величиной КПД идеального цикла Карно не является корректным. Допустим, что изобарная теплоёмкость рабочего тела в тепловой машине, работающей по циклу Карно, также является переменной величиной. То есть будем считать, что так же, как и в рассматриваемом регенеративном цикле Брайтона, в цикле Карно перед турбиной к рабочему телу подводится некоторое количество пара изменяя при этом состав рабочего тела и его теплофизические свойства, а за турбиной такое же количество пара конденсируется и удаляется из цикла. Тогда аналогично выражению (12) можно получить следующую зависимость для термического КПД цикла Карно с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела:

$$\eta_{t_k} = 1 - \varphi \frac{T_1}{T_3} = 1 - \varphi \tau. \quad (16)$$

На рисунке 5 а, б приведены зависимости термического КПД регенеративного цикла Брайтона с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела от степени повышения давления в цикле для различных значений температурного коэффициента и различных значений массового влагосодержания рабочего тела на входе в турбину. На графики нанесены также зависимости термического КПД для циклов Карно с $C_p = const$ и $C_p = var$. Из анализа приведенных зависимостей следует, что изменение теплофизических свойств рабочего тела в цикле приводит к значительному росту термического КПД регенеративного цикла Брайтона. Причём значение термического КПД такого цикла может

превышать величину термического КПД цикла Карно с постоянной теплоёмкостью рабочего тела ($C_p = const$), рассчитанного по выражению (10). Условие, при котором термический КПД регенеративного цикла Брайтона с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела равен термическому КПД цикла Карно с $C_p = const$, найдём, приравняв между собой выражения (10) и (12):

$$\eta_{t_{рег}} = \eta_{t_k},$$

Откуда получим следующее уравнение

$$\varphi \cdot \pi^{\frac{k_1-1}{k_1}} \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\pi^{\frac{k_1-1}{k_1}}} = 1. \quad (17)$$

Как следует из уравнения (17), значение степени повышения давления, при котором КПД регенеративного цикла Брайтона с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела равен термическому КПД цикла Карно с постоянной теплоёмкостью рабочего тела, не зависит от значения температурного коэффициента цикла и определяется только величиной массового влагосодержания рабочего тела в процессе 3-4.

Зависимость $\pi = f(d)$, полученная из решения уравнения (17) представлена на рис. 3. Приведенная зависимость (рис. 2) показывает, что чем выше значение влагосодержания рабочего тела на входе в турбину, тем больше граничное значение степени повышения давления в цикле, при котором термический КПД регенеративного цикла с $C_p = var$ больше термического КПД цикла Карно с $C_p = const$.

Таким образом, анализ зависимостей приведенных на рисунке 5 показывает, что регенеративный цикл Брайтона с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела может иметь термический КПД выше, чем термический КПД цикла Карно с постоянной теплоёмкостью рабочего тела, но меньше, чем термический КПД цикла Карно с переменной теплоёмкостью рабочего тела. Очевидно, что в первом случае полученные результаты противоречат второму закону термодинамики. Однако во втором случае это противоречие отсутствует и полученные результаты полностью согласуются со вторым началом термодинамики.

Попытаемся найти этому факту физическое объяснение. Для этого рассмотрим цикл Брайтона с регенерацией теплоты и эквивалентный ему цикл Карно с постоянной теплоёмкостью рабочего тела в $T-s$ координатах

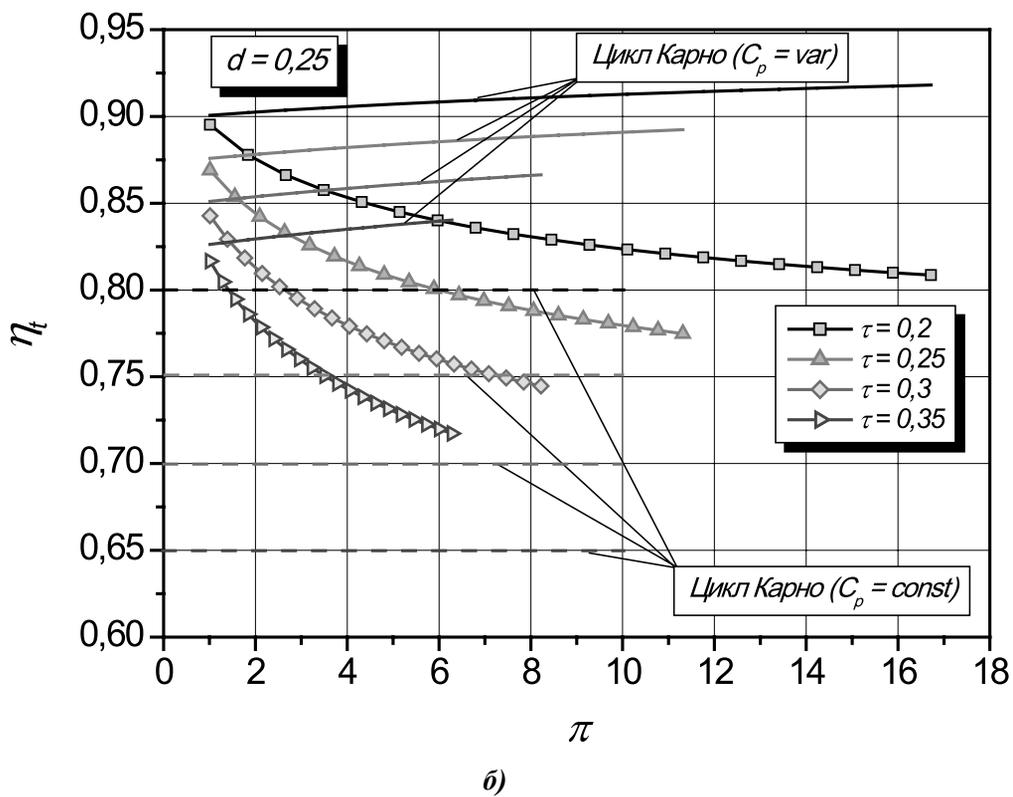
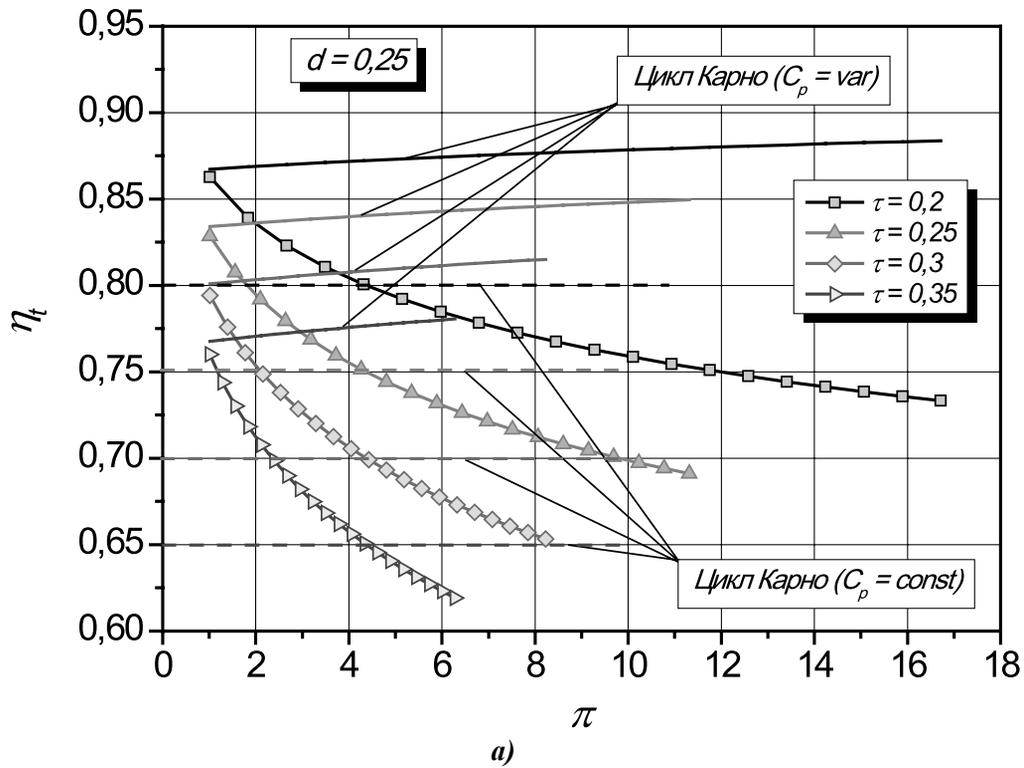


Рис. 2. Зависимости термического КПД регенеративного цикла Брайтона с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела от степени повышения давления в цикле для различных значений температурного коэффициента: а) $d = 0,25$; б) $d = 0,5$.

(рис. 4 а). Как видно из рисунка, регенеративный цикл Брайтона 1-2-3-4 находится внутри эквивалентного цикла Карно (1-2*-3-4*). Следовательно, его термический КПД будет всегда меньше, чем термический КПД цикла Карно. Увлажнение рабочего тела в точке 3 приведёт к значительному росту энтальпии ($h_3 = C_{p3} \cdot T_3$). При этом, при неизменном давлении в точке 3 фактическое значение энтальпии рабочего тела будет соответствовать значению энтальпии в условной точке 3' (рис. 4 г), которую можно определить из выражения:

$$h_{3'} = C_{p3'} \cdot T_{3'} = T_3 (C_{p2} + d \cdot C_{pn}), \quad (18)$$

Из условия $C_{p2} T_{3'} = C_{p3} T_3$, получим:

$$T_{3'} = \frac{C_{p3'}}{C_{p2}} T_3 = \frac{1}{\varphi} T_3 = T_3 \left(1 + d \cdot \frac{C_{pn}}{C_{p2}} \right). \quad (19)$$

Из выражения (19) также следует, что $\varphi = 1 / \left(1 + d \cdot \frac{C_{pn}}{C_{p2}} \right)$.

При этом, состоянию рабочего тела в точке 3' будет соответствовать большее значение удельного объёма (рис. 4 в), а условному процессу 2-3' большая величина изменения энтропии. То есть, в данном случае, рабочее тело в точке 3' будет находиться в термодинамическом состоянии с более высокой способностью к совершению полезной работы, чем в точке 3.

Из выражения (19) найдём отношение условной температуры $T_{3'}$ к действительной максимальной температуре цикла (T_3)

$$\frac{T_{3'}}{T_3} = \frac{1}{\varphi} = 1 + d \cdot \frac{C_{pn}}{C_{p2}}. \quad (20)$$

На рисунке 8 приведены зависимости отношения температур $T_{3'}$, T_3 от степени повышения давления в цикле для различных значений массового влагосодержания рабочего тела. Из рисунка видно, что отношения $T_{3'}$, T_3 растёт с увеличением степени повышения давления, а также при увеличении массового влагосодержания рабочего тела и условная максимальная температура цикла (T_3 , $T_{3'}$) может в 1,2...2,5 раза превышать действительную максимальную температуру цикла (T_3).

Площадь 3-3'-4'-4-3 (рис.4 б) представляет собой условную дополнительную теплоту, полученную рабочим телом за счёт изменения его теплофизических свойств, которая не учитывается в выражении (10) для термического КПД идеального цикла Карно, следовательно такой цикл не может рассматриваться в качестве эквивалентного для рассматриваемого цикла с $C_p = \text{var}$. В то же время цикл Карно с увлажнением рабочего тела перед началом процесса расширения и условной максимальной температурой цикла площадью 1-2*-3'-4*-1 (рис. 4 б) является эквивалентным условному циклу 1-2-3'-4'-1. Как видно из рисунка 6 б условный регене-

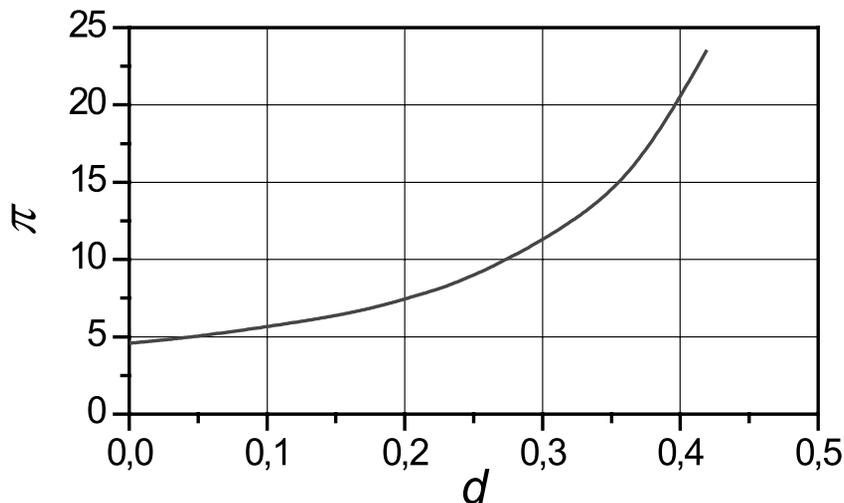


Рис. 3. Зависимость степени повышения давления регенеративного цикла Брайтона с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела от массового влагосодержания воздуха, при котором выполняется условие $\eta_{i_{pec}} = \eta_{i_K}$

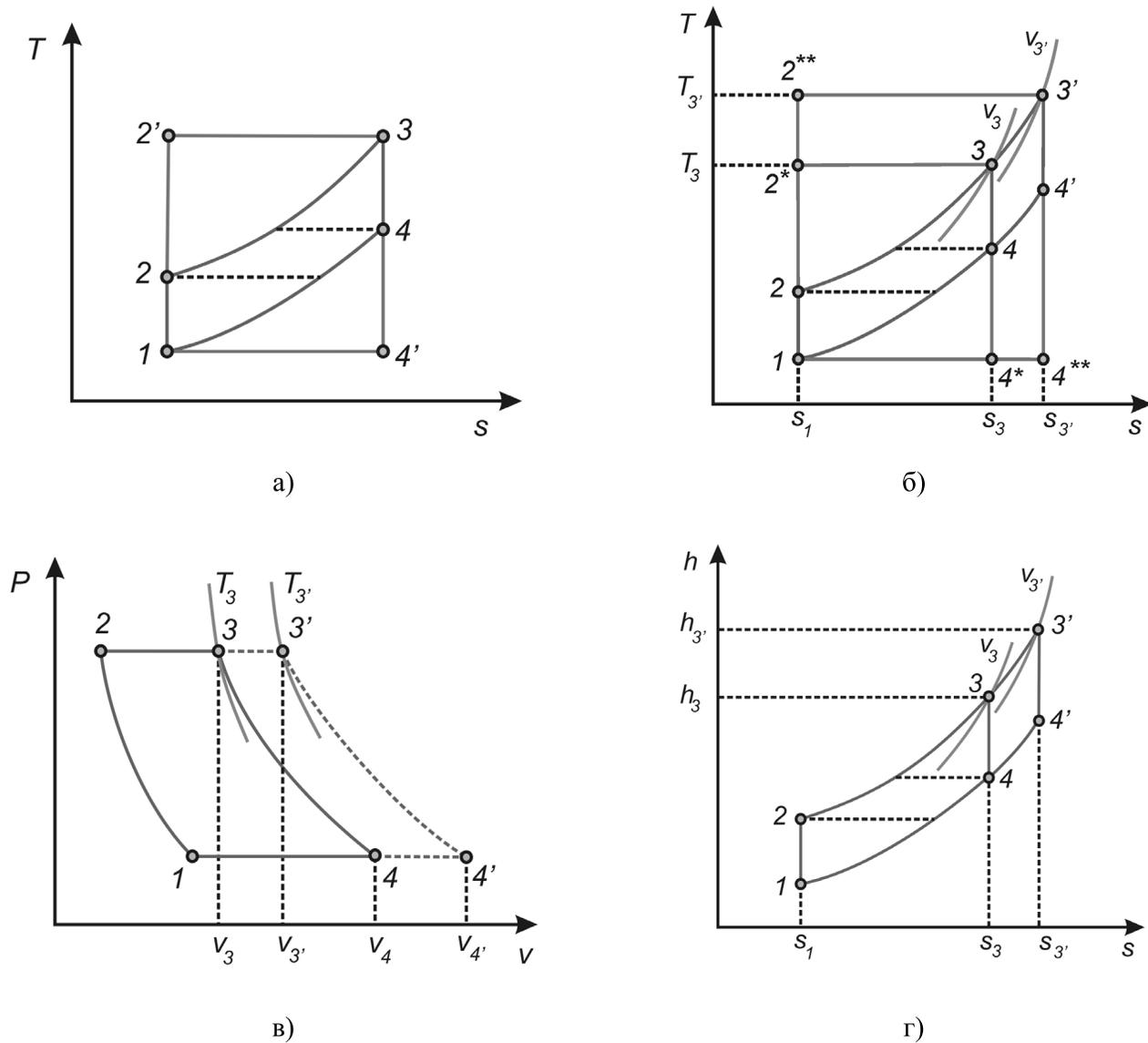


Рис. 4. Диаграммы регенеративного цикла Брайтона: а) *T-s* диаграмма регенеративного цикла Брайтона с $C_p = const$; б) *T-s* диаграмма регенеративного цикла Брайтона с $C_p = var$; в) *P-v* диаграмма регенеративного цикла Брайтона с $C_p = var$; г) *h-s* диаграмма регенеративного цикла Брайтона с $C_p = var$.

ративный цикл Брайтона 1-2-3'-4'-1 находится внутри условного цикла Карно 1-2**-3'-4**-1, следовательно, его термический КПД будет всегда меньше цикла Карно с переменной теплоёмкостью рабочего тела, что не противоречит второму закону термодинамики.

Найдём изменение энтропии в условном процессе 2-3'. Изменение энтропии в произвольном термодинамическом процессе 0-1 определяется по одному из следующих выражений:

$$\Delta s_{1-0}(v, T) = R \ln \left(\frac{v_1}{v_0} \right) + c_v \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right); \quad (21)$$

$$\Delta s_{1-0}(P, T) = -R \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right) + c_p \ln \left(\frac{T_1}{T_0} \right); \quad (22)$$

$$\Delta s_{1-0}(P, v) = C_v \ln \left(\frac{P_1}{P_0} \right) + c_p \ln \left(\frac{v_1}{v_0} \right). \quad (23)$$

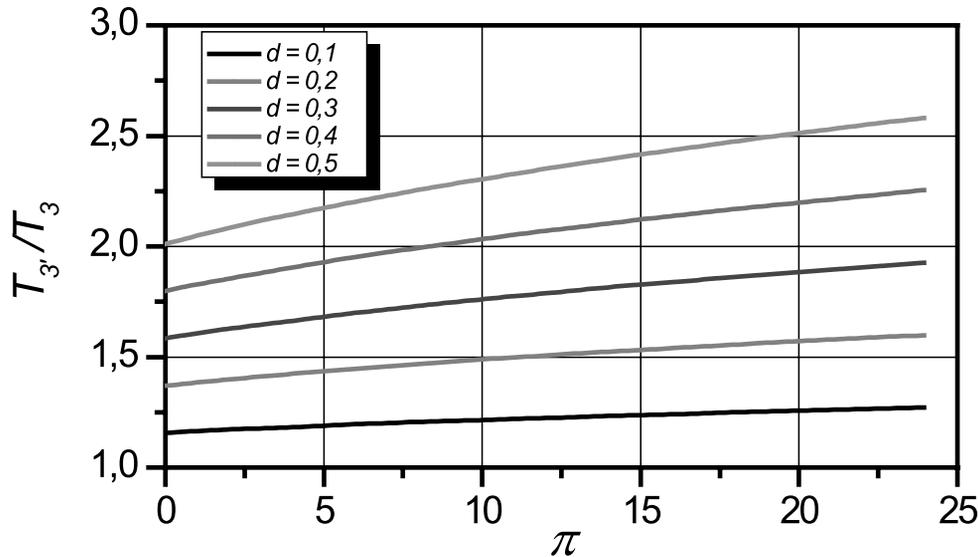


Рис. 5. Зависимость отношения температур $T_{3'}/T_3$ от степени повышения давления в цикле для различных значений массового влагосодержания рабочего тела.

Воспользовавшись выражением (2) применительно к изобарному процессу 2-3' найдём изменение энтропии в нём

$$\Delta s_{2-3'} = \Delta s_{2-3} + \Delta s_{3-3'} = c_{p2} \ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + c_{p3} \ln\left(\frac{T_{3'}}{T_3}\right) = \quad (24)$$

$$= c_{p2} \left(\ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + \frac{1}{\varphi} \ln\left(\frac{T_{3'}}{T_3}\right) \right) = c_{p2} \left(\ln\left(\frac{T_3}{T_2}\right) + \frac{1}{\varphi} \ln\left(\frac{1}{\varphi}\right) \right).$$

Учитывая, что $T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}}$, получим

$$\Delta s_{2-3'} = c_{p2} \left(\ln\left(\frac{1}{\tau \pi^{\frac{k-1}{k}}}\right) + \frac{1}{\varphi} \ln\left(\frac{1}{\varphi}\right) \right). \quad (25)$$

Найдём так же отношение изменения энтропии в процессах 2-3' и 2-3. Из выражений (24) и (25) можно получить:

$$\frac{\Delta s_{2-3'}}{\Delta s_{2-3}} = \frac{\ln\left(\frac{1}{\tau \pi^{\frac{k-1}{k}}}\right) + \frac{1}{\varphi} \ln\left(\frac{1}{\varphi}\right)}{\ln\left(\frac{\tau}{\tau \pi^{\frac{k-1}{k}}}\right)}. \quad (26)$$

Из выражения (24) следует, что относительное увеличение энтропии в цикле с увлажнением рабочего тела перед турбиной зависит от степени повышения давления, температурного коэффициента цикла и от коэффициента, характеризующего изменение изобарной теплоёмкости рабочего тела за счёт его увлажнения на входе в турбину.

Выводы

Анализ термодинамической эффективности идеального регенеративного цикла Брайтона с увлажнением рабочего тела на входе в турбину позволяет сделать следующие выводы:

1. С ростом массового влагосодержания рабочего тела на входе в турбину термический КПД регенеративного цикла возрастает, и уменьшается с увеличением степени повышения давления в цикле.

2. Высокие значения термического КПД цикла ($\eta_t = 80 \dots 87\%$) можно достичь при сравнительно невысоких значениях степени повышения давления в цикле ($\pi < 5$) и высоких (до $d=0,5$) значениях массового влагосодержания рабочего тела на входе в турбину.

3. Показано, что при определённых условиях термический КПД регенеративного цикла с увлажнением рабочего тела на входе в турбину может быть больше, чем термический КПД эквивалентного идеального цикла Карно, что не противоречит второму закону термодинамики, поскольку условием реализации цикла Карно является неизменность теплофизических свойств рабочего тела в цикле. В этой связи, использование выражения для термического КПД идеального цикла Карно не

применимо в качестве критерия оценки эффективности циклов энергетических установок с сильно меняющимися теплофизическими свойствами рабочего тела.

4. Показано также, что термический КПД регенеративного цикла с увлажнением рабочего тела на входе в турбину всегда ниже, чем термический КПД эквивалентного неравновесного цикла Карно с переменной удельной теплоёмкостью рабочего тела, что соответствует второму закону термодинамики.

5. Показано, что регенеративный цикл Брайтона с увлажнением рабочего тела перед турбиной можно представить в виде условного цикла с более высокой максимальной температурой цикла, которая в зависимости от величины массового влагосодержания рабочего тела может в 1,2...2,5 раза превышать действительную максимальную температуру цикла, что и обуславливает высокие значения его термического КПД.

ЛІТЕРАТУРА

1. *В.П. Бурдаков* Термодинамика: учебное пособие для вузов. В 2 ч. / В.П.Бурдаков, Б.В.Дзюбенко, С.Ю.Меснянкин, Т.В.Михайлова. – М.: Дрофа, 2009, Ч 1 Основной курс. – 479 с., Ч 2 Специальный курс. – 361 с.

2. *С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков* Влажный воздух. Состав и свойства: Учеб. пособие. СПб.: СПб ГАХПТ, 1998. 146 с.

3. *И.И. Новиков* Термодинамика: Учеб. пособие для студентов энергомашиностроительных и теплотехнических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1984. —592 с.

4. *В.А.Кудинов, Э.М. Карташов* Техническая термодинамика. Учеб. пособие для вузов. М: Высш. шк., 2000.- 261 с.

5. *Газотурбинные установки: конструкция и расчёт: Справочное пособие* Под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.

6. *А.А. Халатов, А.С.Коваленко, С.Д.Северин, Г.В.Коваленко*, Возможности повышения эффективности воздушной утилизации теплоты за газотурбинными приводами. Промышленная теплотехника, 2015, т. 37, №6, - С. 21-30.

EFFICIENCY OF THE REGENERATIVE CYCLE OF BRIGHTON WITH VARIABLE THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF THE WORKING FLUID (Part 2)

Khalatov A.A., Severin S.D., Stupak O.S.
Shihabutinova O.V.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2019.1>

The data about thermodynamic efficiency of the ideal Brighton cycle with heat regeneration with constant thermophysical properties of the working fluid, as well as the Brighton cycle with heat recovery and the wetting of the working fluid at the inlet to the turbine (with variable thermophysical properties of the working fluid). The inapplicability of comparison of the thermal efficiency of the Brighton cycle with heat recovery and the wetting of the working fluid at the inlet to the turbine with the thermal efficiency of the equivalent ideal Carnot cycle is shown.

The analysis of the thermodynamic efficiency of an ideal regenerative Brighton cycle with a decrease in the working body at the entrance to the turbine allows us to make the following conclusions:

1. With the growth of the mass moisture content of the working fluid when entering the turbine, the thermal efficiency of the regenerative cycle increases, but decreases with an increase in the degree of increase in the pressure level in the cycle.

2. High values of the thermal efficiency of the cycle can be achieved with relatively small values of the degree of increase in the pressure in the cycle and high (up to $d = 0,5$) values of the mass moisture content of the working body when entering the turbine.

3. It is shown that under certain conditions the thermal efficiency of the regenerative cycle with the decrease of the working body when entering the turbine may be greater than the thermal efficiency of a similar ideal Carnot cycle, which does not contradict the second law of thermodynamics, since the condition for the implementation of the Carnot cycle is the immutability of the thermophysical properties of the working body in a loop. In this regard, the use of the expression for the thermal efficiency of the ideal Carnot cycle is not used as a criterion for assessing the efficiency of cycles of power plants with highly variable thermophysical properties of the working fluid.

4. It is also shown that the thermal efficiency of the regenerative cycle with the decrease of the working body when entering the turbine is always lower than the thermal efficiency of the equivalent non-equilibrium Carnot cycle with a change in the specific heat of the working fluid, which corresponds to the second law of thermodynamics.

5. It is shown that the Brighton regenerative cycle with a decrease in the working body before the turbine can be represented as a conditional cycle with a higher maximum temperature of the cycle, which, depending on the mass content of the moisture content of the working body, can in 1,2 ... 2,5 times exceed the actual maximum temperature cycle, which determines the high values of its thermal efficiency.

Key words: Brighton cycle with heat recovery, variable thermophysical properties of the working fluid, efficiency.

References 6, figures 5.

1. Burdakov V.P., Dzyubenko B.V., Mysnyankin S.Yu., Mihaylova T.V., [Thermodynamics: a textbook for high schools.]. Moscow: Drofa, 2009. Vol. 1. 479 p., Vol. 2. 361 p. [in Russian].

2. Burtsev S.I., Tsvetkov Yu.N. [Wet air. Composition and properties: Tutorial.] St. Petersburg: SPb GAHPT. 1998. 146 p. [in Russian].

3. Novikov I.I. [Thermodynamics: A manual for students of power engineering and heat engineering specialties of technical colleges.] Moscow: Mashinostroenie [Mechanical engineering], 1984. 592 p. [in Russian].

4. Kudinov V.A., Kartashov E.M. [Technical thermodynamics. Textbook for technical colleges.] Moscow: Vysshaya shkola [High school], 2000. 261 p. [in Russian].

5. Arseniev L.V. & Tyryshkina V.G. (Ed.). [Gas turbine installations: design and calculation: Reference guide.] Leningrad: Mashinostroenie [Mechanical engineering], 1978. 232 p. [in Russian].

6. Khalatov A.A., Kovalenko A.S., Severin S.D., Kovalenko G.V. [Possibilities of increasing the efficiency of air heat utilization for gas turbine drives.] Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], 2015. V. 37. № 6. P. 21–30. [in Russian].

Отримано 20.12.2018

Received 20.12.2018