



## CARBON DIOXIDE HEAT PUMPS FOR AGRICULTURE, FOOD INDUSTRY AND DISTRICT HEATING

Mihail SIT, Vitalie BURCIU, Anatoly Juravliov

Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova

**Abstract** – The results of the investigations in the field of carbon dioxide heat pumps conducted in the Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova in recent years have been presented. The industrial heat pumps for wine-making, industrial greenhouses, industrial poultry houses, district heating systems using CHP are described. It is shown, that for the heat pump, in which at the same time there is a heating and cooling load, it is necessary the use of additional gas cooler and evaporator.

**Keywords** – heat pump, carbon dioxide, efficiency.

## POMPELE DE CALDURĂ CU DIOXID DE CARBON PENTRU AGRICULTURĂ, INDUSTRIA ALIMENTARĂ ȘI ÎNCĂLZIRE URBANĂ

Mihail ȘIT, Vitalie BURCIU, Anatolii Juravleov

Institutul de Energetică al Academiei de Științe a Moldovei

**Rezumat** – În lucrare sunt prezentate rezultatele lucrărilor în domeniul pompelor de căldură pe dioxidul de carbon efectuate în Institutul de Energetică al Academiei de Științe a Moldovei în ultimii ani. Sunt descrise pompele industriale de caldura pentru producere de vin, pentru serele industriale, pentru fabrici de pasari industriale, și pentru sisteme de încălzire urbană cu utilizare de CET și pompe de căldură. Este indicat pentru pompa de căldură, în care, în același timp, există sarcinile de încălzire și de răcire funcționarea normală a acestora pot fi efectuată prin utilizarea răcoritorului de gaz suplimentar și de vaporizator suplimentar.

**Cuvinte cheie** – pompă de căldură, dioxid de carbon, eficiență.

## ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ НА ДИОКСИДЕ УГЛЕРОДА ДЛЯ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА, ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ГОРОДОВ

Шит М.Л., Бурчиу В.И., Журавлев А.А.

Институт энергетики Академии наук Молдовы

**Реферат** – В работе приведены результаты работ в области тепловых насосов на диоксиде углерода, выполненных в Институте энергетики АН Молдовы в течение последних лет. Описаны промышленные тепловые насосы для виноделия, промышленных теплиц, промышленных птицеводческих помещений, систем отопления городов от ТЭЦ и квартальных тепловых насосов. Показано, как для тепловых насосов, у которых одновременно имеется тепловая и холодильная нагрузки обеспечить их нормальное функционирование за счет применения дополнительного газоохладителя и испарителя.

**Ключевые слова** – тепловой насос, диоксид углерода, эффективность.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Промышленным тепловым насосам посвящена обширная литература [1-7]. В данной работе приводятся решения по тепловым насосам, использующим диоксид углерод в качестве рабочего тела, для наиболее важных для Республики Молдова отраслях агропромышленного комплекса (виноделие, производство защищенного грунта (теплицы), промышленное птицеводство, молочная и мясная промышленность) и коммунального хозяйства, разработанные в Институте энергетики АН Молдовы. Особенностью этих изделий является использование диоксида углерода в качестве хладагента. В работе рассматривается задачи адаптации тепловых насосов к

различным отраслям пищевой промышленности и сельского хозяйства.

### 2. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ВИНОДЕЛИЯ

Характерным для винодельческой отрасли является короткий сезон приемки и переработки винограда и длинный сезон для получения и хранения вина. Известны тепловые насосы фирмы Mauekawa для виноделия [8,9]. В Чехии разработаны тепловые насосы MACH для виноделия (<http://www.tepelna-cerpadla-mach.cz/en/heat-pump-for-industrial-buildings/winery-hatching-station.php>). Нами была предложена схема теплового насоса, испарители (И) которого используются для охлаждения сусла при

брожении, охлаждения вина, а газоохладители (ГО) используются для обработки вина теплом, отопления помещений, приготовления горячей воды для санитарных нужд, воды для бутылкомоечных машин и т.д. Учитывая, что тепловая нагрузка испарителей и газоохладителей теплового насоса переменная, в схему теплового насоса введены два дополнительных теплообменника (испаритель и газоохладитель), которые работают на накопители холода и тепла, причем, при работе такой системы всегда поддерживается баланс между расходом хладагента через испарители и газоохладители. При этом важную роль играет тепловая мощность аккумуляторов теплоты и холода и выполнение условия:

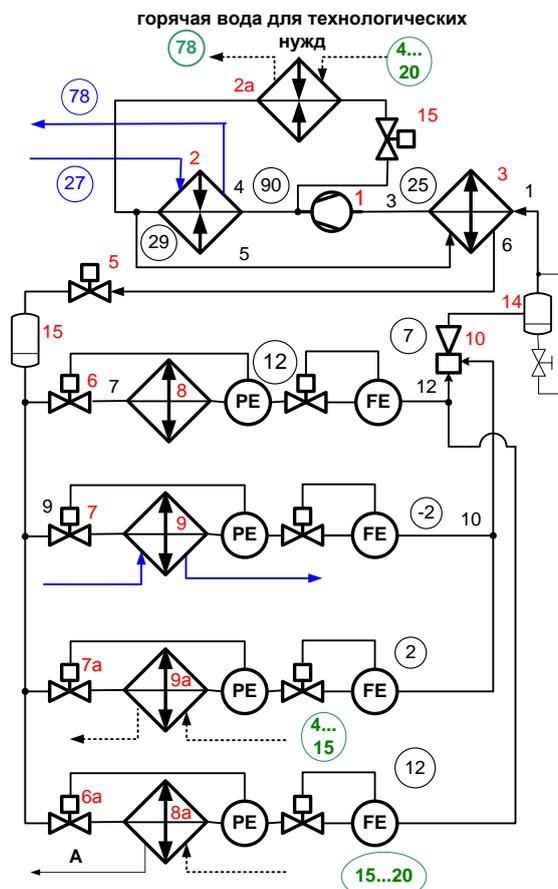
$$\sum_i G_{GO_i} = \sum_k G_{EV_k} \quad (1)$$

Здесь  $i$  – количество газоохладителей,  $k$  – количество испарителей,  $G_{GO_i}$  – расход хладагента через  $i$ -ый газоохладитель,  $G_{EV_k}$  – расход хладагента через  $k$ -ый испаритель.

На рис.1 приведена структурная схема теплового насоса для виноделия. Схема работает следующим образом. Пусть в какой-то момент времени необходимо отключить испаритель, работающий на резервуар для управления брожением виноматериала. Но при этом расход хладагента через газоохладитель, работающий на основной технологический процесс (например, нагрев виноматериала) должен оставаться неизменным, определяемым тепловой нагрузкой ТНУ. Расход хладагента через дополнительный ГО будет изменяться. Одновременно с этим будет изменяться расход воды через него. Аналогично будет происходить работа системы при изменении расхода через газоохладитель и при постоянном расходе хладагента через основной испаритель. Испарители 8а и 9а используются при различных диапазонах температур сетевой воды. Испаритель 8 используется при обработке вина холодом, при криомацерации, а испаритель 9 в процессах брожения и хранения виноградного сула.

### 3. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ПТИЦЕВОДСТВА

Для энергоснабжения птицеводческих предприятий известно использование регенеративных и рекуперативных теплообменников, контактных теплообменников с промежуточным теплоносителем, теплообменников на тепловых трубах, тепловых насосов в комплекте с незамерзающими утилизаторами теплоты [12]. Особенностью технического решения, описанного в [12-14] является наличие сложной схемы связи между тепловым насосом и рекуперативными теплообменниками, а также невысокий COP теплового насоса, обусловленный использованием промежуточного теплоносителя с низкой температурой для передачи теплоты от воздуха к испарителю теплового насоса.



Условные обозначения на рис.1. Числа в кружках значения температур, черные непрерывные – хладагент, синие непрерывные – продукт (вино), зеленые (точечная линия) – вода, цифры красного цвета – обозначения номеров аппаратов, пунктирные линии – вода, 1- компрессор, 2, 2а - газоохладители, 8, 9, 8а, 9а – испарители, 14, 15 – сборники хладагента,

**Рис.1.** Гидравлическая схема теплового насоса для винодельческих предприятий.

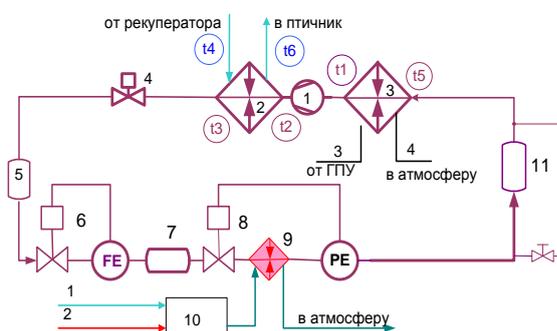
Типовым решением для вентиляции птичников является применение рекуперативных теплообменников с незамерзающим теплоносителем и последующим подогревом приточного воздуха (рис.2). Недостатком такого решения является обледенение вытяжного теплообменника при отрицательных температурах вытяжного воздуха и невысокая эффективность рекуперативного теплообменника. Применение ТНУ в системах рекуперации повышает эффективность рекуперации, снижает расходы на обогрев птичников. Изменением производительности ТН можно изменять количество теплоты, передаваемой от вытяжного воздуха к приточному воздуху и по сигналу датчика температуры поддерживать заданный температурный режим в помещении.

При работе в теплый период года необходимо отводить избыточную теплоту от птицы. При этом оказывается, что мощности испарителей теплового насоса бывает недостаточно. Для этого необходимо использовать внутренние и наружные испарительные охладители с регулируемыми параметрами температуры и влажности воздуха. ТНУ (рис.2)

состоит из одноступенчатого компрессора 1, газоохладителя 2, теплообменника 3 для регулирования перегрева хладагента после испарителя, регулирующего клапана давления компрессора 4, ресивера 5, регулятора расхода через испаритель 6, промежуточной емкости 7, регулирующего клапана давления испарителя 8, испарителя 9, смесительного теплообменника 10, аккумулятора 11 (он же отделитель жидкости). Преимущества применения газопоршневых установок в качестве приводов компрессоров теплонасосных установок приведены в [14]. Минимальная суммарная мощность газопоршневой установки (ГПУ)  $Q_{\min}$  вычисляется по формуле:

$$Q_{\min} > \frac{Q_{GC \max}}{COP_{HP \min} \cdot \eta_{el}}, \quad (2)$$

В этой формуле  $Q_{GC \max}$  - максимальная тепловая мощность ТНУ,  $COP_{HP \min}$  - минимальный COP ТНУ,  $\eta_{el}$  - электрический КПД газопоршневой установки. Разумеется, в реальных условиях, мощность ГПУ должна быть больше с учетом необходимости создания тепловой завесы на выходе выходящего из птичника воздуха, с учетом дополнительной теплоты для повышения COP ТНУ и для регулирования режима работы перегревателя хладагента 3 (рис.2) для выбора режима работы компрессора, для осушения воздуха после испарительных охладителей. В летний период времени во вторичную цепь газоохладителя может быть включена адсорбционная холодильная машина. Схема теплового насоса для птичника приведена на рис.2.



1 – линия подачи внутреннего воздуха птичника после рекуператора теплоты внутреннего воздуха птичника, 2 – линия теплого воздуха, подогретого в ГПУ, 3 – подогретый наружный воздух после ГПУ, 4 – выход ГПУ;  $t_1$  – температура хладагента перед компрессором,  $t_2$  – температура после компрессора,  $t_3$  – температура после газоохладителя,  $t_5$  – температура хладагента после перегревателя хладагента,  $t_4$  – температура воздуха перед газоохладителем,  $t_6$  – то же, но после газоохладителя. РЕ – регуляторы давления и расхода хладагента.

**Рис.2.** Схема теплонасосной установки для птичника.

В схеме используется бросовая теплота дымовых газов для регулирования рабочей точки компрессора и

для подогрева воздуха на входе в газоохладитель для поддержания максимального COP ТНУ [14-17].

Особенностями схемы [17] являются: 1) регулятор расхода газа через испаритель расположен по ходу движения хладагента перед регулятором давления испарителя; 2) перепад давления на нем больше зависит от расхода, чем перепад давления на регуляторах давления. Ресивер 7 служит для обеспечения надежной работы клапана 6, в жидкой среде. Смесительный теплообменник 10 служит для подогрева входного воздуха при избытке теплоты от ГПУ, теплообменник 3 получает тепловую энергию от ГПУ. В таблице 1 приведены значения температур хладагента, промежуточного теплоносителя и воздуха в различных точках комплекса. В газоохладителе ТНУ происходит нагрев воздуха, прошедшего через рекуператор, до требуемой температуры. При этом, по сравнению с режимом работы без рекуператора, снижается требуемая тепловая мощность газоохладителя ТНУ, а COP ТНУ повышается за счет использования теплоты, вырабатываемой ГПУ. В качестве сбросного тепла используется выбросной рекуперированный воздух из птичника, смешанный с теплым воздухом, подогретым выхлопными газами ГПУ. В летний период времени параллельно к теплому насосу (в связи с недостатком его холодильной мощности) подключают испарительный охладитель (рис.1). В теплый период года холод, вырабатываемый тепловым насосом и испарительным охладителем, поступает в помещение птичника.

При температурах наружного воздуха выше 12-14 °C и температуре внутреннего воздуха 35 °C, тепловой насос может быть отключен, и птичник будет отапливаться за счет тепловой мощности ГПУ (рекуперативный теплообменник при этом используется).

**Таблица 1.** Зависимости температур (°C) и давлений (МПа) в различных точках теплового насоса (рис.2), а также COP теплового насоса в зависимости от температуры наружного воздуха  $t_{ext}$  (°C) при внутренней температуре воздуха в птичнике 35 °C.

$t_{ext}$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$	$t_5$	$t_6$	COP
-16	2	64,1	21	-16	-6	56	5,25
0	15	43,6	21	0	8	37	10,5
12	22	40,3	25	20	16	35	13,9
	P1	P2	P3	P4*	P5	P6*	
-16	2,9	2,96	6,0		6,0		5,25
0	4,2	4,28	6,0		6,0		10,7
12	5,2	5,2	6,5		5,2		13,7

\*P4, P6 – напоры воздуха (определяется условиями эксплуатации).

В данной схеме используется переменная структура энергоблока, при которой в зависимости от температуры наружного воздуха и требуемой температуры в птичнике используется или тепловой насос с ГПУ или только ГПУ для подогрева воздуха. В таблице 1 приведены значения температур хладагента и воздуха в различных точках теплового

насоса (рис.2) в зависимости от наружной температуры.

Рассмотрим энергетическую эффективность системы «ТН с ГПУ» с учетом того, что электрический КПД ТЭЦ с учетом потерь при передаче электрической энергии составляет  $\eta_{el\_CHP} = 0,37$ , а электрический

КПД ГПУ составляет  $\eta_{el\_GE} = 0,43$ .

Рассчитаем топливную энергетическую эффективность с учетом количества топлива, потребленного на ТЭЦ и ГПУ, по формуле:

$$COP_F = \frac{Q_{GC} + Q_{GE}}{N_{HP} / \eta}, \quad (2)$$

где  $Q_{GC}$  – теплота, отдаваемая конденсатором (в данном случае, газоохладителем) теплового насоса;  $Q_{GE}$  – теплота, отдаваемая ГПУ;  $N_{HP}$  – электрическая мощность двигателя ТН;  $\eta$  – электрический КПД производства электрической энергии.

Значения COP ТНУ с газовым приводом компрессора при учете расхода топлива на источнике электрической энергии привода компрессора ( $COP_F$ )

приведены в таблице 2.

При работе теплового насоса с электроприводом, получающим электроэнергию от ТЭС  $Q_{GE} = 0$ .

Данные, приведенные в таблице 2, еще раз свидетельствуют в пользу применения газового привода компрессора для теплового насоса для данного объекта.

Таблица 2. Зависимость  $COP_F$  от вида источника электрической энергии для электропривода компрессора.

$t_{ext}$	$COP_F$ - источник ЭЭ-ТЭС	$COP_F$ - источник ГПУ
-16°C	1,98	2,73
0°C	3,98	5,01
12°C	5.15	6.4

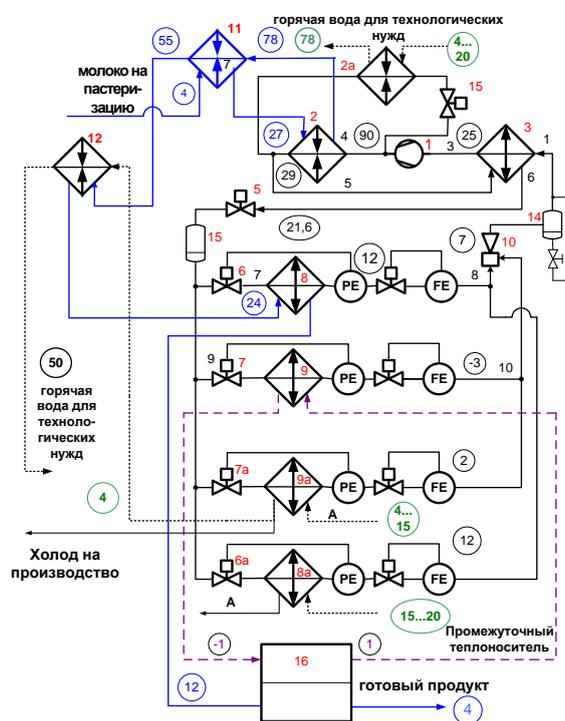
**Пример.** Сравним птичник, отапливаемый котлом в холодный период года и холодильной машиной в теплый период года, и тот же птичник, в котором используется газовый привод теплового насоса с рекуператором теплоты удаляемого из птичника воздуха и испарительными охладителями. Исходные данные: максимальная тепловая мощность, потребляемая птичником 130 кВт, количество птичников – 4. Тариф на электрическую энергию – 0,08\$/кВт час; стоимость 1000 м<sup>3</sup> природного газа – 260\$, стоимость 1 кВт тепловой мощности ТНУ (с учетом испарительных охладителей) – 300 \$/кВт, стоимость 1 кВт мощности ГПУ - 300 \$/кВт. Выбираем ГПУ с установленной мощностью 642 кВт. Срок отопительного сезона – 7 месяцев, срок работы с охлаждением воздуха в птичнике – 5 месяцев.

Простой срок окупаемости составляет в этом случае – 6 лет.

### 3. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Пастеризационно-охладительные установки для молока уже были рассмотрены в [18, 19].

Испаритель 9а (рис.3) выполняет функцию регулятора теплового режима испарителя 8 (первой ступени охладителя молока), что реализуется путем стабилизации температуры молока на выходе теплообменника 8. В теплый период года работает теплообменник 8а, который выполняет ту же функцию. Стабилизация температуры на входе в теплообменник 12 необходима для того, чтобы одновременно со стабилизацией температуры молока на входе в теплообменник 8 обеспечить нахождение температуры воды после теплообменника 12 в заданном диапазоне. Параллельно с газоохладителем 2 включен теплообменник 2а для производства горячей воды, расход хладагента через который определяет номинальный режим работы теплового насоса.



Условные обозначения на рис.3. Числа в кружках значения температур, черные непрерывные – хладагент, синие непрерывные – молоко, зеленые (точечная линия) – вода, цифры красного цвета – обозначения номера аппаратов, линии коричневого цвета – промежуточный теплоноситель (с низкой температурой замерзания). 1- компрессор, 2, 2а - газоохладители, 8, 9, 8а, 9а – испарители, 11, 12 – рекуперативные теплообменники, 10 – эжектор, 14, 15 – сборники хладагента, 16 - блок промежуточного контура для теплоносителя охлаждения молока.

**Рис.3.** Гидравлическая схема пастеризационно-охладительной установки с тепловым насосом

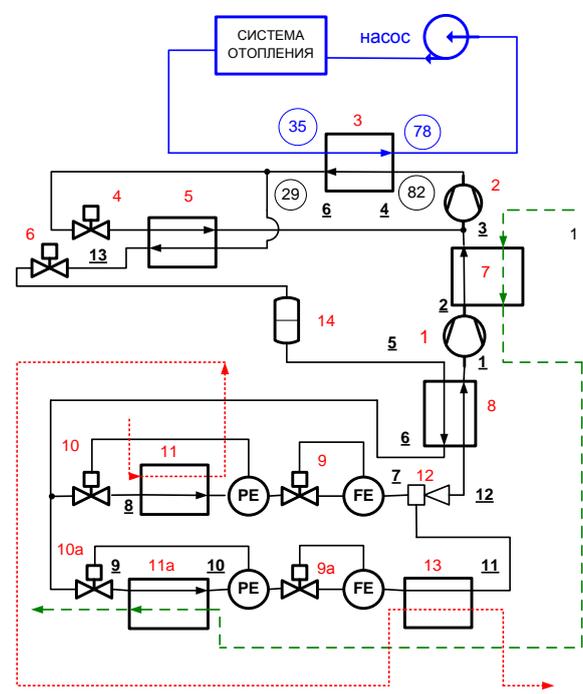
В летний период времени вода охлаждается последовательно двумя испарителями 9а и 8а, на что указывает буква А над линиями обозначений воды. Базовым элементом в установке является газоохладитель 2, расход хладагента через него определяет производительность по пастеризуемому молоку. Расход хладагента через испарители 8 и 9 определяется необходимой теплотой для охлаждения молока. Расход хладагента через испаритель 9а определяется из условия обеспечения нагрева молока и его охлаждения, а также стабилизации температуры молока перед испарителем 8. При этом газоохладитель 2а, включенный параллельно газоохладителю 2, совместно с испарителем 9а выполняет функцию стабилизации режима пастеризации и одновременно производит горячую воду и ледяную воду. При применении на заводе газопоршневой установки (ГПУ), работающей на биогазе, полученном из отходов молочного производства, можно обеспечить значительное снижение стоимости электроэнергии для теплового насоса, а также использовать в летний период теплоту, вырабатываемую ГПУ, для абсорбционной холодильной машины. При этом отпадает необходимость в покупке «внешней» электроэнергии для нужд пастеризации и охлаждения продуктов.

#### 4. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕПЛИЦ

При отоплении теплицы необходимо использовать количественно-качественный график отопления. Он может быть реализован как с помощью регулирования температуры газоохладителя и с помощью регулирования производительности компрессора, см.

(<http://www.gosthelp.ru/text/Metodicheskierokomendacii232.html>). Также предлагается выполнить схему связи газового двигателя (ГД) с тепловым насосом (ТН) с использованием дополнительного генератора, нагруженного на аккумулятор и подключаемого к ГД с целью работы ГД при максимальном КПД. Генератор включается в работу при малых тепловых нагрузках ТН. При этом необходимо максимально использовать возможности утилизации теплоты ГД для повышения COP ТН и получения максимального экономического эффекта [20]. При работе теплового насоса в зимний период тепловой насос обеспечивает отопительную нагрузку по качественному температурному графику, в переходный период мощность теплового насоса определяется уже холодильной нагрузкой испарителя ТН, работающего уже в режиме холодильной машины. Если оказывается, что холодильная нагрузка испарителя в этот период больше, чем максимальный перепад энтальпий на испарителе ТН, работающим в зимний период, то возникает потребность в использовании "бросовой" теплоты от дымовых газов и контура охлаждения двигателя в адсорбционно-испарительной холодильной машине. В переходный период возможны режимы работы, когда комплекс работает как с генератором, так и без него (в пики потребления

холода). В этих ТН промежуточное охлаждение может быть обеспечено за счет применения теплообменника "воздух - хладагент". Известно также применение ТН с несколькими испарителями и эжектором [14-16]. В работе [11] предложен ряд схем двухступенчатых ТН. Для целей отопления и кондиционирования воздуха наиболее приемлема схема, которую авторы называют «расщепленным циклом» с двумя регулирующими клапанами и двухступенчатым компрессором.



1,2 - компрессор (привод на схеме не показан), 3-газоохладитель, 4 - регулирующий клапан, 5 - рекуперативный теплообменник, 6- регулирующий клапан давления второй ступени компрессора, 7 - теплообменник охлаждения газа после первой ступени компрессора, 8 - рекуперативный теплообменник, 9, 9а - регулирующие клапаны расхода хладагента через испарители, 10, 10а - регуляторы перегрева пара после испарителя, 11, 11а- испарители, 12 - эжектор, 13 - теплообменник подогрева газа после испарителя, 14 - ресивер - отделитель жидкости. Красным цветом обозначены трассы горячего теплоносителя от ДВС, зеленым - наружный воздух, синим цветом обозначена система отопления. Числа красного цвета – обозначения аппаратов, числа со знаком подчеркивания – номера точек на схеме термодинамического цикла.

**Рис.4.** Тепловой насос с двумя одноступенчатыми компрессорами.

#### 4. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ ДЛЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Комбинированные системы теплоснабжения с квартальными тепловыми насосами исследовались в работах, библиография которых приведена в [21]. Отличим работы [21] от известных является то, что в схеме «ТЭЦ-ПКТН» теплонасосная установка на диоксиде углерода, состоит из двух тепловых насосов: одного для отопления, а второго для получения горячей воды. При этом, тепловой насос для

получения горячей воды может работать круглогодично с использованием в отопительный период как теплоты прямой сетевой воды при пониженном температурном графике системы теплоснабжения, так и теплоты наружного воздуха. Теплота наружного воздуха используется для согласования теплового насоса с низкотемпературной системой теплоснабжения. В остальное время года тепловой насос для системы ГВС работает с использованием только теплоты наружного воздуха. Приведена схема использования теплоты наружного воздуха для корректировки режима работы отопительного теплового насоса.

#### Схема комбинированной системы теплоснабжения

На рис.5. представлена схема системы теплоснабжения. Теплонасосная установка состоит из двух тепловых насосов – первого, отопительного и второго – для системы горячего водоснабжения (ГВС). Первый тепловой насос – двухступенчатый с двумя ступенями 1 и 2, нагруженными на газоохладитель 3.

Второй тепловой насос – одноступенчатый с компрессором 4, нагруженным на газоохладитель 5. Между первой 1 и второй 2 ступенями компрессора установлен промежуточный теплообменник 6, в котором хладагент охлаждается до требуемой температуры наружным воздухом.

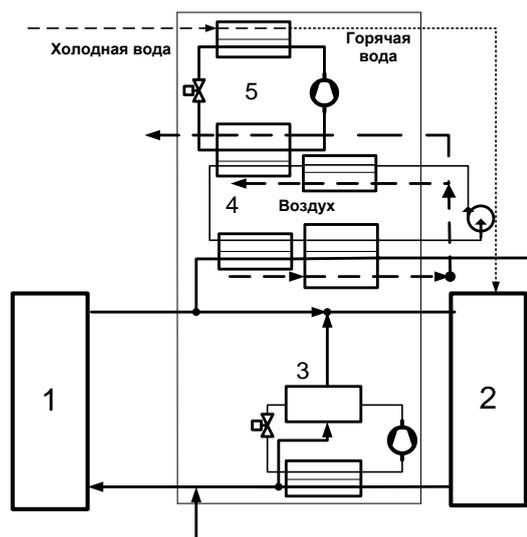
Газоохладитель 5 должен обеспечить температуру воды 55°C для системы горячего водоснабжения, а газоохладитель 3 должен обеспечить температуру воды 95°C для системы отопления при температуре наружного воздуха -20°C и температуру воды 60°C при температуре наружного воздуха 8°C.

Вода, проходящая через газоохладитель 3, охлаждается, при необходимости, до температуры 25°C наружным воздухом в воздушном теплообменнике 7.

После газоохладителя 3 по ходу хладагента установлен воздушный теплообменник 8, охлаждающий хладагент до температуры 28...29°C.

Расход воды на систему отопления определяется температурным графиком. Чем выше температура наружного воздуха, тем меньше расход воды необходим для подмешивания. Контур теплового насоса с компрессором 1,2 – отключается в летний период. Теплообменник 7 «воздух – вода» охлаждает воду, подаваемую на испаритель при высоком температурном графике. Теплообменники 10 и 11 – рекуперативные и предназначены для повышения COP тепловых насосов. Теплообменник 12 типа «вода-воздух» охлаждает обратную сетевую воду до величины, необходимой для нормальной работы испарителя 13 отопительного теплового насоса. Часть обратной сетевой воды после теплообменника поступает на испаритель 14 теплового насоса для системы ГВС. Вне отопительного сезона теплообменник 12 и испаритель 13 не используются. Тепловой насос для ГВС в этот период работает, используя наружный воздух, который подается на испаритель 15. Регулирующие клапаны 16 и 17

управляют режимом работы компрессоров тепловых насосов. Регулирующие клапаны 18-23 управляют режимами работы испарителей. Для передачи теплоты от прямой сетевой воды к испарителю теплового насоса для приготовления горячей воды, в схему введен контур промежуточного теплоносителя, состоящий из: теплообменников «вода – промежуточный теплоноситель» 24, «промежуточный теплоноситель-воздух» 25 и насоса 26. В теплообменнике 25 происходит охлаждение промежуточного теплоносителя до значения температуры обратной воды посредством наружного воздуха, который, нагреваясь, подается в испаритель 15 теплового насоса системы ГВС. Теплообменник 27 служит для стабилизации температуры прямой сетевой воды, поступающей на подмешивание к обратной сетевой воде после системы теплоснабжения здания и, одновременно для стабилизации режима работы теплообменника 24 промежуточного контура при изменении расхода теплоносителя промежуточного контура. Очевидно, что в рассматриваемой схеме экономия энергии может быть получена только за счет снижения тепловых и гидравлических потерь по сравнению со схемой без использования тепловых насосов. Тем не менее основная доля экономического эффекта может быть получена при учете цен на энергоносители, тепловую и электрическую энергию и о насосы. Роль наружного воздуха в этой системе состоит в повышении COP тепловых насосов.



1- ТЭЦ, 2- потребители тепловой энергии, 3- отопительный тепловой насос, 4 – промежуточный контур теплового насоса для системы ГВС, 5-тепловой насос для ГВС.

**Рис.5. Схема комбинированной системы теплоснабжения для работы в отопительный период.**

Предлагаемая схема отличается от известных рациональным использованием возобновляемых источников энергии и источников теплоты с низким тепловым потенциалом, благодаря чему обеспечивается экономический и экологический

эффекты от применения ТНУ в широком ценовом диапазоне цен на энергоносители. Так, в переходный и летний периоды обеспечивается экономия средств за счет цен на электроэнергию, вырабатываемой ТЭЦ и приобретаемой на рынке электроэнергии, а в отопительный период обеспечивается экономия средств за счет использования только газа, потребляемого ТЭЦ и отказа от приобретения электроэнергии на рынке.

При этом используется электроэнергия, вырабатываемая ТЭЦ, которая при ее продаже на рынке не может конкурировать по цене с электроэнергией, вырабатываемой на ГЭС и АЭС, что также дает возможность снизить финансовые потери ТЭЦ. Оптимальная температура испарителя теплового насоса горячего водоснабжения составляет  $t_{oehp4} = 20^{\circ}C$ , тогда рациональную температуру промежуточного хладагента, подаваемого на этот испаритель, выберем из условия:

$$t_{inehp4} = t_{oehp4} = 20 + 8 = 28^{\circ}C$$

Разность температур, сбрасывается на теплообменнике 25 «промежуточный теплоноситель – воздух» (рис.6).

Определим возможность использования теплоты нагретого наружного воздуха для использования ее в дополнительном испарителе теплового насоса.

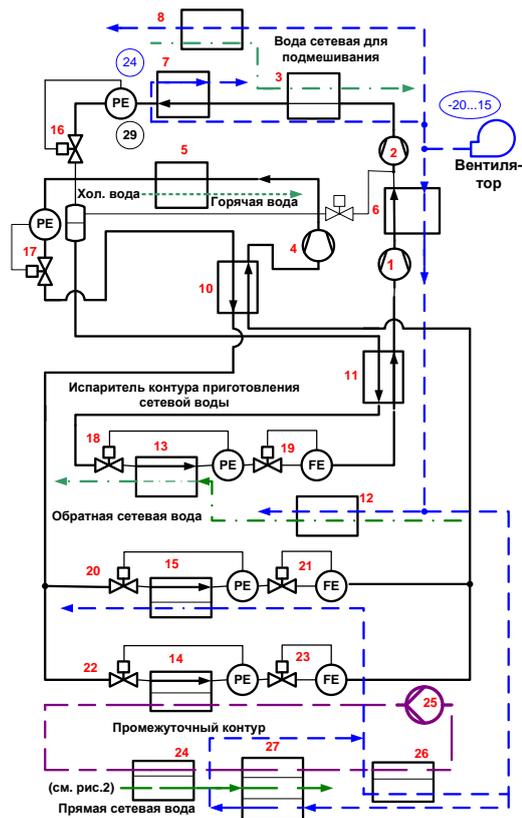
Рассмотрим схему теплообменника «промежуточный теплоноситель - воздух». В первичную полость этого теплообменника подается воздух с температурой окружающей среды. Расход воздуха через этот теплообменник подбирается таким образом, чтобы выполнялось соотношение:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{aer} \cdot (T_{evapor} - T_{aer\_ext\_in}) = \\ m_{ag\_term\_interm} \cdot (t_{set\_voda\_retur} - 5 - t_{evapor}); \end{aligned} \quad (3)$$

$$t_{evapor} = 20^{\circ}C.$$

**Условные обозначения на рис.6 следующие:** 1,2 – первая и вторая ступени компрессора системы отопления, 3 – газоохладитель системы отопления, 4 – компрессор теплового насоса для системы ГВС, 5- газоохладитель теплового насоса для системы ГВС, 6- теплообменник для регулирования температуры хладагента на входе во вторую ступень компрессора, 7 – переохладитель хладагента, 8- теплообменник для стабилизации температуры сетевой воды на входе в газоохладитель 3, 9- отделитель жидкости, 10, 11–рекуперативный теплообменник, 12- теплообменник стабилизации температуры обратной сетевой воды перед испарителем, 13, 14, 15 – испарители, 18, 20, 2 – регуляторы давления хладагента, 19, 21,23 – регуляторы температуры хладагента, 24- теплообменник «прямая сетевая вода - промежуточный теплоноситель», 25 –насос, 27- теплообменник для стабилизации температуры на входе в испаритель, теплообменник для стабилизации

температуры подмешиваемой прямой сетевой воды



**Рис.6. Схема теплонасосной установки для отопления и горячего водоснабжения.**

## 5. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Для тепловых насосов, предназначенных для одновременной выработки теплоты и холода необходимо предусмотреть наличие дополнительных испарителей и газоохладителей для компенсации возмущений со стороны продуктов, обрабатываемых теплом и холодом.
2. Предложенная схема энергоснабжения птичника и использованием теплового насоса с газовым приводом компрессора, в которой выход подогретого наружного воздуха рекуперативного теплообменника связан с газоохладителем теплового насоса, а воздух, удаляемый из птичника после рекуперативного теплообменника смешивается с воздухом, подогретым выхлопными газами газопоршневого двигателя и подается на испаритель теплового насоса, что, совместно с перегревом рабочего тела после испарителя за счет использования теплоты, вырабатываемой ГПУ, позволяет повысить COP теплового насоса.
3. Использование абсорбционных холодильных машин при утилизации теплоты конденсатора в теплый период года, а также испарительных охладителей для охлаждения воздуха в птичнике позволяет снизить затраты электрической энергии. Установлено, что предложенная схема имеет приемлемый срок окупаемости при ценах на энергоресурсы, сложившиеся в настоящее время в Молдове и Украине.

4. Использование теплоты окружающего воздуха в тепловых насосах для отопления и горячего водоснабжения позволяет повысить COP теплового насоса, повысить быстродействие при отработке возмущений по температуре и расходу обратной сетевой воды.

5. Благодаря предложенной схеме тепловой насос для ГВС имеет повышенный COP по сравнению с аналогичными схемами.

6. Рассмотренная схема комбинированной системы теплоснабжения может применяться лишь в условиях ограниченного диапазона цен на электрическую, тепловую энергию, природный газ, а также и тепловые насосы.

7. Для промышленных теплиц, где необходимо круглогодичное поддержание параметров микроклимата рационально использовать тепловой насос одновременным производством тепла и холода и с газовым приводом компрессора.

- [17] Шит М.Л., Журавлев А.А., Дорошенко А.В., Гончаренко В.А. "Система тепло-холодо-электроснабжения для предприятия птицеводства". *Problemele Energeticii Regionale*, 2016, 30 (1), pp.88-99, ISSN 1859-0070.
- [18] Шит, М.Л.; Шит, Б.М. Система автоматического управления тепловым насосом в составе установки для пастеризации и охлаждения молока, часть I. *Problemele Energeticii Regionale*, 2012, 20 (3), 48-57.
- [19] Бурдо О.Г., Шит М.Л., Зыков А.В., Резниченко Д.Н., Журавлев А.А. Технологии адресной доставки энергии и термотрансформации при производстве продуктов питания. *Problemele Energeticii Regionale*, 2016, 31 (2), 55-68.
- [20] Шит, М.Л. Иойшер; А.М., Шит, Б.М. Тепловой насос на диоксиде углерода в сверхкритическом цикле для пастеризационно-охлаждающей установки молочных продуктов. *Problemele Energeticii Regionale*, 2012, 19(2), 42-56. [http://journal.ie.asm.md/assets/files/m71\\_2\\_207.doc](http://journal.ie.asm.md/assets/files/m71_2_207.doc)
- [21] Шит М.Л., Бурчиу В.И. Комбинированная система централизованного теплоснабжения и горячего водоснабжения на базе ТЭЦ и квартальных тепловых насосов. *Problemele Energeticii Regionale*, 2015, 29(23), 67-73.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Industrial heat pumps for steam and fuel savings. , [https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech\\_assistance/pdfs/heatpump.pdf](https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/heatpump.pdf) (accessed 17.08.2016).
- [2] Østergaard P.A., Andersen A.N. Booster heat pumps and central heat pumps in district heating. *Appl.Energy* (2016), <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.02.144>.
- [3] <http://www.finess.fi/en/heat-2/industrial-heat-pumps/> (accessed 17.08.2016).
- [4] Industrial heat pump for low temperature heat recovery. <http://www.energy.wsu.edu/Documents/IndustServFactsheet-HeatPumps-May%2009.pdf> (accessed 17.08.2016).
- [5] <http://industrialrefrigeration.danfoss.com/applications/heat-pumps/> (accessed 17.08.2016).
- [6] [http://www.gea.com/global/en/binaries/Ap\\_HeatPump\\_150dpi\\_A4Size\\_4C\\_US\\_tcm11-12226.pdf](http://www.gea.com/global/en/binaries/Ap_HeatPump_150dpi_A4Size_4C_US_tcm11-12226.pdf) (accessed 17.08.2016).
- [7] Hoffman K. Optimising heat recovery from industrial processes with heat pumps.
- [8] <http://www.ehpa.org/about/news/article/optimising-heat-recovery-from-industrial-processes-with-heat-pumps/> (accessed 17.08.2016).
- [9] Heat pump water heaters for commercial and Industrial applications. [http://aceee.org/sites/default/files/files/pdf/conferences/hwf/2016/Davis\\_Session1B\\_HWF16\\_2.22.16.pdf](http://aceee.org/sites/default/files/files/pdf/conferences/hwf/2016/Davis_Session1B_HWF16_2.22.16.pdf).
- [10] [https://static1.squarespace.com/static/552d3a93e4b0a7ee3a2ce896/t/55f0d648e4b0f95e3a028587/1441846856709/Energy\\_Management\\_for\\_Wineries\\_FINAL\\_June2012.pdf](https://static1.squarespace.com/static/552d3a93e4b0a7ee3a2ce896/t/55f0d648e4b0f95e3a028587/1441846856709/Energy_Management_for_Wineries_FINAL_June2012.pdf)
- [11] Grenishen N.T. [Energy-saving installation of the microclimate in the poultry-house with nonfreezing heat utilizer. PhD thesis] "Energoberegaiuschaia ustanovka mikroklimata v ptichnike s nezamerzaiuschim utilizatorom teploti", Kiev 1985, (in Russian).
- [12] Big Dutchman International GmbH. Heat Exchanger Earny type 40 000. <https://cdn.bigdutchman.pl/fileadmin/content/poultry/products/en/poultry-production-heat-exchanger-Earny-Big-Dutchman-en.pdf> (accessed 11.04.2016)
- [13] Mailan E. [Microclimat in poultry house]. *Mikroklimat v broilernom ptitsevodstve*. <http://www.tehkorm.ru/publikatsii/ptitsevodstvo/mikroklimat-dlya-broilerov.html> (accessed 21.04.2016), (in Russian).
- [14] Zhi-Gao Sun. A combined heat and cold system driven by a gas industrial engine. *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 366–369.
- [15] Yang Zhao, Zhao Haibo, Fang Zheng. Modeling and dynamic control simulation of unitary gas engine heat pump. *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 3146–3153.



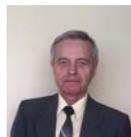
**Шит Михаил Львович** – к.т.н., в.н.с. лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, промышленности, сельском хозяйстве.

E-mail: [mihail\\_sit@mail.ru](mailto:mihail_sit@mail.ru)



**Бурчиу Виталий Иванович** – к.т.н. заведующий лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: тепловые насосы, возобновляемые источники энергии.

E-mail: [yburciu@gmail.com](mailto:yburciu@gmail.com)



**Журавлев Анатолий Александрович** – к.т.н., в.н.с. лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии» института энергетики АНМ. Область научных интересов: микропроцессорные системы управления, промышленная автоматика,

E-mail: [juravleov\\_a@mail.ru](mailto:juravleov_a@mail.ru)