

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОНАСОСНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ С ДВИГАТЕЛЕМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Петраш В.Д., Басист Д.В., Сорокина И.В. (Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса)

Проведен анализ теплонасосной системы теплоснабжения с двигателем внутреннего сгорания, по выполненным исследованиям определены термодинамические основы трансформации теплоты низкотемпературных источников энергии. Установлена энергетическая эффективность использования первичного топлива для теплоснабжения по сравниваемым вариантам привода компрессора.

В работе [1] приведен поиск технических решений повышения эффективности централизованного тепло- и электроснабжения на основе когенерационных установок с двигателями внутреннего сгорания, позволяющих утилизировать теплоту высокотемпературных и низкотемпературных систем охлаждения двигателей. Представляет интерес система когенерации [2] на основе двигателя внутреннего сгорания для децентрализованного теплоснабжения, позволяющая утилизировать энергию отработанных газов и теплоту охлаждения водяной рубашки двигателя. При этом тепловые потоки низкотемпературных систем охлаждения, составляющих около 1/3 общих теплопотерь агрегата, могут использоваться только при наличии низкотемпературной воды с достаточным ее расходом, согласующимся с режимом ее последующего применения.

Одним из перспективных направлений развития децентрализованного теплоснабжения является дальнейшее совершенствование теплонасосных систем, в которых для привода компрессора используется механическая энергия двигателя внутреннего сгорания, рис.1. Теплоэнергетическая эффективность практического применения такого вида систем заключается в автономном энергоснабжении, исключая магистральные потери, с утилизацией теплоты охлаждения двигателя и отходящих газов с температурой до 700 °С. Кроме того достоинством анализируемой системы является возможность эксплуатационного регулирования мощности отбираемой теплоты для систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения простым изменением частоты

вращения двигателя, а также достижение более высокой начальной температуры абонентского теплоносителя. Тепловой насос с приводом от теплового двигателя относится к теплопотребляющим [3,4,5]. Известные варианты схемой разработки и эффективность практической реализации отопительно-вентиляционных систем для нагрева воды и воздуха приведены в [4,6].

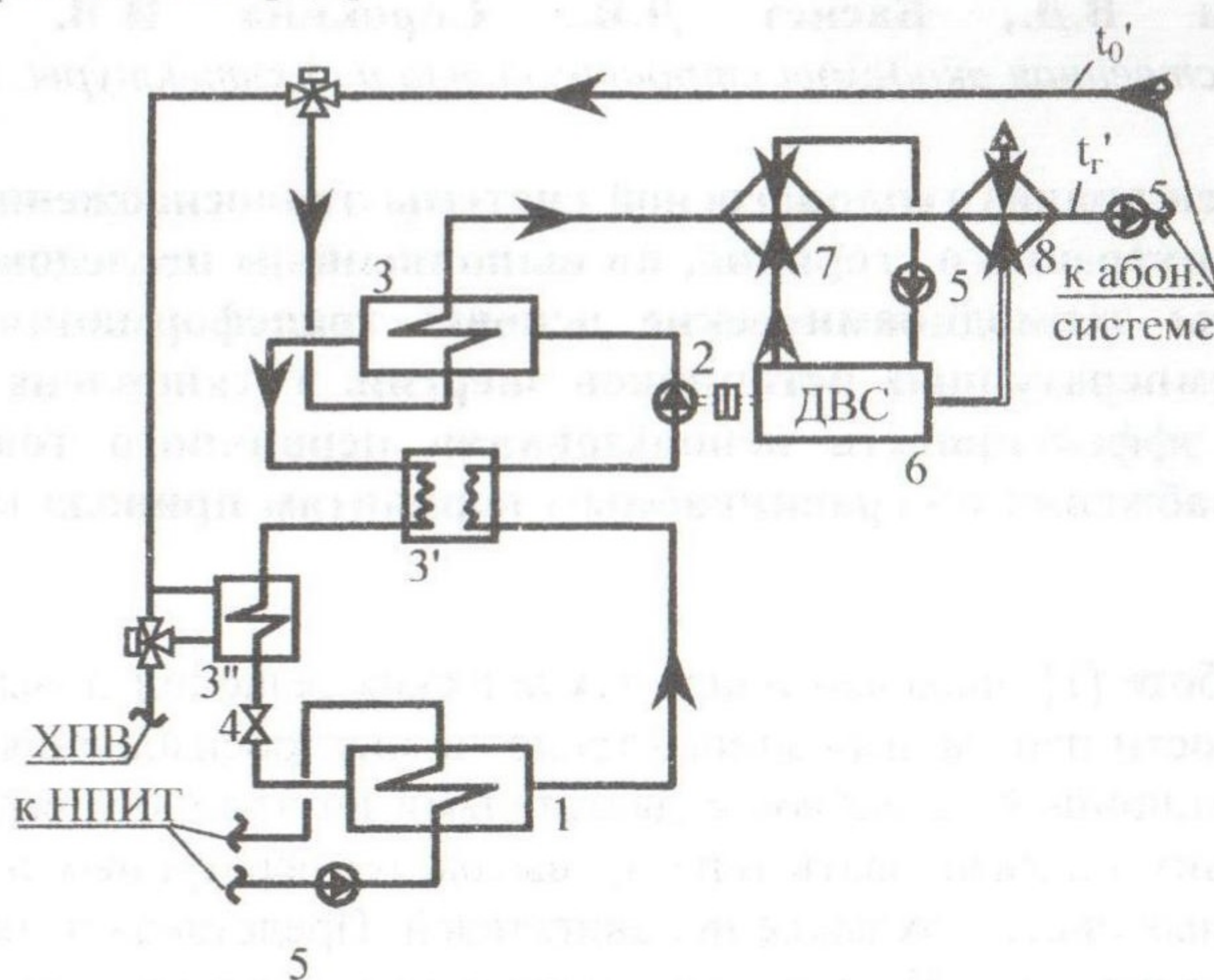


Рис. 1. Система теплоснабжения с приводом компрессора от двигателя внутреннего сгорания. Условные обозначения: 1 – испаритель; 2 - компрессор; 3 - конденсатор; 3' - регенеративный теплообменник; 3'' - теплообменник предварительного нагрева холодной воды; 4 - дроссельный вентиль; 5 - насос; 6 - двигатель внутреннего сгорания (ДВС); 7 - теплообменник охлаждения жидкости после ДВС; 8 - теплообменник охлаждения отработанных газов; ХПВ - хозяйственно-питьевой водопровод; НПИТ - низкопотенциальный источник теплоты.

В основу совместной работы системы заложено рациональное сочетание термодинамических циклов - прямого, который реализуется в работе теплового двигателя, и обратного теплонасосного цикла, рис.2. Конечной целью для первого цикла является выработка механической энергии с возможностью утилизации теплоты охлаждения отработанных газов, а для второго - трансформация теплоты для достижения более высокого температурного потенциала. При этом комбинируется совместная работа парокompрессорного теплового насоса и двигателя внутреннего сгорания, которая реализуется на разных термодинамических циклах.

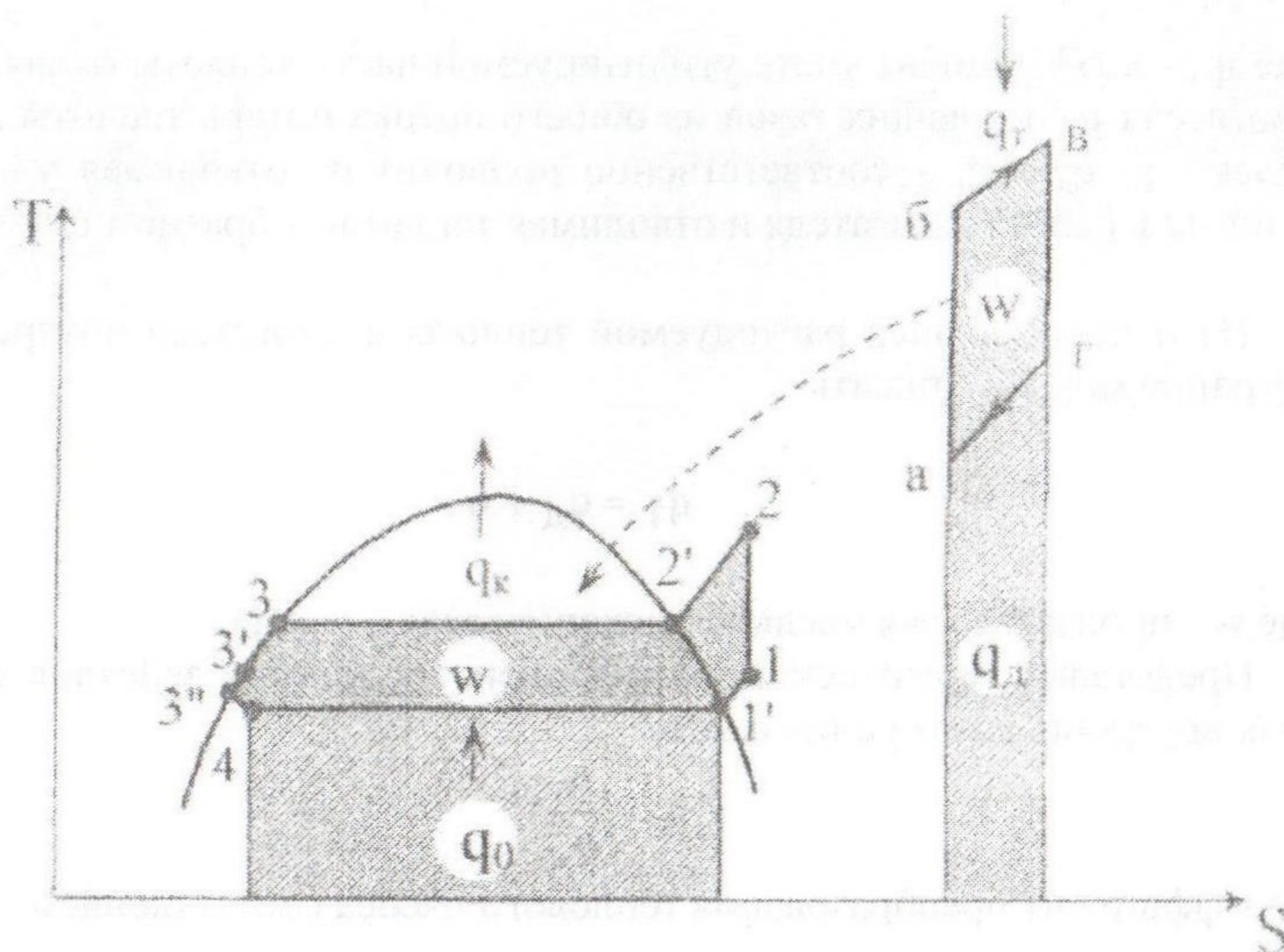


Рис.2. Термодинамический цикл теплового насоса с двигателем внутреннего сгорания

Кроме того в прямом цикле теплового двигателя рабочим телом является газоздушная смесь продуктов сгорания топлива, а в компрессорном тепловом насосе применяется то или иное рабочее вещество. Очевидно, что последовательное использование рабочих тел с различными теплофизическими и термодинамическими свойствами, а также отличающимися экономическими показателями, по-разному отражаются на общей эффективности теплонасосной системы анализируемой структуры.

Произведенная в прямом цикле двигателя механическая энергия используется для привода компрессора. В работе системы утилизируется отработанная теплота прямого цикла и отбираемая теплота из низкопотенциального источника в обратном пароконпрессорном цикле. Это позволяет представить коэффициент использования первичной энергии $K_{ипэ}$ для систем теплоснабжения на основе теплонасосных установок с приводом компрессора за счет различных видов топлив либо других источников энергии, в следующем виде

$$K_{ипэ} = \frac{\eta_{ут} Q_d + Q_k}{Q_T}, \quad (1)$$

где η_{VT} - коэффициент учета утилизируемой части теплоты охлаждения двигателя и отходящих газов из общего потока потерь теплоты двигателем; q_{T} , $q_{\text{д}}$ и $q_{\text{к}}$ - соответственно подводимая, отводимая удельная теплота в работе двигателя и отводимая теплота в обратном цикле.

На основе баланса расходуемой теплоты в двигателе внутреннего сгорания можно записать

$$q_{\text{T}} = q_{\text{д}} + w, \quad (2)$$

где w - произведенная удельная механическая энергия.

Представив термический коэффициент полезного действия двигателя внутреннего сгорания в виде

$$\eta_{\text{t}} = \frac{w}{q_{\text{T}}}, \quad (3)$$

а коэффициент преобразования теплового насоса соотношением

$$\varphi_{\text{к}} = \frac{q_{\text{к}}}{w}, \quad (4)$$

на основании чего зависимость коэффициента использования первичной энергии в системе, учитывающая коэффициент преобразования φ и термический КПД η_{t} двигателя, приобретает следующий вид

$$K_{\text{ИПЭ}} = \eta_{\text{t}} \varphi_{\text{к}} + \eta_{\text{VT}} (1 - \eta_{\text{t}}). \quad (5)$$

Для наиболее эффективного дизельного двигателя, с принятым условием горения топлива при постоянном давлении [7], термический КПД определяется по уравнению

$$\eta_{\text{t}} = 1 - \frac{\rho^{\kappa} - 1}{\kappa \varepsilon^{\kappa-1} (\rho - 1)}, \quad (6)$$

где ε и ρ - степень сжатия $\left(\frac{v_1}{v_2}\right)$ и степень предварительного расши-

рения $\left(\frac{v_3}{v_2}\right)$, в которых v_1 , v_2 и v_3 представляют удельный объем ра-

бочего тела соответственно в начале, в процессе предварительного расширения и в конце сжатия; κ - показатель адиабаты.

Из (5) следует, что коэффициент использования первичной энергии, зависящий от термического коэффициента полезного действия, возрастает с увеличением ε и κ , а при возрастании ρ его значение уменьшается.

В работе [8] действительный коэффициент преобразования парокompрессорного цикла φ_d рассматривается в следующем виде

$$\varphi_d = a \frac{T_k}{T_k - T_0}, \quad (7)$$

где a - экспериментальный коэффициент, суммарно учитывающий все потери: в цикле, в приводе и от внешней необратимости при теплопередаче, значения которого находится в пределах 0,45-0,55; T_0 и T_k - температура испарения и конденсации рабочего тела в идеальном парокompрессорном цикле, К.

На этой основе уравнение для определения коэффициента использования первичной энергии для анализируемой системы теплоснабжения приобретает вид

$$K_{ИПЭ} = \eta_t a \frac{T_k}{T_k - T_0} + \eta_{yt} (1 - \eta_t). \quad (8)$$

На рис.3 представлена зависимость коэффициента использования первичной энергии в системе теплоснабжения от температуры конденсации рабочего тела в теплонасосной установке с двигателем внутреннего сгорания при $\eta_t = 0,4$, $\eta_{yt} = 0,6$ и $a = 0,5$ в процессе нагрева воды для абонентских систем.

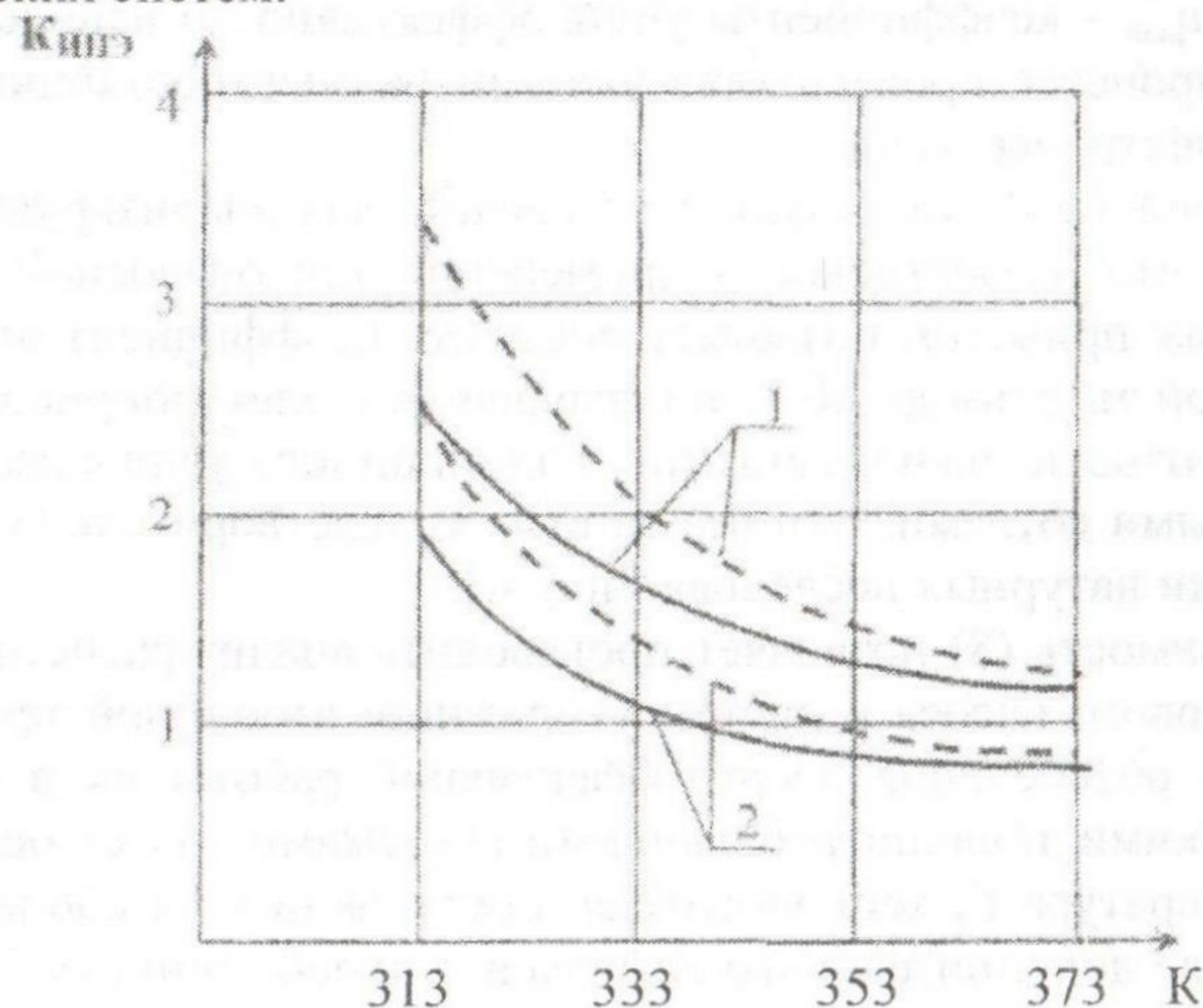


Рис.3. Зависимость коэффициента использования первичной энергии от температуры источника теплоты и вида привода компрессора. Условные обозначения 1 - привод от ДВС; 2 - привод от электродвигателя; - - - - $T_0=293$ К; — — — — $T_0=283$ К;

Анализ результатов показывает, что для доступных и распространенных низкопотенциальных источников теплоты, например грунта с $T_0 = 283$ К, при достаточном температурном уровне конденсации рабочего тела при нагреве воды для низкотемпературных систем теплоснабжения до $T_k = 333$ °С, коэффициент использования первичной энергии достигает 1,7. Отметим, что его значение сверх единицы отражает экономию энергии за счет применения тепловых насосов по сравнению с прямым сжиганием топлива. При традиционном теплоснабжении на основе современных водогрейных котлов он находится в пределах 0,85-0,93.

Очевидно, что электропривод компрессора потребляет мощность высококачественной энергии, которая генерируется на тепловых электростанциях с большими потерями теплоты. Наряду с этим со значительными магистральными потерями теплоты нагретая вода поступает к абонентским системам.

В анализируемом случае представляет интерес для теплоснабжения оценка эффективности применения привода компрессора от ДВС по сравнению с электроприводом. На рис.3 представлены результаты аналогичных расчетов для теплового насоса с электроприводом, которые выполнены на основе [3, 9] по зависимости

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\Sigma,с} \cdot \eta_{\text{лпн}} \cdot \Phi_{\text{д.т}}, \quad (9)$$

где η_{Σ} и $\eta_{\text{лпн}}$ – коэффициенты учета эффективности использования топлива в процессе производства энергии на электростанции и потерь в линии электропередачи.

Из сопоставления результатов расчета для анализируемых условий следует, что эффективность применения теплонасосной установки с дизельным приводом позволяет повысить коэффициент использования первичной энергии до 40 % по сравнению с электроприводом и в 1,4 - 1,9 раза относительно варианта традиционного теплоснабжения с современными котлами. Эти результаты удовлетворительно согласуются с данными натурных исследований [4].

Зависимость (8) позволяет производить анализ расчетных параметров теплового насоса и систем утилизации вторичной теплоты двигателя для обеспечения энергоэффективной работы их в комплексе с абонентскими теплопотребляющими системами. На ее основе расчетная температура t'_r теплоносителя, поступающего в абонентскую систему после дополнительного нагрева в теплообменниках 7 и 8, определяется по зависимости

$$t'_r = t_k - \Delta t_T + \frac{3,6 \eta_{\text{yt}} (1 - \eta_t) N \cdot 10^6}{c \cdot G}, \quad (10)$$

где t_k - температура конденсации рабочего тела, °С; Δt_r - температурный перепад недогрева абонентского теплоносителя из-за конечных размеров греющей поверхности конденсатора, действительное значение которого находится в пределах (3-5), °С; N - мощность приводного двигателя внутреннего сгорания, кВт; G - общий расход абонентского теплоносителя, поступающего в систему после теплонасосной установки, кг/ч; c - средняя изобарная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг °С).

Характерно, что продление ресурса работы устройства утилизации теплоты отработанных газов и снижение шума в работе двигателя в настоящее время реализовано на основе современных технологий.

Отметим, что вариант системы косвенного соединения теплового двигателя с компрессором через электрогенератор и электродвигатель технически сложнее и дороже. Однако он может быть конкурентноспособным, как при использовании электроэнергии по "ночному" тарифу с полной остановкой двигателя, так и при выработке электроэнергии для автономного энергоснабжения отдельного здания либо с передачей ее в общую энергосеть, что предопределяет задачу дальнейших исследований.

Вывод. В результате анализа работы теплонасосной системы теплоснабжения с двигателем внутреннего сгорания и выполненных исследований установлена методика определения энергетической эффективности парокomppressorной трансформации теплоты низкотемпературных источников, произведено сопоставление эффективности практического использования первичной энергии для сравниваемых вариантов привода компрессора. Изложенное позволяет расширить сферу целесообразного применения теплоснабжения на основе тепловых насосов, прежде всего в южных регионах Украины.

1. Жовмір М.М. Тепловий баланс та температурні рівні скидної тепло газопоршневих двигунів внутрішнього згорання., ж. Промышленная теплотехника, т30, №1, 2008г. С50-59. 2. Guide to decentralized energy technologies / Would alliance for decentralized energy. – 2005. 41p. 3. Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы, ВО «Агропромиздат», 1988, 283 с. 4. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. -М.: Стройиздат, 1985. 352 с. 5. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Негоциант, Одесса, 2006. 712 с. 6. Fox U. Heizung, Luftung, Klimatechnik, Haustechnik, 1976, Bd 27, N 12, S. 449-452. 7. Болгарский А.Б., Мухачев Г.А., Шукин В.К. Термодинамика и теплопередача, Высшая школа, М., 1975. 432 с. 8. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. Под ред. Бродянского В. М. - М.: Энергия, 1979. - 280с. 9. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. - М.: Энергоиздат, 1982, 221с.