

Energy Supply System for Industrial Poultry Houses

¹Sit M.L., ¹Juravliov A.A., ²Doroshenko A.V., ²Goncharenko V.A.

¹Institute of Power Engineering of the Academy of Sciences of Moldova
Chisinau, Republic of Moldova

²Odessa National Academy of Food Technologies, Odessa, Ukraine

Abstract. The gas engine driven carbon dioxide heat pump designed for providing the heat, cold and electricity for industrial poultry house is proposed. The scheme differs from the known by using recuperative heat exchanger installed between the exhaust air duct of poultry house and heat pump evaporator and the heat curtain installed on the air duct after the evaporator. The air coming into the poultry house after the regenerative heat exchanger is supplied to the heat pump gas cooler. The heat pump produces heat of the required parameters of the input air and water for watering of poultry, space heating, etc. Heat pump compressor is driven by gas engine (GPA), by natural gas or biogas. The part of the gas-piston engine heat is used for adjusting the optimal heat pump mode and for regeneration of the absorbent in an evaporative cooler. The proposed technical solution of the above scheme provides a higher COP of the heat pump. Installing of heat curtain does not require the use of non-freezing solution to prevent icing of the air outlet of heat pump evaporator. The latter allows producing, besides electric power and heat, still cold (with the use off the adsorption-refrigerating machine) and provide drying air inlet evaporative cooler (if necessary).

Keywords: heat pump, evaporative cooler, poultry house, gas drive, energy efficiency.

Sistemul de alimentare cu energie termică și cu frig pentru întreprindere de avicultură

¹Șit M.L., ¹Juravleov A.A., ²Doroșenco A.V., ²Goncearenco V.A.

¹Academia Națională de Tehnologii Alimentare din Odesa, Odesa, Ucraina

²Institutul de Energetică al Academiei de Științe a Moldovei, Chișinău, Republica Moldova

Rezumat. Se consideră pompa de căldură cu agentul frigorific natural, dioxid de carbon, pentru asigurarea cu căldură și cu frig a halei de păsări industriale. Schema se diferă de cele cunoscute prin utilizare a recuperatorului de căldură, conectat la evaporatorul al pompei de căldură, la ieșirea căruia este instalată perdea de aer cald pentru că a evita înghețarea ieșirii conductei de evacuare a aerului din hală de păsări. Aerul, care intră în hală de păsări, se duce după recuperatorul la răcitorul de gaze al pompei de căldură. Pompa de căldură produce căldură pentru parametrii necesari ai aerului de intrare și apă pentru adăpare de păsări, încălzirea spațiului, etc. Pompa de căldură a compresorului este acționată de motorul termic policarburant cu piston, care pot utiliza ca gaze naturale și biogaz. O parte din energia termică a căldurii evacuate de la motor termic este utilizată pentru reglarea regimului optim de pompă de căldură și pentru regenerarea absorbantului în răcitoarele de gaze evaporative. În comparație cu schemă cunoscută, schema dată prevede un COP mai mare a pompei de căldură, care economisește energia electrică obținută simultan cu apă caldă și aer cald pentru udare păsări și igienizarea halei.

Cuvinte-cheie: pompa de căldură, răcitorul evaporativ, hala de păsări, acționarea cu gaze, eficiența energetică.

Система тепло-холод-электроснабжения для предприятия птицеводства

¹Шит М.Л., ¹Журавлев А.А., ²Дорошенко А.В., ²Гончаренко В.А.

¹Институт энергетики АН Молдовы, Кишинев, Республика Молдова,

²Одесская Национальная Академия пищевых технологий, Одесса, Украина

Аннотация. Разработана схема теплового насоса на природном хладагенте, диоксиде углерода, для обеспечения промышленного птичника теплотой и холодом. Схема отличается от известных схем использованием рекуперативного теплообменника, подключенного к испарителю теплового насоса, с установленной на выходе канала удаляемого воздуха после испарителя тепловой завесы для предотвращения обмерзания воздухопровода. Воздух, поступающий в птичник после рекуперативного теплообменника, подается на газоохладитель теплового насоса. Тепловой насос вырабатывает теплоту для получения необходимых параметров входного воздуха, воды для поения птицы, отопления помещений и т.д. Компрессор теплового насоса приводится в движение газопоршневым двигателем (ГПД), который может использовать как природный газ, так и биогаз. Часть теплоты газов газопоршневого двигателя используется для регулирования оптимального режима теплового насоса и для регенерации абсорбента в испарительном охладителе. По сравнению с известной схемой, рассматриваемая схема позволяет получить больший COP теплового насоса. Использование последнего позволяет вырабатывать, кроме электрической энергии, еще и холод (совместно с адсорбционной

холодильной машиной) и обеспечить осушку воздуха на входе испарительного охладителя (при необходимости).

Ключевые слова: тепловой насос, испарительный охладитель, птичник, газовый привод, энергоэффективность.

Введение

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 [1,2]. Особенностью технического решения, описанного в [1] 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. В [2] предложен рекуперативный теплообменник для использования в птичниках, который рассчитан на применение на территориях с теплым климатом. **Целью статьи** является разработка схемы энергоснабжения птичника, с повышенными показателями энергоэффективности.

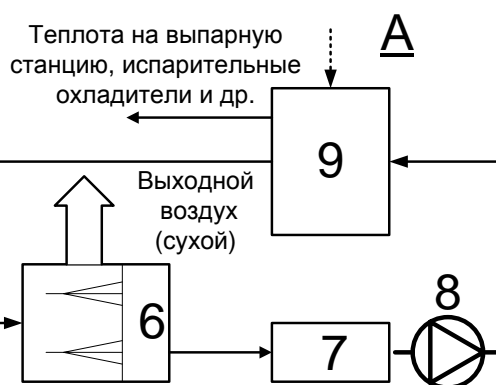
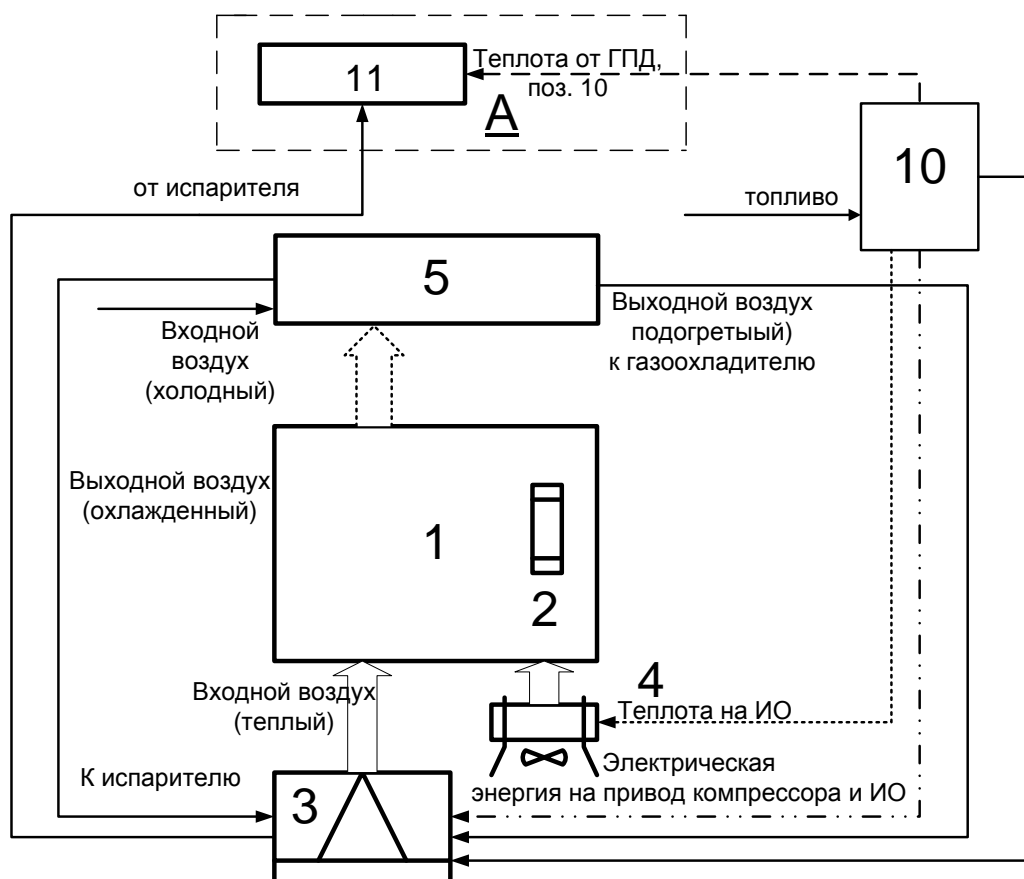
Поставленная цель достигается за счет использования теплового насоса на природном теплоносителе, диоксиде углерода, применении тепловой завесы на выхлопном трубопроводе вместо теплообменника с незамерзающим теплоносителем, а также испарительных охладителей, включенных в схему теплового насоса для использования в переходный и летний период, и, кроме того, использования газопоршневого двигателя (ГПД) в качестве средства для повышения COP теплового насоса.

Особенности птицеводческих предприятий следующие: зависимость потребления энергии от вида и возраста птицы, климатических условий, теплотехнических характеристик ограждающих конструкций помещений, что требует от теплового насоса работы с переменной тепловой и холодильной нагрузкой, для согласования которых и нужны испарительные охладители, а также участия в процессе регулирования

режима газопоршневого двигателя, используемого как привод компрессора.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В работе [3] отмечается, что вентиляция в помещении птичника должна составлять $0,8 \dots 1,0$ м³/кг. живого веса птицы в час, температура воздуха от $33 \dots 35$ °С до 20 °С при относительной влажности воздуха $55 \dots 75\%$ до $50 \dots 65\%$ в зависимости от возраста птицы ($0 \dots 14$ дней, $29-40$ дней). Минимальная вентиляция в пределах $0,8 \dots 1,0$ м³/кг. живого веса птицы в час достаточна для регулирования концентрации CO₂ и влажности в пределах их максимальных значений. В связи с интенсивным ростом бройлеров от 40 г. до 2 кг. за 40 дней объем минимальной вентиляции в птичнике существенно возрастает. При повышении температуры наружного воздуха уровень вентиляции должен повышаться для удаления избыточного тепла, выделяемого бройлерами. В настоящее время в птичниках применяют нагрев воздуха, как с помощью калориферов, так и с помощью газогенераторов. Одним из основных факторов, влияющих на эффективность птицеводческого производства, является создание оптимальных условий для выращивания и содержания птицы. Оптимальное энергоснабжение птичника позволит увеличить сохранность птицы, повысить привесы, значительно экономить энергоресурсы и уменьшать расходы на обслуживание и эксплуатацию оборудования. Тепловая завеса может быть выполнена в виде трубы в форме кольца, расположенного на краю выхлопной трубы рекуперативного теплообменника. В трубе протекает горячая вода. Горячая вода получается благодаря рекуперации части теплоты рубашки ГПУ или теплоты выхлопных газов. Простыми расчетами можно показать, что расход воды 100 кг/час с температурой 50 °С вполне достаточен. При этом падение температуры воды на длине трубы в 5 м не превысит 5 °С. Для ориентировочного расчета была использована методика [4].



1. Помещение для содержания птицы. 2. Испарительные охладители для работы внутри помещения. 3. Тепловой насос 4. Испарительный охладитель для охлаждения воздуха (применен в связи с тем, что тепловая мощность испарителя теплового насоса оказывается недостаточна для охлаждения помещения. 5- рекуперативный теплообменник, 10 – газопоршневая установка, 11 – тепловая завеса.
 А- вариант решения задачи предотвращения от обмерзания выхлопной трубы рекуператора с использованием незамерзающего промежуточного теплоносителя (с целью осушения воздуха), 6 – оросительная камера для удаления влаги из выходного воздуха. 7 - бак – накопитель для полиэтиленгликоля. 8 – насос, 9 – выпарная камера для удаления влаги из промежуточного раствора (ПЭГ).

Рис.1. Схема использования теплового насоса в птичнике.

Типовым решением для вентиляции рекуперативных теплообменников с птичников является применение незамерзающим теплоносителем и

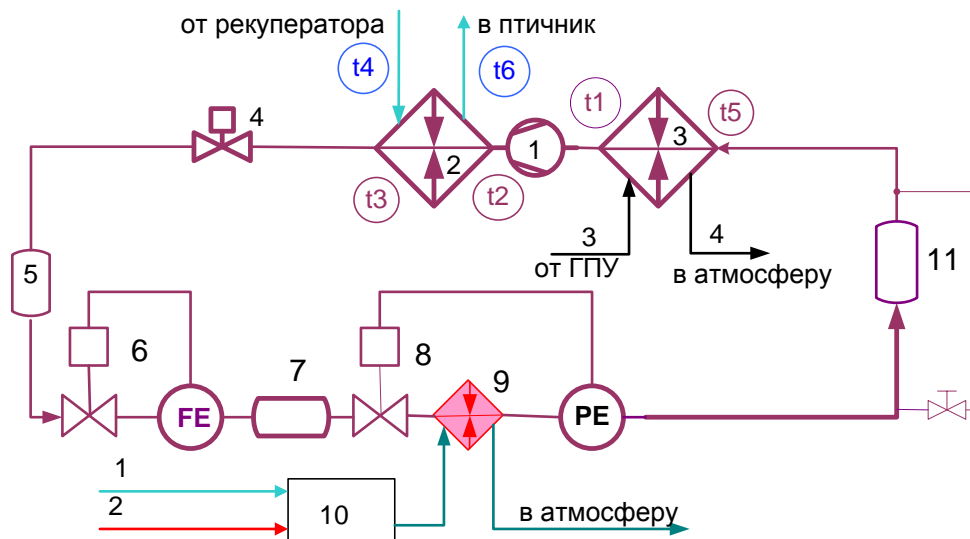
последующим подогревом приточного воздуха (рис.1). Недостатком такого решения является обледенение вытяжного теплообменника при отрицательных температурах вытяжного воздуха и невысокая эффективность рекуперативного теплообменника. Применение ТНУ в системах рекуперации повышает эффективность рекуперации, 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 [5-9]. Минимальная суммарная мощность газопоршневой установки Q_{\min} вычисляется по формуле:

$$Q_{\min} > \frac{Q_{GC \max}}{COP_{HP \min} \cdot \eta_{el}}, \quad (1)$$

В этой формуле $Q_{GC \max}$ - максимальная тепловая мощность ТНУ, $COP_{HP \min}$ - минимальный COP ТНУ, η_{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.1) 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.



1 – линия подачи внутреннего воздуха птичника после рекуператора 5 (рис.1), 2 – линия теплового воздуха, подогретого в ГПУ, 3 – подогретый наружный воздух после ГПУ, 4 – выход ГПУ; t1- температура хладагента перед компрессором, t2- температура после компрессора, t3- температура после газоохладителя, t5- температура хладагента после перегревателя хладагента, t4- температура воздуха перед газоохладителем, t6- то же, но после газоохладителя. PE, FE- регуляторы давления и расхода хладагента.

Рис.2. Схема теплонасосной установки (ТНУ).

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.

Особенностями схемы 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 тепловому 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 °С и температуре внутреннего воздуха 35 °С, тепловой насос может быть отключен и птичник будет отапливаться за счет тепловой мощности ГПУ (рекуперативный теплообменник при этом используется). 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.

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

text	t1	t2	t3	t4	t5	t6	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	2,96	2,96	6,0		6,0		5,25
0	4,28	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).

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 электрического мощность двигателя ТН; η – 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 м³ 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.

II. Низкотемпературные испарительные воздухоохладители для птичников

В качестве испарительных воздухоохладителей (ИО), как внешних, так и внутренних (позиции 2 и 4 по рис. 1), в летний период года могут быть использованы низкотемпературные ИО. Интерес к возможностям использования таких ИО в системах жизнеобеспечения (холодильная и кондиционирующая техника, системы тепло-хладоснабжения) непрерывно растет, что обусловлено их высокими энерго-экологическими характеристиками [10-14].

Разработанные решения для воздухоохладителей-чиллеров НИО-Rg. Изучались сравнительные возможности испарительных воздухоохладителей непрямого типа НИО (IEC), а также

разработанного низкотемпературного воздухоохладителя-чиллера. Особенно перспективным [10, 11] является использование так называемой регенеративной схемы НИО-Rg (IEC-Rg). Здесь (рис. 3) воздушный поток предварительно проходит охлаждение в «сухой» части охладителя, в теплообменнике (3), и лишь затем поступает в собственно испарительный охладитель ИО (1) При этом охлажденный в теплообменнике (3) воздушный поток делится на «основной» и «вспомогательный» потоки, один из которых поступает потребителю, а второй в ИО, где в непосредственном контакте с рециркулирующей через ИО и теплообменник водой, обеспечивает ее испарительное охлаждение (чиллер Ch-Rg, рис. 1Б); это решение получено из совмещенной схемы НИО-Rg (рис. 1А). Для воздухоохладителя Ch-Rg такое решение обеспечивает понижение предела охлаждения до температуры точки росы поступающего в охладитель воздушного потока, t_p .

Для охладителя Ch-Rg, как и для охладителей НИОг принципиально важным является правильный выбор соотношения «основного» и «вспомогательного» воздушных потоков $1 - G_o/G_b$, а также, выбор отношения контактирующих потоков газа и жидкости в ИО: $1 = G_r/G_{ж}$, в данном случае это величина $1 = G_b/G_{ж}$.

Анализ процессов испарительного охлаждения в охладителях НИОг и НИО-Rg (Ch-Rg).

Основой для сравнительного анализа воздухоохладителей послужили опытные данные полученные в ОГАХ [10]. В качестве насадки тепломасообменных аппаратов использованы насадочные многоканальные структуры из полимерных материалов. На рис. 4 приведен сравнительный анализ работы охладителей непрямого типа НИО и Ch-Rg. Анализ выполнен для условия: $1 = G_o/G_b = 1.0$ для обоих решений. Для Ch-Rg приведен условный пошаговый анализ: 1-2-3..., показанный на диаграмме штрих-пунктирными линиями [1-3*, 1-3**, 1-3ch B, – процессы в ИО по вспомогательному воздушному потоку; соответствующие процессы в теплообменнике (процессы охлаждения основного воздушного потока «О» при неизменном влагосодержании) представлены линиями 1-2*, 1-2**, 1-2ch O]. На равновесной кривой показаны

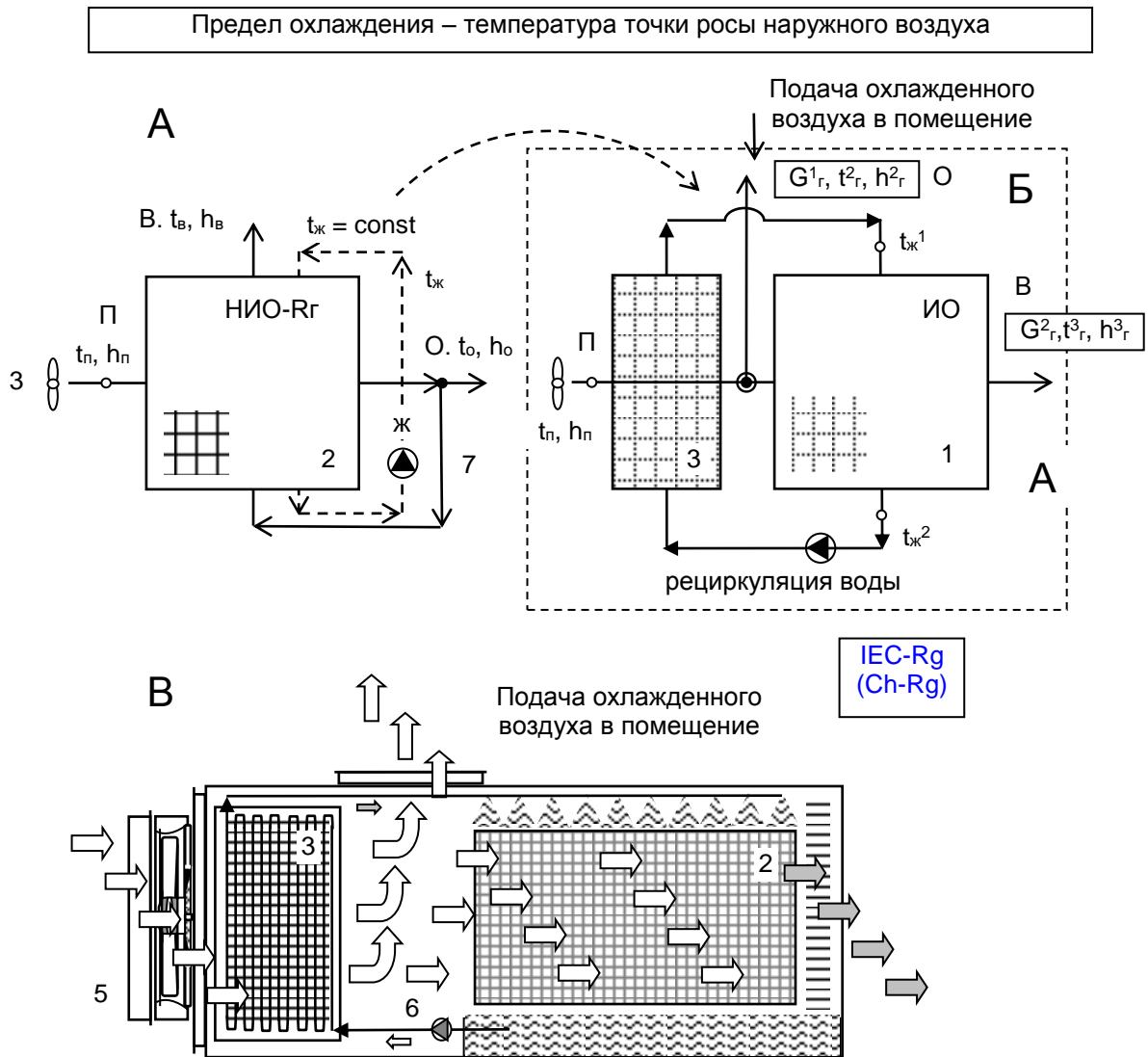
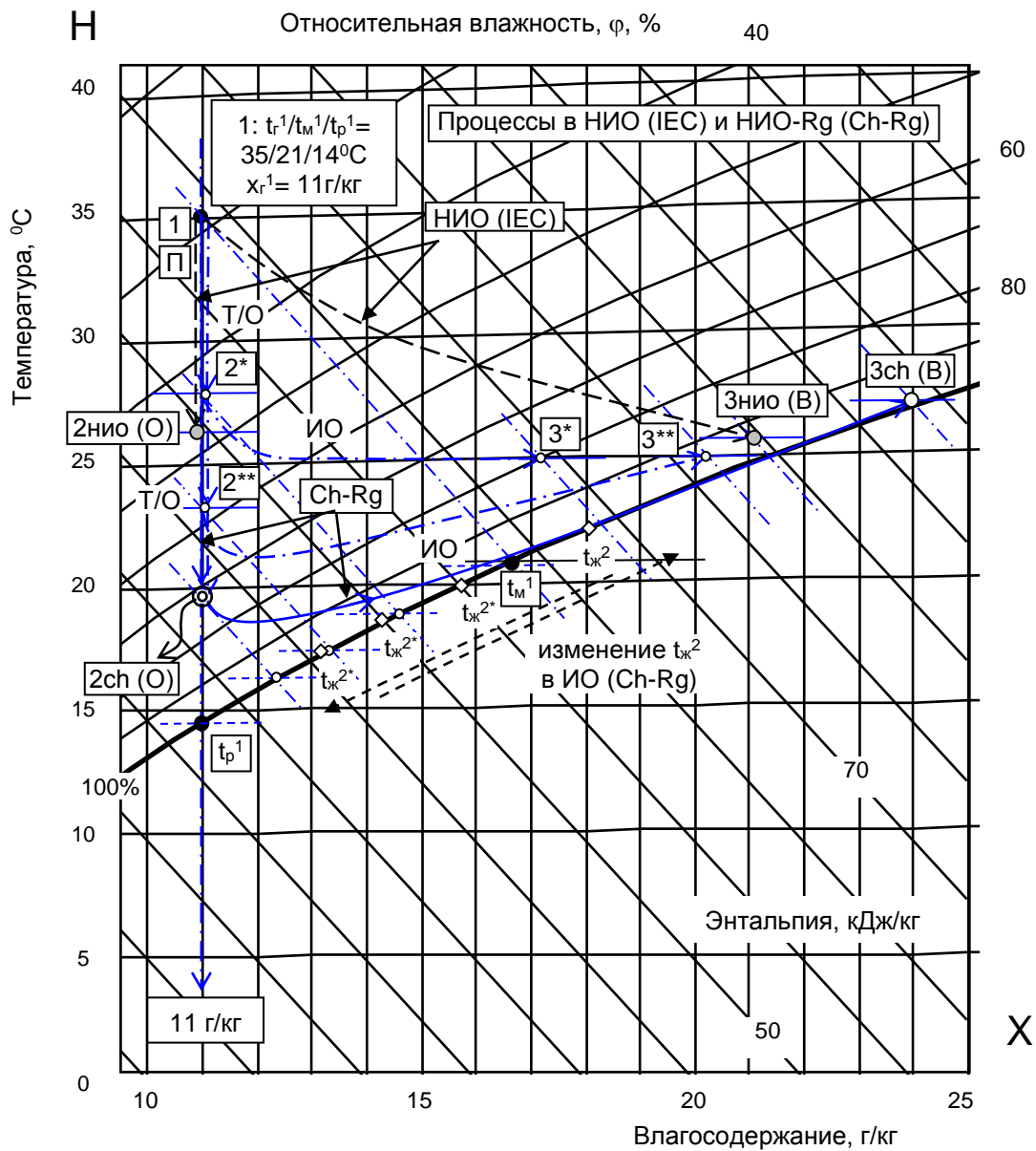


Рисунок 3. Принципиальные решения испарительного воздухоохладителя НИО-Rg (Ch-Rg), решенного по совмещенной (А) и раздельной (Б, вариант с подачей охлажденного воздуха в помещение) схемам. Принцип компоновки (В) системы кондиционирования воздуха СКВ на основе испарительного воздухоохладителя Ch-Rg.

Обозначения: 1 – испарительный воздухоохладитель; 2 – НИО-Rg; 3 – водо-воздушный теплообменник; 4 – помещение; 5 – вентилятор; 6 – насос. П – поступающий в ИО воздух.



$t_r^1 = 35^\circ\text{C}$, $x_{r^1} = 11\text{г/кг}$
 $t_p^1 = 14^\circ\text{C}$
 1. НИО: $t_r^3 = 26^\circ\text{C}$;
 2. НИО: $t_o = 26,5^\circ\text{C}$,
 $t_b = 25,5^\circ\text{C}$; $\varphi_b = 95\%$
 3. НИО-Rg (Ch-Rg): $t_o = 19,5^\circ\text{C}$,
 $t_b = 27,5^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 100\%$

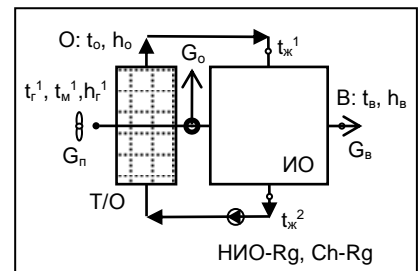
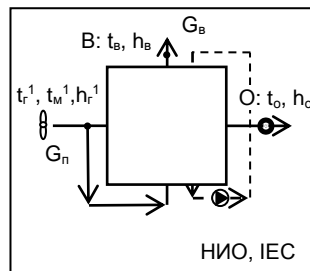
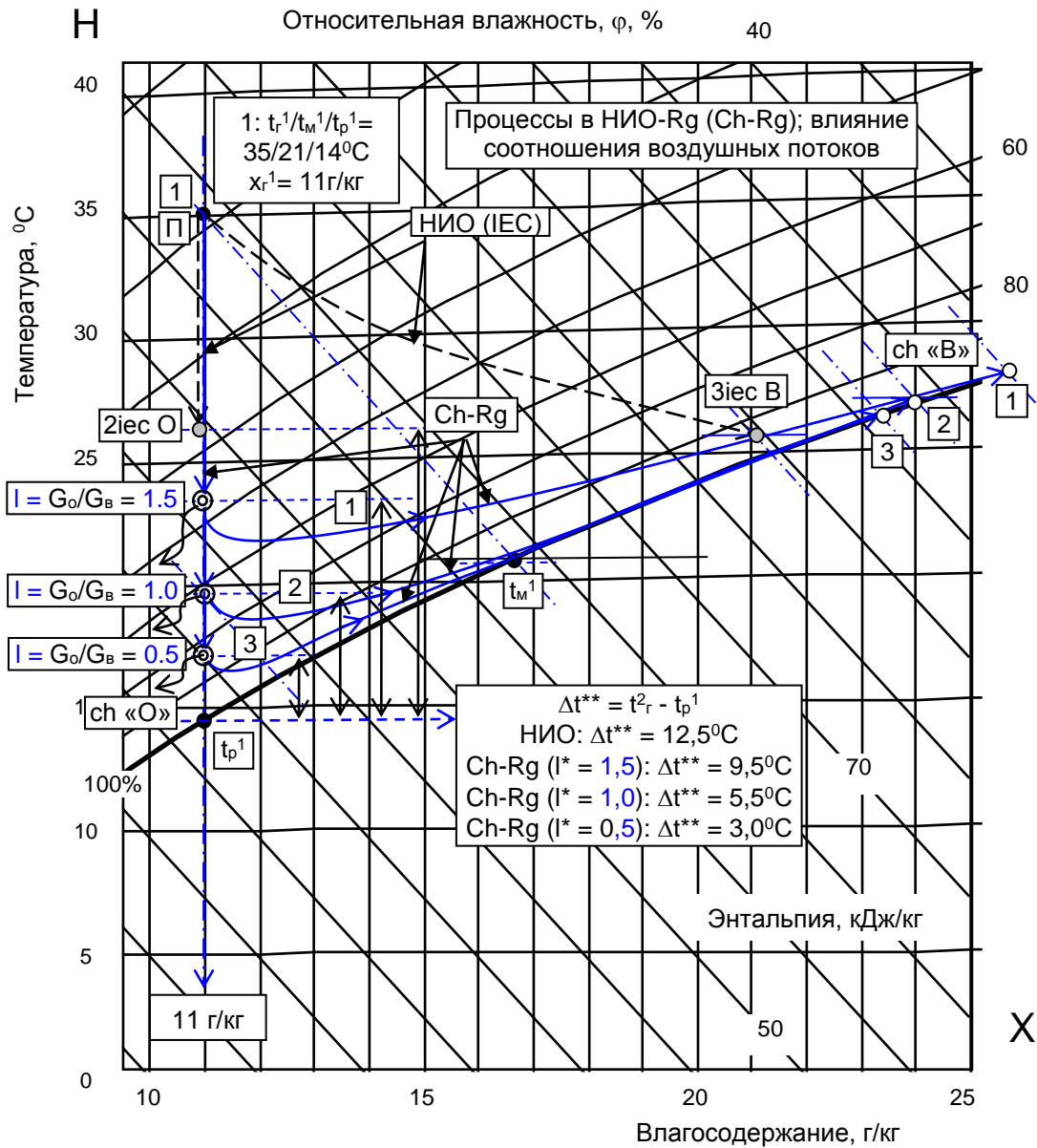


Рисунок 4. Анализ (условный пошаговый анализ: 1-2-3..., штрих-пунктирные линии) работы испарительного воздухоохлаждателя непрямого типа НИО (пунктирные линии) и воздухоохлаждателя НИО-Rг (Ch-Rg).

Анализ выполнен для условия: $l = G_o/G_b = 1.0$ для обеих схем



$t_r^1 = 35^\circ\text{C}$, $x_{r^1} = 11\text{ г/кг}$
 $t_{p^1} = 14^\circ\text{C}$
 1. $I^* = G_o/G_b = 1,5$: $t_o = 23,5^\circ\text{C}$,
 $t_b = 28^\circ\text{C}$; $\varphi_b = 100\%$
 2. $I^* = G_o/G_b = 1,0$: $t_o = 19,5^\circ\text{C}$,
 $t_b = 27,5^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 100\%$
 3. $I^* = G_o/G_b = 0,5$: $t_o = 17^\circ\text{C}$,
 $t_b = 26,5^\circ\text{C}$; $\varphi_b = 100\%$

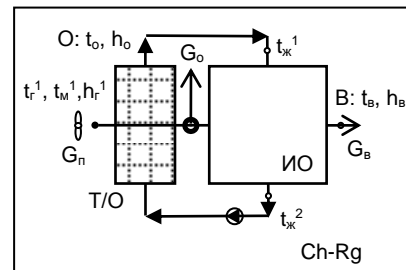


Рисунок 5. Анализ работы испарительного воздухоохладителя Ch-Rg для различных соотношений основного и вспомогательного воздушных потоков $I = G_o/G_b$: 1* – $G_o/G_b = 1,5$; 2 – 1,0; 3 – 0,5 (результаты для НИО приведены для 1 – $G_o/G_b = 1,0$)

соответствующие изменения температуры воды в контуре рециркуляции ($t_{ж^2}$), ориентированные на каждом шаге охлаждения на соответствующее значение

температуры мокрого термометра, поступающего в ИО охлажденного в теплообменнике вспомогательного воздушного потока. Результирующий

процесс охлаждения основного воздушного потока показан сплошной линией 1-2ch O. Таким образом, для выбранных начальных параметров воздуха (наружного или внутреннего) $t_r^1 = 35^\circ\text{C}$, $t_m^1 = 21^\circ\text{C}$, $t_p^1 = 14^\circ\text{C}$, $x_r^1 = 11\text{г/кг}$ получено:

1. для воздухоохладителя прямого типа ПИО: $t_r^3 = 26^\circ\text{C}$;

2. для воздухоохладителя НИО: $t_o = 26,5^\circ\text{C}$, $t_b = 25,5^\circ\text{C}$; $\phi_b = 95\%$

3. для регенеративного воздухоохладителя НИО-Rg (Ch-Rg): $t_o = 19,5^\circ\text{C}$, $t_b = 27,5^\circ\text{C}$, $\phi_b = 100\%$

Воздухоохладитель НИО-Rg (Ch-Rg) обеспечивает понижение температуры воздушного потока ниже традиционного естественного предела охлаждения.

Приведен также анализ (рис. 5) работы воздухоохладителя Ch-Rg для различных соотношений основного и вспомогательного воздушных потоков [$I = G_o/G_b$ ($1 - 1^* = G_o/G_b = 1,5; 2 - 1,0; 3 - 0,5$)]. Для выбранных начальных параметров воздуха (наружного или внутреннего) $t_r^1 = 35^\circ\text{C}$, $t_m^1 = 21^\circ\text{C}$, $t_p^1 = 14^\circ\text{C}$, $x_r^1 = 11\text{г/кг}$ получено:

1. $1^* = G_o/G_b = 1,5$: $t_o = 23,5^\circ\text{C}$, $t_b = 28^\circ\text{C}$; $\phi_b = 100\%$

2. $1^* = G_o/G_b = 1,0$: $t_o = 19,5^\circ\text{C}$, $t_b = 27,5^\circ\text{C}$, $\phi_b = 100\%$

3. $1^* = G_o/G_b = 0,5$: $t_o = 17^\circ\text{C}$, $t_b = 26,5^\circ\text{C}$; $\phi_b = 100\%$

Для Ch-Rg получено последовательное снижение температуры основного воздушного потока со снижением соотношения потоков $1^* = G_o/G_b$: Ch-Rg ($1^* = 1,5$): $\Delta t^{**} = 9,5^\circ\text{C}$; Ch-Rg ($1^* = 1,0$): $\Delta t^{**} = 5,5^\circ\text{C}$; Ch-Rg ($1^* = 0,5$): $\Delta t^{**} = 3,0^\circ\text{C}$ (где $\Delta t^{**} = t_r^2 - t_p^1$). При этом линия изменения состояния вспомогательного воздушного потока соответственно все ближе подходит к линии $\phi = 100\%$, и, в дальнейшем, практически следует вдоль этой линии.

ь приближения к пределу охлаждения составляет $\Delta t^{**} = 12,5^\circ\text{C}$, и для Ch-Rg равна $5,5^\circ\text{C}$.

Выводы.

1. Предложена 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.

2. Применение тепловой завесы на воздухопроводе воздуха, удаляемого из птичника, вместо контура с незамерзающим теплоносителем снижает металлоемкость конструкции и затраты на промежуточный теплоноситель.

3. Использование абсорбционных холодильных машин при утилизации теплоты газоохладителя в теплый период года, а также испарительных охладителей для охлаждения воздуха в птичнике позволяет снизить затраты электрической энергии.

4. Установлено, что предложенная схема имеет приемлемый срок окупаемости при ценах на энергоресурсы, сложившиеся в настоящее время в Молдове и Украине.

5. Сравнительно с прямым испарительным охлаждением в ПИО (непосредственный контакт воздушного потока с водяной пленкой, рециркулирующей без внешней нагрузки, адиабатический процесс), охлаждение воздушного потока в охладителе непрямого типа НИО обеспечивает возможность «сухого» охлаждения воздуха, без его увлажнения. Это открывает пути к построению СКВ на основе «основного» воздушного потока, без доувлажнения воздуха в испарительном охладителе, что принципиально для систем комфортного и технологического назначения.

6. Сравнительно с непрямым испарительным охлаждением в НИО, охлаждение воздушного потока в чиллере-воздухоохладителе Ch-Rg реально снижает предел охлаждения «продуктового» основного воздушного потока ниже температуры наружного воздуха по мокрому термометру. Это существенно расширяет возможности испарительных методов охлаждения, «отвоевывая» часть практического приложения при построении СКВ у парокомпрессионной техники.

7. Построение СКВ на основе чиллера-воздухоохладителя Ch-Rg обеспечивает снижение естественного предела охлаждения воздушного потока, расширяя область

практического применения методов испарительного охлаждения воздуха.

Литература (References)

- [1] 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 toploti”, Kiev 1985, (in Russian).
- [2] 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)
- [3] Mailan E. [Microclimat in poultry house]. Mikroklimat v broilernom ptitsevodstve. <http://www.tehkorm.ru/publikatsii/ptitsevodstvo/mikro-klimat-dlya-broileroov.html> (accessed 21.04.2016), (in Russian).
- [4] Calculation of heat losses uncoated pipelines at laying aboveground. [Rascet teplovih poteri neizolirovannimi truboprovodami pri nadzemnoi prokladke]. Habaroscok, 2000 (in Russian).
- [5] Zhi-Gao Sun. A combined heat and cold system driven by a gas industrial engine. Energy Conversion and Management 48 (2007) 366–369.
- [6] 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.
- [7] M. Teitel; I. Segal; A. Shklyar; M. Barak. A Comparison between Pipe and Air Heating Methods for Greenhouses. J. Agric. Engng Res. (1999) 72, 259-273

- [8] J. Brenn, P. Soltic, Ch. Bach. Comparison of natural gas driven heat pumps and electrically driven heat pumps with conventional systems for building heating purposes. Energy and Buildings 42 (2010) 904–908.
- [9] Yanwei Wang, Liang Cai, Xiaowei Shao, Gaolong Jin, Xiaosong Zhang. Analysis on energy-saving effect and environmental benefit of a novel hybrid-power gas engine heat pump. International Journal of Refrigeration 36(2013), pp. 237-246.
- [10] Doroshenko A.V., Glauberman [Alternative energetics. Solar heat and cold supply systems]. Alternativnaia energetika. Solnechnie sistemi teplohodosnabzhenia. Monograph. Odessa, 2012, 446 p.
- [11] Method and Apparatus of Indirect-Evaporation Cooling. United States Patent N US 6,497,107 B2, Dec. 24, 2002
- [12] X. Cui, M.R. Islam, B. Mohan, K.J. Chua. Theoretical analysis of a liquid desiccant based indirect evaporative cooling system. Energy 95 (2016) 303-312.
- [13] W.Z. Gao, Y.P. Cheng, A.G. Jiang, T. Liu, Keith Anderson. Experimental investigation on integrated liquid desiccant e Indirect evaporative air cooling system utilizing the Maisotesenko e Cycle. Applied Thermal Engineering 88 (2015) 288-296.
- [14] Mohammad Saghafifar, Mohamed Gadalla. Performance assessment of integrated PV/T and solid desiccant air-conditioning systems for cooling buildings using Maisotsenko cooling cycle. Mohammad Saghafifar, Mohamed Gadalla. Solar Energy 127 (2016) 79–95

Сведения об авторах.



Дорошенко Александр Викторович – доктор технических наук, профессор кафедры термодинамики и возобновляемой энергетики ОНАПТ, сфера научных интересов – теплофизика, тепло-массообмен, холодильная техника, альтернативная энергетика. E-mail: al_dor@i-ua.com



Журавлев Анатолий Александрович – кандидат технических наук, 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



Шит Михаил Львович – к.т.н., в.н.с., доцент-исследователь лаборатории «Энергетической эффективности и возобновляемых источников энергии». Область научных интересов: тепловые насосы, автоматическое управление технологическими процессами в энергетике, E-mail: mihail_sit@mail.ru