

УДК 621.577:621.517

В. М. АРСЕНЬЕВ, канд. техн. наук, профессор

М. И. ПРОЦЕНКО, инженер

В. Н. КОЗИН, канд. техн. наук

С. В. БУЯНОВ, студент

Сумский государственный университет, г. Сумы

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОНАСОСНОГО РЕЖИМА ГИБРИДНОГО ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЕСТЕСТВЕННЫХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ

*В статье рассмотрены режимные и энергетические характеристики теплонасосного режима работы гибридного термотрансформатора (ГТТ) на базе струйного термокомпрессорного модуля (СТК-модуля) для целей горячего водоснабжения и отопления с использованием различных источников низкопотенциальной теплоты. Выполнено сравнение энергоэффективности ГТТ с пароконпрессорным тепловым насосом и водогрейным котлом.*

*У статті розглянуті режимні і енергетичні характеристики теплонасосного режиму роботи гібридного термотрансформатора (ГТТ) на базі струминного термокомпрессорного модуля (СТК-модуля) для цілей гарячого водопостачання та опалення з використанням різних джерел низькопотенціальної теплоти. Виконано порівняння енергоефективності ГТТ з пароконпресорним тепловим насосом і водогрійним котлом.*

### Введение

Относительная дешевизна и доступность 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 условиях ограниченности энергоресурсов в стране и непрерывного роста цен на топливо реализация такого энергозатратного теплоснабжения является крайне нерациональным и расточительным способом использования энергоресурсов, что расценивается в настоящее время как признак технической отсталости [1].

Актуальность работы связана с проблемами энергосбережения и экологической чистоты теплоснабжения объектов коммунальных и промышленных предприятий. Важная роль в решении указанных проблем в настоящее время отводится внедрению в системы теплоснабжения теплонасосных установок, использующих возобновляемые природные источники теплоты.

### Постановка задачи

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  $\dot{Q}$ , состоящего из эксергии  $E_q$  (превратимая энергия) и анергии  $A_q$  (энергия теплоносителя при температуре равной температуре окружающей среды  $T_{oc}$ ).

При этом в зависимости от методов формирования требуемого количества эксергии существует несколько принципиально различных возможностей создания греющего теплового потока  $\dot{Q}$ .

Широко применяемый в настоящее время традиционный способ заключается в том, что берут поток чистой эксергии  $E_1$  (например, химическую энергию топлива, электрическую, механическую) и создают из него греющий поток  $\dot{Q} = E_1$ . 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  $\dot{Q}$ , то степень энергоэффективности таких систем крайне низка. Например, при нагреве оборотной воды отопления от  $30^\circ\text{C}$  до  $70^\circ\text{C}$  степень энергоэффективности теплоснабжения составляет 12–15 %.

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 трансформации низкопотенциального тепла и создания на их основе энергоэффективных систем теплоснабжения.

К способам энергосберегающего теплоснабжения можно отнести:

- когенерация при реализации прямых циклов (совместное производство электроэнергии и низкопотенциального тепла на ТЭЦ или мини-ТЭЦ);
- повышающая термотрансформация, реализуемая в парокomppressorных тепловых насосах;
- понижающая термотрансформация в абсорбционных тепловых насосах;
- гибридная термотрансформация с применением жидкостно–паровых струйных компрессоров.

**Цель данного исследования** состоит в определении показателей энергоэффективности гибридного термотрансформатора со струйной термокомпрессией в теплонасосном режиме работы и их сравнение с показателями котельных установок и тепловых насосов.

Задачами данного исследования являются:

- выбор схемных решений теплонасосных установок на базе гибридного термотрансформатора;
- определение режимных и энергетических характеристик гибридного термотрансформатора для рассматриваемых схем;
- сравнительный анализ энергоэффективности различных способов теплоснабжения.

Таким образом, необходимо создать расчетную схему модели определения характеристик для возможности выбора оптимального варианта автономного теплоснабжения для целей горячего водоснабжения или отопления.

Научная новизна данного исследования определяется отсутствием необходимой информации по рассматриваемому типу термотрансформаторов.

### Основная часть

Схема рассматриваемой установки согласно [2, 3] представлена на рис. 1.

Жидкостно-паровой струйный компрессор ЖПСК, сепаратор С, циркуляционный насос Н<sub>Ц</sub>, теплообменник подогреватель ТП объединены в замкнутый по жидкой фазе рабочего вещества циркуляционный контур, реализующий прямой цикл преобразования энергии (1<sub>А</sub>–4–4'–5–1<sub>А</sub>). ЖПСК в данной установке выполняет для прямого цикла функцию парогенератора и расширительной машины, а для обратного цикла (1<sub>П</sub>–4–4''–6–7–1<sub>П</sub>)— функцию компрессора. В сепараторе поддерживается требуемое давление конденсации,  $p_{\text{кд}}$  при температуре  $t_{\text{кд}}(p_{\text{кд}})$ . Насос отбирает жидкость из сепаратора и подает его при давлении  $p_0 > p_{\text{кд}}$  в подогреватель, откуда с температурой  $t_0 > t_{\text{кд}}$  она поступает в сопло активного потока ЖПСК, обеспечивая инжекцию пара из испарителя. Паровая фаза рабочего вещества из сепаратора поступает в конденсатор КД, далее образовавшийся конденсат после переохлаждения в субкулере СК дросселируется в дроссельном устройстве ДУ и подается в испаритель И, где за счет теплообмена с утилизируемой средой или промежуточным хладоносителем образуется пар низкого давления формирующий пассивный поток для ЖПСК. За счет перепроизводства пара в ЖПСК часть конденсата с массовым расходом  $\dot{m}_0$  необходимо вернуть в сепаратор для поддержания постоянства расхода  $\dot{m}_A$  в жидкостном

циркуляционном контуре. Указанные выше 4 компонента установки, объединенные по циркуляционному контуру, образуют струйный термокомпрессорный модуль термотрансформатора, СТК-модуль, который функционально аналогичен механическому компрессору в пароконпрессорных тепловых насосах.

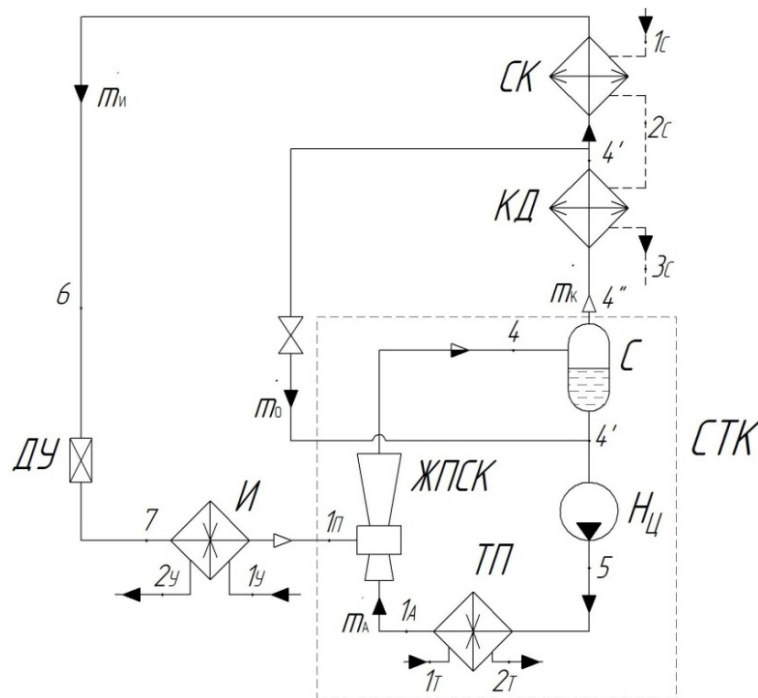


Рис. 1. Функциональная схема гибридного термотрансформатора

В соответствии с целью и задачами данного исследования из возможного многообразия схем были выбраны следующие варианты

- Схема А, включающая применение ГТТ для целей горячего водоснабжения с использованием низкопотенциальной теплоты естественного грунта;
- схема Б, включающая применение ГТТ для отопительных целей с использованием низкопотенциальной теплоты грунтовой воды;
- схема В, включающая применение ГТТ для целей ГВС и отопления с использованием теплоты атмосферного воздуха.

Указанные схемы представлены на рис. 2, 3 и 4.

На рис. 2, 3 и 4 обозначено:

- **аппараты:** ЖПСК – жидкостно-паровой струйный компрессор; С – сепаратор; НЦ – насос циркуляционный; ТП – теплообменник-подогреватель; КД – конденсатор; СК – субкулер; ДУ – дроссельное устройство; И – испаритель; ВН – водонагреватель санитарной воды; ВК – водогрейный котел; НС – насос сетевой; НТ – насос теплоносителя; НР – насос рассольный; ГТ – грунтовый теплообменник; ГТТ – гибридный термотрансформатор; ПО – приборы отопления; НП – насос погружной; Н1С, Н2С – насосы сетевые; ВТ – вентилятор приточного воздуха.

- **узловые точки:** 1<sub>А</sub>, 1<sub>П</sub>, 4, ..., 7 – состояний рабочего вещества термотрансформатора; 1<sub>С</sub>, 2<sub>С</sub>, 3<sub>С</sub>, ..., 7<sub>С</sub> – состояний нагреваемой сетевой воды потребителя тепловой нагрузки; 1<sub>Т</sub>, 2<sub>Т</sub>, 3<sub>Т</sub> – состояний теплоносителя водогрейного котла; 1<sub>ТОП</sub>, 1<sub>О</sub>, 2<sub>ПС</sub> – состояний топлива, окислителя (атмосферного воздуха) и продуктов сгорания водогрейного котла; 1<sub>В</sub>, 2<sub>В</sub> – состояний санитарной водопроводной воды; 1<sub>У</sub>, 2<sub>У</sub>, 3<sub>У</sub> – состояний среды: утилизирующей теплоту грунта (рассольной жидкости), рис. 2; состояний грунтовой воды, рис. 3; состояний атмосферного воздуха, рис. 4.

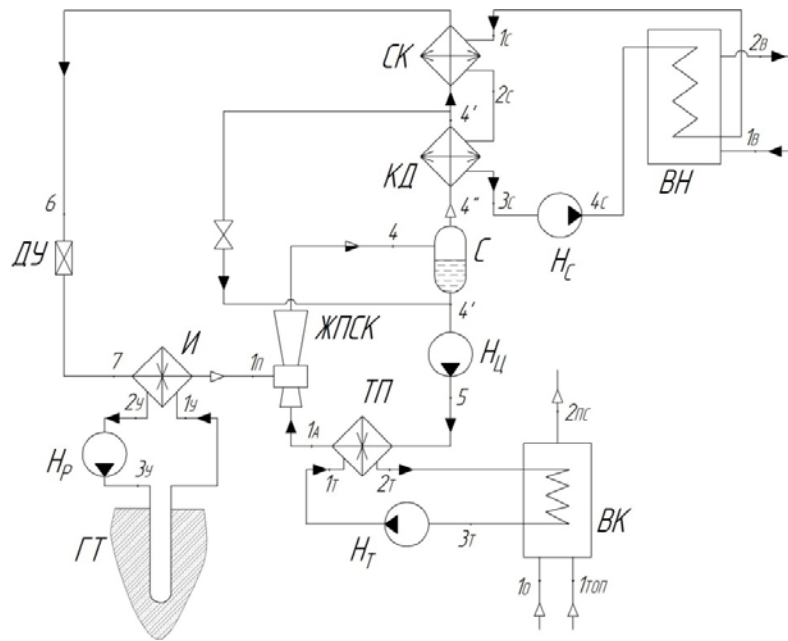


Рис. 2. Схема гибридного термотрансформатора для системы ГВС с использованием теплоты естественного грунта

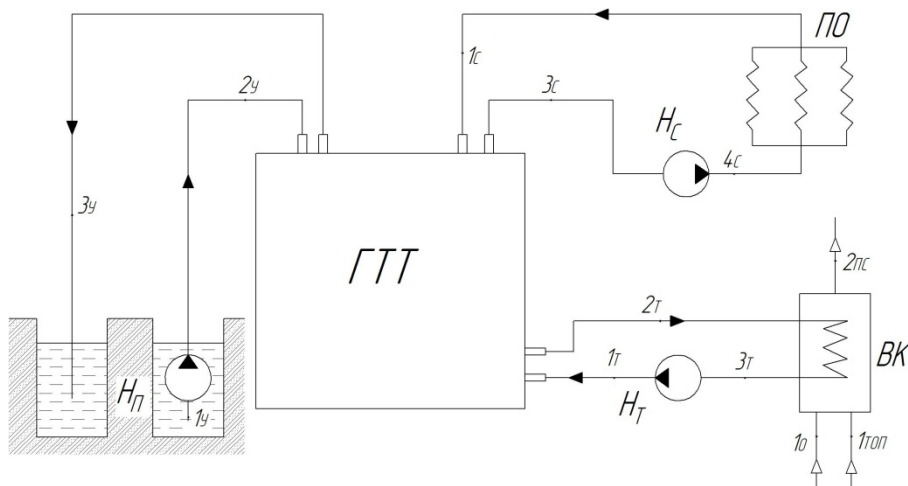


Рис. 3. Схема включения гибридного термотрансформатора в систему отопления с использованием теплоты грунтовой воды

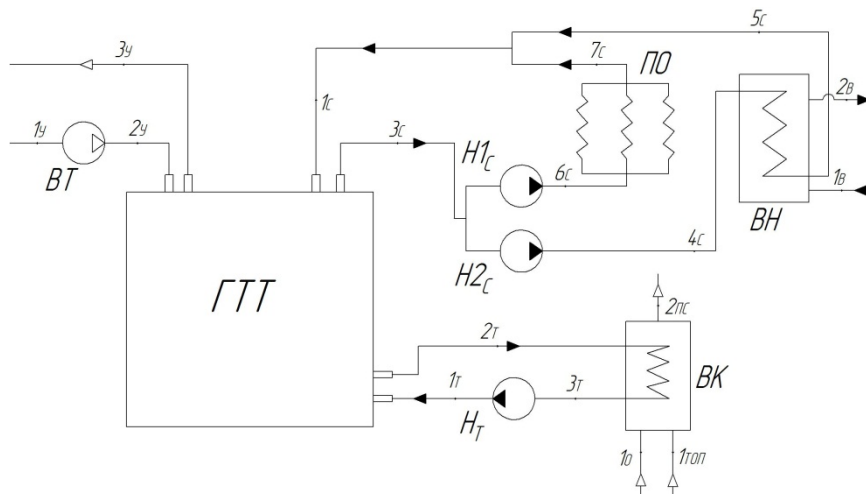


Рис. 4. Схема включения гибридного термотрансформатора в комплексную систему отопления и ГВС с использованием теплоты атмосферного воздуха

Каждая из схем включает 2 контура связи термотрансформатора с внешними источниками теплоты:

- контур переноса низкопотенциальной теплоты (грунт, грунтовая вода, атмосферный воздух);

- контур теплоносителя «водогрейный котёл – теплообменник-подогреватель СТК-модуля».

Независимо от целевого назначения в каждой схеме предусмотрен контур сетевой воды (греющий контур). Для системы ГВС в этот контур вводится емкостной водонагреватель для санитарной воды.

Перенос теплоты от естественного грунта осуществляется за счет циркуляции рассольной жидкости через вертикальный грунтовый теплообменник с помощью рассольного насоса,  $H_p$ . Грунтовая вода перекачивается непосредственно через испаритель термотрансформатора погружным насосом,  $H_{II}$ . Атмосферный воздух в схеме В поступает в испаритель с помощью приточного вентилятора, ВТ.

Проведенное моделирование режимных характеристик предусматривает численное определение связи между расходами во всех контурах каждой системы в зависимости от температурного уровня потока низкопотенциальной теплоты при обеспечении постоянства теплопроизводительности термотрансформатора.

Для расчета были приняты следующие общие исходные данные:

- теплопроизводительность термотрансформатора,  $\dot{Q}_{TH} = 100 \text{ кВт}$ ;

- рабочее вещество, R134a;

- температура конденсации,  $t_{кд} = 60^\circ\text{C}$ ;

- температура после субкулера,  $t_{СК} = 45^\circ\text{C}$ ;

- давление жидкости активного потока на входе в ЖПСК,  $p_{1A} = 20 \text{ бар}$ ;

- нагрев жидкости активного потока в теплообменнике-подогревателе,  $\Delta t_{TH} = 2^\circ\text{C}$ ;

- топливо для водогрейного котла – природный газ марки «Е» с нижней теплотой сгорания по сухой массе,  $\dot{Q}_H^C = 34,01 \frac{\text{кДж}}{\text{нм}^3}$ ;

- температура теплоносителя водогрейного котла, на входе  $t_{2T} = 70^\circ\text{C}$  на выходе  $t_{3T} = 90^\circ\text{C}$ ;

- температура сетевой воды на входе в ГТТ,  $t_{1C} = 40^\circ\text{C}$  на выходе из ГТТ  $t_{2C} = 55^\circ\text{C}$ ;

- параметры окружающей среды:  $T_{O,C} = 263 \text{ К}$ ,  $p_{O,C} = 100 \text{ кПа}$

Дополнительные исходные данные:

- температура санитарной воды на входе в водонагреватель,  $t_{1B} = 10^\circ\text{C}$  на выходе  $t_{2B} = 50^\circ\text{C}$ ;

- рассольная жидкость в грунтовом теплообменнике – 30 %-ый водный раствор пропиленгликоля.

С учетом температурных условий низкопотенциальных источников теплоты для каждой из схем был установлен диапазон измерения определяющих факторов для испарителя термотрансформатора.

На основе программного комплекса для расчёта струйного термотрансформатора, по заданным исходным данным, были получены значения параметров рабочего процесса, в том числе основных и необходимых для расчета ГТТ в соответствующих диапазонах при разных температурах кипения холодильного агента в испарителе ( $t_{и} = -25...5^\circ\text{C}$ ):

- $U = 0,0472...0,0582$  - коэффициента инъекции ЖПСК;

- $\psi_4 = 1,142...1,322$  - степени перепроизводства пара;

- $\psi_q = 2,505...2,947$  - коэффициента преобразования ГТТ;

- $\eta_e = 0,301...0,354$  - эксергетического к.п.д. ГТТ;
- $\eta_{e\text{СТК}} = 0,461...0,809$  - эксергетического к.п.д. СТК-модуля.

На базе полученных значений параметров рабочего процесса ( $U, \psi_4, \psi_q$ ) определяются режимные параметры оборудования гибридного термотрансформатора:

– массовый расход рабочего вещества через конденсатор:

$$\dot{m}_{\text{кд}} = \dot{Q} / \left( r_{\text{кд}} + \frac{\Delta h_{\text{СК}}}{\psi_4} \right);$$

где  $\Delta h_{\text{СК}}$  – удельная тепловая нагрузка на субкулер;

– массовый расход рабочего вещества через испаритель:

$$\dot{m}_{\text{и}} = \dot{m}_{\text{кд}} / \psi_4;$$

– массовый расход рабочего вещества в контуре циркуляции СТК-модуля:

$$\dot{m}_{\text{а}} = \dot{m}_{\text{и}} / U;$$

– массовый расход конденсата за счёт перепроизведенного пара в ЖПСК:

$$\dot{m}_{\text{о}} = \dot{m}_{\text{кд}} - \dot{m}_{\text{и}};$$

– тепловая нагрузка на конденсатор:

$$\dot{Q}_{\text{кд}} = \dot{m}_{\text{кд}} \cdot r_{\text{кд}};$$

– тепловая нагрузка на субкулер:

$$\dot{Q}_{\text{СК}} = \dot{Q}_{\text{ТН}} - \dot{Q}_{\text{кд}};$$

– тепловая нагрузка на испаритель:

$$\dot{Q}_{\text{и}} = \dot{m}_{\text{и}} \cdot (h_{1\text{п}} - h_7);$$

– тепловая нагрузка на теплообменник-подогреватель рабочего вещества:

$$\dot{Q}_{\text{ТП}} = \dot{m}_{\text{а}} \cdot (h_{1\text{а}} - h_5);$$

– индикаторная мощность циркуляционного насоса:

$$(N_i)_{\text{НЦ}} = (\eta_{\text{НЦ}})_{\text{Мех}} \cdot \left( \frac{\dot{Q}_{\text{ТН}}}{\psi_q} - \frac{\dot{Q}_{\text{ТП}}}{\eta_q} \right);$$

– потребляемая мощность привода циркуляционного насоса:

$$N_{\text{НЦ}} = \frac{(N_i)_{\text{НЦ}}}{\eta_{\text{НЦ}} \cdot \eta_{\text{ДВ}}}.$$

Контур водогрейного котла можно рассматривать в комплексе с теплообменником-подогревателем, а при установке определенных автоматически-защитных устройств, подогрев рабочего вещества можно обеспечивать без промежуточного контура теплоносителя. При наличии водогрейного котла его параметры, такие как: массовый расход теплоносителя,  $G_{\text{Т}}$ , объемный расход,  $\dot{V}_{\text{Т}}$ , объемный расход топлива,  $\dot{V}_{\text{ТОП}} = \dot{V}_{\text{ГАЗ}}$ , тепловая нагрузка на водогрейный котел,  $\dot{Q}_{\text{ВК}}$  и потребляемая мощность привода насоса перекачки теплоносителя,  $N_{\text{НТ}}$  определяются из выражений, представленных в [4] для соответствующих или подобных схем.

В табл. 1 представлены результаты расчета режимных параметров ГТТ в зависимости от температуры кипения рабочего вещества в испарителе при поддержании  $\dot{Q}_{\text{ТН}} = \text{const}$ ,  $p_{1\text{а}} = \text{const}$ ,  $t_{\text{кд}} = \text{const}$ ,  $\Delta t_{\text{ТП}} = \text{const}$ .

Режимные характеристики контура утилизируемой среды, такие как: массовый расход  $G_{\text{у}}$ , объемный расход,  $\dot{V}_{\text{у}}$ , общее гидравлическое сопротивление,  $\Delta p_{\text{у}}$  и потребляемая мощность соответствующего оборудования из рассмотренных схем, определяются также по известным зависимостям для подобных схем, представленных в [4].

Таблица 1

## Режимные параметры термотрансформатора

Испаритель			Циркуляционный контур		
$t_{и}, ^\circ\text{C}$	$\dot{m}_{и}, \text{кг/с}$	$\dot{Q}_{и}, \text{кВт}$	$\dot{m}_{а}, \text{кг/с}$	$\dot{Q}_{тп}, \text{кВт}$	$N_{нц}, \text{кВт}$
Схема А					
-3	0,522	68,7	9,54	31,4	2,170
0	0,509	68	9,72	31,9	2,445
3	0,495	66,9	9,91	32,6	2,882
Схема Б					
0	0,509	68	9,72	31,90	2,445
1	0,507	67,9	9,73	31,92	2,500
2	0,502	67,6	9,77	32,10	2,640
Схема В					
-25	0,540	64,0	11,12	36,57	1,578
-18	0,551	67,7	10,10	33,23	1,318
-12	0,546	68,4	9,652	31,75	1,540
-6	0,531	69,1	9,546	31,40	1,890
Водогрейный котёл					
$t_{и}, ^\circ\text{C}$	$G_{т}, \text{кг/с}$	$\dot{V}_{т}, \text{нм}^3/\text{час}$	$\dot{Q}_{вк}, \text{кВт}$	$\dot{V}_{газ}, \text{нм}^3/\text{час}$	$N_{нт}, \text{кВт}$
Схема А					
-3	0,374	1,38	33,05	3,50	0,035
0	0,381	1,41	33,70	3,56	0,036
3	0,396	1,47	35,00	3,70	0,038
Схема Б					
0	0,381	1,41	33,70	3,56	0,036
1	0,382	1,413	34,60	3,66	0,037
2	0,383	1,419	34,84	3,69	0,037
Схема В					
-25	0,436	1,615	38,50	4,07	0,041
-18	0,396	1,467	34,98	3,70	0,038
-12	0,378	1,400	33,42	3,54	0,036
-6	0,374	1,386	33,06	3,50	0,035

В табл. 2 представлены результаты расчета параметров для первичного контура рассматриваемых схем.

Таблица 2

## Режимные параметры контура утилизируемой среды

$t_{и}, ^\circ\text{C}$	$G_{у}, \text{кг/с}$	$\dot{V}_{у}, \text{нм}^3/\text{час}$	$\Delta p_{у}, \text{кПа}$	$N, \text{кВт}$
1	2	3	4	5
Схема А				
-3	9,04	31,4	51	0,618
0	8,92	31,0	47	0,563
3	8,76	30,5	43	0,505
Схема Б				
0	5,401	19,50	785	
1	5,405	19,46	780	
2	5,375	19,35	780	5,82
Схема В				
-25	21,15	56067	0,1	2,6

Продолжение таблицы 2				
-18	22,37	60992	0,1	2,82
-12	22,87	63679	0,1	2,95
-6	22,92	65233	0,1	3,02

Режимные параметры греющего контура: массовый и объемный расходы сетевой ( $G_C$  и  $\dot{V}_C$ , соответственно) и санитарной воды ( $G_B$  и  $\dot{V}_B$ ), гидравлическое сопротивление в контуре сетевой воды  $\Delta p_C$  и потребляемая мощность насоса,  $N_{HC}$ . Расчетные величины указанных параметров приведены в табл. 3.

Таблица 3

Режимные параметры греющего контура

$t_{кд}, ^\circ C$	$G_C, кг/с$	$\dot{V}_C, м^3/час$	$G_B, кг/с$	$\dot{V}_B, м^3/час$	$\Delta p_C, кПа$	$N_{HC}, кВт$
60	1,6	5,8	2,048	2,057	150	0,335

После определения параметров рабочего процесса гибридного термотрансформатора выполняется процедура схематизации энергопотоков в виде составления соответствующих схем, рис. 5, 6, 7.

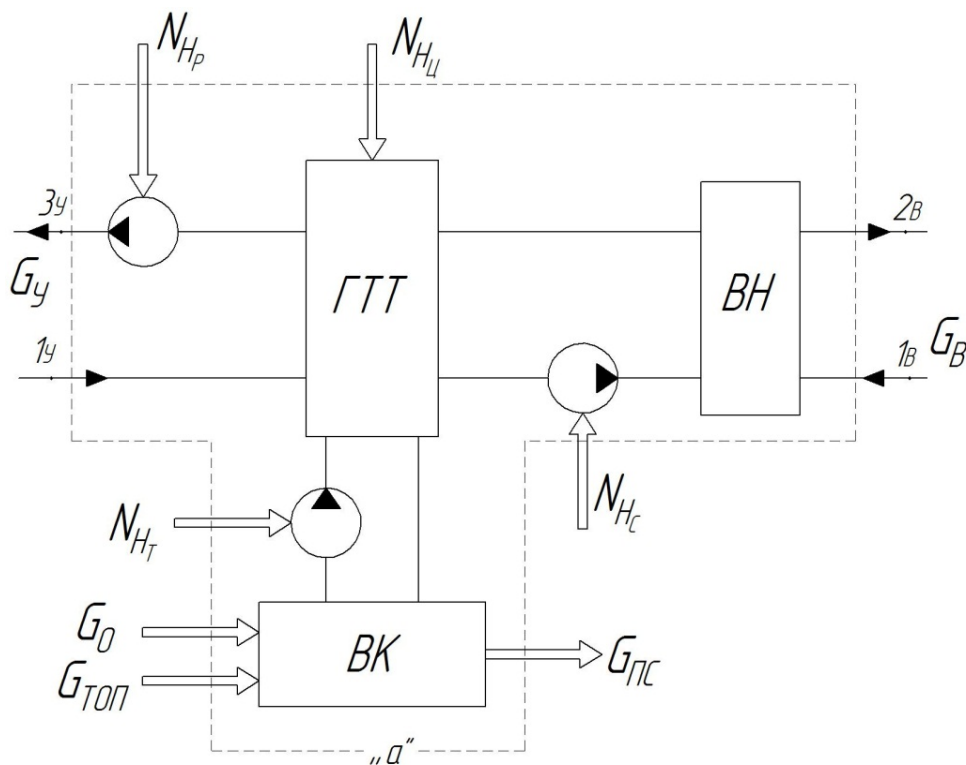


Рис. 5. Схема энергетических и материальных потоков для системы ГВС на базе гибридного термотрансформатора (схема А)

На каждой схеме пунктирной линией, контур «а», выделяется граница системы для однозначности составления балансовых уравнений и определения показателей энергоэффективности.



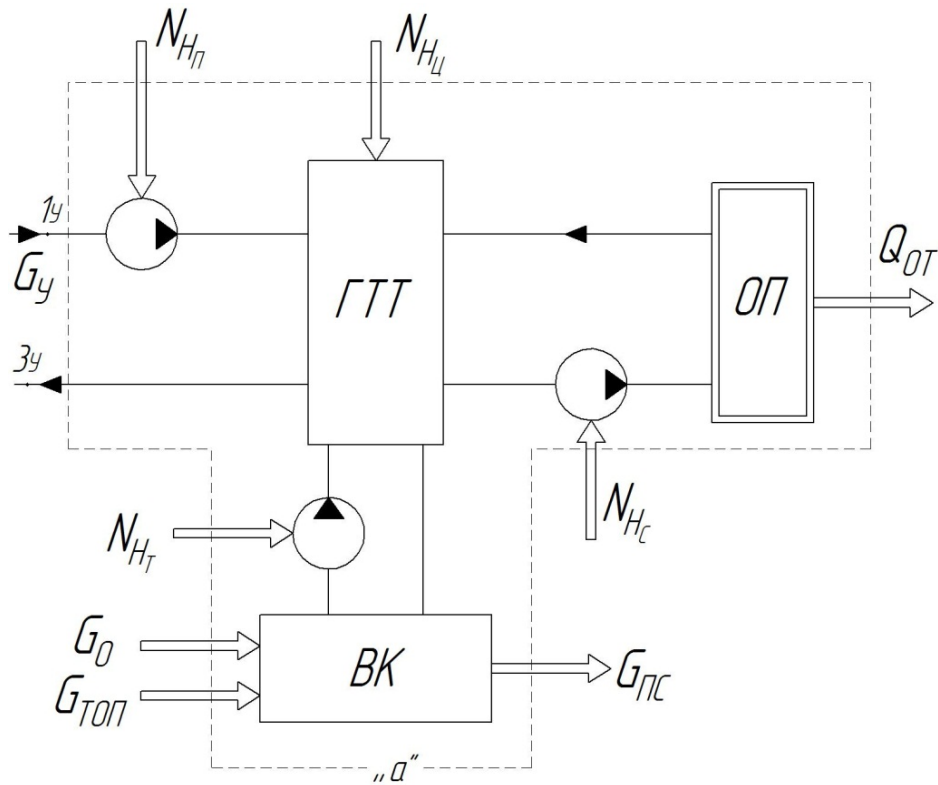


Рис. 6. Схема энергетических и материальных потоков для системы отопления на базе гибридного термотрансформатора (схема Б)

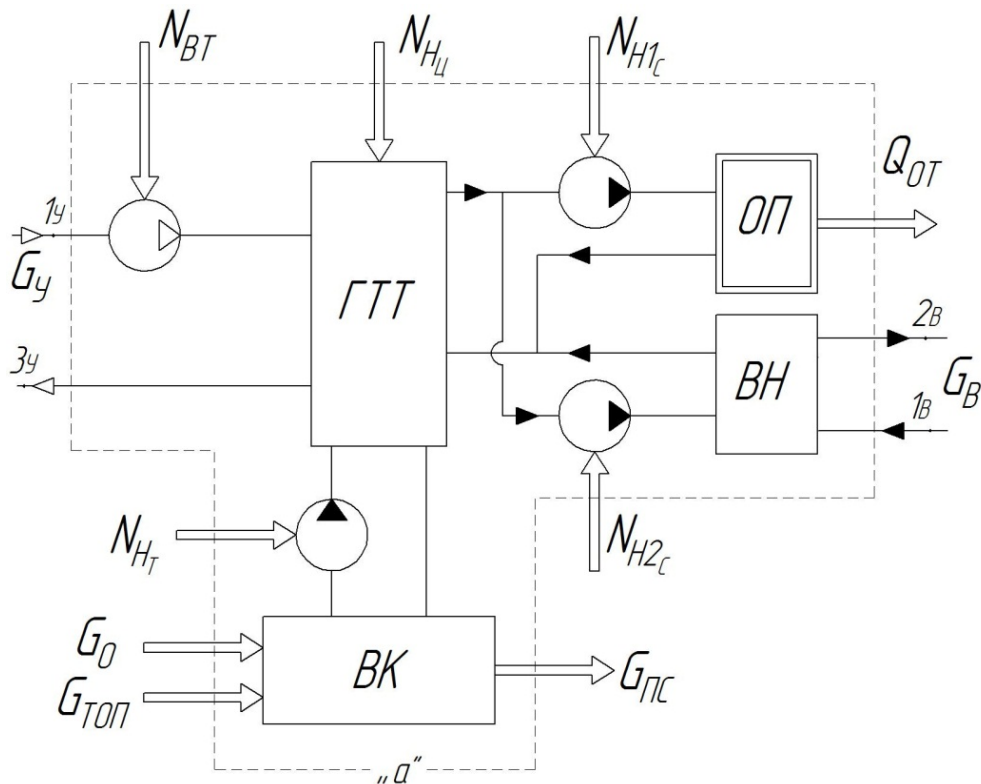


Рис. 7. Схема энергетических и материальных потоков для системы комплексного теплоснабжения на базе гибридного термотрансформатора (схема В)

Для сравнительного анализа на рис. 8 представлены схемы энергетических и материальных потоков для парокomppressorного теплового насоса и водогрейного котла, используемых для нагрева санитарной воды в емкостном водонагревателе.

В указанных расчётных схемах термотрансформатор рассматривается как один из компонентов теплонасосной установки на его базе.

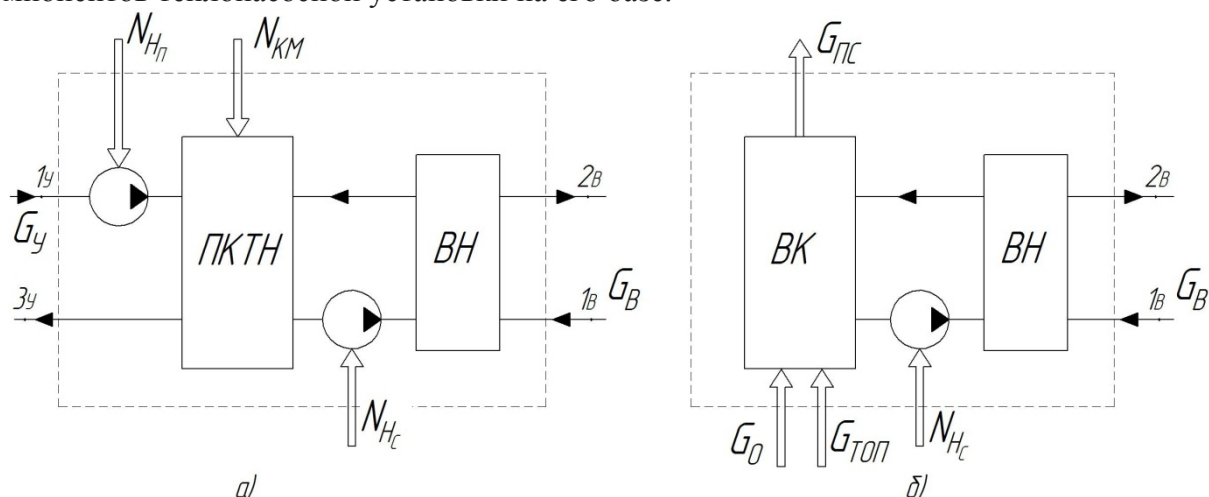


Рис. 8. Схемы энергетических и материальных потоков для системы ГВС на базе:  
 а – парокompрессорного теплового насоса; б – водогрейного котла

В качестве показателей энергетической эффективности принимаются следующие:

- эксергетическая эффективность (эксергетический к.п.д.),  $\varepsilon$ ;
- коэффициент преобразования по полной цепи от первичного энергоресурса (тепловой коэффициент),  $COP_{\Sigma}$ .

В зависимости от целей теплоснабжения также рассматриваются экономические показатели, [4]:

- энергетическая составляющая удельной стоимости единицы теплоты,  $c_0$ ;
- энергетическая составляющая удельной стоимости единицы объема нагреваемой санитарной воды,  $c_V$ .

Оценка энергоэффективности систем ГВС или отопления с использованием гибридного термотрансформатора базируется на применении эксергетического метода термодинамического анализа ввиду разнородности форм энергии во взаимодействующих потоках (механическая, тепловая, химическая).

При использовании эксергетического метода потери энергии от внешней и внутренней необратимости равны разности эксергии по входным и выходным условиям состояния системы. Преимущество эксергетического метода состоит в том, что вычисляемое уменьшение эксергии дает сразу значение потерь превратимости энергии и позволяет сопоставлять их с подведенным количеством этой энергии.

Для оценки совершенства процесса или установки в технике используется понятие коэффициента полезного действия, но правильную оценку дают лишь выражения составления из термодинамически равноценных величин, т.е. только из эксергии. Только такой к.п.д. принимает в идеальном случае обратимого процесса значение, равное единице.

В отличие от публикаций, в которых понятие эксергетического к.п.д. интерпретируется по работам В.М. Бродянского [5, 6, 7], в данной работе используются формулировки и терминология, предложенные М. Мораном, ДЖ. Тсатсаронисом и другими представителями современной эксергетической школы [8, 9, 10].

При проведении эксергетического анализа сформированы новые понятия эксергетических потоков, а именно:

- эксергия потока «топлива»,  $E_F$ .
- эксергия потока «продукта»,  $E_P$ .
- деструкция эксергии,  $E_D$ .

- потери эксергии, возникающие при внешнем контакте системы (элемента системы) с окружающей средой,  $E_L$ .

Эксергетический баланс с учетом приведенных потоков записывается в виде:

$$E_F = E_P + E_D + E_L$$

Главный критерий эксергетического анализа, заменяющий термин эксергетического к.п.д., носит название «эксергетическая эффективность»:

$$\varepsilon = \frac{E_P}{E_F}$$

Отнесение транзитных или прерывистых потоков эксергии к категории  $E_F$  или  $E_P$  сформулировано в правилах, изложенных в [9, 10].

На базе схем энергетических и материальных потоков, рис. 5–8, можно составить формализованные схемы эксергетических преобразований, рис. 9, 10, с указанием входных и выходных потоков эксергий (пересекающих границы рассматриваемой системы). Баланс эксергетических потоков замыкается величиной деструкции,  $E_D$  и потерь,  $E_L$  эксергии в процессах энергопреобразований в компонентах системы.

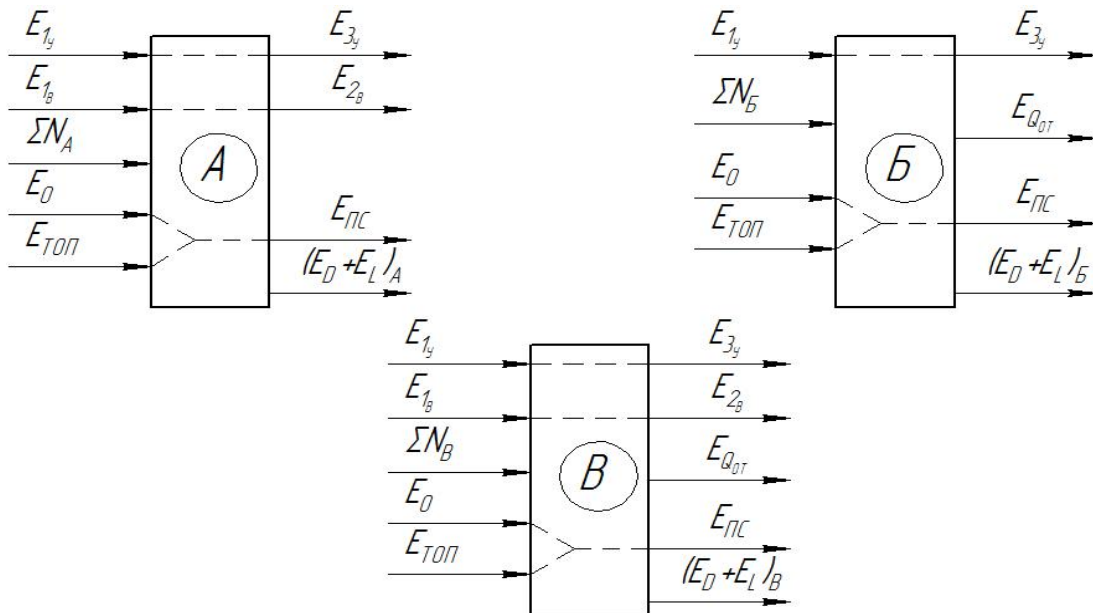


Рис. 9. Схемы эксергетических преобразований в границах систем А, Б и В (рис. 5, 6, 7)

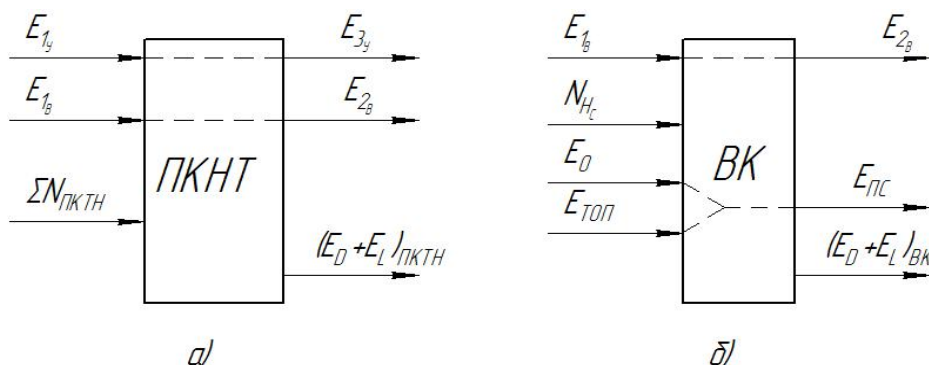


Рис. 10. Схемы эксергетических преобразований:

а – для парокомпрессорного теплового насоса; б – для водогрейного котла

Для выполнения расчетов по изменению удельной эксергии потоков несжимаемой жидкости и идеального газа используются выражения, [4]:

$$e_{2f} - e_{1f} = c_f \cdot \left[ (T_{2f} - T_{1f}) - T_{O.C} \cdot \ln \frac{T_{2f}}{T_{1f}} \right] + \frac{p_{2f} - p_{1f}}{\rho_f}$$

$$e_{2g} - e_{1g} = c_{p.g} \cdot \left[ (T_{2g} - T_{1g}) - T_{O.C} \cdot \ln \frac{T_{2g}}{T_{1g}} \right] + T_{O.C} \cdot R \cdot \ln \frac{p_{2f}}{p_{1f}}$$

Расчет эксергии ископаемого топлива (природного газа) производится по выражению:

$$E_{\text{ТОП}} = E_{\text{ГАЗ}} = \dot{V}_{\text{ГАЗ}} \cdot 0,95 \cdot Q_{\text{H}}^c$$

Расчет эксергии потока теплоты выполняется с использованием фактора Карно:

$$E_Q = \dot{Q} \cdot \left( 1 - \frac{T_{O.C}}{\bar{T}} \right)$$

где  $\bar{T}$  – средняя температура теплоносителя в процессе теплообмена.

Поток продуктов сгорания рассматривается как смесь идеальных газов, для определения объемного расхода этого потока принято расчетное уравнение:

$$\dot{V}_{\text{ПС}} = \dot{V}_{\text{ГАЗ}} \cdot (1 + \alpha_{\text{ИЗБ}} \cdot V^o)$$

где  $\dot{V}_{\text{ГАЗ}}$  – расход топливного газа,  $\text{нм}^3/\text{с}$  ( $\text{нм}^3/\text{час}$ );

$\alpha_{\text{ИЗБ}}$  – коэффициент избытка воздуха;

$V^o$  – объем теоретически-необходимого воздуха для сжигания  $\text{нм}^3$  топлива.

Эксергия потока атмосферного воздуха с параметрами  $T_{O.C}, p_{O.C}$  принимается равной нулю по определению понятия эксергии, т. е.  $E_O = 0$ .

При применении теплового насоса или водогрейного котла для отопительных целей в уравнении для  $E_p$  рассматривается эксергия теплового потока, компенсирующего тепловой сток в окружающую среду, т. е.  $E_p = E_{Q_{от}}$ .

Результаты расчета эксергетической эффективности приведены на рис. 11.

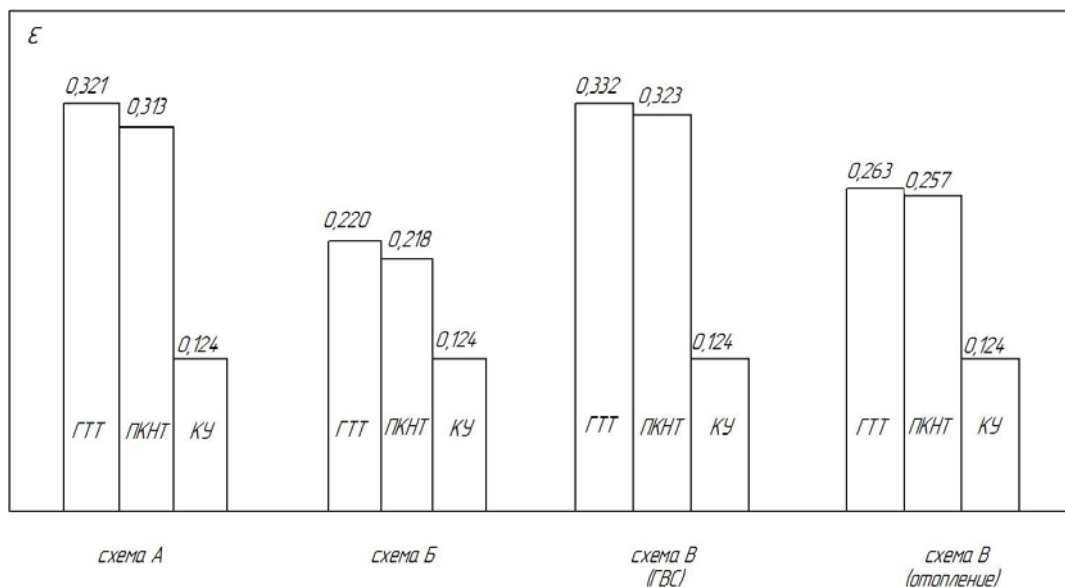


Рис. 11. График значений эксергетической эффективности для условий  $t_{\text{и}} = 0^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{кд}} = 60^\circ\text{C}$

Термодинамическое сопоставление различных схем теплоснабжения производится по затрате первичной энергии, необходимой для производства определенного количества электроэнергии и тепла среднего потенциала. Таким образом, подобное сопоставление

сравнивает тепловой насос, передаваемый потребителю тепловой нагрузки с тепловым потоком, которое генерируется при сжигании ископаемого топлива. Показателем уровня использования первичного энергоресурса может служить величина коэффициента преобразования по полной цепи от первичного энергоресурса,  $COP_{\Sigma}$  :

$$COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{ПЭР}}$$

Для электрогенерации на базе тепловых электростанций (ТЭС):

$$COP_{\Sigma}^{ТЭС} = \frac{N_{ЭЛ}}{\dot{Q}_{ПЭР}}$$

Для теплогенерации в котельной установке:

$$COP_{\Sigma}^{КУ} = \eta_{КУ} = \frac{\dot{Q}_{КУ}}{\dot{Q}_{ПЭР}}$$

Для моноэнергетической теплонасосной системы с потреблением только электроэнергии:

$$COP_{\Sigma}^{ТН} = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{N_{ЭЛ}} \cdot COP_{\Sigma}^{ТЭС} \cdot COP_{\Sigma}^{ЛЭП},$$

где  $COP_{\Sigma}^{ЛЭП}$  – коэффициент преобразования в линии электропередачи от ТЭС до приводного электродвигателя оборудования теплонасосной установки.

Для гибридного термотрансформатора:

$$COP_{\Sigma}^{ГТТ} = \frac{\dot{Q}_{ТН}}{\frac{\sum N}{COP_{\Sigma}^{ТЭС} \cdot COP_{\Sigma}^{ЛЭП}} + \dot{Q}_{ПЭР}^{ВК}}$$

В свою очередь для котельной установки с потреблением топливного газа:

$$\dot{Q}_{ПЭР}^{КУ} = \dot{V}_{ГАЗ} \cdot \dot{Q}_H^C$$

Результат расчета  $COP_{\Sigma}$  для рассматриваемых вариантов работы ГТТ приведены на рис. 12.

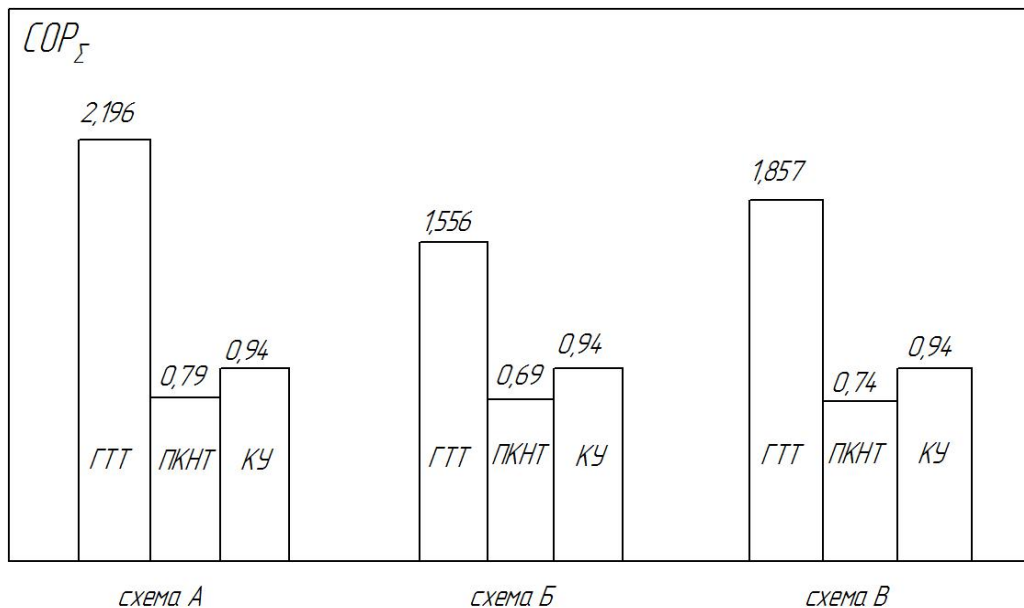


Рис. 12. График значений коэффициента преобразования для условий  $t_{и} = 0^{\circ}C$ ,  $t_{кд} = 60^{\circ}C$

Энергетическая составляющая удельной стоимости теплоснабжения может быть представлена следующим выражением:

$$c_Q = \sum \left( c_{Э/Э} \cdot \frac{N_{ЭЛ}}{\dot{Q}_T} \right) + \sum \left( c_{ПЭР} \cdot \frac{I_{ПЭР}}{\dot{Q}_T} \right)$$

где  $c_{Э/Э}$ ,  $c_{ПЭР}$  – тарифы на электроэнергию и первичные энергоресурсы;

$I_{ПЭР}$  – параметр интенсивности ПЭР (объемный или массовый расход);

$\dot{Q}_T$  – тепловой поток передаваемый потребителю.

Для системы ГВС данный показатель рассматривается относительно объемного расхода нагреваемой воды и связан с величиной  $c_Q$  следующим выражением:

$$c_V = c_Q \cdot \frac{\dot{Q}_T}{\dot{V}_B}$$

Результаты расчета  $c_Q$  и  $c_V$  представлены на рис. 13.

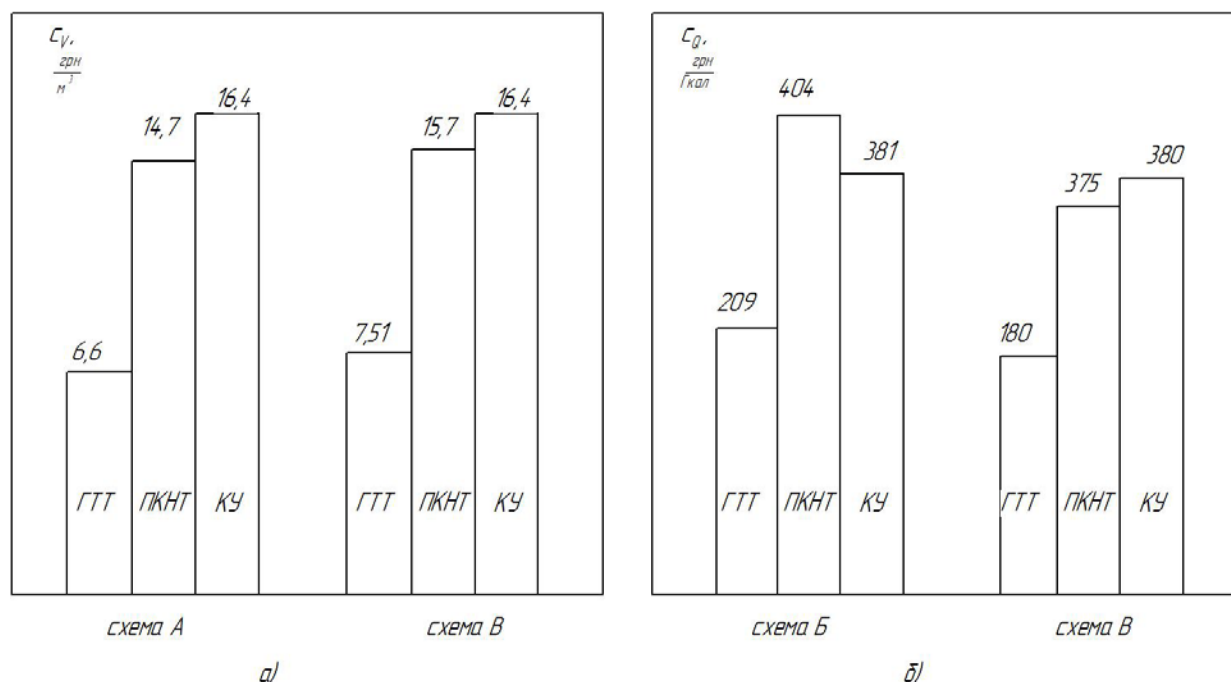


Рис. 13. Экономические показатели энергоэффективности теплоснабжения для условий  $t_{и} = 0^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{кд} = 60^{\circ}\text{C}$ : а – для систем ГВС; б – для системы отопления

### Выводы

1. Выполнен выбор схемных решений применения гибридного термотрансформатора в системах ГВС и отопления с утилизацией теплоты естественного грунта, грунтовой воды и атмосферного воздуха.
2. Составлены расчетные модели по определению режимных и энергетических характеристик для рассматриваемых схем теплоснабжения.
3. На основе численного моделирования получены прогнозируемые значения расходных и энергетических показателей.
4. Выполнено сравнение энергоэффективности для гибридного термотрансформатора, парокомпрессорного теплового насоса и котельной установки для равноценных режимов ГВС и отопления.
5. По всем схемам гибридного термотрансформатора показатели и значительно выше, чем для традиционных систем теплоснабжения (ПКНТ и КУ).
6. Удельная энергетическая стоимость теплоснабжения как для целей ГВС, так и отопления при применении гибридного термотрансформатора в 2 или более раз ниже, чем для котельных установок и парокомпрессорных тепловых насосов для выбранного расчетного

уровня температуры сетевой воды, равной 55°C.

7. Характер зависимостей представленных на рис. 11–13 аналогичен и для других температурных уровней кипения рабочего вещества в испарителе.

8. Более высокие показатели энергоэффективности могут быть получены при применении в качестве рабочих веществ чистых углеводородов (R600, R600a) и синтезированных хладагентов (R142в, R236fa, R245fa).

### Список литературы

1. Фаворский О. Н., Полищук В. Л., Лившиц Н. М., Длугосельский В. Н. Мировой опыт и перспективы внедрения парогазовых и газотурбинных технологий в теплоэнергетику России на основе возможностей отечественного энергомашиностроения. // Теплоэнергетика. – 2007. – № 9. – С. 46.
2. Деклараци́нный патент на корисну модель: парова термотрансформатора установка №28398, Україна, МПК (2006) F25B 1/00. Опубл. 10.12.2007. Бюл. № 20.
3. Арсеньев В. М., Марченко В. Н., Прокопов М. Г., Проценко М. И. Применение струйной термокомпрессии в понижающих термотрансформаторах. // Холодильна техніка і технологія. – 2009. – № 5 (121). – С. 51–56.
4. Арсеньев В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник / В. М. Арсеньев. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.
5. Бродянский В. Н. Эксергетический метод термодинамического анализа. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
6. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
7. Эксергетические расчеты технических систем. Справочное пособие / Под ред. А. А. Долинского и В. М. Бродянского. – Киев: Наукова думка, 1991.
8. Moran M. I., Shapiro H. N. Fundamentals of engineering thermodynamics. – New York: John Wiley, 1992.
9. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. – Одеса: ООО Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.
10. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. — Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

## CHARACTERISTICS OF THE HEAT PUMP MODE OF HYBRID THERMAL-TRANSFORMER USING NATURAL HEAT SOURCES

V. M. ARSENIIEV, Cand. Tech. Sci., Prof.  
M. I. PROTSENKO, engineer  
V. N. KOZIN, Cand. Tech. Sci.  
S. V. BUJANOV, student

*Energy and operating conditions characteristics of the heat pump mode of hybrid thermal-transformer (HTT) are presented in the paper. HTT, based on the jet thermal compression module (JTC-module), is operated for the purposes of the hot water supply and heating using different low-grade heat sources. The comparison between performance efficiency of HTT with vapor compression heat pump and HTT with water boiler was implemented.*

Поступила в редакцию 03.07 2012 г.