



ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ МАЛОЙ МОЩНОСТИ С ВНЕШНИМ ПЕРЕГРЕВОМ ПАРА

Н.С. Пичугин, студент,

e-mail: ni-kitty@bk.ru

С.В. Юрков, доцент,

e-mail: sergej.yurkov@klgtu.ru

ФГБОУ ВО «Калининградский государственный
технический университет»

Рассматривается возможность использования серийных котлов малого и среднего давления в качестве энергетических котлов в составе паротурбинной теплоэнергетической установки (ТЭУ) малой мощности при включении в схему ТЭУ выносного пароперегревателя. Произведен анализ влияния температуры и давления на термический коэффициент полезного действия (КПД) цикла в целом. Исследовано влияние рабочего давления парового котла на его массогабаритные характеристики. Выявлены факторы, определяющие достижимую температуру перегрева пара в котле и степень их влияния.

внешний пароперегреватель, температура, давление, масса, термический КПД

Одной из важнейших проблем городов Калининградской области является энергетическая безопасность, под которой понимается гарантированное получение энергии в том количестве и того качества, которые требуются обществу в данных экономических условиях. Для ее обеспечения в составе генерирующих мощностей энергосистемы должны присутствовать теплоэнергетические установки (ТЭУ) различной мощности, способные эффективно работать на региональных видах топлива (торф, ТБО, древесные отходы) и реализовать концепцию децентрализованного энергоснабжения [1,2]. В связи с этим возникает необходимость в создании маневренной маломощной тепловой электростанции (ТЭС).

Проведенные исследования [3] показывают, что наиболее эффективными при создании подобных ТЭС являются ТЭУ, базирующиеся на паротурбинных установках (ПТУ) малой и средней мощности.

В части термодинамической эффективности маломощные ПТУ значительно уступают энергетическим ТЭУ большой мощности, что существенно ограничивает масштабы применения ПТУ в качестве распределенных генерирующих мощностей. В первую очередь это определяется отсутствием серийного энергетического оборудования с высокой эффективностью, такого как серийные паровые котлы малой производительности, способные генерировать пар высоких энергетических параметров. Вместе с тем не определены предельно достижимые значения параметров пара для получения оптимальных значений показателей топливной экономичности и термодинамической эффективности всей ПТУ.

В данной работе сделана попытка сформулировать принципы оптимизации параметров рабочего тела для ПТУ, использующих в своем составе серийно выпускаемые паровые котлы (ПК) низкого и среднего давления, производящие слабоперегретый или насыщенный пар.

Для ПТУ малых мощностей в диапазоне от 0,5 до 10 МВт эксплуатационные значения давлений энергетического пара находятся в пределах от 1,5 до 6 МПа при теоретически возможном изменении температуры от насыщения до максимальной порядка 600°C (по условиям работы котлов и турбин).

Численное исследование раздельного влияния температуры и давления на начальную энтальпию выполнено при максимальном ($p_{max}=6$ МПа) и минимальном ($p_{min}=1,5$ МПа) давлениях во всем практически значимом диапазоне температур ($t_{nac}<t<t_{max}=600^\circ\text{C}$), а также

при максимальной температуре цикла ПТУ во всем допустимом диапазоне давления ($p_{min}=1,5$ МПА $< p < p_{max}=6$ МПА).

Качественный анализ термодинамических циклов, смоделированных для данных условий (рис. 1), позволяет предположить, что определяющее влияние на располагаемую работу, а значит, и на термический КПД цикла оказывает начальная температура пара.

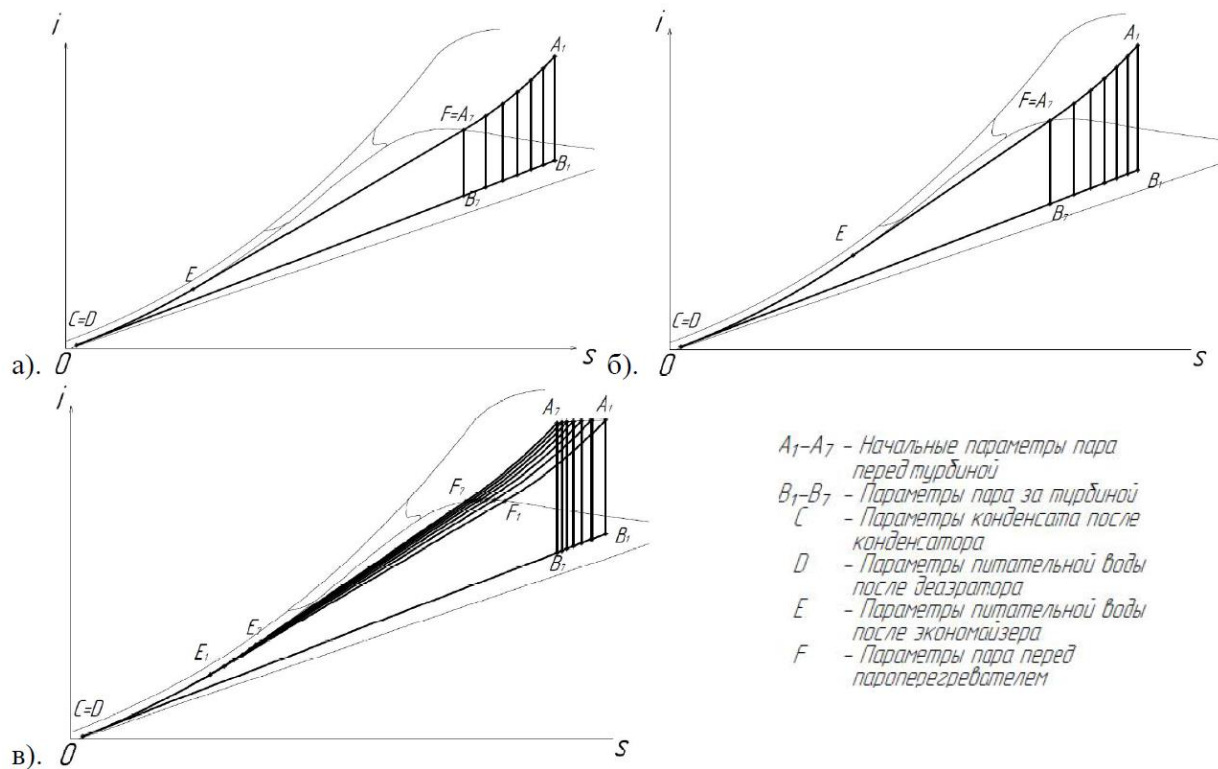


Рисунок 1—Циклы ПТУ в (I-S) диаграмме при заданных условиях:
 а) – при максимальном давлении; б) – при минимальном давлении;
 в) – при максимальной температуре цикла ПТУ

Для уточнения данного предположения выполнен расчет параметров циклов в заданном диапазоне изменения давления и температуры.

По результатам расчета установлена степень раздельного влияния температуры и давления на начальную энтальпию. Получены аналитическая, табличная (табл. 1) и графическая (рис. 2) формы зависимости термического коэффициента полезного действия от давления и температуры.

Хорошей аппроксимацией полученных в результате моделирования расчетных значений являются полиномиальные зависимости (1)-(3):

$$a) \eta_{t1_t} = 0,0002 \cdot t1^2 + 0,0058 \cdot t1 + 0,3639, \quad (1)$$

где η_{t1_t} - термический КПД цикла Ренкина, реализуемого при начальном давлении $p_{max}=6$ МПА;
 $t1$ - максимальная температура цикла, °С:

$$б) \eta_{t2_t} = 0,0007 \cdot t2^2 + 0,0041 \cdot t2 + 0,3007, \quad (2)$$

где η_{t2_t} - термический КПД цикла Ренкина, реализуемого при начальном давлении $p_{min}=1,5$ МПА;
 $t2$ - максимальная температура цикла, °С:

$$\epsilon) \eta_{p1_t} = -0,0021 \cdot p1^2 + 0,0288 \cdot p1 + 0,3121, \quad (3)$$

где η_{p1_t} - термический КПД цикла Ренкина, реализуемого при максимальной температуре цикла $t = 600 \text{ }^\circ\text{C}$;
 $p1$ - начальное давление цикла, МПа.

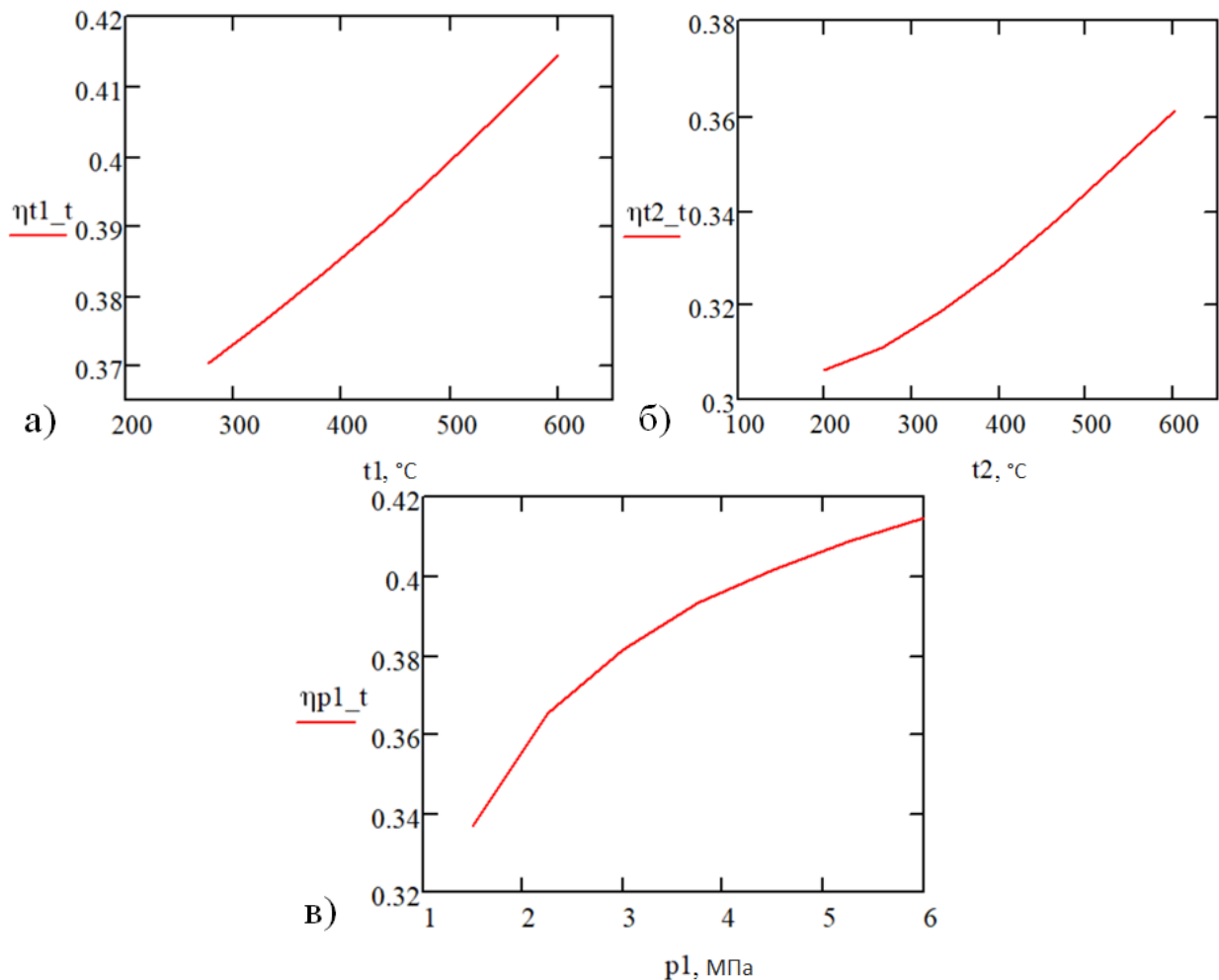


Рисунок 2 - Зависимость термического КПД от температуры и давления:

а) – при максимальном давлении; б) – при минимальном давлении; в) – при максимальной температуре цикла ПТУ

Таблица 1 – Табличная форма зависимости термического КПД от температуры и давления

| | | | | | | | | |
|----|------------------------------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|
| а) | $t1, \text{ }^\circ\text{C}$ | 275,6 | 329,7 | 383,7 | 437,8 | 491,9 | 545,9 | 600 |
| | η_{t1_t} | 0,37 | 0,377 | 0,383 | 0,39 | 0,398 | 0,406 | 0,414 |
| б) | $t2, \text{ }^\circ\text{C}$ | 198,3 | 265,25 | 332,2 | 399,15 | 466,1 | 533,05 | 600 |
| | η_{t2_t} | 0,306 | 0,311 | 0,318 | 0,328 | 0,338 | 0,349 | 0,361 |
| в) | $p1, \text{ МПа}$ | 1,5 | 2,25 | 3 | 3,75 | 4,5 | 5,25 | 6 |
| | η_{p1_t} | 0,336 | 0,365 | 0,382 | 0,393 | 0,402 | 0,409 | 0,414 |

Представленные зависимости (1), (2) позволяют сделать вывод о том, что влияние температуры на термодинамическую эффективность цикла существенно как в области малых (p_{min}), так и в области повышенных (p_{max}) давлений. Влияние давления на термический КПД цикла (зависимость (3)) в большей степени проявляется в области низких давлений, при $p \leq 3,0$ МПа.

При исследовании влияния давления на термический КПД следует учитывать и его влияние на массу парового котла в целом, что влечет за собой неизбежное увеличение его стоимости.

Основное влияние давление оказывает на толщину стенок барабанов, коллекторов и экранных труб парового котла. Зависимость прироста их массы от давления в общем случае неоднозначна и требует дополнительного анализа.

Численное исследование данной зависимости выполнено при изменении давления пара в пределах ($1,5 \text{ МПа} < P < 6 \text{ МПа}$), при фиксированном значении диаметра барабана ПК ($D_b=1000\text{мм}$), взятого в качестве примера и характерного для котлов малой и средней производительности. Диаметры водяных коллекторов и экранных труб испарительного пучка ($25 \text{ мм} < D < 60 \text{ мм}$) принимались неизменными в зависимости от давлений.

Расчет прироста массы, зависящей от площади сечения барабанов и экранных труб ($S_b, \text{ мм}$), выполнен по соотношениям, указанным в формулах (4)-(7):

$$hb = \frac{P \cdot (D_b - 1,9) + 2 \cdot 147 \cdot 1,9}{P + 2 \cdot 147}, \quad (4)$$

$$S_b = (D_b^2 - (D_b - 2 \cdot hb)^2) \cdot \pi \cdot \frac{1}{4}, \quad (5)$$

$$M_b = S_b \cdot \rho, \quad (6)$$

$$\delta 1 = 1 + \sum \frac{M_{b_{i+1}} - M_{b_i}}{M_{b_i}}, \quad (7)$$

- где hb - толщина стенок барабанов, коллекторов и экранных труб парового котла, мм;
 $\delta 1$ – относительный прирост массы металла, работающего под давлением в паровом котле;
 D_b - диаметра барабана котла, мм;
 S_b – площадь сечения барабана (экранных труб), мм;
 ρ - плотность материала труб, кг/м³;
 M_b – удельная масса металла элемента, работающего под давлением, кг/м.

По результатам расчета получены графическая (рис. 3) и табличная (табл. 2) формы зависимости прироста массы стенок барабанов, коллекторов и экранных труб парового котла от давления.

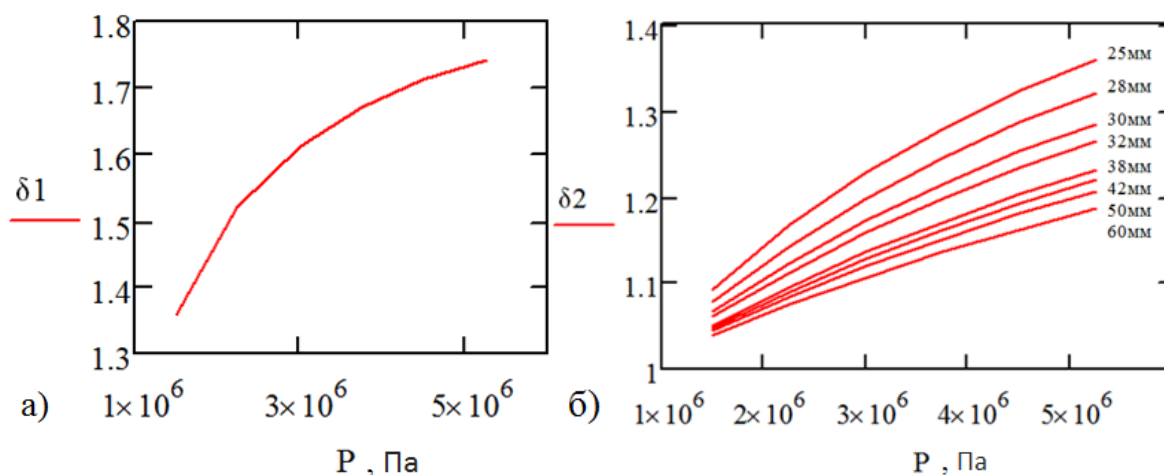


Рисунок 3- Зависимость прироста массы ПК от давления:
 а) - массы барабана; б) - коллекторов и экранных труб

Таблица 2 – Табличная форма зависимости прироста массы барабана,коллекторов и экранных труб ПК от давления

| | | | | | | | | |
|-----------------|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| а) | $P, \text{ МПа}$ | 1,5 | 2,25 | 3 | 3,75 | 4,5 | 5,25 | 6 |
| | δl | 1 | 1,357 | 1,521 | 1,614 | 1,673 | 1,712 | 1,741 |
| б) | $P, \text{ МПа}$ | 1,5 | 2,25 | 3 | 3,75 | 4,5 | 5,25 | 6 |
| | $\delta 2: D=25\text{мм}$ | 1 | 1,039 | 1,074 | 1,107 | 1,136 | 1,162 | 1,187 |
| | $D=28\text{мм}$ | 1 | 1,044 | 1,084 | 1,119 | 1,151 | 1,18 | 1,207 |
| | $D=30\text{мм}$ | 1 | 1,047 | 1,089 | 1,127 | 1,161 | 1,191 | 1,219 |
| | $D=32\text{мм}$ | 1 | 1,051 | 1,095 | 1,135 | 1,17 | 1,202 | 1,231 |
| | $D=38\text{мм}$ | 1 | 1,06 | 1,112 | 1,157 | 1,197 | 1,233 | 1,264 |
| | $D=42\text{мм}$ | 1 | 1,066 | 1,123 | 1,171 | 1,214 | 1,251 | 1,284 |
| | $D=50\text{мм}$ | 1 | 1,078 | 1,143 | 1,198 | 1,245 | 1,285 | 1,321 |
| $D=60\text{мм}$ | 1 | 1,091 | 1,165 | 1,227 | 1,278 | 1,322 | 1,36 | |

Выпуклая форма графиков на рис. 3 позволяет обоснованно полагать, что при повышении давления удельный прирост массы барабанов, коллекторов и экранных труб уменьшается, а следовательно, уменьшается и удельный прирост массы котла в целом. Это означает, что паровой котел обладает тем меньшей металлоемкостью, чем выше его установленное рабочее давление.

По этой причине для котлов малой и средней производительности стандартный диапазон давлений имеет относительно малый шаг для малых давлений, т. е. там, где влияние давления на КПД существенно, и большой там, где влияние давления на КПД становится менее значимым по сравнению с температурой. Вместе с тем в области малых давлений относительно невелико влияние температуры на КПД, в связи с чем непринципиально ее нормирование для серийно выпускаемых котлов, а в области высоких давлений значение температур перегретого пара стандартизуется, поскольку влияние температуры на энтальпию становится более существенным по сравнению с давлением.

Возможность влияния на энтальпию пара давлением ограничено в ПК конкретными типами конструктивными и прочностными характеристиками, в связи с чем изменение рабочего давления связано с необходимостью выбора нового типа котла, что не всегда возможно или целесообразно.

При анализе влияния температуры на термический КПД следует учитывать практически и теоретически максимально достижимую температуру перегрева пара в пароперегревателе ПК. Это означает, что необходимо установить факторы, влияющие на температуру перегрева и степень их влияния.

Важность данного обстоятельства обусловлена прямой зависимостью от температуры начальных параметров пара перед турбиной. В серийных котлах ограничение температуры перегретого пара явно выражено в зависимости от давления [4].

В этом направлении проведено локальное исследование в форме численного моделирования, позволяющее установить зависимость предельно достижимой температуры перегретого пара (по температуре газов на выходе из топки) от рабочего давления на примере типового барабанного ПК с естественной циркуляцией производительностью 20 т/ч, работающего на природном газе.

Численное исследование выполнено при изменении давления пара в пределах ($1,5 \text{ МПа} < P < 6 \text{ МПа}$), расходе газа ($G_{\text{г}} = 0,338 \text{ м}^3/\text{с}$) и воздуха ($G_{\text{в}} = 3,193 \text{ м}^3/\text{с}$), плотности топлива ($\rho_{\text{т}} = 0,74 \text{ кг}/\text{м}^3$), начальной удельной энтальпии продуктов горения ($I_{0\text{пр}} = 234,602 \text{ кВт}$) и теплоте сгорания ($Q_{\text{н}_c} = 35,88 \text{ МДж}/\text{м}^3$), а также при энтальпии котловой воды в состоянии насыщения ($I_{\text{нас}}$, $\text{кДж}/\text{м}^3$), питательной воды на входе в котел ($I_{\text{в}}$, $\text{кДж}/\text{м}^3$) и после водяного экономайзера ($I_{\text{вэ}}$, $\text{кДж}/\text{м}^3$), соответствующих параметрам циклов (рис. 1 а, б, в), по формулам(8)-(11) с учетом принятых обозначений. Коэффициенты в формуле (11) получены интерполяционным методом на основе табличных соотношений температуры и энтальпии продуктов горения:

$$Q_T = I_{\text{пр}} + G_T \cdot Q_{H_c}, \quad (8)$$

$$Q_{\text{ис}} = Q_T \cdot \frac{I_{\text{нас}} - I_{\text{вэ}}}{I_{\text{нас}} - I_{\text{пв}}}, \quad (9)$$

$$I_{\text{вых}} = \frac{Q_T - Q_{\text{ис}}}{G_T + G_B}, \quad (10)$$

$$T_{\text{вых}} = \frac{I_{\text{вых}} \cdot \frac{G_T + G_B}{G_T} \cdot \rho_T + 6,941 \cdot 10^3}{18,58}. \quad (11)$$

По результатам расчета получены графическая (рис. 4) и табличная (табл. 3) формы зависимости температуры на выходе из топки ПК от рабочего давления.

Таблица 3 – Табличная форма зависимости предельно достижимой температуры газов на выходе из топки барабанного котла от рабочего давления в котле

| $P, \text{ МПа}$ | 1,5 | 2,25 | 3 | 3,75 | 4,5 | 5,25 | 6 |
|--|-------|-------|-----|-------|-------|-------|-------|
| $T_{\text{вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$ | 468,6 | 541,9 | 600 | 649,6 | 693,7 | 734,1 | 771,9 |

Полученные данные свидетельствуют о том, что при расчетных температурах продуктов горения на выходе из топки, с учетом реальных значений температурного напора теплопередачи в ширмовом пароперегревателе (200-250°C), температура перегретого пара для ПК с рабочим давлением ниже 5,25 МПа теоретически не сможет превышать 450°C. Эксплуатационные значения рабочих давлений серийно выпускаемых котлов малой и средней производительности находятся в пределах от 1,5 до 3,75 МПа, а значит, максимальные степени перегрева в таких котлах не могут превысить значений 250- 400°C.

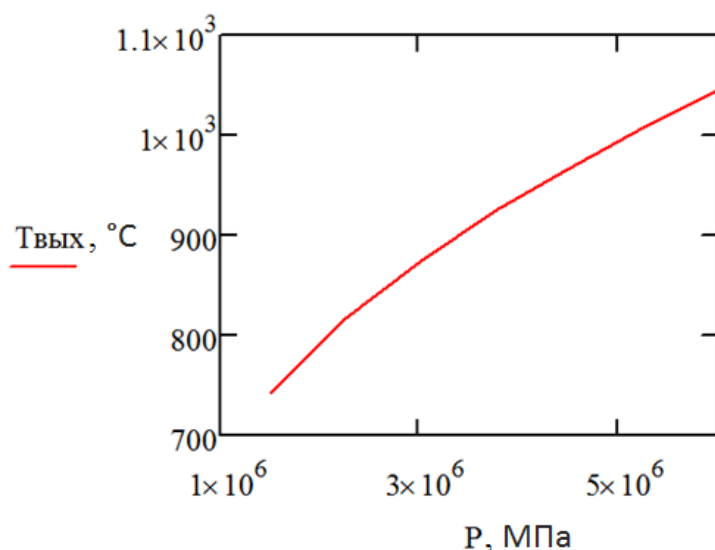


Рисунок 4- Зависимость температуры на выходе из топки от рабочего давления ПК

Вместе с тем температура пара может регулироваться в широком диапазоне без учета физических ограничений по условиям теплообмена в котле только за пределами ПК во внешнем устройстве.

Одним из наиболее эффективных путей решения подобной задачи может стать перегрев пара во внешнем центральном водородно-кислородном пароперегревателе (ПП), эскизы прототипа ПП представлены на рис.5.

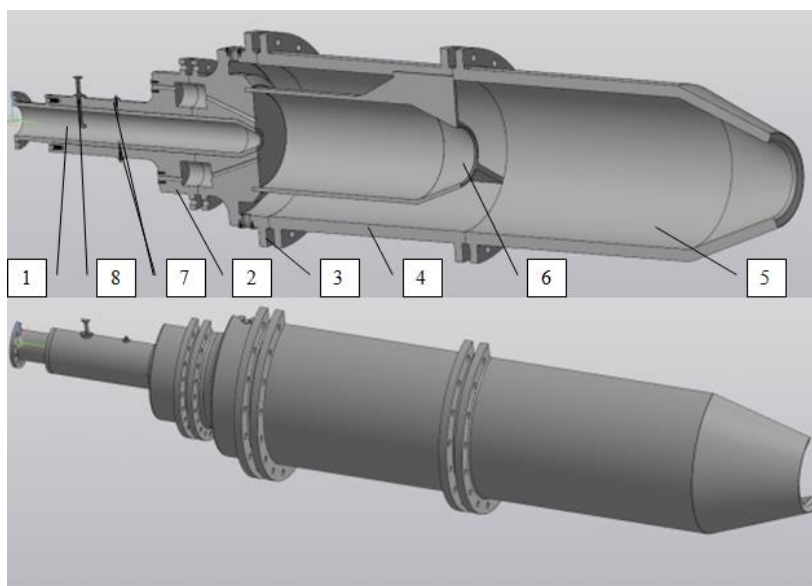


Рисунок 5 – Эскиз водородно-кислородного пароперегревателя:
 1 - камера смешения первичного пара и окислителя;
 2 - камера подачи горючего; 3 – камера подачи первичного пара;
 4 – корпус камеры сгорания; 5 – камера смешения первичного и вторичного пара;
 6 – камера сгорания; 7 – запальные свечи; 8 – распылитель окислителя

Работает ПП по следующему принципу. Из паропровода первичный пар поступает в камеру смешения (1), куда направляется окислитель из распылителя (8) для смешения с первичным паром, после чего смесь инициируется электрическим зарядом на запальной свече (7). Горючее из магистрали попадает в камеру подачи (2), а из неё через отверстия – в камеру смешения (6), где воспламеняется с инициированным окислителем, образуя окислительный запальный факел. Первичный пар из паропровода подается в камеру подачи пара (3), из неё – в корпус камеры сгорания (4), где происходит его частичный нагрев, после чего вместе с образующимся высокотемпературным водяным паром, истекающим из промежуточного сопла, попадает в камеру смешения (5). Температура в камере сгорания составляет 3600 К, в камере смешения, как правило, – от 400 до 900 К при давлении от 1 до 6 МПа.

На рис.6 представлена структурная схема ТЭУ на базе ПТУ с внешним пароперегревателем.

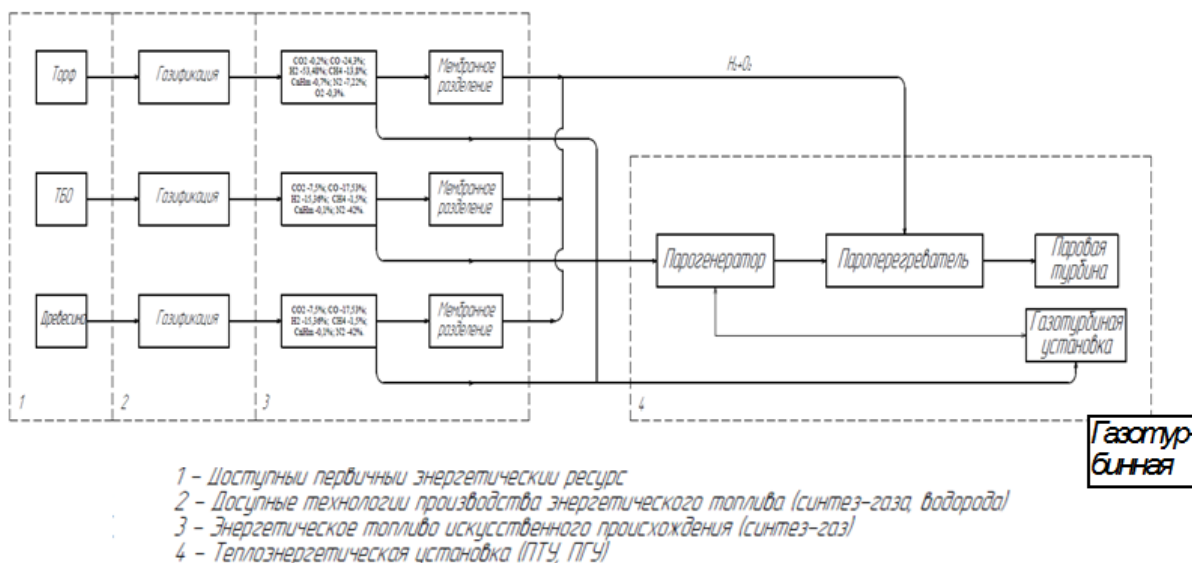


Рисунок 6 – Структурная схема ТЭУ с ПТУ и внешним пароперегревателем

Подобная компоновочная схема позволяет доводить начальную температуру пара до максимально допустимой для работы паровой турбины (550-600°C), что, в свою очередь, обеспечивает значительный прирост термического КПД паротурбинной установки.

По нашему мнению, интегрирование выносного пароперегревателя в технологическую схему паротурбинной установки позволит эффективно использовать серийные котлы малого и среднего давления в роли энергетических котлов в ТЭУ (как ПТУ, так и ПГУ) малой мощности, обладающих высокой топливной экономичностью и маневренностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Схема и программа перспективного развития электроэнергетики Калининградской области на 2019-2023 года. – Москва: АО «Научно-технический центр единой энергетической системы», 2018. – 282 с.

2. Муниципальная программа «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности муниципального образования «Полесский муниципальный район» на 2010 – 2020 годы». - Полесск, 2010. – 122 с.

3. Селин В.В. Теоретические и прикладные аспекты распределенной энергетики Калининградской области на базе местных и возобновляемых топливно-энергетических ресурсов. Примеры разработки инновационных теплоэнергетических технологий и установок / С.В. Юрков, Е.А. Беркова// Балтийский морской форум: VI Международный Балтийский морской форум: материалы(3-6 сент. 2018 г.) [Электронный ресурс]: в 6-ти т. – Т. 2. «Морская техника и технологии. Безопасность морской индустрии», VI Международная научная конференция. – Электрон. Дан. – Калининград: Изд-воБГАРФФГБОУВО «КГТУ», 2018. – С. 331-344.

4. Справочник по котельным установкам малой производительности/К. Ф. Роддатис, А. Н.Полтарецкий; под ред. К. Ф. Роддатиса. - Москва: Энергоатомиздат, 1989.- 488 с.

OPTIMIZATION OF THE PARAMETERS OF THE CYCLE OF A SMALL POWER TURBOCHARGER INSTALLATION WITH AN EXTERNAL OVERHEATING OF STEAM

N.S. Pichugin, student,

e-mail: ni-kitty@bk.ru

S.V. Yurkov, Associate Professor,

e-mail: sergej.yurkov@klgtu.ru

Kaliningrad State Technical University

The possibility of using mass-produced small and medium pressure boilers as power boilers as part of a low-power steam turbine heat and thermal power plant (TPP) when an external superheater is included in the TPP thermal circuit is considered. The analysis of the influence of temperature and pressure on the thermal coefficient of performance (COP) of the cycle as a whole. The influence of the working pressure of a steam boiler on its weight and size characteristics is investigated. The factors determining the attainable temperature of steam overheating in the boiler and the degree of their influence are determined.

external steam superheater, temperature, pressure, mass, thermal efficiency