

УДК 536.24+662.995+621.577

Долинский А.А., Накорчевский А.И.

Институт технической теплофизики НАН Украины

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПРОЕКТА “КОГЕНЕРАЦИЯ – АККУМУЛИРОВАНИЕ – ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ”

(ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЛЕТНЕЙ ТЕПЛОТЫ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ТЭС ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В ОТОПИТЕЛЬНЫЙ СЕЗОН)

Показано, що реалізація пропонованого проекту “Когенерація – акумулювання – теплові насоси” дасть змогу майже вдвічі підвищити теплову продуктивність когенераційних установок при незмінній їхній потужності й витратах енергії.

Показано, что реализация предлагаемого проекта “Когенерация – аккумулярование – тепловые насосы” позволит почти вдвое повысить тепловую производительность когенерационных установок при неизменной их мощности и затратах энергии.

We show that the realization of the proposed project “Cogeneration – accumulation – heat pumps” will enable one to increase the heat productivity of cogeneration units almost twice under their invariable power and energy expenditure.

A – параметр;
 c – удельная теплоемкость;
 E – энергия;
 G – массовый расход;
 H – высота;
 k – число теплообменников в аккумуляторе;
 L – длина, шаг теплообменников;
 q – плотность теплового потока;
 N – мощность;
 n – число оборотов;
 p – давление;
 R – радиус;
 t – время;
 T – температура;
 \dot{V}_1 – объемный расход;
 Z – высота теплообменника;
 δ – толщина изоляции;
 λ – коэффициент теплопроводности;

ρ – плотность;
 τ – интервал времени;
 \mathfrak{R} – газовая постоянная.

Индексы

a – аккумулярование;
 b – буфер;
 v – вода;
 g – год;
 m – массив;
 o – основной;
 p – полость;
 r – разрядка;
 t – теоретическая;
 tn – тепловой насос
 0 – при $r = R_0$;
 1 – испаритель;
 2 – конденсатор.

Введение

Как известно, коммунальные когенерационные теплоэлектростанции по сравнению с установками, производящими только электроэнергию, имеют больший коэффициент использования энергии топлива и обладают рядом до-

полнительных преимуществ [1, 2]. Однако после окончания отопительного сезона, в связи существенным снижением теплопотребления, возникают проблемы рационального применения вырабатываемой теплоты. Эти проблемы можно решить в рамках коммунального теплоснабжения, осуществив межсезонное аккумулярование

теплоты с целью дальнейшего ее использования в отопительный сезон. В таком случае неостребованная в летний период энергия эффективно вводится в систему теплоснабжения и при полугодовом отопительном сезоне, что характерно для Украины, почти вдвое увеличивает тепловой потенциал когенерационных установок при неизменной мощности и топливных ресурсах последних. При извлечении теплоты из аккумулятора поддержание необходимого температурного режима возлагается на тепловые насосы. Таким образом возникает взаимодействующая технологическая цепь: “когенерационная установка – аккумулятор – тепловой насос”. Естественно, что работа звеньев этой цепи должна быть взаимно согласована. Рассмотрению основных принципов предлагаемого здесь решения и посвящена данная работа. Основное внимание уделено последним двум элементам – аккумулятору и тепловым насосам.

Проблемы аккумулирования

Аккумулятор должен отвечать ряду требований. Если ориентироваться на тепловую мощность порядка 1 МВт, то при 180 суточном отопительном сезоне тепловая емкость аккумулятора должна быть $4,32 \cdot 10^6$ кВт · час. При этом надо минимизировать тепловые потери аккумулятора в течение 180 суток закачки теплоты и в течение 180 суток последующего ее извлечения. Естественным природным минералом, имеющим наибольшую объемную удельную теплоемкость $4,17 \cdot 10^6$ Дж/(м³К) является вода. Если ее использовать как аккумулирующую среду, то при повышении температуры воды в аккумуляторе от 10 до 80 °С емкость аккумулятора составит $5,33 \cdot 10^4$ м³. Наименьшую ограничивающую поверхность имеет куб, длина ребра которого должна быть 37,6 м, что соответствует высоте 12 этажного дома, а поверхность составит 8483 м². Искусственное сооружение такой большой емкости с легкоподвижной средой в пределах зоны проживания проблематично и опасно.

В этой связи в ИТТФ в течение ряда лет проводятся исследования по созданию, а точнее по организации в естественном грунтовом массиве теплового аккумулятора [3 – 7]. Большинство ес-

тественных грунтов имеют вдвое меньшую объемную удельную теплоемкость чем вода, и очень малую теплопроводность. Первый фактор мало существенен. Последний же двойственно влияет на успешное решение задачи. Малая теплопроводность ограничивает область распространения теплоты в неограниченном грунтовом массиве и поэтому является положительным фактором. Но с другой стороны, она определяет большое тепловое сопротивление грунта, что приводит к большим перепадам температур между теплоносителем и грунтовым массивом. Поэтому температура промежуточного теплоносителя при разрядке может оказаться значительно (на 40...60 °С) меньше, чем при аккумулировании. С этим явлением в мировой практике практически смирились и, когда извлекают геологическую теплоту верхних слоев грунта, как правило, переходят в область отрицательных температур теплоносителя [8]. При этом ошибочно считают, что добывают “дармовую” энергию и, следовательно, ее качество, определяемое температурой, не имеет значения. По сути не учитывают, что изъятие геологической или атмосферной теплоты в конечном итоге скажется на климатической обстановке данной местности [9, 10]. С таким подходом трудно согласиться.

Метод ИТТФ организации грунтового аккумулятора базируется на анализе совместной работы группы (“куста”) грунтовых теплообменников и на выработке мероприятий, понижающих перепад температур между теплоносителем и грунтовым массивом и препятствующих расширению области аккумулирования. Была поставлена и решена задача высокотемпературного аккумулирования и полного извлечения накопленной энергии. Последнее условие к тому же является необходимым с экологической точки зрения.

Грунтовой аккумулятор

Система вертикальных теплообменников с рабочей высотой Z размещается на прямоугольной площадке с шагом L в буровых скважинах радиусом R_0 (см. рис. 1). Система теплообменников создает основную область аккумулирования объемом $V_0 = L^2(m-1)(n-1)Z = \text{const}$, где m , n – число теплообменников по сторонам прямо-

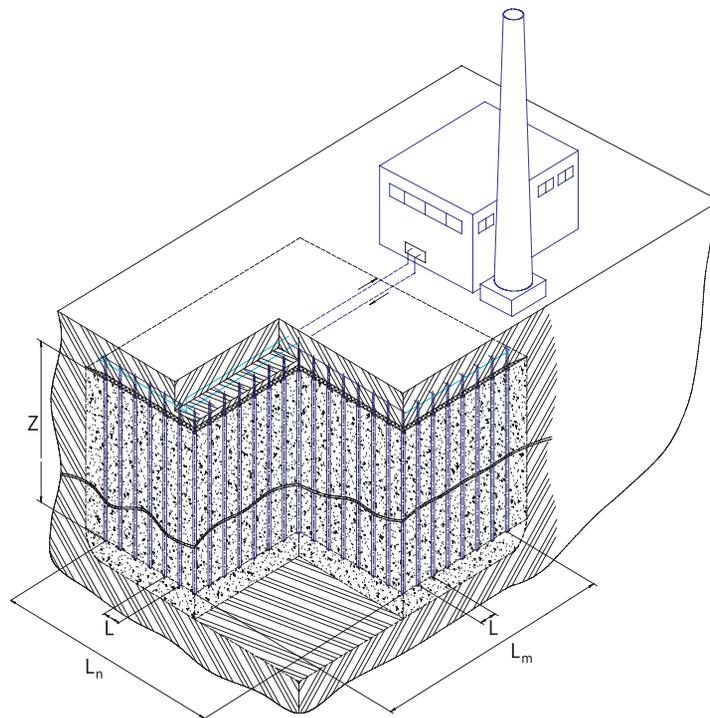


Рис. 1. Аксонометрическая схема грунтового аккумулятора.

угольной площадки. Тепловой поток от периферийных теплообменников направлен во внутрь основной области аккумулярования. Основная область аккумулярования в тепловом отношении взаимодействует с неограниченным грунтовым массивом посредством буферной подобласти, линейный размер которой $R_6(t)$, отсчитываемый по нормали от всех шести боковых поверхностей основной области и от всех ребер, непрерывно увеличивается во времени. Работа теплообменников организуется таким образом, чтобы обеспечить равномерное распределение температуры $T_0(t)$ по объему основной области. В буферной подобласти температура T изменяется от $T_0(t)$ на боковых поверхностях до исходной температуры грунтового массива T_M . При разрядке аккумулятора периферийные теплообменники отключаются, чем обеспечивается устойчивое извлечение теплоты и устраняется влияние неравномерности распределения температур в буферной подобласти. Разрядка заканчивается при полном извлечении аккумулярованной теплоты. Подробности изложены в работах [3 – 7].

Расчеты показали, что с экономической и организационной точек зрения целесообразно пре-

дотвратить развитие верхней части буферной подобласти. Это достигается тепловой изоляцией верхней грани основной области аккумулярования и примыкающей к этой грани буферной поверхности, определяемой $R_6(t)$, где $t = 3,11 \cdot 10^7$ с соответствует длительности годового цикла. При этом сокращается глубина бурения скважин на высоту порядка $H = R_6(t) + h_T$, где h_T – глубина сезонных изменений температур в грунте [11]. На рис. 1 и в приведенных ниже расчетах рассматривается именно этот вариант.

Особенности работы тепловых насосов

Исходя из общих представлений ясно, что температура $T_0(t)$ при аккумуляровании будет увеличиваться от исходной температуры грунтового массива T_M до некоторого наибольшего значения $T_{0,max}$, а затем при разрядке $T_0(t)$ будет падать и снизится до начального значения T_M при полном извлечении аккумулярованной энергии. Подобным образом изменяется и температура промежуточного теплоносителя T_B , которая при разрядке определяется некоторой убывающей во времени функцией

$$T_B = T_{B,p} \varphi(t), \quad (1)$$

где $T_{B,p}$ – значение T_B в начале разрядки. Промежуточный теплоноситель, извлекающий теплоту из аккумулятора, поступает в испаритель теплового насоса. Обычно тепловые сети работают с постоянной тепловой нагрузкой и требуют поддержания неизменной рабочей температуры. Таким образом, работа теплового насоса должна отвечать условию (1) и требованиям

$$G = \rho_1 \dot{V}_1 = \text{const}, \quad T_2 = \text{const}, \quad (2)$$

где G – массовый расход рабочего тела теплового насоса, ρ_1 – плотность рабочего тела, \dot{V}_1 – объемный расход компрессора со стороны испарителя. Здесь и ниже принято, что из-за малости тепловых сопротивлений теплообменников теплового насоса температуры по обе стороны теплообменной поверхности практически совпадают ($T_{B1} \cong T_1$, $T_{B2} \cong T_2$), в индексах цифра 1 указывает на параметры в испарителе, цифра 2 – на параметры в конденсаторе, литера в – соотносит величину к соответствующему внешнему (относительно теплового насоса) теплоносителю. Считаем, что теплофизические характеристики рабочего тела в испарителе и конденсаторе отвечают условиям насыщения. Тогда согласно (2) должны выполняться соотношения

$$\rho_1 = \frac{G}{\dot{V}_1(t)} = \frac{p_1}{\mathfrak{R} T_1}, \quad p_1 = \psi(T_1), \quad p_2 = \psi(T_2) = \text{const}, \quad (3)$$

где \mathfrak{R} – газовая постоянная рабочего тела теплового насоса. Следовательно, объемная производительность компрессора должна изменяться как

$$\dot{V}_1(t) = \frac{G}{\rho_1(t)} = \frac{G \mathfrak{R} T_1(t)}{p_1(t)}. \quad (4)$$

Выполнение условий (1), (3), (4) легко осуществимо в компрессоре поршневого типа с переменным числом оборотов двигателя $n(t)$:

$$n(t) = \frac{G}{\rho_1(t) \xi S l}, \quad (6)$$

где ξ – коэффициент передачи, S – площадь поршня, l – длина хода поршня. Постоянство давления в камере конденсации p_2 поддерживается автоматически нагнетательным клапаном. Тео-

ретическая мощность, идущая на сжатие газа,

$$N_T = \frac{m}{m-1} G \mathfrak{R} (T_2 - T_1), \quad (7)$$

где m – показатель политропы. С учетом эффективного КПД теплового насоса, учитывающего потери энергии на трение в компрессоре, в приводе и отклонения процесса от теоретического, требуемая мощность будет [12]

$$N_{TH} = 1,852 \frac{T_2 - T_1}{T_2 + 273} N, \quad (8)$$

где N – мощность, отводимая от грунтового аккумулятора.

Годовой цикл работы системы “когенерационная установка – грунтовой аккумулятор – тепловой насос”

В качестве примера рассмотрена система с тепловой мощностью $N = 1,16 \cdot 10^6$ Вт и максимальной температурой горячего теплоносителя 96 °С. Параметры грунтового аккумулятора: грунт – глина ($\lambda_m = 0,8$ Вт/(м·К), $\rho_m \cdot c_m = 1,512 \cdot 10^6$ Дж/(м³·К)); геометрические размеры теплообменника – $Z = 120$ м, $R_0 = 0,15$ м, шаг $L = 1,6$ м, общее число теплообменников в “кусте” $k = 240$, число работающих теплообменников при аккумуляции $k_a = 210$, при разрядке – $k_p = 184$, размеры площадки, занимаемой “кустом” теплообменников, $L_m \times L_n = 24 \times 22,4$ м², объем основной области аккумуляции $V_o = 0,645105$ м³, объем буферной подобласти в конце аккумуляции ($t = 180$ суток) $V_{б.а} = 0,259 \cdot 10^6$ м³, объем теплоизоляционных плит $V_{из} = 497$ м³ (блоки из перлитного песка толщиной $\delta = 0,3$ м, $\lambda = 0,05$ Вт/(м·К)). Плотность теплового потока на наружной поверхности теплообменников при аккумуляции $q_{0a} = 48,8$ Вт/м², при разрядке $q_{0p} = 56,4$ Вт/м². Приведем выражение для важной характеристики процесса – разности температур теплоносителя T_B и основной области аккумуляции T_o , определяемой как

$$\Delta T_{B,o} = T_B - T_o = \frac{q_{0i}^2}{\lambda_m \left(\dot{\gamma} \rho_m c_m + \frac{q_{0i} R_c}{(R_c - R_0) R_0} \right)},$$

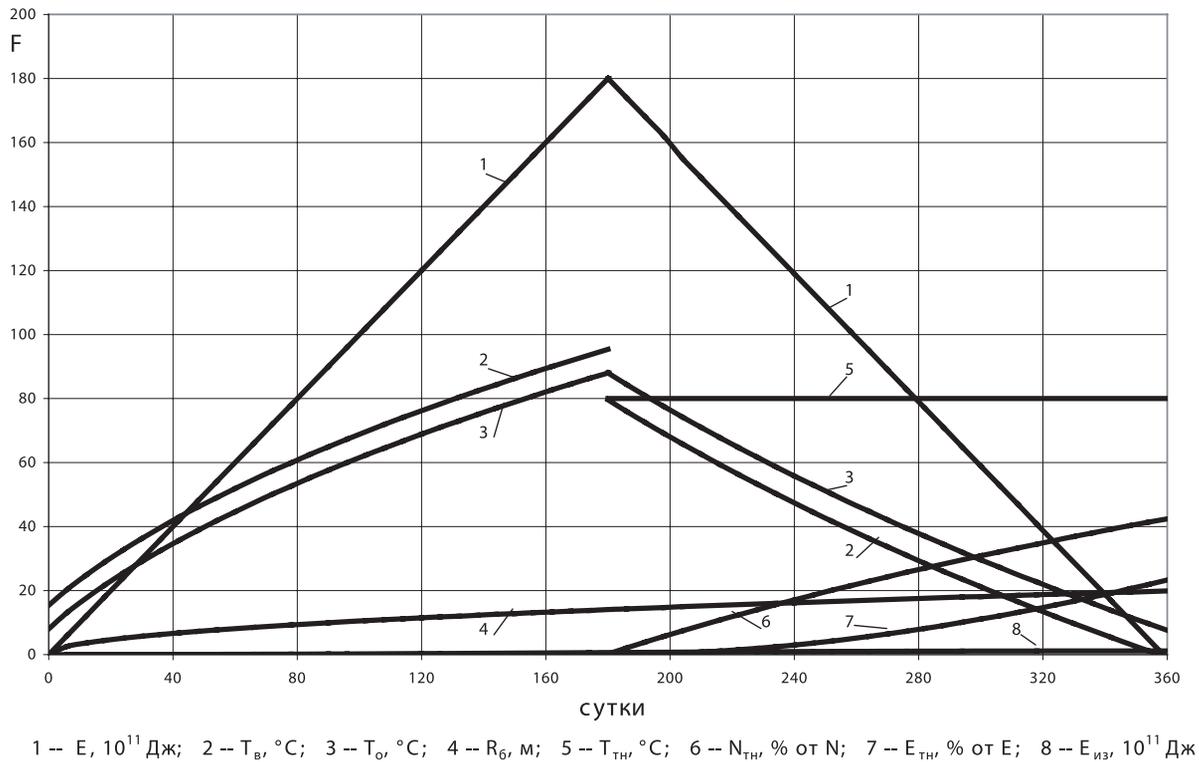


Рис. 2. Изменение основных характеристик F при годовом цикле работы системы “когенерационная установка – грунтовой аккумулятор – тепловой насос”.

$\dot{\gamma} = \frac{dT_o}{dt}$, $R_c = \frac{L}{2}$, $i = a, p$. (9)
Здесь q_{0i} трактуется как вектор. Зависимость (9) получена при соблюдении условия

$$A_o = \frac{q_{0i}(R_c - R_0)}{\lambda_m(T_{в} - T_o)} \geq 3, \text{ которое обычно выполняется.}$$

На основании алгоритмов, представленных в [3–7], разработана программа расчета годового цикла работы системы. Результаты анализа даны на рис. 2. При аккумулировании монотонно увеличивается накопленная энергия и достигает значения $E_a = 0,18 \cdot 10^{14}$ Дж на 180 сутки. При этом, температура грунта в основной области аккумулирования $T_{o,max} = 88$ °C, температура теплоносителя $T_{в1} = 95,4$ °C, линейный размер буферной под области $R_{б,a} = 14,1$ м. При разрядке поведение функций T_o и $T_{в1}$ согласно (9) изменяется на противоположное: теперь $T_{в1}$ окажется меньше T_o . Если на тепловой насос возложить функцию поддержания неизменной температуры сетевого

теплоносителя, например, $T_{в2} = T_{тн} = 80$ °C, то количество энергии $E_{тн}$, подведенной к насосу от внешнего источника, будет определяться выражением (8) и на 180 сутки разрядки составит 23,3 % от E_a . В процессе расчета контролировались потери энергии через верхний изоляционный щит и они не превысили 0,6 % от E_a . Конечное значение $R_{б,p} = 19,9$ м.

Некоторые замечания

В качестве грунтовых теплообменников, опускаемых в буровые скважины, следует ориентироваться на решения, представленные в работе [13]. Помимо минимизации затрат на изготовление, такая конструкция позволяет просто удовлетворить требование, предъявляемое к периферийным теплообменникам, состоящее в организации теплового потока, направленного только во внутрь основной области аккумулирования. Преимущество этого решения в том, что центральная сквозная полость достаточно большого сечения ($R_{п} = 0,585R_0$) позволяет теплообменнику выполнять функции обсад-

ной трубы и это исключает проблему стойкости стенок и упрощает выбор способа проходки скважины особенно при глубоком бурении.

Здесь уместно обсудить вопрос о буровых работах, диаметре скважин и их глубине. С увеличение рабочей высоты теплообменников уменьшаются размеры площадки для размещения “куста” скважин, объем верхнего теплоизоляционного щита и потери теплоты. При этом диаметр скважин должен быть не менее 300 мм. Однако специализированной техники для выполнения таких работ нет. Техника глубокого бурения ограничивается небольшими диаметрами проходки. Наиболее подходящими представляются устройства для разработки твердых ископаемых – угля, соли и т. п.. Однако эти установки стационарного характера. Здесь же для бурения “куста” скважин желательнее иметь самоходное, легко перемещающееся устройство. Таким требованиям вполне удовлетворяет строительная техника для буронабивных свай. У них нет ограничений по диаметру скважин, но глубина бурения не превышает 40 м. Впрочем, вполне возможна модернизация оборудования с целью увеличения глубины бурения. Проведенный расчет при условиях, приведенных в предыдущем пункте этой работы, но при меньшем значении $Z = 40$ м ($R_0 = 0,15$ м, $L = 1,7$ м), дал такие результаты: $k = 992$, $k_a = 930$, $k_p = 870$, размеры площадки, занимаемой “кустом” теплообменников, $L_m \times L_n = 51 \times 52,7$ м², объем основной области аккумуляции $V_o = 0,108 \cdot 10^6$ м³, $V_{ба} = 0,217 \cdot 10^6$ м³, объем теплоизоляционных плит $V_{из} = 1480$ м³. Меньшими оказались $q_{0a} = 33,1$ Вт/м², $q_{0p} = 35,4$ Вт/м² и разность температур по (9), но потери теплоты через верхний теплоизоляционный щит увеличились до 2,6 % от E_a . Несколько возросла и себестоимость. Если в исходном примере срок окупаемости по ценам на бурение, полиэтиленовые трубы и изоляцию на настоящий момент и цене 20 коп./(кВт · час) составил 8 лет, то для второго варианта – 11,5 лет. Но цена 20 коп./(кВт · час) соответствует всего лишь 36 % себестоимости электроэнергии. С учетом действительной себестоимости сроки окупаемости существенно уменьшаются и составят 2,7 и 3,8 лет соответственно.

В заключение рассмотрим вопрос о месте расположения грунтового аккумулятора и теплового

насоса. Их можно поместить непосредственно вблизи источника теплоты, как это отвечает решению на рис. 1. Можно и возле потребителя теплоты. Последний вариант имеет предпочтение в случае новостроек. Действительно, экономически выгоден переход к более низкой температуре теплоносителя, например, путем замены радиаторного отопления внутриспольным, когда диапазон температур горячего теплоносителя может колебаться в пределах 35...50 °С. Тогда существенно снизится и конечная температура на выходе из теплового насоса, а следовательно, и доля потребляемой насосом внешней электроэнергетики. Технологическая схема дана на рис. 3.

Выводы

1. Реализация проекта “Когенерация – аккумуляция – тепловые насосы” позволит почти вдвое увеличить тепловую мощность когенерационных установок при неизменных: а) исходной мощности первичного энергетического источника и б) первоначального количества топлива.
2. В качестве аккумулятора следует ориентироваться на естественный грунтовой массив, оборудованный системой вертикальных грунтовых теплообменников специальной конструкции, работающих по алгоритму ИТТФ.
3. Наиболее подходящими по своим характеристикам являются тепловые насосы с поршневыми компрессорами.
4. Осуществление указанного проекта безусловно в экологическом отношении, поскольку не используются ни геологические, ни атмосферные естественные источники энергии.
5. Роль и значимость проекта будет возрастать по мере удорожания производства энергии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Долінський А. А., Чайка О. І. Стан та перспективи розвитку когенерації в Україні // Перва в Україні Міжнародна конференція “Когенерація в промисловості і комунальній енергетиці” 18–20 жовтня, Київ 2004, Україна. – С. 195 – 197.
2. Долинский А.А., Базеев Е.Т., Дюков В.А., Диденко В.М. К методике оценки эффективности

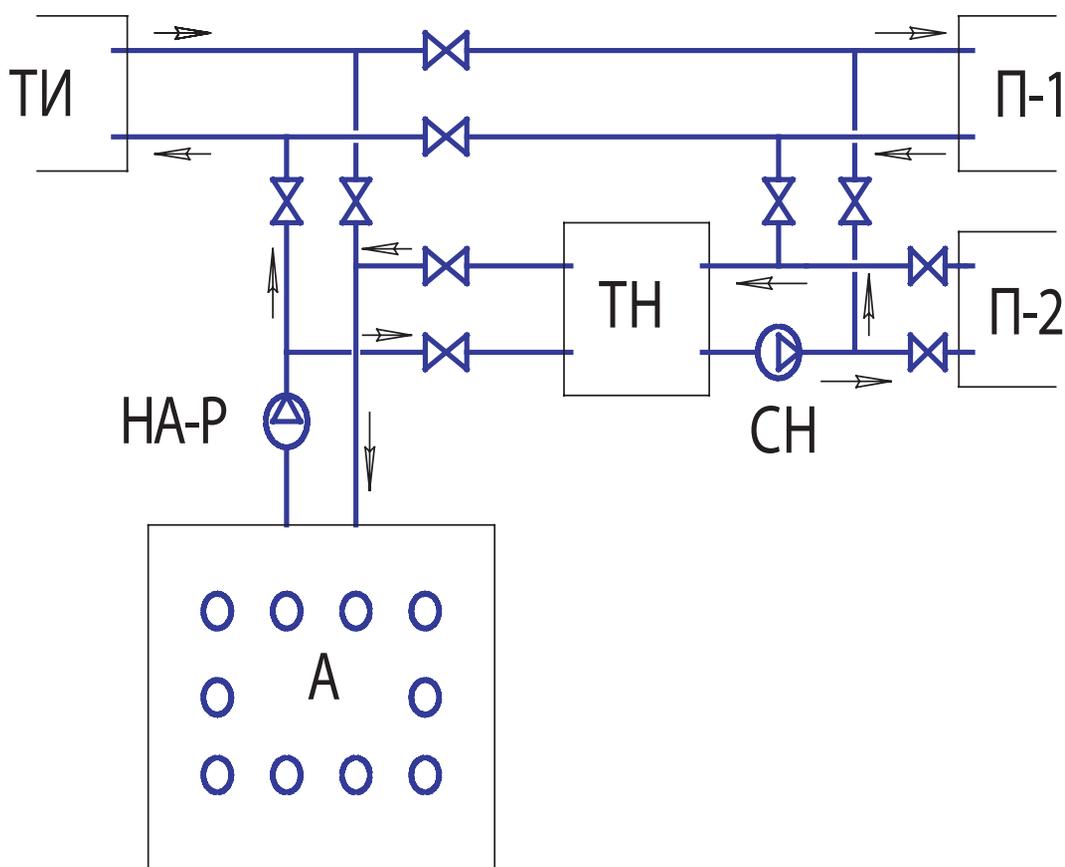


Рис. 3. Технологическая схема.

ТИ – тепловой источник, П-1 и П-2 – потребители теплоты, А – аккумулятор, ТН – тепловой насос, СН – сетевой насос, НА-Р – насос аккумуляирования – разрядки.

комбинированного производства теплоты и электроэнергии // Первая в Украине Международная конференция “Когенерация в промышленности и коммунальной энергетике” 18-20 октября, Киев 2004, Украина. – С. 193 – 194.

3. *Накорчевский А.И., Басок Б.И., Беляева Т.Г.* Проблемы грунтового аккумуляирования теплоты и методы их решения // Пром. теплотехн. – 2003. – Т. 25, № 3. – С. 42–50.

4. *Накорчевский А.И.* Динамика грунтового аккумуляирования теплоты и выбор рациональных решений // ИФЖ. – 2004. – Т. 77, № 4. – С. 10–19.

5. *Накорчевский А.И.* Динамика разрядки теплового аккумулятора в неограниченном грунтовом массиве // ИФЖ. – 2005. – Т. 78, № 6. – С. 70–77.

6. *Накорчевский А.И.* Особенность переходных процессов при грунтовом аккумуляировании

солнечной энергии // ИФЖ. – 2006. – Т. 79, № 2. – С. 156–160.

7. *Накорчевский А.И., Басок Б.И., Беляева Т.Г.* Технологические показатели различных схем грунтового аккумуляирования теплоты // Теплоэнергетика. – 2006. – № 3. – С. 29–35.

8. *Системы тепловых насосов.* Инструкция по проектированию. Viessmann. 2000. – 48 с.

9. *Денисова А.Е., Мазуренко А.С., Тодорцев Ю.К., Дубковский В.А.* Исследование энергии грунта в теплонасосных гелиосистемах энергоснабжения // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 1. – С. 27–30.

10. *Васильев Г.П., Шилкин Н.В.* Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах // АВОК. – 2003. – № 2. – С. 52–60.

11. *Накорчевский А.И., Беляева Т.Г.* Регрессионный анализ глубин годовых флуктуаций температур в верхних слоях грунта // Пром. теплотехн. – 2005. – Т. 27, № 6. – С. 86–90.

12. *Розенфельд Л. М., Ткачев А.Г.* Холодильные машины и аппараты. М.: Изд. торг. лит., 1960.- 656 с.

13. *Накорчевский А.И., Басок Б.И.* Оптимальная конструкция грунтовых теплообменников // Пром. теплотехн. – 2005. – Т. 27, № 6. – С. 27–31.

Получено 24.05.2006 г.

УДК 621.311

БАСОК Б.И., КОЛОМЕЙКО Д.А.

Институт технической теплофизики НАН Украины

АНАЛИЗ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК. ЧАСТЬ II. АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Наведено порівняльний аналіз енергетичної ефективності когенераційних установок, працюючих на базі газопоршневих двигунів різних виробників. Розраховано показники енергетичної ефективності діючих когенераційних об'єктів та проведено порівняльний аналіз з показниками роботи типової малої ТЕЦ.

Приведен сравнительный анализ энергетической эффективности когенерационных установок, работающих на базе газопоршневых двигателей различных производителей. Рассчитаны показатели энергетической эффективности реально существующих когенерационных объектов и проведено сравнение с показателями работы типовой малой ТЭЦ.

We give a comparative analysis of the power efficiency of cogeneration installations working on the basis of internal combustion engines of various producers. We calculate the parameters of power efficiency of really existing cogeneration units and carry out a comparative analysis with the characteristics of a standard small thermal power station.

АСУ ТП – автоматизированная система управления технологическим процессом;

ГПД – газопоршневой двигатель;

ГТУ – газотурбинная установка;

ПТУ – паротурбинная установка;

КИТ – коэффициент использования теплоты топлива;

КПД – коэффициент полезного действия;

ТНРТ – турбина на низкокипящем рабочем теле;

ТЭЦ – теплоэлектроцентраль.

В связи с разными вариантами потребления энергии, производимой когенерационными установками, возможна реализация схемного решения на базе различного типа оборудования. На наш взгляд наименее затратным, а значит и менее трудоемким, является когенерация на базе газопоршневого двигателя с электрогенератором. Помимо перечисленных в [1] преимуществ, когенерация на базе ГПД может быть реализована в условиях низкоккачественного или низкоккалорийного горючего газа, например, шахтного метана, биогаза, доменного газа, спутного газа нефтедобычи и т.п. При этом несколько изменятся режимы работы установки или количество потребляемого топлива.

В настоящее время на рынке Украины можно приобрести когенерационные установки различных производителей как зарубежных, так и отечественных. Здесь проведен обзор предлагаемых установок на базе газопоршневых двигателей и оценена их энергетическая эффективность. Для сравнительного анализа были взяты установки с электрической мощностью, близкой к 1 МВт. Их технические характеристики представлены в табл. 1

К сожалению, отечественный производитель когенерационных установок ОАО “Первомайскдизельмаш” не производит газопоршневые агрегаты мощностью, близкой к 1 МВт. Все выше перечисленные установки могут работать по тепловой схеме, представленной на рис 1.