

УДК 621.1

ПРИНЦИП СТРУЙНОЙ ТЕРМОКОМПРЕССИИ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ В СИСТЕМАХ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В.Н. Марченко, канд. тех. наук, доцент,

М.Г. Прокопов, аспирант,

А.С. Лобова, студентка

Сумский государственный университет, г. Сумы

Представлены результаты термодинамического анализа и обоснования эффективности нового комбинированного цикла преобразования энергии понижающего термотрансформатора на основе струйного термокомпрессора. На основе экспериментальных данных и расчетных исследований установлена область достижимых показателей апробируемой системы теплоснабжения. Приведена оценка энергоэкономической эффективности струйного понижающего термотрансформатора.

Представлені результати термодинамічного аналізу і обґрунтування ефективності нового комбінованого циклу перетворення енергії знижувального термотрансформатора на основі струменевого термокомпресора. На основі експериментальних даних і розрахункових досліджень встановлена область досяжних показників системи теплопостачання, що апробується. Приведена оцінка енергоекономічної ефективності струменевого знижувального термотрансформатора.

ВВЕДЕНИЕ

Энергосбережение и экологическая чистота теплоснабжения объектов коммунальных и промышленных предприятий являются важнейшими проблемами современной мировой экономики.

Относительная дешевизна и доступность высококалорийных углеводородных топлив (в первую очередь природного газа) за последние десятилетия привели к массовому сжиганию их в топках котельных агрегатов с целью производства низкопотенциального тепла (в Украине около 70% общего потребления). В условиях разрастающегося энергетического кризиса и непрерывного роста цен на топливо реализация такого энергозатратного теплоснабжения является крайне нерациональным и расточительным способом использования ценных энергоресурсов, что расценивается в настоящее время как «признак технической отсталости» [1].

С позиции законов термодинамики основная задача теплоснабжения (например отопления) заключается в компенсации необратимых потерь тепла через изолирующие поверхности в окружающую среду путем подвода необходимого теплового потока Q (Вт), состоящего из смеси эксергии E_q (превратимой энергии) и анергии A_q (энергии

теплоносителя при температуре, равной температуре окружающей среды $T_{o.c.}$ и поэтому не являющейся эксергией) [2]:

$$Q = E_q + A_q. \quad (1)$$

При этом, в зависимости от методов формирования требуемого количества анергии A_q , существует несколько принципиально различных возможностей создания греющего теплового потока Q .

Широко применяемый в настоящее время традиционный способ заключается в том, что берут поток чистой эксергии E_1 (например, химическую энергию топлива, электрическую, механическую или энергию какого-либо физического поля) и создают из него греющий тепловой поток: $E_1 \equiv Q_1$. Таким образом, необходимая для нагрева анергия A_q , имеющаяся в наличии в неограниченном количестве (энергия окружающей среды), в данном случае «производится» из первичной ценной эксергии E_1 . К таким энергозатратным устройствам относятся водогрейные котлы, электронагреватели, гидравлические теплогенераторы и многие другие теплотехнологические системы.

Так как необходимая для нагрева теплоносителя отопления эксергия E_q составляет обычно лишь малую часть потока Q , то степень энергоэффективности таких систем

$$\eta_e = (E_q / E_1) = \eta_q \cdot (1 - (T_{o.c.} / \tilde{T}_1)) \quad (2)$$

крайне низкая. Здесь η_q - коэффициент теплоиспользования (т. н. энергетический к.п.д. котельного агрегата, учитывающий только прямые потери при передаче энергии E_1 в форме тепла: «излучение» от корпуса, потери с выхлопными газами, химический и механический недожог и т.д.), \tilde{T}_1 - средняя температура теплоносителя (нагреваемого потока) в процессе передачи энергии. Расчетная зависимость (2) не учитывает (обычно принимаемое условие в современной теплоэнергетике [3]) различие между удельной эксергией e_m и низшей теплотворной способностью q_n топлива.

Согласно зависимости (2), например, при нагреве сетевой воды отопления от 30 до 70⁰C, характерных значениях определяющих параметров $\eta_q = 0,8...0,9$ и $T_{o.c.} = 263...273 K$ степень энергоэффективности теплоснабжения $\eta_e = 0,12...0,15$. Следовательно, в данном случае около 90% подводимой энергии топлива E_1 , по сути, выбрасывается в окружающую среду.

С позиции экономической целесообразности традиционный способ может быть «оправдан» только лишь низкой стоимостью топлива и простотой конструкции водогрейных котлов.

Практическое решение проблемы может быть достигнуто в результате разработки перспективных методов термотрансформации низкопотенциального тепла и создания на их основе энергоэффективных систем теплоснабжения.

В данной работе на основе анализа известных способов теплоснабжения и развития для этих целей принципа струйной

термокомпрессии апробирован понижающий термотрансформатор струйного типа [4], проведены предварительные исследования его рабочего процесса и оценены достижимые показатели энергоустановки .

СПОСОБЫ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

1 Основанный на реализации прямых циклов способ «вертикальной» когенерации представляет совместное производство нескольких различных потоков энергии (чаще всего электроэнергии и низкопотенциального тепла, например, в ТЭЦ) при условии подвода энергии топлива E_1 только к верхнему высокотемпературному циклу [5]. Следовательно, необходимая для теплоснабжения анергия A_q здесь формируется на стадии подвода энергии E_1 в парогенераторе и передается с потоком бросового тепла Q прямого цикла. За счет повышения температуры T_1 верхнего цикла, согласно зависимости (2), в существующих когенерационных энергоустановках значительно увеличена, по сравнению с традиционным котельным отоплением, общая степень энергоэффективности: обычно до 30...40% и выше. Основной недостаток, обусловленный потерями тепла при транспортировке от крупных энергоблоков, устраняется расширением децентрализации – применением малых локальных когенерационных систем энергоснабжения [6]. Следует отметить, что реализация принципа струйной термокомпрессии в малой паротурбинной энергоустановке (мини-ТЭЦ) с новым компрессорным циклом преобразования энергии [7,8] позволяет существенно снизить потери в процессе подвода энергии топлива E_1 , доминирующие в традиционных паротурбинных установках.

2 Основанный на реализации обратных циклов второй энергоэффективный способ предполагает формирование греющего теплового потока Q из минимального количества необходимой эксергии $E_1 = E_q + \Delta E_1$, где ΔE_1 - потери за счет необратимости цикла, и анергии A_q , отбираемой из окружающей среды без дополнительных затрат. Этот способ реализуется в повышающем термотрансформаторе (т.н. тепловом насосе) [9,10]. Основным недостатком тепловых насосов является относительно низкая экономическая эффективность из-за необходимости использования для привода, например, в наиболее распространенных пароконпрессорных установках, механической (или электрической) энергии. Технично-экономическое обоснование, проводимое при сопоставлении традиционного котельного теплоснабжения с теплонасосным [11], показывает, что из-за существенной разницы между стоимостью электроэнергии и топлива (обычно природного газа или угля) намного более высокая энергетическая эффективность тепловых насосов не покрывает эксплуатационные затраты по электроэнергии и, тем более, – капитальные затраты на создание теплонасосных систем.

3 Указанная проблема в значительной степени устраняется в т.н. понижающих термотрансформаторах [11], в которых сочетается совместная реализация прямого и обратного циклов (комбинированный способ теплоснабжения). По конечному термодинамическому эффекту в данном случае становится возможным получение большего количества греющего низкопотенциального тепла Q при подводе значительно меньшего количества энергии E_1 также в форме тепла (например, тепла Q_1 сжигаемого топлива) к прямому циклу (рис.1). Здесь механическая работа L_1 прямого цикла I используется в обратном цикле II теплового насоса для трансформации анергии A_q'' из окружающей среды. Вместе с

бросовой теплотой прямого цикла Q' трансформируемая теплота Q'' обратного цикла формируют греющий тепловой поток $Q = Q' + Q''$ (площадь под кривой процесса (н-к)), подводимый к теплоносителю системы отопления с необходимым уровнем эксергии E_q (заштрихованная площадь на рис.1).

Величина коэффициента преобразования (Q/Q_1) комбинированного цикла понижающего термотрансформатора, с учетом потерь тепла при передаче подводимой энергии E_1 ,

$$\psi_q = \eta_q \cdot (1 + \eta_i \cdot \varepsilon_x) \quad (3)$$

определяется значениями внутреннего к.п.д. η_i прямого и холодильного коэффициента ε_x обратных циклов. Коэффициент преобразования ψ_q всегда больше единицы (например, при характерных значениях определяющих параметров $\eta_q = 0,9$, $\eta_i = 0,4$, $\varepsilon_x = 3,5$ величина $\psi_q = 2,2$).

Использование отдельных энергоустановок (теплого двигателя и теплового насоса) для создания понижающего термотрансформатора требует сравнительно высоких капитальных затрат и продолжительных сроков окупаемости. В связи с этим особый интерес представляют установки, которые, по сути, объединяют в одном агрегате тепловую и холодильную машины: абсорбционные (термохимические) и парожеторные термотрансформаторы [11]. В существующих абсорбционных бромистолитиевых установках достигнуты умеренные значения коэффициента преобразования $\psi_q = 1,5 - 1,7$ [12]. Возможность же применения эжекторных установок, работающих в качестве понижающего трансформатора, в настоящее время не обсуждается в связи с их крайне низкой энергетической эффективностью.

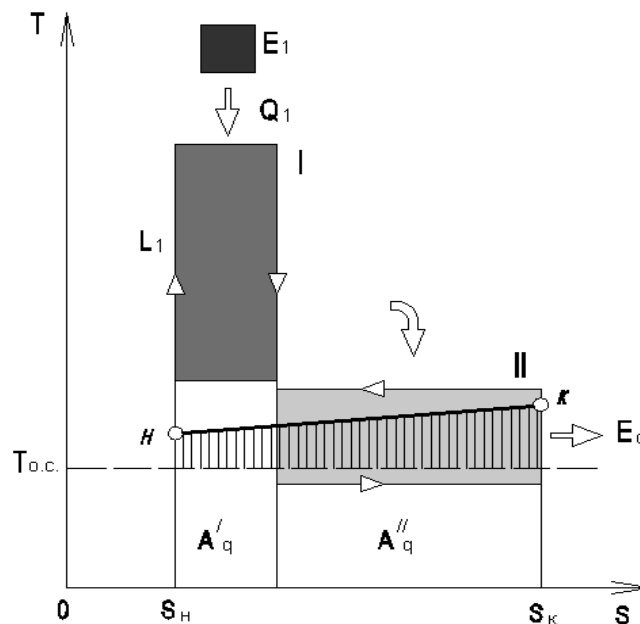


Рисунок 1 - Принципиальное представление комбинированного цикла понижающего термотрансформатора в тепловой диаграмме состояния

Энергоэффективность понижающего термотрансформатора может быть существенно повышена, как следует из зависимости (3), за счет совершенствования процесса преобразования подводимой энергии E_1 и, соответственно, – увеличения к.п.д. η_i прямого цикла.

СТРУЙНЫЙ ПОНИЖАЮЩИЙ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОР

В рассматриваемой установке (рис.2) комбинирование прямого и обратного циклов обеспечивается применением струйного термокомпрессорного модуля (СТК), в циркуляционном контуре которого реализуется правосторонний цикл (κ - c - n - κ) преобразования энергии. Обратный пароконпрессорный цикл (01-03-04-02-01) термотрансформатора сочетается с прямым в процессе сжатия пара (02-01) в струйном компрессоре (или эжекторе).

Рабочий процесс СТК предполагает использование в качестве активной среды вскипающую при истечении недогретую до насыщения жидкость [4]: в выходном сечении активного сопла компрессора (κ) формируется сверхзвуковая струя мелкодисперсной парокпельной структуры [13] с высоким объемным паросодержанием ($\beta_\alpha \rightarrow 1$), которая инжектирует перекачиваемый пар из испарителя ИС. Сжатый в струйном компрессоре влажный пар разделяется в сепараторе (c) на два потока: сухой насыщенный пар подается в конденсатор теплоснабжения КД, а насыщенная жидкость отбирается насосом (n) в циркуляционный контур и после нагрева в подогревателе (n) нагнетается в компрессор для формирования рабочей струи. Возможное некоторое перепроизводство сжатого пара ($m_T > m_x$) за счет внутренних диссипативных процессов компенсируется отбором части жидкости $\Delta m_o = (m_z - m_x)$ в циркуляционный контур.

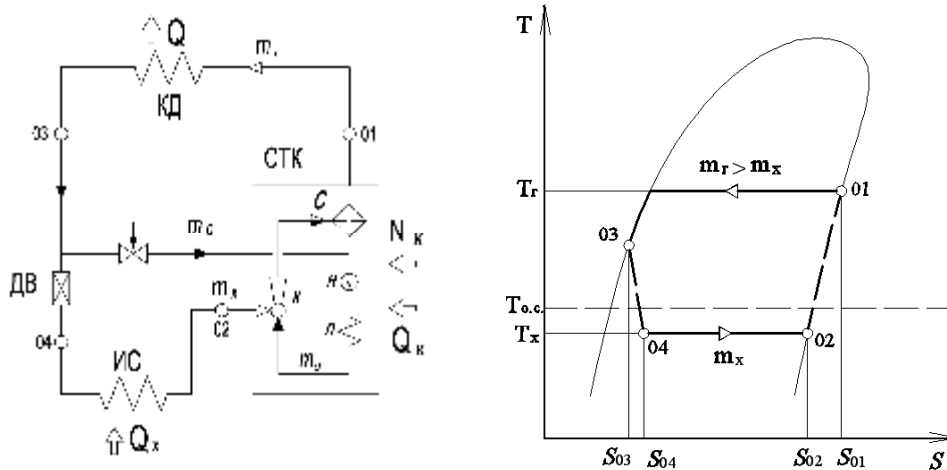


Рисунок 2 – Принципиальная тепловая схема и цикл понижающего термотрансформатора на базе струйного термокомпрессора:

КД – конденсатор теплоснабжения; ДВ – дроссельный вентиль; ИС – испаритель; СТК – струйный термокомпрессор (c , n , n , κ – сепаратор жидкой фазы, циркуляционный насос, подогреватель жидкости, струйный жидкостно-паровой компрессор)

Таким образом, применение термокомпрессорного модуля вместо традиционного механического компрессора в известном пароконпрессорном тепловом насосе позволяет реализовать новый комбинированный цикл понижающего термотрансформатора струйного

типа, обеспечивающий возможность замены ценной электрической энергии на привод низкопотенциальной теплотой. Приращение полной энтальпии жидкости в циркуляционном контуре за счет подвода энергии в форме теплового потока Q_{κ} (Вт) и механической мощности N_{κ} (Вт) насоса, согласно первому закону термодинамики для поточного процесса в виде

$$Q_{\kappa} + N_{\kappa} = (h_{oa} - h'_c) \dot{m}_a, \quad (4)$$

расходуется на формирование рабочей струи в компрессоре (κ) с необходимым уровнем кинетической энергии ($m_a \cdot w_a^2 / 2$). Здесь h_{oa} - энтальпия жидкости на выходе из подогревателя (n); h'_c - энтальпия насыщенной жидкости в сепараторе (c); \dot{m}_a - производительность циркуляционного насоса (n); w_a - скорость истечения вскипающей жидкости из активного сопла.

Экспериментальными и расчетными исследованиями [13,14] установлена область существования режимных и геометрических параметров с максимально высокими значениями коэффициентов скорости истечения $\varphi_a = 0,96 - 0,98$ и импульса $\varphi_1 \approx 1,0$ (появление режимов с $\varphi_1 > 1,0$ связано с метастабильностью истечения вскипающей жидкости). Причем данные испытаний опытных образцов СТК на водяном паре свидетельствуют об отсутствии предельных критических режимов в приемной камере, которые существенно ограничивают эффективность газо- или пароструйных компрессоров (или эжекторов) из-за сопутствующих потерь «на удар» [15,16]. Эта особенность объясняется более высоким уровнем значений скорости звука a_{n*} в инжектируемом потоке сухого или маловлажного насыщенного пара по сравнению с величиной скорости истечения w_a двухфазного потока в районе нижней пограничной кривой.

Отмеченные преимущества рабочего процесса струйного термокомпрессора, возможность осуществления адиабатного процесса сжатия пара (02-01) вдоль правой пограничной кривой (см. рис. 2) и незначительная величина работы насоса циркуляционного контура из-за малости удельного объема жидкости ($v'_c \approx 10^{-3}$) предопределяют повышенный уровень внутреннего к.п.д. η_i прямого цикла термотрансформатора.

Следует отметить, что основная отличительная особенность рассматриваемой установки связана с организацией принципиально нового способа передачи энергии E_1 в форме тепла Q_{κ} и механической мощности N_{κ} к прямому циклу.

Степень совершенства традиционного способа передачи химической энергии топлива E_1 путем нагрева рабочего вещества в поточном процессе с целью повышения только термической эксергии определяется уровнем средней температуры \tilde{T}_1 этого вещества, входящей в т.н. фактор Карно [2,17] (см. зависимость (2)). Именно этот факт, как уже отмечалось при анализе традиционного способа теплоснабжения, обуславливает высокий уровень потерь и перерасход подводимой энергии (топлива) в теплотехнических системах.

Подводимая энергия E_1 в рассматриваемом термотрансформаторе затрачивается в СТК на компремирование и восстановление параметров «отработавшего» пара (состояние (02)) до рабочего состояния (01)

(см. рис. 2). В соответствие с этим степень совершенства передачи энергии E_1 здесь равна эффективному к.п.д. СТК, который, как и для любого механического компрессора, равен отношению приращения эксергии сжимаемого и перемещаемого газа (пара) к подводимой на привод энергии E_1 :

$$\eta_{e\text{ СТК}} = \frac{m_x \cdot (e_{01} - e_{02}) + m_0 \cdot (e_{01} - e_{03})}{\eta_q^{-1} \cdot Q_k + \eta_m^{-1} \cdot N_k}, \quad (5)$$

где e - удельная эксергия пара, η_m - механический (электрический) к.п.д. насоса циркуляционного контура. По данным исследований, представленных в работе [7], величина к.п.д. $\eta_{e\text{ СТК}}$ составляет обычно 0,5–0,8 и в значительно меньшей степени зависит от уровня температуры рабочей воды в нагревателе.

Следовательно, объединение, по сути, отдельных процессов сжатия и подвода энергии в форме тепла в прямом цикле, реализуемом в термотрансформаторе, приводит к качественно новому результату – существенному повышению эффективности преобразования энергии. В данном случае известный фактор Карно уже не является критерием, определяющим степень совершенства передачи энергии E_1 в цикл [7].

ПОКАЗАТЕЛИ КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛА

Для определения параметров тепловой схемы и характеристик энергетического оборудования понижающего термотрансформатора необходимы сведения об эффективных показателях термодинамического цикла и влиянии на них различных определяющих факторов. Эта задача решается численно: в основу программного комплекса положен расчетный метод прогнозирования параметров струйного термокомпрессора, разработанный по результатам экспериментальных исследований опытного образца и теплофизического моделирования рабочего процесса.

Специфика метода заключается в том, что замыкание системы уравнений поточного процесса (сохранения массы, количества движения, энергии, метастабильного состояния квазисплошной среды и производства энтропии) из-за невозможности применения для расчета двухфазных течений известной теории газодинамических функций [15,16] осуществляется введением дополнительных соотношений по дисперсности жидкой фазы, кинетике фазовых переходов и критическим режимам [7]. Диссипация энергии в турбулентном потоке влажного пара мелкодисперсной структуры, обусловленная трением в пограничном слое и термической метастабильностью дискретной жидкой фазы, учитывается скоростными коэффициентами проточных частей. По данным испытаний СТК на водяном паре установлены следующие численные значения скоростных коэффициентов: активного сопла $\varphi_a = 0,95...0,98$, пассивного (кольцевого) сопла $\varphi_n = 0,93...0,95$, камеры смешения $\varphi_k = 0,91...0,92$, диффузора $\varphi_D = 0,87...0,90$. В качестве используемого в термотрансформаторе рабочего вещества принят известный хладон R-142 [12]; выбор рабочего тела не является принципиальным в связи с близостью термодинамических и термофизических свойств известного перечня веществ, принимаемых в тепловых насосах, включая современные R-236fa, R-245fa и др.

В процессе численного эксперимента предварительно рассчитывается область возможных режимов работы компрессора по числу Маха M_3 во

входном сечении диффузора и устанавливается оптимальное значение относительной скорости M_3 , соответствующее максимуму коэффициента инжекции u и, следовательно, – достижимым показателям эффективности СТК, а значит, и – понижающего термотрансформатора.

Исследуемый диапазон определяющих параметров комбинированного цикла указан в таблице 1. В качестве исходных приняты следующие численные характеристики оборудования: внутренний к.п.д. циркуляционного насоса $\eta_n = 0,8$; механический к.п.д. насоса $\eta_m = 0,9$; коэффициент теплоиспользования подогревателя рабочей жидкости $\eta_q = 0,95$; коэффициенты скорости $\varphi_a = 0,97$ (кроме серии дополнительных расчетов), $\varphi_n = 0,95$; $\varphi_k = 0,92$; $\varphi_D = 0,90$.

Таблица 1 – Диапазон изменения определяющих факторов

Показатель	Обозначение	Размерность	Численное значение
Рабочие параметры пара в сепараторе (конденсаторе теплоснабжения):			
- температура	$t_{o1} = t_c$	°C	50...100
- давление	$p_{o1} = p_c$	бар	6,9...21,3
Перегрев циркуляционной жидкости в подогревателе	$\Delta t_a = t_{oa} - t_c$	°C	1...6
Давление нагнетания циркуляционного насоса	p_{oa}	бар	12...30
Параметры кипения в испарителе:			
-температура	t_{o2}	°C	-35...10
-давление	p_{o2}	бар	0,3...2,08
Температура переохлажденного конденсата	t_{o3}	°C	35...50

Специфической особенностью струйного термокомпрессора является возможность достижения высокой степени повышения давления $\pi_k = (p_c / p_{o2}) \approx 10...20$ при сохранении стабильной эффективности за счет роста кинетической энергии (и импульса) рабочей струи [13] по мере снижения давления в испарителе p_{o2} и, соответственно, – в выходном сечении активного сопла p_a при неизменных параметрах в сепараторе ($p_c, t_c = const$). Вместе с тем, в отличие от рабочего процесса на водяном паре [7], использование легкокипящих жидкостей в СТК сопровождается проявлением кризисных явлений в инжектируемом потоке пара и сопутствующих им потерь «на удар» (рис. 3). Из-за низкого уровня значений коэффициента массовой инжекции ($u \sim 10^{-2}$) влияние этих потерь, определяемых комплексом $u \cdot (w_a - w_n)^2$ [16], заметно проявляется обычно лишь при давлении $p_{o2} \approx 0,5...0,6 \text{ бар}$ ($\pi_k \approx 20$). Уменьшение при дальнейшем снижении давления p_{o2} коэффициента инжекции $u = (m_x / m_a)$ приводит к падению коэффициента преобразования ψ_q и

эффективных показателей (рис. 4): степени совершенства струйного термокомпрессора η_{eCTK} , а значит, и понижающего термотрансформатора

$$\eta_e = \frac{m_2 \cdot (e_{01} - e_{03})}{\eta_q^{-1} \cdot Q_k + \eta_m^{-1} \cdot N_k} \quad (6)$$

Указанный механизм ограничения стабильной работы сохраняется в заданном (табл. 1) диапазоне изменения степени перегрева рабочей жидкости Δt_a и давления насоса p_{0a} . Однако чрезмерный перегрев Δt_a в установленном оптимальном интервале давлений $p_{0a} \approx 17...25 \text{ бар}$ приводит к заметному снижению коэффициента преобразования ψ_q и эффективных показателей η_{eCTK} , η_e термотрансформатора за счет перепроизводства пара (приближение к традиционному способу передачи энергии E_1 в поточном процессе) и росту диссипации энергии в проточных частях компрессора.

Аналогичное влияние перегрева жидкости Δt_a на рабочий процесс наблюдается при исследовании возможностей расширения температурного интервала трансформации тепла (рис. 5). Изменение температурного уровня теплоснабжения в диапазоне, характерном для современных отопительных систем ($t_{01} \approx 50...80^\circ\text{C}$), при оптимальном давлении подачи p_{0a} , удовлетворяющем условию постоянства показателя относительного недогрева рабочей жидкости $(1 - \varepsilon_{so}) = 1 - (p_{so} / p_{0a}) = \text{const}$ [13], сравнительно мало меняет достигаемые эффективные показатели.

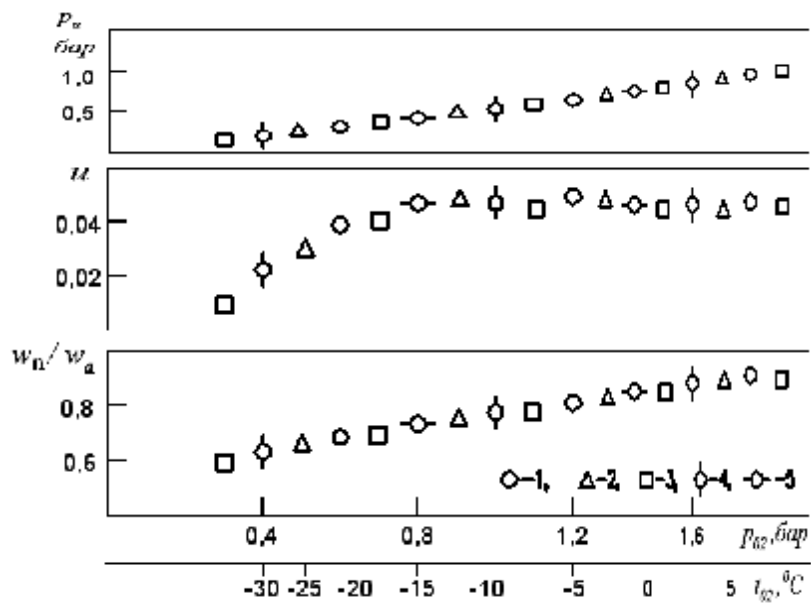


Рисунок 3 – Влияние давления в испарителе на инжекцию пара в струйном компрессоре: $t_{01} = 70^\circ\text{C}$, $p_{01} = 11,4 \text{ бар}$, $t_{03} = 45^\circ\text{C}$;
 1 – $\Delta t_a = 2^\circ\text{C}$, 2 – 3°C , 3 – 4°C при $p_{0a} = 20 \text{ бар}$;
 4 – $p_{0a} = 17 \text{ бар}$, 5 – 25 бар при $\Delta t_a = 2^\circ\text{C}$

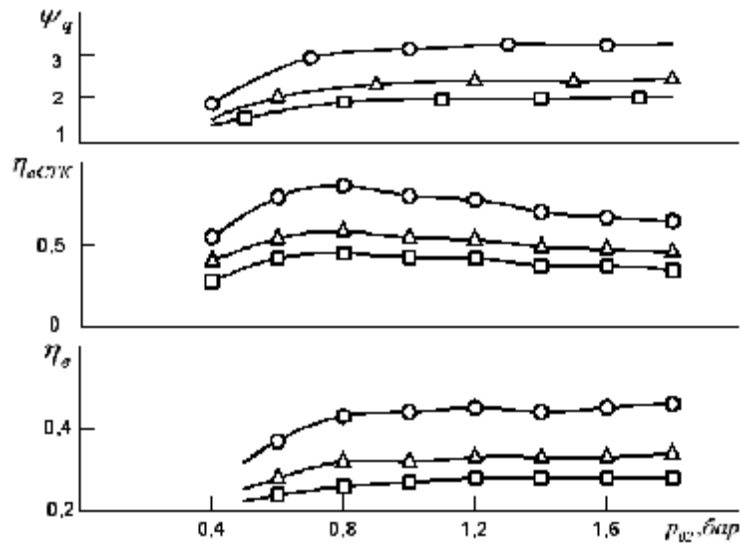


Рисунок 4 – Зависимость достижимых эффективных показателей термотрансформатора от давления в испарителе (условные обозначения на рис. 3)

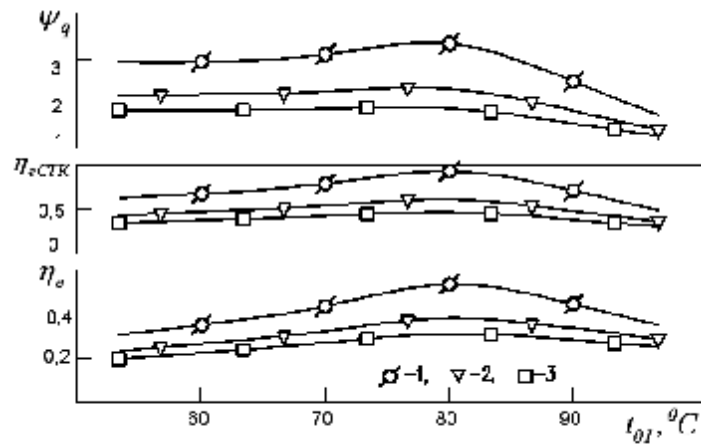


Рисунок 5 – Уровень эффективных показателей термотрансформатора в характерном температурном интервале определяющих параметров:
 $p_{0a} = 12...30$ бар при условии $(1 - \varepsilon_{s0}) \approx 0,4$, $p_{02} = 1$ бар, $t_{03} = 45$ °C;
 1 – $\Delta t_a = 2$ °C, 2 – 3 °C, 3 – 4 °C

Причина такой слабой чувствительности к увеличению степени повышения давления π_k , как уже отмечалось, связана с ростом скорости w_a и импульса рабочей струи при переходе в данном случае к более высоким параметрам (p_c, t_c) в сепараторе. Этим объясняется и значительное влияние эффективности истечения, характеризуемое коэффициентом скорости φ_a активного сопла струйного компрессора, на степень совершенства понижающего термотрансформатора (рис. 6).

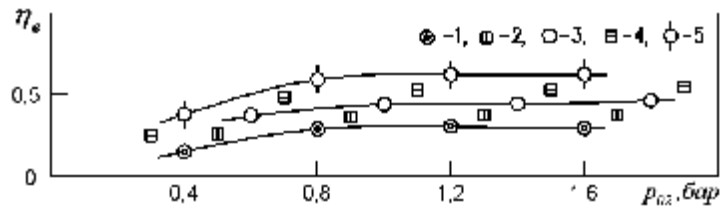


Рисунок 6 – Зависимость степени совершенства термотрансформатора от эффективности преобразования энергии в активных соплах струйного компрессора: $t_c = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{oa} = 20 \text{ бар}$, $\Delta t_a = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_{o2} = 1 \text{ бар}$, $t_{o3} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
 1 – $\varphi_a = 0,95$, 2 – $0,96$, 3 – $0,97$, 4 – $0,98$, 5 – $0,99$

ЭНЕРГОЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА

Дающий важную информацию об энергетической эффективности установки термодинамический анализ является необходимым, но недостаточным этапом в решении задачи прогнозирования технико-экономической целесообразности новых теплотехнических систем, зависящей от многих дополнительных факторов [11]. На стадии предварительной энергоэкономической оценки следует, прежде всего, учесть различную стоимость превратимых видов энергии (эксергии) путем введения в зависимость (6) индекса соотношения цен α_s на энергию топлива и электроэнергию, подводимые в циркуляционный контур СТК. На мировом рынке энергоносителей индекс $\alpha_s < 1/3$ [18], что обусловлено уровнем преобразования (к.п.д) современных электрогенерирующих систем (на одну часть вырабатываемой электроэнергии затрачивается примерно три части первичной энергии топлива или возобновляемых энергоресурсов (ВЭР)). Добавление множителя (α_s^{-1}) к величине мощности N_k в зависимости (6) позволяет получить соотношение равноценных потоков (эксергии теплоснабжения E_q и подводимой приведенной эксергии тепла E_1) – степень энергоэкономической эффективности термотрансформатора:

$$\eta_{\text{ээ}} = \frac{m_2 \cdot (e_{01} - e_{03})}{\eta_q^{-1} \cdot Q_k + \alpha_s^{-1} \cdot \eta_m^{-1} \cdot N_k} \quad (7)$$

Значение критерия $\eta_{\text{ээ}}$ во многом определяется величиной перегрева рабочей жидкости Δt_a в циркуляционном контуре, которая неизбежно корректирует относительный вклад механической составляющей $d_N = N_k / (Q_k + N_k)$ в общем балансе подводимой к прямому циклу энергии и степень перепроизводства пара (m_0 / m_2) при условии рационального выбора давления p_{oa} (рис.7). Противоположающее влияние указанных определяющих факторов при увеличении перегрева жидкости Δt_a приводит к заметному выравниванию достигаемых эффективных показателей в рассматриваемом диапазоне ее изменения, в качестве сравнения штриховой линией показан вариант расчета ($1 - p_{oa} = 20 \text{ бар}$) термотрансформатора с электроподогревателем рабочей жидкости. Уровень величины $\eta_{\text{ээ}}$ в данном случае соответствует степени

энергоэкономической эффективности повышающего термотрансформатора (теплового насоса) с электроприводом.

Таким образом, возможность достижения значительной степени трансформации низкопотенциального тепла (см. рис. 4 и 5) и использование дешевых местных топлив при сохранении стабильно высоких показателей эффективности (см. рис. 7), а также простота конструкции оборудования термокомпрессорного модуля предопределяют перспективность разработки понижающего термотрансформатора – как альтернативы котельному теплоснабжению.

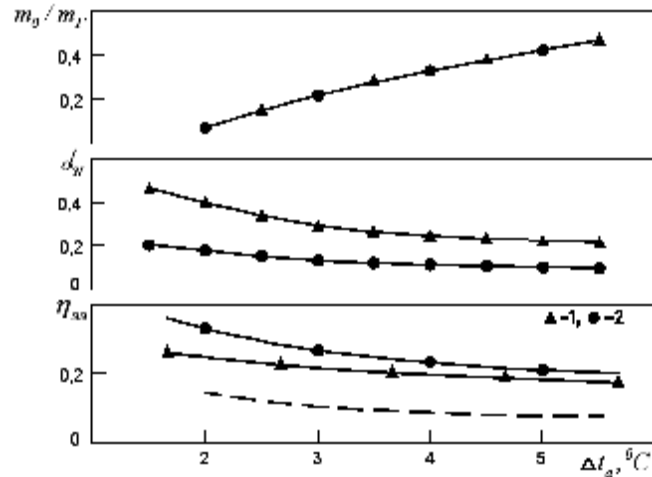


Рисунок 7 – Закономерность изменения степени энергоэкономической эффективности понижающего термотрансформатора ($\alpha_3 = 1/3$):

$$t_{01} = 70^\circ\text{C}, p_{02} = 1 \text{ бар}, t_{03} = 45^\circ\text{C}; 1 - p_{0a} = 20 \text{ бар}, 2 - 15 \text{ бар}$$

Об этом свидетельствуют результаты технико-экономического анализа трех сопоставленных вариантов отопления (котельного (А), теплонасосного с электроприводом (В) и термотрансформаторного с СТК (С)), представленные в табл. 2. В качестве исходных приняты следующие исходные параметры и условия (характеристика базового режима варианта С приведена в табл.3 и 4):

- температурный уровень отопления $70/30^\circ\text{C}$, температура оборотной воды низкопотенциального источника $8 - 12^\circ\text{C}$, минимальный напор в подогревателе сетевой воды, испарителе и конденсаторе теплоснабжения $5 - 10^\circ\text{C}$, температуре окружающей среды -5°C ;

- внутренний к.п.д. машинных агрегатов (парового компрессора (В), циркуляционного насоса (С)) $\eta_k = 0,75$, коэффициент внешних потерь $\eta_q = \eta_m = 0,90 \dots 0,95$;

- расчетная цена топлива (природный газ среднего состава) $0,48 \text{ грн} / \text{м}^3$, электроэнергии $0,24 \text{ грн} / \text{кВт} \cdot \text{ч}$, индекс цен на энергоносители $\alpha_3 = 1/5$;

- возможность использования теплосетей для транспортировки оборотной воды низкопотенциального источника к испарителям локально устанавливаемых термотрансформаторов (вариант В, С) при температуре до $15 - 20^\circ\text{C}$, практически исключая тепловые потери в грунт [19].

Таблица 2 – Сопоставление вариантов теплоснабжения

Показатель	Размерность	Численное значение		
		А	В	С
Тепловые потери в сетях	%	10...30	-	-
Относительный вклад электроэнергии d_N	%	< 1	100	25
Коэффициент преобразования ψ_q	-	0,80...0,63	2,94	3,10
Степень энергоэффективности η_e	-	0,11...0,09	0,48	0,50
Расход энергоносителей на 1 МВт · ч тепловой мощности отопления:				
- топливо	$м^3 / МВт \cdot ч$	140...179	-	24
- электроэнергия	$\frac{кВт \cdot ч}{МВт \cdot ч}$	5	340	83
Степень энергоэкономической эффективности $\eta_{ээ}$	-	0,11...0,09	0,10	0,25
Удельные эксплуатационные затраты на 1 МВт · ч тепловой мощности отопления (доп. расходы 10...20%)	$\frac{грн}{МВт \cdot ч}$	80...103	82	36

Таблица 3 – Параметры в характерных точках и показатели прямого цикла модуля СТК

Сечение	P	$t, (t_{жа})$	v	h	s	x	β
	бар	°C	$м^3/кг$	кДж/кг	кДж/(кг·К)		
0a	20	82,2	0,001099	529,99	4,5369	0	0
0n (02)	1	-9,6	0,211001	631,69	4,9965	1	1
a	0,536	-24	0,189852	506,25	4,5370	0,5	0,996
n	0,536	-24	0,37877	620,45	4,9527	1	1
c	14,1	80	0,001844	534,77	4,5509	0,05	0,439

$\varphi_a=0,97, w_a=218,3 м/с, M_3=0,86, \varphi_k=0,92, u=0,0512, \eta_{e СТК}=0,851, (1-\varepsilon_{so})=0,26;$

Таблица 4 – Параметры в характерных точках цикла и основные показатели понижающего термотрансформатора $p_{02}=1$ бар

Характерная точка цикла	P	t	v	h	s	x	$1-d_0$
	бар	°C	$м^3/кг$	кДж/кг	кДж/(кг·К)		
01	14,1	80	0,01613	689,5	4,9888	1	0
03	14,1	45	0,000962	476,4	4,3809	0	0
04	1	-9,6	0,064847	476,4	4,3983	0,31	0,949
02	1	-9,6	0,211001	631,7	4,9965	1	0,949

$d_0=0,051, l_K=17,5 кДж/кг, q_k=50,5 кДж/кг, q_x=147,6 кДж/кг, q_e=213,1 кДж/кг, \psi_q=3,13, \eta_e=0,501, w_n/w_a=0,696, d_N=0,257, \eta_{ээ}=0,229$

Энергетическая эффективность теплоснабжения на базе повышающего (вариант В) и понижающего (вариант С) термотрансформаторов практически одинаковы и примерно в пять раз выше эффективности котельного (А) отопления. Вместе с тем характерно низкий уровень индекса цен $\alpha_p \approx 1/5$ на энергоносители вносит определяющие коррективы в оценку удельных эксплуатационных затрат: здесь явные преимущества у понижающего термотрансформатора (см. табл. 2).

ВЫВОДЫ

1 Применение принципа струйной термокомпрессии позволяет реализовать новый комбинированный цикл понижающего термотрансформатора, обеспечивающий эффективное преобразование подводимой энергии (преимущественно в форме тепла топлива) в поток теплоносителя системы теплоснабжения с необходимым температурным уровнем ($50 - 90^{\circ}\text{C}$) и коэффициентом преобразования $\psi_q = 2, 4 \dots 3, 2$.

2 На основе экспериментальных данных, полученных по результатам испытаний опытного образца СТК на водяном паре, и расчетных исследований установлен рабочий диапазон термотрансформации, а также определена область исходных режимных параметров, соответствующая максимальным значениям коэффициента преобразования и показателей эффективности понижающего термотрансформатора.

3 Анализ расчетных параметров комбинированного цикла и энергоэкономических характеристик термотрансформатора свидетельствует о перспективности разрабатываемого способа теплоснабжения, - как альтернативы котельному отоплению.

SUMMARY

PRINCIPLE OF STREAM THERMOCOMPRESSION AND ITS APPLICATION IN ENERGY SAVING SYSTEMS OF HEAT SUPPLY

V.N. Marchenko, M.G. Prokopov, A.S. Lobova
Sumy State University

The results of thermodynamics analysis and ground of efficiency of the new combined cycle of transformation of energy of lowering thermal transformer are presented on the basis of stream thermal compressor. On the basis of experimental information and calculation researches the area of attainable indexes of the approved system of heat providing is set. The estimation of energy and economic efficiency of stream is resulted lowering thermal transformer.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фаворский О.Н., Полищук В.Л., Лившиц И.М., Длугосельский В.И. Мировой опыт и перспективы внедрения парогазовых и газотурбинных технологий в теплоэнергетику России на основе возможностей отечественного энергомашиностроения // Теплоэнергетика. - 2007. - №9. - С.46 - 51.
2. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. - М.: Мир, 1977. - 518с.
3. Андриященко А.И. Основы технической термодинамики реальных процессов. - М.: Высш. школа, 1975. - 263с.
4. Парова термотрансформаторна установка - Патент України №28398, МПК (2006) F25B1/100, Опубл. 10.12.2007. Бюл. №20.
5. Андриященко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. - М.: Высш. школа, 1975. - 263с.
6. Грицина В.П. Развитие малой энергетики - естественный путь выхода из наступившего кризиса энергетики // Промышленная энергетика. - 2001. - №8. - С.13 - 15.
7. Марченко В.Н., Прокопов М.Г., Одинцов В.Ф. Перспективы применения струйного термокомпрессора в малой теплоэнергетике // Компрессорное и энергетическое машиностроение. - 2008. - №1 (11). - С.24 - 30.
8. Паротурбінна установка з компресорним циклом перетворення енергії - Патент України №35181, МПК (2006) F22B3/00, Опубл. 10.09.2008. Бюл. №17.
9. Гохштейн Д.П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. - М.: Энергия, 1969. - 368с.

10. Рей Д., Макмайкл Д. Тепловые насосы. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224с.
11. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. – М.: Энергия, 1979. – 288с.
12. Холодильные машины: Учеб. для вузов / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек и др. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.
13. Марченко В.Н., Прокопов М.Г. Расчет парообразования в ускоряющихся потоках вскипающей жидкости // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2007. - №4 (10). – С.98– 105.
14. Марченко В.Н., Прокопов М.Г. Энергетическая эффективность парового струйного термокомпрессора// Холодильна техніка і технологія. – 2007. – №5 (109). – С.45– 51.
15. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергоиздат, 1989. – 352с.
16. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1969. – 824с.
17. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 296с.
18. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. – Одесса.: Студия «Негоциант», 2002. - 152с.
19. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання. – Ч.І: Теплові мережі та споруди. – К.: Кондор, 2007. – 244с

Поступила в редакцию 24 марта 2009 г.