

УДК 662.99

**Павловський Сергій Валерійович**, асистент кафедри Теплогазопостачання, вентиляції та використання теплових вторинних енергоресурсів Харківський національний технічний університет будівництва та архітектури, м. Харків, Україна. Вул. Сумська, 40, м. Харків, Україна, 61002. Тел. +38-057-7000-16-40. E-mail: [pavlovskiy\\_s@mail.ru](mailto:pavlovskiy_s@mail.ru)

### СИСТЕМА УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ КОТЕЛЬНИХ АГРЕГАТІВ

*Наведені результати аналізу вдосконаленої теплової схеми котельного агрегату з виробництвом електроенергії. Показана термодинамічна модель силового контура. Наводяться результати чисельних розрахунків потужності, що виробляється в системі утилізації теплоти. Розглянута залежність потужності, що виробляється від властивостей робочої речовини теплоутилізаційної установки.*

**Ключові слова:** утилізація теплоти, електрична потужність, робоча речовина, ефективність циклу.

**Павловский Сергей Валерьевич**, ассистент кафедры Теплогазоснабжения, вентиляции и использования тепловых вторичных энергоресурсов, Харьковский национальный технический университет строительства и архитектуры, г. Харьков, Украина. Ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002. Тел. +38-057-7000-16-40. E-mail: [pavlovskiy\\_s@mail.ru](mailto:pavlovskiy_s@mail.ru)

### СИСТЕМА УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОТЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

*Приведены результаты анализа усовершенствованной тепловой схемы котельного агрегата с производством электроэнергии. Показана термодинамическая модель силового контура. Приводятся результаты численных расчётов вырабатываемой мощности в системе утилизации теплоты. Рассмотрена зависимость вырабатываемой мощности от свойств рабочего вещества теплоутилизационной установки.*

**Ключевые слова:** утилизация теплоты, электрическая мощность, рабочее вещество, эффективность цикла.

**Pavlovskyy Sergii Valeriiovych**, Assistant Professor of the Department of Heat, Ventilation and Thermal Utilization of Waste Energy of Kharkiv National University of Building and Architecture, Kharkiv, Ukraine. 40, Sumska Str., Kharkiv, Ukraine, 61002. Tel. + 38-057-7000-16-40. E-mail: [pavlovskiy\\_s@mail.ru](mailto:pavlovskiy_s@mail.ru)

### HEAT RECOVERY SYSTEM OF FLUE GAS BOILER UNIT

*Listed the results of the analysis of improved thermal circuit of the boiler unit to produce electricity. Shown a thermodynamic model of the power circuit. Given the results of numerical calculations of produced power of system of heat recovery. Considered the dependence of power output on the properties of the working medium of heat recovery units.*

**Keywords:** heat recovery, electric power, working medium, efficiency of the cycle.

### Введение

Городские системы теплоснабжения являются одними из наиболее крупных потребителей энергии. ТЭЦ и крупные котельные агрегаты потребляют около 20 % топлива. Для получения теплоты низкого потенциала с температурой 95–100 °С используется высококачественное органическое топливо (природный газ) тепловая энергия которого используется недостаточно эффективно. В настоящее время одним из путей повышения эффективности котельных установок систем теплоснабжения является модернизация котельных установок в когенерационные энергетические агрегаты для выработки теплоты и электроэнергии. Использование новых технологий созданием мини-ТЭЦ позволяет повысить энергетическую эффективность источников теплоснабжения.

Использование энергетических установок с низкотемпературным циклом Ренкина (The Organic Rankine Cycle-ORC) обеспечивает глубокое охлаждение продуктов сгорания и конденсацию водяных паров. Установки находят широкое применение в качестве новых технологий утилизации сбросной теплоты различных процессов в промышленности и сельском хозяйстве. КПД энергетических утилизационных установок составляет 0,13–0,17. Реконструкция отопительных котельных в мини-ТЭЦ с использованием газотурбинных или

газопоршневых установок обеспечивает выработку на 1 МВт установленной электрической мощности 1,5–2 МВт теплоты. При этом снижаются затраты на потребление электроэнергии, повышается надёжность систем теплоснабжения, исключая аварийные остановки при сетевом электроснабжении.

Однако, в настоящее время практически отсутствуют единые положения об эффективности тепловых схем энергетических установок с утилизацией низкопотенциальной теплоты в температурном диапазоне уходящих газов до 180–220 °С, параметрах рабочего вещества установки.

### **Постановка проблемы**

В настоящее время разработано оборудование котельных агрегатов: водяные экономайзеры и подогреватели воздуха, поступающие в горелки. Использование систем утилизации обеспечивают повышение КПД котла на 3–5 %. Однако температура уходящих газов остаётся высокой и составляет 120–250 °С, что определяет тепловые потери – около 6–8 %. Если от применения водяных экономайзеров достигается положительный эффект, то использование подогревателей воздуха не обеспечивает значительного повышения КПД котла.

Наиболее перспективным направлением является комбинированное использование теплоты уходящих газов – для выработки электроэнергии и теплоты для подогрева воды системы горячего водоснабжения.

Необходимость обоснования и усовершенствования тепловой схемы котельного агрегата с комбинированной энергетической установкой, оптимизации параметров и выбора рабочего вещества установки, является актуальным.

### **Основные результаты и их анализ**

В результате натурных испытаний котлов (водогрейных и паровых) установлено, что фактические тепловые потери с уходящими газами составляют 8–10 %, а температура уходящих газов составляет 250–280 °С. В зависимости от мощности известных типов котельных агрегатов тепловые потери составляют от 1 до 10 МВт. Зарубежные котельные установки (Buderus, Viessmann) оборудованы более эффективным теплообменным оборудованием и горелочными устройствами. Потеря теплоты с уходящими газами, температура которых составляет 120–180 °С, ниже 5–8 % в зависимости от нагрузки и увеличиваются в процессе эксплуатации.

Результаты расчётов подтверждают возможность выработки электроэнергии в объёме, достаточном для покрытия собственных нужд отопительной или производственной котельной.

Приводятся результаты усовершенствования тепловой схемы котельного агрегата с теплоутилизационной энергетической установкой. В газоходе котла стандартных размеров размещается регенеративный теплообменник и испаритель соединённый паропроводами с силовым контуром, включающим в себя турбину, конденсатор и насос. Испаритель и регенеративный теплообменник установлены вместо подогревателя воздуха (1-й и 2-й ступени), или 2-й ступени экономайзера. При этом аэродинамическое сопротивление в газоходе не увеличивается.

Конденсатор установки подключен к системе горячего водоснабжения, что обеспечивает интенсивный отвод теплоты.

Тепловая схема котельного агрегата с многоступенчатой теплоутилизационной энергетической установкой показана на рис. 1.

Энергетическая установка содержит два силовых контура: продукты сгорания (ПСГ) котельного агрегата поступают в утилизатор-испаритель (И) передают теплоту рабочему веществу первого силового контура и удаляются в атмосферу. Пары рабочего вещества поступают в турбину (Т1), где расширяясь вырабатывают электроэнергию, поступают в испаритель-конденсатор (И-К), где конденсируются и насосом (Н1) снова подаются в утилизатор-испаритель (И). Так замыкается цикл первого рабочего вещества. В конденсаторе-испарителе происходит испарение второго рабочего вещества. Далее пары

рабочего вещества поступают в турбину (Т2), где расширяются, вращая электрогенератор, поступают в конденсатор (К), где охлаждается атмосферным воздухом или водой, а затем насосом (Н2) снова подаются в испаритель-конденсатор (И-К), замыкая цикл.

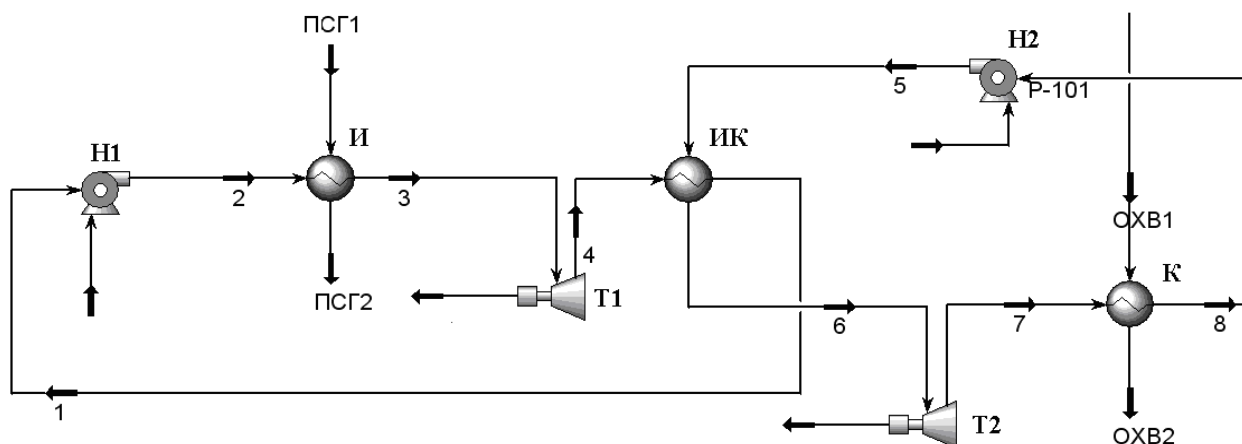


Рис. 1. Тепловая схема многоступенчатой теплоутилизационной энергетической установкой (ПСГ – продукты сгорания котельного агрегата; И – утилизатор-испаритель; Т1, Т2 – турбина; И – испаритель; К – конденсатор, Н1, Н2 – насос.)

Процессы расширения пара в турбине (Т1) первого рабочего вещества обозначен точками 3–4, второго рабочего вещества – 6–7. В трехкаскадной установке процессы расширения пара в третьем каскаде – 9–10.

Приводится описание математической и термодинамической модели.

Утилизационна энергетическая установка работает по регенеративному циклу Ренкина. Отбор теплоты уходящих газов котельной установки осуществляется в I утилизационном контуре установки, где циркулирует рабочее вещество, такое же как и во II силовом контуре, что обеспечивает выполнение необходимого равенства (линий отвода теплоты от уходящих газов и подвода к рабочему веществу II силового контура):

$$d = \frac{m'}{m''} = \frac{C'_{pl}}{C''_{pII}}, \quad (1)$$

где  $C'_{pl}$  – теплоемкость рабочего вещества, циркулирующего в I контуре;  $C''_{pII}$  – теплоемкость рабочего вещества II силового контура;

$m', m''$  – массовый расход рабочего вещества соответственно в I и II контурах.

Выполнение условия (1) обеспечивает совпадение линий охлаждения рабочего вещества I контура и нагрева рабочего вещества II контура, при этом перепад температур  $\Delta\tau \Rightarrow \min$ . При конечном температурном перепаде  $\overline{\Delta t_{\min}} = 1-5K$ . Эти линии в T-S координатах будут эквиваленты.

Механический КПД насоса, внутренний и механический КПД паровой турбины и электрогенератора принимается равным 0,70–0,85.

Мощность циркуляционного насоса II контура определяется зависимостью:

$$N_H = \frac{(P_{\text{вых}} - P_{\text{вх}})m}{\rho \cdot \eta}, \quad (2)$$

где  $P_{\text{вых}}, P_{\text{вх}}$  – давление на выходе и входе насоса, кПа;

$m$  – массовый расход циркулирующей в контуре жидкости, кг/с;

$\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta$  – адиабатный КПД насоса;

Температура жидкости на выходе из насоса определяется соотношением:

$$N = m \left[ i(P_{\text{вых}}, T_{\text{вых}}) - i(P_{\text{вх}}, T_{\text{вх}}) \right], \quad (3)$$

где  $i(P, T)$  – энтальпия жидкости при соответствующих давлениях и температурах.

Расчет турбины производится по адиабатной (изоэнтальпийной) модели. Исходными данными являются заданное давление и температура потока пара на входе в турбину, давление на выходе из турбины, массовый расход рабочего вещества и КПД турбины.

Энтальпия идеального процесса расширения пара определяется из условия адиабатного расширения потока:

$$i_{\text{ид.вых}} = i(P_{\text{вых}}, T_{\text{вых}}), \quad (4)$$

Мощность, получаемая в идеальной турбине при адиабатном процессе расширения:

$$N_{\text{ид.}} = \left[ i_{\text{ид.вых}} - i(P_{\text{вх}}, T_{\text{вх}}) \right] m_n, \quad (5)$$

где  $m_n$  – массовый расход пара через турбину.

Полезная мощность, снимаемая с вала турбины:

$$N_{\text{П}} = N_{\text{нг}} \cdot \eta, \quad (6)$$

где  $\eta$  – адиабатический КПД турбины.

Энтальпия и температура пара на выходе из турбины в реальном процессе определяется соотношением:

$$i(P_{\text{вых}}, T_{\text{вых}}) = i(P_{\text{вх}}, T_{\text{вх}}) - \left( \frac{N_{\text{г}}}{m_n} \right) \quad (7)$$

Параметры противоточного регенеративного теплообменника определяются из системы уравнений:

$$\begin{aligned} Q &= m_{\text{Г}} [i'_{\text{Г}}(T'_{\text{Г}}) - i''_{\text{Г}}(T''_{\text{Г}})], \\ Q &= m_{\text{Х}} [i'_{\text{Х}}(T'_{\text{Х}}) - i''_{\text{Х}}(T''_{\text{Х}})], \\ Q &= \bar{k} \cdot F \cdot \overline{\Delta T}, \end{aligned} \quad (8)$$

где  $m_{\text{Г}}, m_{\text{Х}}$  – массовый расход горячего и холодного теплоносителя (рабочих веществ I и II контура);

$T'_{\text{Г}}, T''_{\text{Г}}, T'_{\text{Х}}, T''_{\text{Х}}$  – температура соответственно на входе и выходе горячего и холодного теплоносителей;

$\bar{k}$  – средний коэффициент теплопередачи теплообменника, принимается из литературы;

$\overline{\Delta T}$  – среднее значение температурного напора теплообменника.

Значение температурного напора теплообменника определяется соотношением:

$$\overline{\Delta T} = \frac{(T'_{\text{Г}} - T''_{\text{Х}}) - (T''_{\text{Г}} - T'_{\text{Х}})}{\ln(T'_{\text{Г}} - T''_{\text{Х}}) / (T''_{\text{Г}} - T'_{\text{Х}})} \quad (9)$$

Расчет теплообменника производится путем разбивки на участки по длине. При этом отдельно выполняется расчет с фазовыми переходами рабочего вещества и без них, контролируется выполнение условия заданной разности температур теплоносителей в пинч-точке ( $\Delta t_{\text{min}}$ ).

Теплофизические свойства рабочих веществ в характерных точках цикла определили из базы данных, приведенных в REFPROP или расчетом. На основе известных теплофизических соотношений в среде Matlab Neural Network Toolbox.

Термодинамическая эффективность циклов определяется коэффициентом преобразования (COP) и коэффициентом утилизации теплоты.

Коэффициент тепломеханического преобразования теплоты определяется:

$$COP = \frac{L_{12} - L_{34}}{Q_{23}}, \quad (10)$$

где  $L_{12}$ ,  $L_{34}$  – работа адиабатического сжатия (расширения) в насосе 1–2 (турбине 3–4) в обратимом процессе:

$$L_{12} = m\nu_1(P_2 - P_1), \quad (11)$$

$$L_{34} = mT_0(i_3 - i_4), \quad (12)$$

где  $m$  – массовый расход рабочего вещества;

$\nu$  – объем;

$P$  – давление;

$i$  – энтальпия в узловых точках цикла;

$T_0$  – температура окружающей среды;

$Q_{23}$  – количество теплоты, подведенное в испарителе в изобарном процессе:

$$Q_{23} = m(i_3 - i_2). \quad (13)$$

Коэффициент утилизации теплоты цикла ORC определяем как отношение действительной электрической мощности станции к максимальной теоретической мощности, которую можно получить при расширении пара в турбине:

$$\eta_{ум} = \frac{W_u}{m[(i - i_0) - T_0(S - S_0)]}. \quad (14)$$

В работе исследовались около 50 рабочих веществ и их смесей. На выбор рабочего вещества цикла влияют различные параметры и они должны характеризоваться: низкой температурой нормального кипения (ниже 350 К), большой теплотой испарения, высокой плотностью, формой правой пограничной кривой (линии насыщенного пара) в диаграмме температура – энтропия (т.к. она ограничивает значение параметров пара после расширения его в турбине) и приемлемыми эксплуатационными качествами. На выбор рабочего вещества накладывают ограничения, связанные с экологическими и технологическими нормами, а также требованиями безопасности.

В низкотемпературных циклах Ренкина различного назначения (геотермальные, когенерационные, утилизационные и др.) используются различные рабочие вещества (пропан, бутан и их смеси (изобутан/изобутан), озонобезопасные хладоны (R134а, R142в, R161, R170), аммиак и водоаммиачные смеси и другие). Однако поиск рабочих веществ продолжается.

В этих условиях, при выборе рабочего вещества, удовлетворяющего всем требованиям, принимается компромиссное решение. В расчетах принято ограничение – процессы расширения пара в турбине (3–4) завершаются в однофазной области (рис. 2).

Расчёты показывают, что на получение максимальной электрической мощности влияют значение давления и температуры пара рабочего вещества перед турбиной, расход рабочего вещества, значение минимального температурного напора в испарителе и конденсаторе ( $\Delta t_{мин}$ ), температура окружающей среды ( $\Delta t_{о.с.}$ ), теплофизические свойства рабочего тела и другие факторы.

Существует большое число критериев эффективности ORC. При проектировании энергетических установок пытаются определить оптимальные параметры при достижении компромисса между тремя критериями – энергетическим, экономическим и экологическим.

В качестве критерия эффективности рабочего вещества в настоящей работе принимали вырабатываемую мощность турбины и коэффициент утилизации теплоты в цикле, т. к. коэффициент тепломеханического преобразования COP изменяется незначительно в температурном диапазоне (220 °С/15 °С – испаритель-конденсатор) и составляет 0,12–0,15 практически для всех исследуемых рабочих веществ.

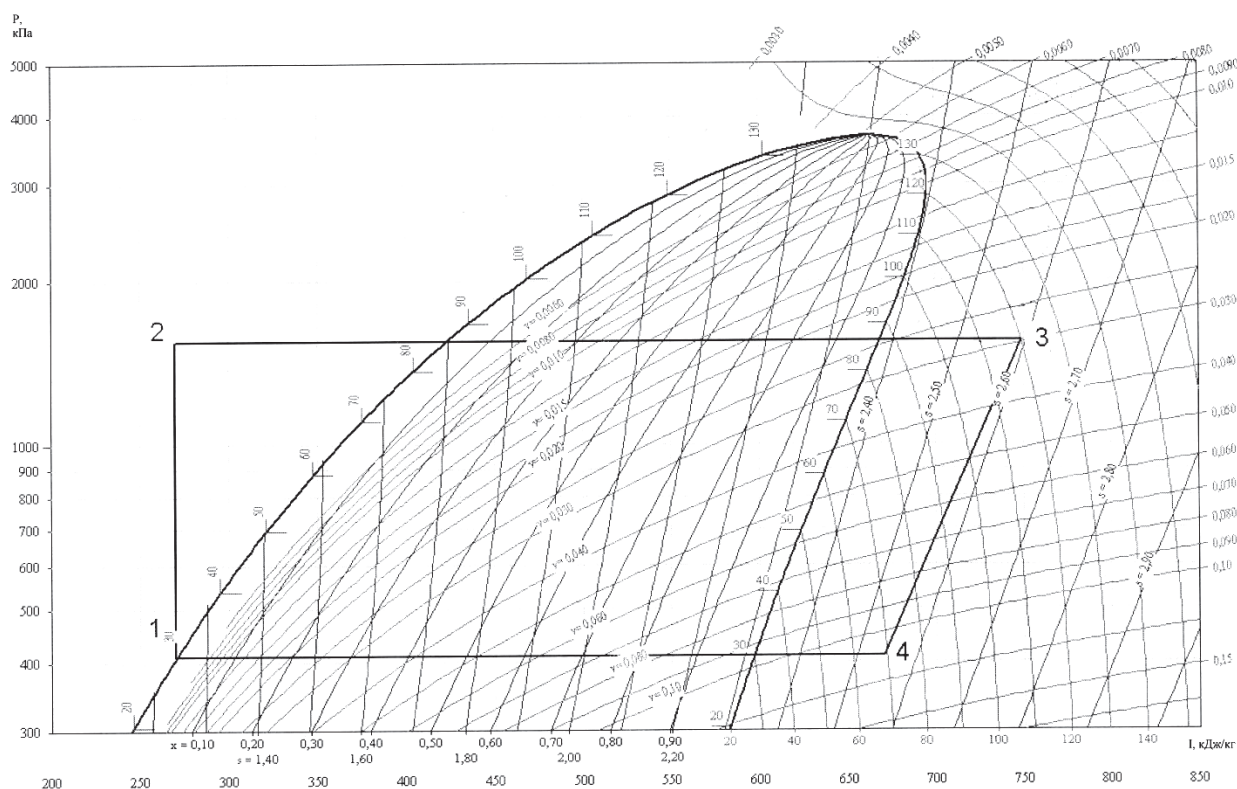


Рис. 2. Диаграмма «давление-энтальпия» процесса утилизации для изобутана в докритическом цикле Ренкина (1–2 – сжатие в насосе; 2–3 – нагрев и испарение; 3–4 – расширение в турбине; 4–1 – охлаждение и конденсация пара)

В табл. 1 приведены результаты расчёта удельного теплоперепада в турбине.

Таблица 1

Значение удельного адиабатического теплоперепада в турбине различных рабочих веществ, мощности турбины и КПД цикла ( $t_r = 200^\circ\text{C}$ ,  $m_{\text{пх}} = 27\text{кг/с}$ )

Рабочее вещество	$\Delta i$ , кДж/кг	W, кВт	$\eta$ , ц
R600a/R141в	85	581,7	0,12
R600a/R141в*	96,1	1789,3	0,15
R600a/R161	88,7	665,6	0,12
R600a/R161*	99,5	1713,1	0,14
R600a/ н-гексан	95,3	499,3	0,14
R600a/ н-гексан*	85,4	1619,7	0,13
R717/R170	132,1	643,3	0,13
R600a/R601	100,2	673	0,13

Примечание: \* -сверхкритический режим

Результаты показывают, что вырабатываемая полезная мощность в докритическом цикле (давление рабочего вещества – 2500 кПа) составляет 548,81 кВт (мощность вырабатываемая турбиной 581,72 кВт); в окологкритическом цикле (давление – 3700 кПа) – полезная мощность 666,48 кВт (мощность вырабатываемая турбиной – 723,62 кВт); в сверхкритическом цикле (давление – 6000 кПа) – полезная мощность 1558,75 кВт (мощность вырабатываемая турбиной – 1789,34 кВт).

При использовании в цикле аммиака вырабатываемая электрическая мощность выше, чем в цикле с н-бутановом, однако, цикл характеризуется более высоким давлением. Смесь аммиака и органического вещества ( $\text{C}_2\text{H}_6$ -этана) не приводит к существенному увеличению

мощности. Более перспективными являются смеси изобутана с н-гексаном и другими веществами (R141в, R161 и др.), характеризующиеся высокими энергетическими и экологическими параметрами. Выработка электрической мощности в цикле (548,81–615,06 кВт), выше чем в н-бутановом цикле.

Таблица 2

Значение вырабатываемой электрической мощности в циклах с различными рабочими веществами

Рабочее вещество	$t_3$ , °C	$t_4$ , °C	$P_3$ , кПа	$P_4$ , кПа	$\rho_3$ , кг/м <sup>3</sup>	$W_{3-4}$ , кВт	COP, %
докритический цикл							
R600a/н-гексан	197	114,9	3850	197	116	499,3	13,99
R600a/R161	197	132,7	3600	489	61,0	665,6	13,10
R600a/R141в	197	140,5	2500	280	49,5	581,7	12,89
	197	124,6	3700	280	82,8	723,6	14,48
сверхкритический цикл							
R600a/н-гексан	197	76,3	6000	197	278,6	1619,7	13,64
R600a/R161	197	106,0	6000	489	119,8	1713,1	15,08
R600a/R141в	197	95,3	6000	280	177,0	1789,3	15,55

Расчеты показывают, что вырабатываемый в турбине удельный тепловой перепад в сверхкритическом цикле выше на 12,5–15 %, чем в докритическом. В литературе известны значения  $\Delta i$  для н-пентанового цикла, которые составляют около 80-100 кДж/кг при температуре пара перед турбиной 200 °C в зависимости от давления пара.

### Выводы

Использование теплоты уходящих газов котельного агрегата в комбинированной энергетической установке обеспечивает выработку электроэнергии в объеме необходимом для собственных нужд котельной.

#### Список использованной литературы:

1. Долінський А. А. Когенерація – нові потужності для енергетики / А. А. Долінський, В. Н. Кліменко // Енергозбереження Поділля. – 2004. – № 2. – С. 53–59.
2. Дикий Н. А. Комбинированное производство энергии для преодоления кризиса в энергетике / Дикий Н. А. // Экология и ресурсосбережение. – 2000. – № 1. – С. 13–17.
3. Плачков І. В. Підвищення ефективності систем централізованого теплопостачання з комбінованим виробництвом теплоти та електроенергії / Плачков І. В., Кулик М. М., Гінайло В. О. // Енергетика і електрифікація. – 1999. – № 4. – С. 1–8.
4. Карп И. Н. Децентрализованное теплоснабжение зданий и сооружений / Карп И. Н., Мхитарян Н. М. // Экология и ресурсосбережение. – 2000. – № 1. – С. 5–12.
5. Долинский А. А. Когенерація — нові потужності для енергетики / Долинский А. А., Кліменко В. Н. // Енергозбереження Поділля. – 2004. – № 2. – С. 53–59.
6. Батенин В. М. Парогазовая установка с вводом пара в газовую турбину — перспективное направление развития энергетических установок / Батенин В. М., Зейганик Ю. А., Копелев С. З. // Теплоэнергетика. – 1993. – № 10. – С. 56–62.
7. Фаворский О. Н. Мировой опыт и перспективы внедрения парогазовых и газотурбинных технологий в теплоэнергетику России на основе возможностей отечественного энергомашиностроения / Фаворский О. Н., Полищук В. Л., Лившиц И. М., Длугосельский В. И. // Теплоэнергетика. – 2007. – № 9. – С. 46–51.
8. Варварский В. С. Упрощенная методика технико-экономического расчета обоснованности мероприятий по энергосбережению в рыночных условиях / Варварский В. С., Жуков М. А., Красовский Б. М. // Промышленные энергетика, 1995. – № 2. – С. 2,3.
9. Когенерационные технологии производства тепловой и электрической энергии. – Отопление, водоснабжение, вентиляция, кондиционеры. – 2004. – № 3. – С. 24–32.
10. Чепурний М. М. Розрахунки теплових схем когенераційних установок / Чепурний М. М., Ткаченко С. І., Бужинський В. В. // – Вінниця: ВНТУ. – 2003. – 103 с.
11. Чепурний М. М. Когенераційні установки на базі ГТУ і опалювальних котелень / Чепурний М. М., Лопатюк Я. В., Нікіфорова К. В. // Вісник ВПІ, 2004. – № 5. – С. 55–58.
12. Чепурний М. М. Газопарові установки на базі промислових котелень / Чепурний М. М., Ткаченко С. І., Бужинський В. В., Медведєва А. В. // Вісник ВПІ, 2005. – № 3. – С. 39–42.

13. Чепурний М. М. Ефективність роботи газотурбінних тепло-електроцентралей // Чепурний М. М., Куцак О. В./ Вісник ВПІ, 2010. – № 4. – С.1–5.

14. Чепурний М. М. Розрахунки теплових схем когенераційних установок. / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Бужинський В. В.//– Вінниця: ВНТУ. – 2003. – 103 с.

#### References

1. Dolinsky A. A. , Klimenko V. N. Cogeneration - new power for power Energy Saving Podillia. – 2004. – № 2. – P. 53–59.

2. Dykyi N. A. Combined production of energy to overcome it in crisis of energy // Electric technology and source conservation. – 2000. – № 1. – P. 13–17.

3. Plachkov I. V., Kulik M. M. Improving the efficiency of district heating from combined heat and power / Plachkov I. V., Hinaylo V. A. / Energy and Electrification . – 1999. – № 4. – P. 1–8.

5. Karp I. N. , Mkhitaryan N. M. Decentralized heat supply of buildings and structures // Electric technology and source conservation. – 2000. – № 1. – P. 5–12 .

6. Dolynskyy A. A., Klimenko V. N. Cogeneration - new power for electric power // Energy Saving Podillia – 2004. – № 2. – P. 53–59.

7. Batenyn V. M., Zeyhanyk Iu. A., Kopelev S. Z., Combined cycle gas turbine with steam injection in the gas turbine - a promising direction of development of power plants // Heat energy. – 1993. – № 10. – P. 56–62 .

8. Favorskyi O. N., Polishchuk V. L., Lifshitz I. M. , Dlugoselsky V. I. World experience and prospects of introducing steam and gas turbine technologies in the energy of Russia based on the capabilities of the domestic power / Thermal Engineering . – 2007. – № 9. – P. 46–51.

9. Varvarskyi V. S., Zhukov M. A., Krasovskii B.M. Simplified method of calculation of the feasibility study of measures on energy saving in market conditions // Industrial energy , 1995. – № 2. – P. 2,3.

10. Cogeneration technology production of heat and electricity . – Heating, water supply, ventilation, air conditioning . – 2004 . – № 3. P.

11. Chepurnyi M. M., Tkachenko S. I., Buginsky V. V. Thermal calculations of circuits cogeneration plants. - Vinnytsia: VNTU. – 2003. –103 p.

12. Chepurny M. M, Lopatyuk Ia.V., Nikiforova K.V. ,Cogeneration plants based on gas turbines and heating plants // Bulletin VPI, 2004. – № 5. – P. 55–58.

13. Chepurnyi M, M., Tkachenko S. I., Buginsky V. V., Medvedev A. V. Gas-vapour system based on industrial boiler // Bulletin VPI, 2005. – № 3. – P. 39–42.

14. Chepurnyi M. M., Kutsak O. V. Efficiency of gas turbine heat power stations // Bulletin VPI, 2010. – № 4. – P. 1–5.

Поступила в редакцию 26.09 2014 г.