

УДК 621.577

**Б.Х. ПЕРЕЛЬШТЕЙН, Э.Б. МАЦ, Р.А. КИЛЬДЕЕВ, А.С. ХАМЗИН***Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева  
(КГТУ – КАИ), Россия***К ЗАДАЧЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ЭНЕРГИИ ХОЛОДНОГО  
ЗИМНЕГО ВОЗДУХА ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ**

По прогнозу Мирового энергетического комитета к 2020 г. доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов должна составить 75%. Рассматриваются подходы для создания воздушных тепловых насосов с целью генерации источника греющей температуры, в частности,  $+100 \div 150$  °С из энергии воздушного бассейна при внешней температуре  $-20 \div -40$  °С. В предлагаемом насосе коэффициент преобразования ожидается не ниже, чем в классических тепловых насосах при использовании ими источника нижней температуры на уровне  $+4 \div 8$  °С с производством греющей температуры  $+50 \div 65$  °С. Сам насос новой регенеративной схемы использует в своем составе обращенные градирни и обращенные газогенераторы. По сопоставлению с простой котельной ожидаемое снижение расхода промышленного газа порядка 50 – 60%, а по сопоставлению с электрическим нагревом – до 2,5 раз.

**тепловой насос, топливный коэффициент, обращенный цикл Брайтона, цикл Лоренца, обледенение, обращенная градирня, антифриз, силиконовая жидкость**

**Введение**

Общее количество работающих теплонасосных установок в развитых странах уже превышает 20 млн., а ежегодный выпуск составляет более 1 млн. По прогнозу Мирового энергетического комитета к 2020 г. доля отопления и горячего водоснабжения с помощью тепловых насосов составит 75%.

**1. Формулирование проблемы**

В тепловых насосах осуществляют процессы генерации источника высокой температуры (ИВТ –  $T_{ивт}$ ) на базе внешнего источника нижней температуры (ИНТ –  $T_{инт}$ ) и за счет ввода в систему высокопотенциальной внешней энергии ( $E_0$ ) [1, 2, 3]. Коэффициент преобразования теплового насоса –  $K_\mu$  (в иных литературных источниках – коэффициент полезного действия, топливный коэффициент) можно представить для одного  $G$  кг/с вещества как:

$$K_\mu = G \cdot C_p \cdot (T_{ивт} - T_{инт}) / E_0. \quad (1)$$

В существующих тепловых насосах, как правило, используется тепло водоема, грунтовых вод при  $T_{инт} = 4 - 8$  °С, выход тепла  $T_{ивт} = 65$  °С, температура «обратки»  $T_{обр} = 55$  °С. В этих условиях  $K_\mu = 2,5 - 4,5$ . При  $T_{инт} < 0$  подобные системы практически неработоспособны. Они не в состоянии при

удовлетворительных значениях  $K_\mu$ , обеспечить  $T_{ивт} = 120 - 150$  °С.

**2. Задача исследования**

Задача исследования состоит в том, чтобы ответить на вопрос: возможно ли создание воздушных регенеративных тепловых насосов для отопления крупных промышленных объектов и массивов жилых зданий за счет энергии воздушного бассейна при его температурах от  $-50$  до  $+10$  °С. В условиях эксплуатации, где на уровне десятков и сотен МВт исключается использование тепла грунта, тепла грунтовых вод, тепла вод рек и моря (континентальные районы России и иных стран). В условиях эксплуатации, где неприемлемы (из-за путевых потерь) греющие потоки, которые характерны для классических тепловых насосов. Положительный ответ на сформулированную постановку задачи, в первом приближении, можно получить при условии, что топливный коэффициент исследуемого агрегата будет  $K_\mu \geq 2,5$  при источнике нижней температуры – минус  $50$  °С  $\leq T_{инт} \leq +10$  °С и источнике верхней (греющей) температуры  $T_{ивт} \geq 100 - 150$  °С и при условии, что при осуществлении цикла будут определенные перспективы недопущения обледенения.

### 2.1. Общие соображения

Последовательно рассмотрим ряд вариантов осуществления теплотехнического цикла для целей отопления в новой постановке.

**Вариант 1**, рис. 1. К котельной подводится магистральный газ в количестве  $1 \text{ кг/с}$  с низшей теплотворной способностью  $N_u = 50\,000 \text{ кДж/кг}$ . Получаем, например, греющее тело с температурой  $100^\circ\text{C}$ . Тепловая мощность потока тепла –  $W_T = 50\,000 \text{ кВт}$ .



Рис. 1. Вариант 1

**Вариант 2**, рис. 2. К когенерационной ГТУ с КПД  $\eta = 0,4$  подводится магистральный газ в количестве  $1 \text{ кг/с}$  с низшей теплотворной способностью  $N_u = 50\,000 \text{ кДж/кг}$ . В частном случае, при  $\eta_s = 0,4$  получаем электрическую энергию в количестве  $W_{э} = 20 \text{ МВт}$ , тепловую энергию  $W_T = 30 \text{ МВт}$ . Предполагается, что полученная электрическая энергия транспортируется от когенерационной ГТУ только для целей отопления.



Рис. 2. Вариант 2

**Вариант 3**, рис. 3. Когенерационная ГТУ с КПД  $\eta = 0,4$  приводит воздушный тепловой насос. Внешним источником нижней температуры будет являться внутренняя энергия наружного воздуха. Предварительно примем, что топливный коэффициент названного насоса  $K_u = 2,5$ . В последнем случае при затратах  $W_s = 20 \text{ МВт}$  получим  $W_{тq} = 2,5 * 20 = 50 \text{ МВт}$  тепловых. Другими словами, в систему вводится энергия из окружающей среды в количестве  $30 \text{ МВт}$ . Итого, подается  $50 \text{ МВт}$  (химическая энергия топлива), на выходе –  $80 \text{ МВт}$  тепловых. Таким образом, имеем  $60\%$  экономии топлива, причем, экономии за счет производства большего количества тепла при той же затрате топлива. С учетом конечных значений эффективности тепловых аппаратов относительные цифры при реальном рассмотрении изменяются мало.

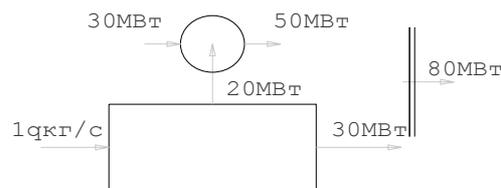


Рис. 3. Вариант 3

### 2.2. Термодинамический аспект рассматриваемой проблемы

Известна теоретическая схема, когда тепловой насос реализует обращенный цикл Брайтона (вариант цикла Лоренца) и включает процессы сжатия в воздушном компрессоре, отвода тепла в питательном теплообменнике, расширения на детандерной воздушной турбине с температурой выхлопа порядка  $-70^\circ\text{C}$ . Подобная система быстро обледенеает. К настоящему времени этот фактор является основным фактором сдерживания от внедрения подобных систем. Изменение температуры за компрессором при изменении наружной температуры и  $P_k$ , а также изменение топливного коэффициента подобной системы показано на рис. 4 и 5. Как видно, с термодинамической точки зрения подобная система весьма привлекательна.

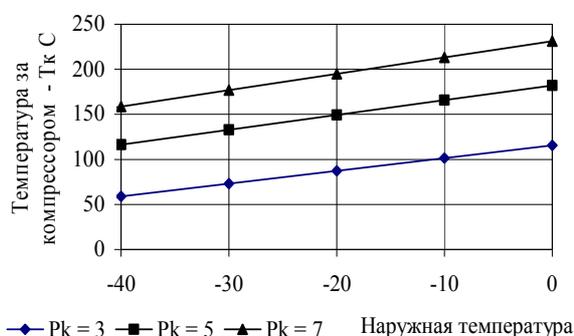


Рис. 4. Изменение температуры за компрессором от изменения наружной температуры и  $P_k$

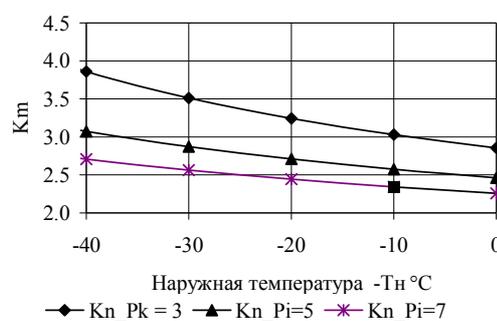


Рис. 5. Изменение топливного коэффициента от изменения наружной температуры и  $P_k$

### 2.3. Новые предложения

Обратимся к рис. 6 [4], где представлена изучаемая отопительная система. Она включает: привод – 1 (электрический, паровой, газовая турбина, дизель), обращенный газогенератор – 2, включающий турбину перерасширения – 3, утилизирующий теплообменник – 4, дожимающий компрессор – 5, питательный теплообменник – 6, ресивер – 7, обратную градиру – 8.

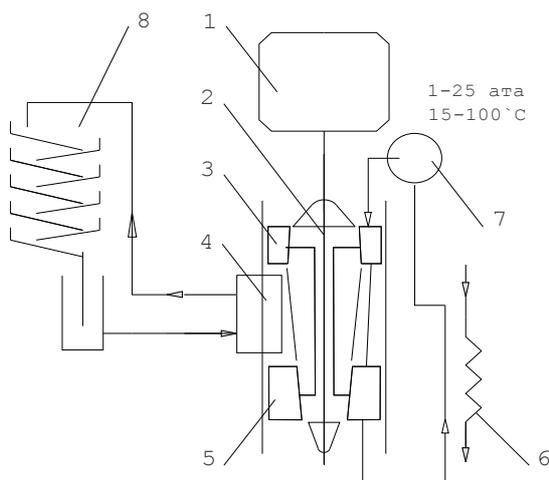


Рис. 6. Отопительная энергетическая система

Холодный воздух после турбины подается на теплообменник 4. На греющую сторону этого теплообменника подается силиконовая жидкость [5] из системы 8. Система представляет собой обратную градиру, где по последовательности металлических «тарелок» (наподобие тарелок ректификационной колонны) протекает силиконовая жидкость. Рассматриваемый тепловой насос имеет второй канал энергетической подпитки: съем тепла в теплообменнике 6 организован из условия постоянства параметров и, прежде всего, температуры в ресивере 7. Поэтому данный тепловой насос является также и регенеративной системой. Это очень важный фактор для достижения высокой термодинамической эффективности изучаемого теплового насоса.

Не исключается, что на холодном теплоносителе может конденсироваться влага из воздушного бассейна, хотя силиконовые жидкости очень устойчивы к обводнению. Не исключаются мероприятия рециркуляционного обезвоживания (если используется антифриз). Классический подход ввода внешней

энергии в систему (через обычный теплообменник с вентилятором), в общем случае, фатален с точки зрения обледенения. Нужно отметить, что использование силиконовых полимеров для обеспечения эффективного теплообмена в рассматриваемых условиях – это отдельная и требующая оптимизации задача.

Для понимания возможных событий были проведены численные исследования. Все расчеты были проведены на базе вычислительного комплекса «ГРАД» [6] – рабочем инструменте ряда авиационных двигателестроительных фирм России. Данный комплекс был разработан в Казанском авиационном институте – КАИ (ныне технический университет – КГТУ). Используя «ГРАД» можно создавать математические модели со сложными процессами энергообмена между контурами многоконтурных двигателей, других силовых установок, тепловых насосов и пр. При расчете принималось: КПД турбины (по параметрам торможения)  $\eta^*t = 0,92$ ; КПД компрессора (по параметрам торможения)  $\eta^*k = 0,87$ . Эффективность теплообменной аппаратуры –  $\varepsilon = 0,8$  (противоток). Соотношение расходов теплоносителей подбиралось из условия равенства их водяных эквивалентов  $W_g = W_x$ . На 1 кг/с сухого воздуха приходится примерно 0,3 кг/с силиконовой жидкости, теплоемкость которой равна  $\sim 3$  кДж/кг\*град. Суммарные гидравлические потери по тракту обратимого газогенератора 2 составили 10%,  $\nu^* = 0,9$ .

Результаты расчетов при температуре за турбиной перерасширения –  $50^\circ\text{C}$  показаны на рис. 7 и 8. Как видно из графиков, в этих условиях, начиная с температуры –  $20^\circ\text{C}$ , топливный коэффициент превышает величину  $K_{\mu} > 2,5$ .

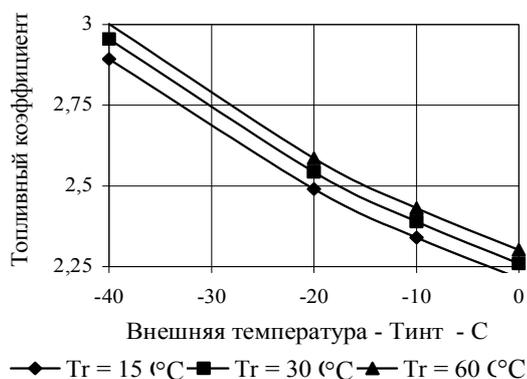


Рис. 7. Изменение топливного коэффициента от изменения внешней температуры при  $T_t = -50^\circ\text{C}$

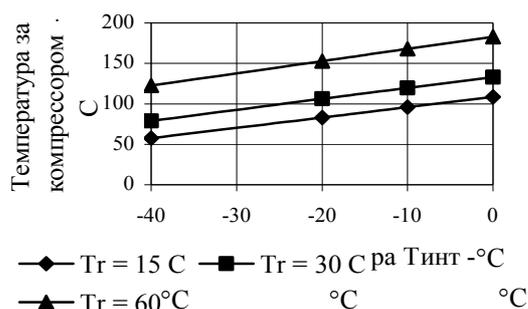


Рис. 8. Изменение температуры за компрессором в зависимости от внешней температуры

Эти расчеты также показали, что при наружной температуре, например,  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , оптимальная температура за турбиной (с точки зрения получения высоких значений топливного коэффициента) должна быть меньше  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , порядка  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . А при внешней температуре  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , потребная температура за турбиной (из этих же соображений)  $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Обеспечивая высокие показатели в штатной точке, агрегат дает заметное снижение параметров в нерасчетных. Это указывает на то, что при создании реальной машины нужно ориентироваться на регулируемую машину (изменение давления и температуры в ресивере, изменение оборотов, углов установки соплового аппарата турбины, направляющих аппаратов в компрессоре). Это отдельная задача и может, при необходимости, быть рассмотрена и решена на базе работы [6]. Пример летней эксплуатации аппарата при температуре за турбиной порядка  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  показан на рис. 9.

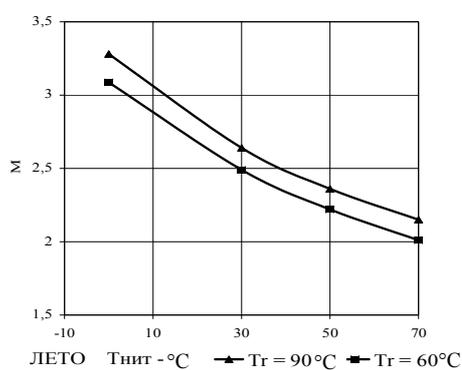


Рис. 9. Пример летней эксплуатации

Полученные результаты требуют дальнейшего детального изучения. Необходимо проведение работ по исследованию обращенной градирни с целью определения ее эффективности при различных ско-

ростях теплоносителя, как функции от определяющих ее размеров.

## Заключение

Сформулированы новые подходы, которые могут позволить эффективно реализовать идею теплового насоса с использованием в качестве источника нижней температуры внутренней энергии морозного воздуха (до температур  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) с получением источника греющей температуры порядка  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

При положительном подтверждении в эксперименте изучаемых положений обратимый газогенератор можно будет создавать на базе снятых с летного ресурса авиадвигателей. Внедрение подобных систем может существенно улучшить топливно-энергетический баланс стран с холодными климатическими условиями (Россия, Канада и др.).

## Литература

1. Калнинь И.М. Перспективы развития тепловых насосов // Холодильная техника. – 1994. – № 1.
2. Болгарский А.В., Мухачёв Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. / М.: Высш. шк., 1973.
3. Шелест П.А. Учение о теплоте и тепловых машинах // Техника машиностроения. – 2002. – № 3 (22). – С. 122 – 132.
4. Перельштейн Б.Х. Способ получения горячего воздуха // Заявка в Роспатент № 2002110341/06 (010871). Приоритет 11.02.03.
5. Низкозамерзающие теплоносители для систем отопления. – <http://www.himavto.ru/teplo.htm>.
6. Свидетельство об офиц. рег. № 2002611663. Прогр. комплекс «Газодинамические расчеты авиационных двигателей» (ПК «ГРАД», версия 15.98) Правообладатель: Казанский гос. техн. ун-т им. А.Н. Туполева (RU). Авторы: А.П. Тунаков, Б.Х. Перельштейн, Э.Б. Мац, Р.А. Кильдеев, А.С. Хамзин и др. РОСПАТЕНТ, по заявке № 2002611400, дата поступления 29 июля 2002 г.

Поступила в редакцию 25.05.2004

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф. А.А. Мифтахов, Государственный технологический университет (КХТИ), Казань.