

Efficiency Growth of Interaction of Combined-cycle Cogeneration Plant with the Heat Supply System

Denysova Alla, Mazurenko A.S., Denysova Anastasiia
Odessa National Polytechnic University
Odessa, Ukraine

Abstract. Energy efficiency of modern technologies of the combined production of heat and electricity and ways of energy saving on base of recycling secondary energy sources has been estimated. It is shown that the most effective for cogeneration are combined-cycle plants. The rational scheme of interaction of combined-cycle cogeneration plant with heat supply system has been offered. Theoretical bases of interaction of main installation with a contour of heat and hot water supply system has been developed. Numerical modeling of temperature parameters and the analysis of results of numerical modeling has been executed. The technology of increase of energy efficiency of installations on base of recycling heat is offered. Increase of effectiveness of system is achieved due to full use of heat and reduction of losses to environment. It is established, that the rational scheme of interaction of combined-cycle cogeneration plant with heat supply system allows increasing energy efficiency on 2 % that corresponds to economy of fuel 3 %.

Keywords: combined-cycle plant, cogeneration, heat supply system, efficiency, energy saving

Majorarea eficienței interacțiunii instalațiilor de cogenerare cu sistemul de furnizare a căldurii

Denisova A. E., Mazurenko A.S., Denisova A. S.
Universitatea Națională Politehnică din Odesa
Or. Odesa, Ucraina

Rezumat. Pierderile semnificative de căldură în sistemele centralizate de încălzire și furnizare a apei calde la transportarea agenților termici determină necesitatea decentralizării instalațiilor de generare a energiei termice. În lucrare se demonstrează, că cea mai mare atenție trebuie acordată instalațiilor cu uzfe și abur utilizate la producerea simultană a căldurii și energiei electrice. S-au argumentat modalități de sporire a eficienței instalațiilor de cogenerare cu diferită putere cu ciclul combinat ca urmare a utilizării căldurii sistemelor de încălzire prin montarea schimbătoarelor recuperative de căldură în circuitele retur, ceea ce asigură diminuarea pierderilor de căldură în mediul înconjurător. Soluția propusă de realizare a interacțiunii raționale cu sistemul de încălzire și furnizare a apei calde permite sporirea eficienței termice a instalației de cogenerare cu 2%, ceea ce este echivalent cu economisirea a 3% de combustibil ca urmare a utilizării mai complete a energiei aburului, care este utilizat la producerea căldurii pentru sistemul de încălzire.

Cuvinte-cheie: instalație cu gaze și abur, cogenerarea, sistem de încălzire, eficiență, economisire a energiei.

Повышение эффективности взаимодействия парогазовых когенерационных установок с системой теплоснабжения

Денисова А.Е., Мазуренко А.С., Денисова А.С.
Одесский национальный политехнический университет
Одесса, Украина

Аннотация. Значительные потери теплоты в централизованных системах отопления и горячего водоснабжения при транспортировке теплоносителей, приводят к необходимости децентрализации теплогенерирующих установок. Показано, что наибольшее внимание заслуживают парогазовые установки для комбинированной выработки теплоты и электроэнергии. Обоснованы пути повышения эффективности когенерационных установок различной мощности на базе ПГУ за счет утилизации теплоты системы отопления за счет установки recuperативных теплообменников на обратных линиях системы отопления после отопительных приборов, которые подключены к сети горячего водоснабжения, что позволяет снизить потери теплоты в окружающую среду. Предложенная система рационального взаимодействия энергоустановки с системой отопления и горячего водоснабжения, которая позволяет позволяет увеличить тепловую эффективность когенерационной установки на 2 %, что соответствует экономии топлива 3 % за счет более полного использования тепловой энергии пара, который направляется в качестве отбора на теплофикацию.

Ключевые слова: парогазовая установка, когенерация, система теплоснабжения, эффективность, энергосбережение.

Введение

В связи с устойчивой тенденцией повы-

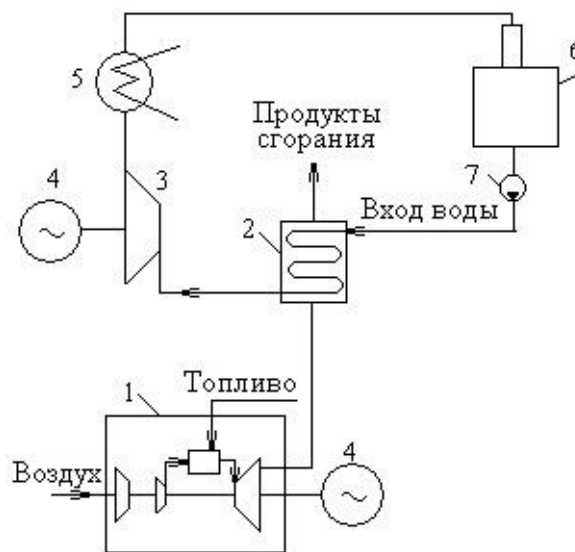
шения цен на все виды топлива для энергетических установок актуальной задачей является повышение тепловой эффективности

ТЭЦ и снижение потерь тепловой энергии в системах отопления (СО) и горячего водоснабжения (ГВ). Значительные потери теплоты в системах отопления и горячего водоснабжения при транспортировке теплоносителей и высокая их стоимость приводит к необходимости децентрализации теплогенерирующих установок путем их районирования с одновременным снижением единичной мощности. При этом наибольшее внимание заслуживают парогазовые установки (ПГУ) с комбинированной выработкой теплоты, холода и электроэнергии [1]. Однако уменьшение единичной мощности до определенных пределов приводит к увеличению удельных капитальных затрат на единицу установленной мощности [2, 3].

Экономическое возрождение Украины невозможно без надежного энергоснабжения. При восстановлении отечественного производства наряду с современными проблемами – оплатой за топливо и эксплуатационными затратами, актуальной является проблема собственных генерирующих мощностей. Важным направлением преодоления кризисной ситуации является мобилизация ресурсов каждого региона Украины, крупных предприятий и инвесторов для строительства парогазовых энергоблоков мощностью 100...400 МВт, которые способны обеспечить КПД при выработке электроэнергии более 50 % в когенерационных схемах, что обеспечит конкурентоспособность производимой продукции на энергетическом рынке [4, 5].

1. Традиционная ПГУ, обоснование необходимости ее совершенствования

Традиционная ПГУ для совместного производства электрической и тепловой энергии (рис. 1) содержит газотурбинную установку (ГТУ), являющуюся приводом электрогенератора (ЭГ), котел-утилизатор (КУ), установленный на выходе ГТУ по ходу отработавших газов. КУ имеет два контура циркуляции воды, расположенные последовательно по ходу отработанных газов, с целью подогрева воды в теплообменниках, парогенератор (ПГ) и контактный конденсатор (К) для удаления воды из отработанных газов. Контур циркуляции воды подключены к теплообменникам СО и ГВ, соответственно [6].



1 – ГТ; 2 – КУ; 3 – ПТ; 4 – ЭГ;

5 – К; 6 – емкость для воды; 7 – насос

Рис.1. ПГУ с теплоутилизационным контуром

Недостатком энергоустановки является низкая эффективность использования КУ из-за большого гидравлического сопротивления контактного конденсатора, что приводит к снижению полезной мощности ГТУ. А большой расход электроэнергии на привод насоса рециркуляции конденсата и вентиляторов воздушного охлаждения потока конденсата в теплообменнике еще больше снижают полезную мощность традиционной когенерационной установки.

Целью работы является совершенствование схемных решений когенерационных установок на базе ПГУ, что позволит достичь повышения их тепловой эффективности.

2. Рациональная схема ТЭЦ на базе ПГУ с утилизацией теплоты системы отопления и горячего водоснабжения

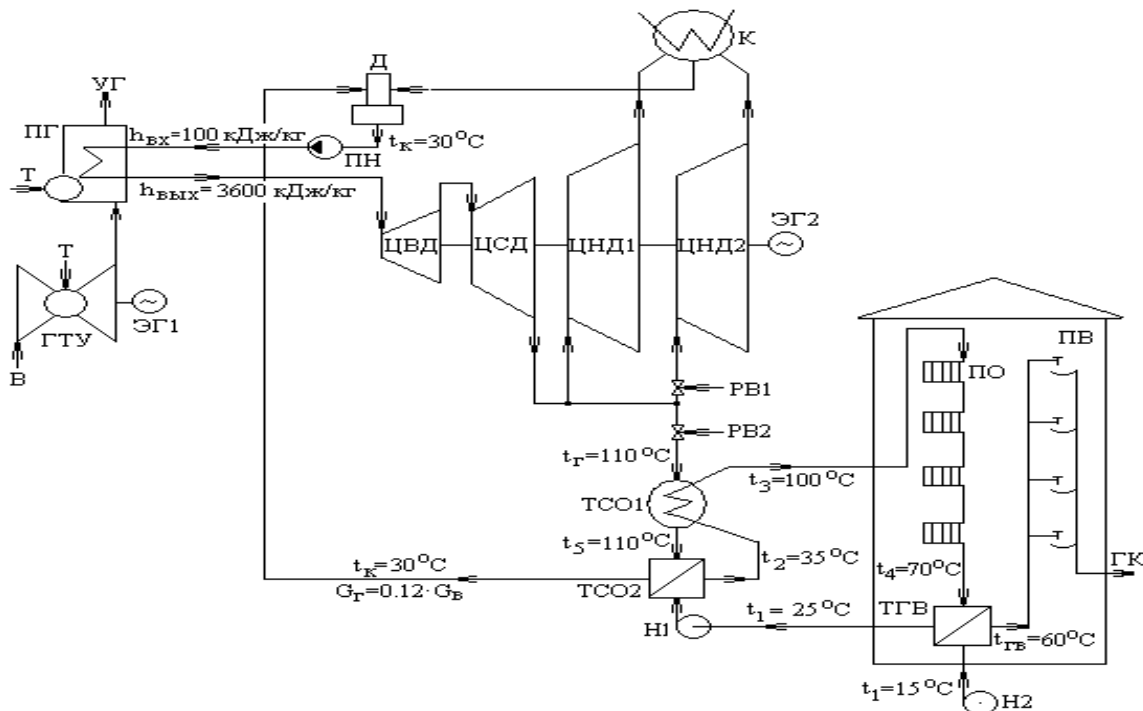
Повышение тепловой эффективности ТЭЦ различной мощности за счет утилизации теплоты системы отопления возможно при установке на обратных линиях СО после отопительных приборов, рекуперативных теплообменников, которые подключены к сети ГВ, что позволяет снизить потери теплоты в окружающую среду. Такое решение направлено на рациональное взаимодействие ПГУ с СО и ГВ.

На рис. 2 представлена схема ТЭЦ на базе ПГУ, вырабатывающей электроэнергию и

теплоту для СО и ГВ, в которой ГТУ служит приводом первого электрогенератора ЭГ1 и газогенератором для паротурбинной установки (ПТУ), включающей ПГ, паровую турбину (ПТ) с цилиндрами высокого, среднего и низкого давлений (ЦВД, ЦСД и ЦНД), второй электрогенератор ЭГ2, конденсатор (К), деаэратор (Д), питательный насос (ПН), регулирующие вентили (РВ1, РВ2), а также два теплообменника системы отопления (ТСО1, ТСО2) и теплообменник системы горячего водоснабжения (ТГВ), а также насосы Н1 и Н2 для СО и ГВ.

Особенностью предлагаемой нами рациональной схемы ТЭЦ является применение теплообменника системы горячего водоснабжения, установленного на обратной линии системы отопления.

Для обеспечения увеличения тепловой эффективности такой схемы необходимо принимать водяные эквиваленты потоков греющего пара $C_r = c_p \cdot G_r$ и нагреваемой воды $C_b = c_p \cdot G_b$ из условий минимального уровня температуры питательной воды на входе в ПГ для более полного использования теплоты уходящих газов ПГ [7, 8].



ГТУ – газотурбинная установка; В – воздух; Т – топливо; ПГ – парогенератор; ЭГ – электрогенератор; ЦВД, ЦСД, ЦНД1, ЦНД2 – цилиндры паровой турбины (высокого, среднего и низкого давлений); К – конденсатор; Д – деаэратор; ПН – питательный насос; РВ1, РВ2 – регулирующие вентили; ТСО1, ТСО2 – теплообменники пар-жидкость и жидкость-жидкость системы отопления; ТГВ – теплообменник системы горячего водоснабжения; ПО – приборы отопления; ПВ – приборы водоснабжения; Н1, Н2 – насосы системы отопления и горячего водоснабжения; ГК – городская канализация

Рис. 1. Схема ТЭЦ с утилизацией теплоты системы отопления

3. Численное моделирование процессов взаимодействия рациональной ТЭЦ с системой отопления и горячего водоснабжения, анализ результатов расчета

Уравнение теплового баланса для ТСО1 и ТСО2 со стороны потока греющего пара Q_r и со стороны теплоносителя системы отопления Q_b имеет вид [9]:

$$Q_r = Q_b, \quad (1)$$

или

$$G_r (r_r + c_p \cdot \Delta t_r) = G_b \cdot \left(c_{p(e1)} \cdot \Delta t_{(e1)} + c_{p(e2)} \cdot \Delta t_{(e2)} \right),$$

где G_{Γ}, G_B – расходы греющего пара и воды системы отопления, соответственно, кг/с;

r_{Γ} – удельная теплота парообразования греющего пара для ТСО1, кДж/(кг·К);

$c_{p(в1)}, c_{p(в2)}$ – теплоемкость воды в теплообменниках ТСО1 и ТСО2, соответственно, кДж/(кг·К);

$\Delta t_{(в1)}, \Delta t_{(в2)}$ – нагрев воды в теплообменниках ТСО1 и ТСО2 системы отопления, соответственно, К.

Соотношение между массовыми расходами греющего пара и воды в системе отопления можно найти по тепловому балансу теплообменника ТСО1:

$$G_{\Gamma} \cdot r_{\Gamma} = G_B \left(c_{p(в1)} \cdot \Delta t_{(в1)} \right), \quad (2)$$

откуда

$$G_{\Gamma} / G_B = c_{p(в1)} \cdot \Delta t_{(в1)} / r_{\Gamma} = 4,19 \cdot 65 / 2234 = 0,12$$

,
или

$$G_{\Gamma} = 0,12 \cdot G_B \quad (3)$$

где G_{Γ}, G_B – расходы греющего пара и воды в системе отопления, соответственно, кг/с;

$$r_{\Gamma} = 2234 \text{ кДж} / \text{кг} \text{ при } t = 110^{\circ} \text{C};$$

$$c_{p(в1)} = 4,19 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K}) \text{ при } t = 70^{\circ} \text{C};$$

$$\Delta t_{(в1)} = t_3 - t_2 = 100 - 35 = 65^{\circ} \text{C}.$$

Величины температур $t_3 = 100^{\circ} \text{C}$ и $t_2 = 35^{\circ} \text{C}$ соответствуют условиям работы приборов отопления (ПО) и теплообменника ТГВ.

Величину подогрева $\Delta t_{(в2)}$ воды в ТСО2 можно определить из теплового баланса теплообменника ТСО2:

$$G_5 \cdot c_p \cdot \Delta t_{\Gamma} = G_B \cdot c_{p(в2)} \cdot \Delta t_{(в2)}, \quad (4)$$

где $G_5 = G_{\Gamma}$;

$$c_p = 4,19 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K}) \text{ при } t = 70^{\circ} \text{C};$$

$$\Delta t_{\Gamma} = t_5 - t_K = 110 - 30 = 80^{\circ} \text{C};$$

t_5, t_K – температуры греющего пара и конденсата для ТСО2;

$$c_{p(в2)} = 4,18 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K}) \text{ при } t = 30^{\circ} \text{C}.$$

Тогда

$$\Delta t_{(в2)} = G_{\Gamma} \cdot c_p \cdot \Delta t_{\Gamma} / G_B \cdot c_{p(в2)} =,$$

$$= 0,12 \cdot 4,19 \cdot 80 / 4,18 = 10^{\circ} \text{C}. \quad (5)$$

Температура воды на входе в ТСО2 составляет:

$$t_1 = t_2 - \Delta t_{(в2)} = 35 - 10 = 25^{\circ} \text{C}, \quad (6)$$

что является допустимым для ТГВ, где температура исходной воды на входе обычно соответствует 10...20 °С в зависимости от сезона.

Определим соотношение между массовым расходом греющего пара G_{Γ} и общим расходом пара $G_{\text{ПГ}}$ из ПГ.

Для упрощения расчетов, примем $N_{\text{ЭЛ2}} = Q_{\Gamma}$, т.е., для нашего случая, электрическая мощность ЭГ2 численно равна тепловой мощности системы отопления.

Определим соотношение между массовым расходом греющего пара G_{Γ} и общим расходом пара $G_{\text{ПГ}}$ из ПГ.

Тогда электрическая мощность паротурбинного блока равна:

$$N_{\text{ЭЛ2}} = \eta_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{ПГ}} \left[\left((G_{\text{ПГ}} - G_{\Gamma}) / G_{\text{ПГ}} \right) \cdot (\Delta h_3 / \Delta h) \right] + \left[(\Delta h_1 + \Delta h_2) / \Delta h \right] \quad (7)$$

с учетом того, что

$$Dh = Dh_1 + Dh_2 + Dh_3; Dh_1 = Dh_2 = Dh_3$$

получаем:

$$\begin{aligned} N_{\text{ЭЛ2}} &= \eta_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{ПГ}} \left[\left((G_{\text{ПГ}} - G_{\Gamma}) / 3 \cdot G_{\text{ПГ}} \right) + (2/3) \right] = \\ &= \eta_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{ПГ}} \left[\left((3 \cdot G_{\text{ПГ}} - G_{\Gamma}) / 3 \cdot G_{\text{ПГ}} \right) \right] = \\ &= \eta_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{ПГ}} \left[1 - (G_{\Gamma} / 3 \cdot G_{\text{ПГ}}) \right], \end{aligned} \quad (8)$$

где $\eta_{\text{ц}} = 0,45$ – КПД паротурбинной установки;

$Q_{\text{ПГ}}$ – тепловая мощность ПГ, кВт;

$G_{\text{ПГ}}$ – общий расход пара $G_{\text{ПГ}}$ из ПГ, кг/с;

$\Delta h, \Delta h_1, \Delta h_2, \Delta h_3$ – располагаемый перепад энтальпий на турбину в цилиндрах ЦВД, ЦСД, ЦНД, соответственно.

С учетом выражений (1), (2), (8) следует:

$$G_{\Gamma} (r_{\Gamma} + c_p \cdot \Delta t_{\Gamma}) = \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{м2}} \cdot G_{\text{ПГ}} \cdot (h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}) \cdot \left[1 - (G_{\Gamma} / 3 \cdot G_{\text{ПГ}}) \right], \quad (9)$$

где $\eta_{\text{пг}} = 0,95$ – КПД парогенератора;

$h_{\text{вых}}$ и $h_{\text{вх}}$ – энтальпия пара на выходе из ПГ и энтальпия питательной воды на входе ПГ, соответственно.

Для нашего случая:

$$h_{\text{вых}} = 3600 \text{ кДж/кг}; h_{\text{вх}} = 100 \text{ кДж/кг}$$

$$G_{\text{ПГ}} = G_{\text{Г}} \left\{ \left[(r_{\text{Г}} + c_p \cdot \Delta t_{\text{Г}}) \right] / \left[(h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}) \eta_{\text{пг}} \cdot \eta_{\text{нз}} \right] + 1/3 \right\}$$

После подстановки числовых значений:

$$G_{\text{ПГ}} = G_{\text{Г}} \left\{ \left[(2234 + 4,19 \cdot 80) \right] / \left[(3600 - 100) \cdot 0,45 \cdot 0,95 \right] + 1/3 \right\} = 2,04 G_{\text{Г}},$$

или $G_{\text{Г}} = 0,49 \cdot G_{\text{ПГ}}$.

Температура питательной воды на входе в ПГ без использования ТСО2 ($t_{\text{к}}^{\text{без ТСО2}}$), что характерно для обычных схем ТЭЦ равна:

$$t_{\text{к}}^{\text{без ТСО2}} = t_{\text{к}} [1 - (G_{\text{Г}} / G_{\text{ПГ}})] + t_{\text{к}}^0 \cdot (G_{\text{Г}} / G_{\text{ПГ}}) = t_{\text{к}} (1 - 0,49) + t_{\text{к}}^0 \cdot 0,49 = 69^{\circ} \text{C}$$

где $t_{\text{к}}$ – температура конденсации пара после ЦНД ($t_{\text{к}} = 30^{\circ} \text{C}$);

$t_{\text{к}}^0$ – температура конденсации пара после ЦСД, соответствующая температуре греющего пара в схеме обычной ТЭЦ ($t_{\text{к}}^0 = 110^{\circ} \text{C}$);

Таким образом, превышение температуры питательной воды без использования ТСО2:

$$\Delta t_{\text{к}} = t_{\text{к}}^{\text{без ТСО2}} - t_{\text{к}} = 69 - 30 = 39^{\circ} \text{C},$$

что соответствует снижению КПД парогенератора на 2 % или перерасходу топлива на 3 %.

Кроме этого, утилизация теплоты обратной линии системы отопления позволяет получить дополнительную тепловую энергию для системы ГВ мощностью:

$$Q_{\text{ГВ}} = (t_4 - t_1) c_p \cdot G_{\text{ГВ}},$$

где $G_{\text{ГВ}} = G_{\text{Г}} / 0,12$.

При тепловой мощности системы отопления $Q_{\text{Г}} = 500 \text{ МВт}$ расход греющего пара составляет:

$$G_{\text{Г}} = Q_{\text{Г}} / (r_{\text{Г}} + c_p \cdot \Delta t_{\text{Г}}) = 500 \cdot 10^3 / [(2234 + 4,19 \cdot 80) \cdot 0,12] = 1621 \text{ кг/с}$$

тогда

$$Q_{\text{ГВ}} = (70 - 25) \cdot 4,19 \cdot 1621 = 305765,2 \text{ кВт}.$$

что составляет

$$Q_{\text{ГВ}} / Q_{\text{Г}} = 305765,2 / 500000 = 0,65$$

или 65 % от мощности греющего пара в системе отопления, что даже с избытком покрывает потребность в горячем водоснабжении для района, обслуживаемого рассматриваемой ТЭЦ.

Таким образом, использование ТСО2 позволяет увеличить тепловую эффективность энергоустановки на 2 %, что соответствует экономии топлива более 3 %. Кроме этого, утилизация теплоты обратной линии системы отопления позволяет реализовать систему ГВ тепловой мощностью, которая 65 % относительно тепловой мощности СО. При необходимости перераспределение тепловой мощности между СО и ГВ, регулирование можно осуществлять с помощью вентилях РВ1 и РВ2.

4. Реализация взаимодействия теплофикационной установки и системы теплоснабжения для энергосберегающих технологий

Практическую реализацию взаимодействия теплофикационной установки с системой отопления и горячего водоснабжения на основе энергосбережения рассмотрим на примере принципиальной схемы установки (рис. 2), которая содержит газотурбинную установку 1, что является поводом первого электрогенератора 2 и одновременно газогенератором для паротурбинной установки, содержащая парогенератор 3, трехцилиндровую паровую турбину 4, которая является поводом второго электрогенератора 5, а также конденсатор 6, деаэрактор 7, питательный насос 8, регулирующий вентиль 9, теплофикационные теплообменники 10 и 11, распределительные коллектора 12 и 13 на входе и выходе из тепловых пунктов (теплообменники теплопередающего и тепловоспринимающего контуров условно не показаны) [10, 11].

Для отапливаемого дома на схеме (рис. 3) показаны приборы отопления 14 и горячего водоснабжения 15, которые связаны между собой по линии теплоносителя через рекуперативный теплообменник 16, теплоизолированный аккумулятор 17 для горячей воды, циркуляционный насос 18 и напорный бак 19. При этом аккумулятор и напорный бак имеют дыхательные клапаны 20 и 21, соответственно, соединенные между собой линией перелива воды 22.

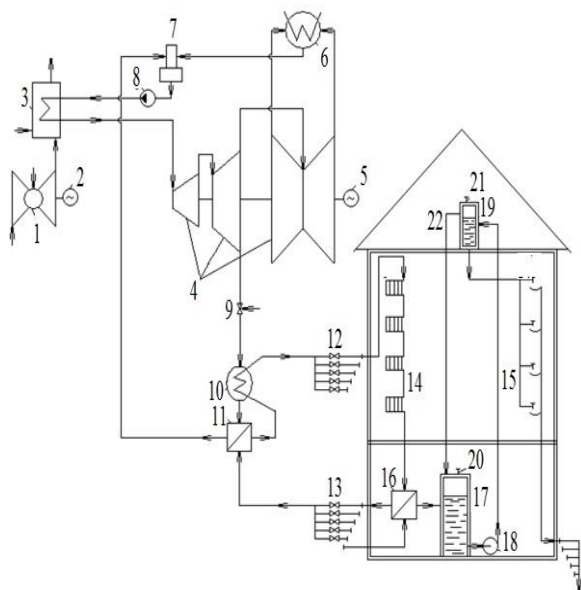


Рис. 2. Схема взаимодействия ГТЭС с системой отопления и горячего водоснабжения

Предложенная нами теплофикационная система работает следующим образом. Газотурбинная установка 1 в результате сгорания топлива в ее камере сгорания передает механическую энергию вращения через соединительный вал первому электрогенератору 2, который производит электрическую энергию.

Одновременно продукты сгорания с газотурбинной установки направляются в парогенератор 3, где происходит дожигание избыточного кислорода и генерация перегретого водяного пара, который направляется в паровую турбину 4, связанную с дополнительным электрогенератором 5.

Водяной пар, отработанный в паровой турбине, направляется в конденсатор 6, конденсат – в деаэрактор 7 для извлечения из него растворенного воздуха и далее с помощью питательного насоса 8 возвращается в парогенератор.

Из ЦСД паровой турбины отбирается часть водяного пара, который направляется через регулирующий вентиль 8 в теплофикационный теплообменник 10, где конденсируется с передачей теплоты конденсации воде, циркулирующей в сети отопления.

Конденсат из теплообменника 10 направляется в теплообменник 11, где охлаждается с передачей теплоты для предварительного нагрева воды в сети отопления. Из теплообменника 11 охлажденный конденсат направляется в деаэрактор для выведения из него растворенного воздуха и смешивается с конденсатом, который поступает из конденсатора 6.

Вода, подогретая в теплообменнике 10, направляется в коллектор 12, откуда распределяется по тепловым пунктам на отопительные приборы 14 системы отопления.

Из обратной линии отопительных приборов вода направляется в рекуперативный теплообменник 16, где охлаждается водой, подаваемой для целей горячего водоснабжения.

Подогретая вода для горячего водоснабжения направляется из рекуперативного теплообменника в теплоизолированный аккумулятор 17 через дыхательный клапан 20 и далее, с помощью циркуляционного насоса 18, в напорный бак 19, имеющий дыхательный клапан 21 и переливную трубу 22 для переливания избыточной воды в аккумулятор.

Емкость аккумулятора горячей воды выбирается с учетом условий компенсации неравномерности расхода горячей воды в дневное и ночное время.

Работа циркуляционного насоса может регулироваться в зависимости от уровня воды в напорном баке. Например, включение насоса происходит по сигналу от датчика верхнего уровня, а выключение – по сигналу от датчика нижнего уровня.

5. Сравнение эффективности предлагаемой системы с традиционной системой

Сравнение эффективности, предложенной нами рациональной теплофикационной системы с традиционной системой выполним с использованием расчетных схем (рис. 3 и 4),

на которых теплообменники тепловых пунктов условно не показаны, а место нахождения этих теплообменников – там, где показан разрыв.

Слева от места разрыва на рис. 3 и 4 находится теплоснабжающая контур, а справа – тепловоспринимающей контур.

Для удобства расчета примем мощность теплофикационного теплообменника 10 одинаковой для двух схем $Q_{10} = 500 \text{ МВт}$.

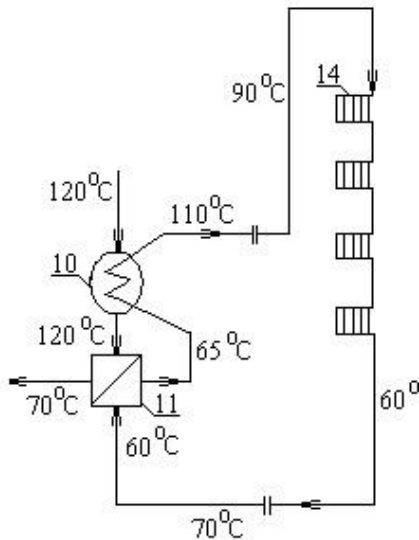


Рис. 3. Расчетная схема приборов отопления традиционной схемы

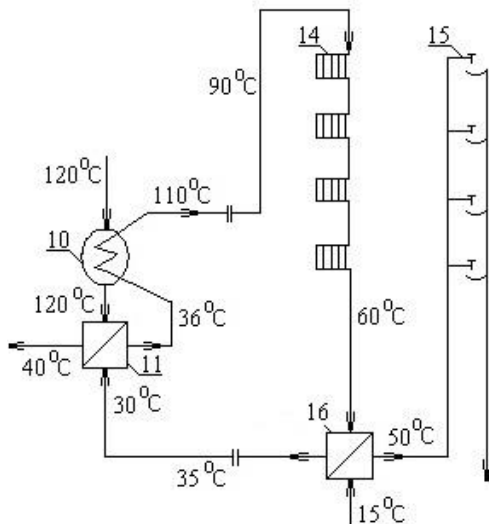


Рис. 4. Расчетная схема приборов отопления и горячего водоснабжения

Расход греющего пара составляет G_{II} :

$$G^{II} = Q_{10} / r = 226 \text{ кг/с},$$

где r – удельная теплота парообразования при температуре 120 °С, кДж/(кг·К).

Уравнение теплового баланса для теплообменников 10 и 11:

$$G^{II}(r + Dt_{11}^K \cdot c_p) = G^T(Dt_{10}^T + Dt_{11}^T)c_p,$$

где G^T – расход воды, нагреваемой в теплообменниках 10 и 11;

c_p – теплоемкость воды кДж/(кг·К);

$\Delta t_{10}^T, \Delta t_{11}^T$ – повышение температуры воды в теплообменниках 10 и 11, соответственно, К;

Δt_{11}^K – охлаждение конденсата водяного пара в теплообменнике 11, К.

Результаты расчета для традиционной схемы (рис. 3):

Пусть температура теплоносителя на входе в теплообменник 11 равна 60 °С (с учетом потерь теплоты в окружающую среду на обратной линии контура отопления, а также температурного напора в теплопередающих теплообменниках тепловых пунктов).

Примем:

– температуру конденсата на выходе из теплообменника 11 равной температуре воды на выходе из теплообменника 10, а именно, 110 °С;

– температуру воды на входе в приборы отопления равной 90 °С (с учетом потерь теплоты в окружающую среду в прямой линии контура отопления, а также с учетом температурного напора в тепловых пунктах).

Расход воды для традиционной установки:

$$G_1^T = G^{II}(r + Dt_{11}^K \cdot c_p) / (Dt_{10}^T + Dt_{11}^T)c_p = 2600 \text{ кг/с}$$

Тепловая мощность приборов отопления:

$$Q_1^T = G_1^T \cdot Dt_{14}^T \cdot c_p = 330 \text{ МВт}$$

Для предлагаемой нами рациональной схемы ТЭЦ примем (рис. 4):

– температуру теплоносителя на входе в теплообменник 11 равной 30 °С с учетом охлаждения теплоносителя в рекуперативном теплообменнике 16.

Тогда расход теплоносителя для предлагаемого нами технического решения будет:

$$G_2^T = G^{\Pi} [r + (Dt_{11}^K + Dt_{12}^K) \cdot c_p] / \\ (Dt_{10}^T + Dt_{11}^T + Dt_{12}^T) c_p = 1720 \text{ кг/с}$$

Тепловая мощность приборов отопления:

$$Q_2^T = G_2^T \cdot Dt_{14}^T \cdot c_p = 215 \text{ МВт.}$$

Тепловая мощность приборов горячего водоснабжения (при условии одинакового расхода воды на отопление и горячее водоснабжение):

$$Q_2^G = G_2^G \cdot Dt_{15}^T \cdot c_p = 250 \text{ МВт.}$$

Таким образом, суммарная тепловая мощность приборов отопления и горячего водоснабжения составляет:

$$Q_2^T + Q_2^G = 215 + 250 = 465 \text{ МВт,}$$

что в $(Q_2^T + Q_2^G) / Q_1^T = 1,4$ раз превышает тепловую мощность традиционной схемы ТЭЦ.

6. Выводы.

Предложенная нами схема взаимодействия ПГУ с системой отопления и горячего водоснабжения позволяет увеличить тепловую эффективность ТЭЦ на 2 %, что соответствует экономии топлива более 3 % за счет более полного использования тепловой энергии пара, который направляется в качестве отбора на теплофикацию. Повышение эффективности схемы, предложенной нами, достигается за счет более полного использования теплоты обратной линии теплоснабжения, что приводит к уменьшению потерь в окружающую среду, а также уменьшению температуры питательной воды на входе в экономайзер парогенератора и, соответственно, снижению температуры дымовых газов на выходе из парогенератора, что приводит к соответствующему увеличению КПД системы.

Литература (References)

- [1] Salamov A.A. Razvitie kombinirivannogo proizvodstva tepla i elektroenergii [Development of combined heat and power system]. Teploenergetika, 2003, no. 11, pp. 65 – 67. (In Russian)
- [2] Molodiuk V.V. Tekhniko-ekonomicheskii analiz effektivnosti ispolzovania razlichnykh tipov energeticheskikh ustanovok v sistemakh elektrosnabgenia [Technical and economic analysis of the efficiency of different types of power plants for power supply system]. Energeticheskoe stroitelstvo, 1995, no. 3, pp. 2–5.
- [3] Denisov V.I. . Tekhniko-ekonomicheskie raschetu v energetike. Metody ekonomicheskogo sravnenia variantov [Technical and economic calculations in the energy sector. Methods of economic comparison of options]. Moscow, 1985. 216 p.
- [4] Dikiy N.A. Дикий Н.А. Kombinirovannoe proizvodstvo energii dlia preodolenia krizica v energetike [Combined production of energy to overcome the crisis in the energy sector]. Ekotekhnologii i resursoberegenie, 2000, no. 1, pp. 13 – 17. (In Russian)
- [5] Plachkov I.V., Kulik M.M., Ginaylo V.O., Trofimenko Y.I. Povushenie effektivnosti sistem centralizovannogo teplosnabgenia s kombinirovannym proizvodstvom tepla i elektroenergii [Improving of the efficiency of district heating systems with combined heat and power supply] . Egergetika I elektrofikacia, 1999, no.4, pp. 1 – 8. (In Russian)
- [6] Khrilev. Teplofikacionnye sistemy [Cogeneration systems]. Moscow, 1988. 270 p.
- [7] Kreit F., Black Y. Крейт Ф., Блэк У. Osnovu teploperedachi [Fundamentals of heat transfer] . Moscow, 1983. 521 p.
- [8] Kies V.M., London A.L. Kompaktnye teploobmenniki [Compact heat exchangers]. Moscow, 1967. 224 p.
- [9] Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow, 1981. 416 p.
- [10] Denysova A.E., Mazurenko A.S., Kaminskiy A.V. Povushenie effektivnosti kombinirovannogo proizvodstva tepla i elektroenergii [Improving the efficiency of the combined production of heat and electricity]. Ekotekhnologii i resursoberegenie, 2005, no. 6, pp. 19 – 21. (In Russian)
- [11] Denysova A.E., Mazurenko A.S., Kaminskiy A.V. [About the effectiveness of combined production of energy]. Trudy Mezhdunarodnoy Konferencii «Energeticheskaja effektivnost 2005» [Proc. Int. Conf. “Energy effectiveness”], Odessa, 2005, pp. 49 – 53. (In Russian)

Сведения об авторах:



Денисова Алла Евсеевна. Доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий Одесского национального политехнического университета. Ее научные интересы включают генерация энергии с использованием возобновляемых источников энергии, интегрированные системы тепло-снабжения.
Email: alladenysova@gmail.com



Мазуренко Антон Станиславович. Доктор технических наук, профессор, кафедры тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий Одесского национального политехнического университета. His research interests includes distributed power generation and microgrid.
Email: antmaz46@gmail.com



Денисова Анастасия Сергеевна. Программист-бакалавр, кафедра тепловых электрических станций и энергосберегающих технологий Одесского национального политехнического университета. Ее научные интересы включают энергосберегающие технологии и энергоменеджмент. Email: didanzangelsita@gmail.com