

ISSN 0453-8307

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ
ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ**

7-а МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ
ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
ЧАСТИНА 1

ОДЕСА-2011

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ХОЛОДУ
УКРАЇНСЬКЕ ВІДДІЛЕННЯ МІЖНАРОДНОЇ АКАДЕМІЇ ХОЛОДУ

Сучасні проблеми холодильної техніки і технології / Збірник тез докладів
Міжнародної науково-технічної конференції, Одеса, 14-16 вересня 2011
року, - Одеса, Видавн. ОДАХ, 2011, - 221 с.

Матеріали подано українською, російською та англійською мовами.

Редактори збірника – Лагутін А.Ю., Зімін О.В.
Комп'ютерна верстка збірника – Зімін О.В.

7-а МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА
КОНФЕРЕНЦІЯ

**СУЧАСНІ ПРОБЛЕМИ
ХОЛОДИЛЬНОЇ ТЕХНІКИ І ТЕХНОЛОГІЇ**

ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ
ЧАСТИНА 1

ОДЕСА-2011

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

Притула В.В.	– голова, ректор Одеської державної академії холоду
	Члени організаційного комітету
Лагутін А.Е.	– проректор ОДАХ з наукової роботи;
Гоголь М.І.	– начальник НДС;
Дорошенко О.В.	– професор кафедри технічної термодинаміки;
Железний В.П.	– професор кафедри інженерної теплофізики;
Ліпа О.І.	– зав. кафедрою кондиціонування повітря;
Мазур В.О.	– зав. кафедрою технічної термодинаміки;
Мілованов В.І.	– зав. кафедрою компресорів та пневмоагрегатів;
Наєр В.А.	– професор кафедри криогенної техніки;
Нікульшин Р.К.	– професор кафедри холодильних машин і установок;
Бондаренко В.Л.	– зав. кафедрою криогенної техніки;
Хмельнюк М.Г.	– зав. кафедрою холодильних машин і установок;
Чепурненко В.П.	– професор кафедри холодильних машин і установок;
Зімін О.В.	– асистент кафедри холодильних машин і установок

Адреса: 65082, м. Одеса, вул.Дворянська 1/3,
Одеська державна академія холоду(ОДАХ)

Оргкомітет СПХТТ – 2011
тел. 8(048) 723-63-62. Факс 8 (048) 723-11-45
E-mail: admin@osar.odessa.ua

СЕКЦІЯ № 1 ХОЛОДИЛЬНІ МАШИНИ

керівники секції: проф. Нікульшин Р.К., доц. Морозюк Л.І.

ОБОБЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЦИКЛОВ С ДОЗАРЯДКОЙ Морозюк Л.И., Никульшин Р.К ОГАХ, Одесса

На рынке холодильной техники появились новые типы объемных компрессоров, устройство которых позволяет осуществить дозарядку как в процессе всасывания, так и сжатия, не прибегая к сложным конструктивным решениям.

Циклы с дозарядкой были предложены в 30-е годы прошлого столетия как попытки усовершенствования различных схем машин, укомплектованных поршневыми компрессорами. Осуществление двухступенчатого сжатия в одном цилиндре или реализация большой степени сжатия предлагалось путем впрыска пара или жидкости промежуточного давления в конце процесса всасывания либо непрерывного впрыска пара переменного давления в цилиндр при сжатии до промежуточного давления, либо впрыска жидкости во всасывающую линию компрессора.

Теоретической основой всех этих методов является процесс смешения двух разных по объему и массе порций одного и того же вещества при заполнении ими заданного объема.

Энергетические эффекты холодильных машин и тепловых насосов с дозарядкой оказались столь значительными, что заводы-изготовители стали поставлять на рынок машины, укомплектованные системами дозарядки. В тоже время отсутствие единой обобщенной для всех видов компрессоров методик расчета является преградой для проектировщиков в расширении разработки новых схем для повышения эффективности холодильного оборудования.

Для решения проблемы авторы создают обобщенную модель процесса смешения, используя хорошо теоретически обоснованную Гиббсом модель

«вложенных контейнеров». Суть модели для рассматриваемого случая раскрывается в виртуальном эксперименте: совмещение двух равных по объему контейнеров, заполненных одним и тем же веществом с индивидуальными параметрами в единый того же объема, при этом давление и масса суммируются. Полученную смесь сжимают адиабатно до необходимого давления. Используя уравнения смешения, авторы получают параметры смеси с наперед заданными параметрами.

Работа является начальным этапом в создании метода расчета любого термодинамического цикла с переменным массовым расходом в отдельных процессах.

ЭЛЕМЕНТЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА В ПРИЛОЖЕНИИ К ОСАЖДЕНИЯМ

Соколовская В.В.
ОГАХ, Одесса

Осаждения в теплообменных аппаратах определяются как накопление нежелательных веществ на теплообменной поверхности, в результате которых со временем происходит ухудшение теплообмена и возрастание перепада давлений, и, как следствие, уменьшение эффективности работы теплообменного аппарата.

В стационарном состоянии Re , d_r , q параметры теплообменного аппарата остаются неизменными во времени, а производство энтропии всей системы в целом является минимальным. При изменении одного из параметров происходит установление нового равновесия с неизбежным ростом производства энтропии.

Постоянное увеличение слоя осаждения приводит к изменениям всех трех параметров с разной скоростью и соответствующим ростом производства энтропии. Процесс в теплообменном аппарате становится нестационарным необратимым, поэтому при анализе действительных теплообменных аппаратов необходимо использовать положения термодинамики неравновесных необратимых процессов.

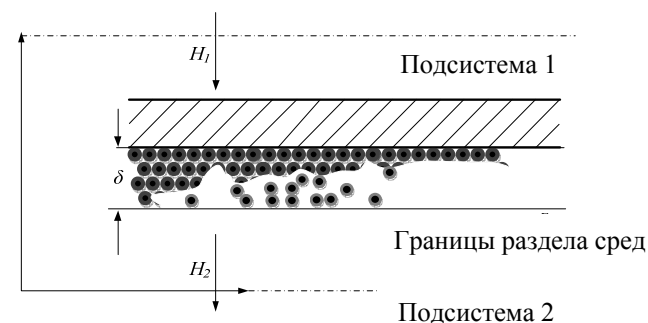
Классическая термодинамика устанавливает связи в системе в форме соотношения Гиббса. Последний постулирует сохранение условий равнове-

сия в элементарных объемах системы при переходе ее во всем масштабе от равновесного состояния к неравновесному. По существу, предполагается справедливость соотношения Гиббса в локальной форме, а вместе с ним и всех соотношений и величин классической термодинамики для неравновесных систем:

$$T \frac{ds}{d\tau} = \frac{du}{d\tau} - \frac{dv}{d\tau} - \sum_{k=1}^n \mu_k \cdot \frac{dx_k}{d\tau}$$

Построение явной формы сохранения баланса энтропии достигается подстановкой законов сохранения массы, импульса, внутренней энергии в соотношение Гиббса.

В работе анализу подвергнут теплообменный аппарат, имеющий осаждения. Он рассматривается как прерывная система, состоящая из двух непрерывных подсистем, между которыми осуществляется обмен массой (выпадение осадений) и теплотой (рис. 1).



Решение данной задачи сводится к определению минимального значения термической составляющей производства энтропии, которое, в свою очередь, связано с допустимым термическим сопротивлением осаждения, после которого теплообменный аппарат необходимо чистить. При этом допустимое в процессе проектирования термическое сопротивление осаждения задается в функции времени.

Результат анализа – определение сроков ремонтных работ для конкретного теплообменного аппарата и тепло или хладоносителя.

АНАЛИЗ СХЕМ ЭКСТРАКЦИИ ВОДЫ ИЗ ВОЗДУХА

Ищенко И.Н., ОНАПТ, Одесса,

Краснопольский А.Н., Ариэльский Университетский Центр Самарии,
Ариэль, Израиль

Проблема питьевой воды – извечная проблема, стоящая перед человечеством. Промышленная революция сделала многие источники питьевой воды на планете, непригодными, а происходящие в природе климатические изменения не только изменили привычные возможности доступа к воде, но и зачастую ставят многие регионы мира на грань вымирания.

Вопросы очистки загрязненных источников воды, особенно в свете последних достижений науки и техники, уже получили ряд качественных решений, позволяющих вести экономически оправданную очистку воды. Это и мембранные технологии, использование обратного осмоса, эффекта сверхкритической воды и т.п.

В регионах же, где вследствие тех или иных причин, воды просто нет или недостаточно – требуется принципиально иное решение. Одним из подходов, который может претендовать на роль альтернативного вспомогательного направления, может рассматриваться децентрализованное (индивидуальное) производство питьевой воды. В качестве же источника воды в данном случае выступает атмосферный воздух. На данный момент, на рынке предлагается ряд устройств различной производительности для производства воды из воздуха. В целом их можно разделить на два класса – это устройства сорбции и десорбции влаги и устройства, охлаждающие воздух ниже точки росы, использующие холодильник компрессионного типа. Проблема в энергозатратности этих технологий. Причем те, для кого эти технологии нужны, прежде всего – это страны Африки, Юго-Восточной Азии, Южной Америки, как правило, имеют проблемы и с электричеством, требуемым для функционирования оборудования. Существуют и другие "экзотические" устройства, например использующие пропускание воздуха содержащего водяные пары через коронный разряд. Проведенные лабораторные испытания уже запатентованных устройств, к сожалению, не подтвердили их работоспособность.

В настоящее время авторы планируют проверить несколько конструкций, которые могут быть использованы как для холодильной техники, так и для прикладной задачи – экстракции воды из воздуха.

1. «Холодильник Зысина В.А.». В схеме используются две условно независимые части, т.е. охлаждение идет в два этапа. Верхняя часть схемы утилизирует теплоту, температура которой выше температуры окружающей среды (например, от солнечного нагревателя воды – солнечного коллектора). Насос подает жидкий хладагент в первый холодильник, где охлаждаемое рабочее тело отдает большую часть своего тепла, охлаждаясь само и нагревая хладагент. Подогретый хладагент, продолжая оставаться в жидком состоянии, поступает за счет созданного насосом избыточного давления, в детандер, где давление падает. В результате падения давления в детандере он частично испаряется, расширяется, охлаждается и совершает механическую работу, приводя в движение насосы обеих частей схемы и компрессор второй части схемы. Сепаратор подает жидкую часть хладагента из детандера непосредственно на вход насоса, который откачивает охлажденный хладагент, обеспечивая в детандере разрежение, необходимое для частичного испарения нагретого хладагента. Отделенные от жидкости пары поступают в конденсатор, где дополнительно охлаждаются, конденсируются и также подаются на вход насоса.

Нижняя часть схемы по существу представляет собой обычный компрессионный холодильник, в котором охлаждение хладагента достигается его расширением в детандере (или дросселе), затем сепаратор направляет пар в компрессор на сжатие и последующую конденсацию, а жидкую холодную часть хладагента – через насос на окончательное охлаждение рабочего тела во втором холодильнике.

В итоге, схема Зысина способна использовать тепло охлаждаемого тела ниже температуры охлаждающей среды, например, до температуры точки росы. В принципе, совместно с дополнительными устройствами, по первоначальному разгону насоса, а также по подаче воздуха и удалению выпадающей влаги данная схема может быть реально использована в системах "Вода из воздуха".

2. Солнечный цикл тепловой машины Ренкина. В отличие от Зысина В.А., который использует, охлаждающее тело, в жидкой фазе, в этой схеме

используются фазовые превращения. Левая, силовая часть предназначена исключительно для привода компрессора правой части. Правая часть схемы по сути, как нижняя часть схемы Зысина В.А., представляет собой обыкновенный холодильник. Эффективной силовой части, в зависимости от ее конструктивных особенностей, будет в пределах 7 – 15 %. Энергетическая эффективность (COP) же правой части, по сути теплового насоса, будет в пределах 2 – 3, т.е. суммарная энергетическая эффективность схемы будет достаточной, чтобы использовать ее для выделения существенного количества воды из воздуха.

3. Детандерная схема. Предлагаемая схема разработана в Казанском государственном технический университете им. А.Н. Туполева. До настоящего времени схема не экспериментально не опробована. Тем не менее эта схема, в части охлаждения, полностью корреспондируется с разработками Университета Бристоля, которые экспериментально доказали ее работоспособность и высокую эффективность.

Вывод. В качестве базовой схемы для своих разработок авторы планируют использовать модернизированный "солнечный" цикл Ренкина. Конструктивные особенности конструкции находятся на стадии подготовки патента. В качестве рабочего тела планируется использовать газ R600 (изобутан).

DESIGN IMPROVEMENT OF A REFRIGERATION MACHINE BASED ON ADVANCED EXERGY ANALYSIS

Morosuk T.

Maritime Academy of Szczecin, Institute of Marine Propulsion Plants
Operation, Szczecin, Poland

Exergy analysis is a powerful tool for developing, evaluating and improving an energy conversion system (a refrigeration machine). An exergy analysis identifies the sources, the magnitude and the causes of thermodynamic inefficiencies within each system component.

In a conventional exergetic evaluation of the k-th component of a system, the following variables are used:

The exergy destruction rate ($\dot{E}_{D,k}$) depends on the mass flow rate (\dot{m}_k) through the component and on the specific entropy generation ($S_{gen,k}$) within it:

$$\dot{E}_{D,k} = T_0 \dot{S}_{gen,k} = T_0 \dot{m}_k S_{gen,k} \quad (1)$$

The exergetic efficiency is the ratio between exergy of product ($\dot{E}_{P,k}$) and exergy of fuel ($\dot{E}_{F,k}$)

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} = 1 - \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (2)$$

The exergy destruction ratio is defined by

$$y_k = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (3)$$

The exergy balance for the k-th component is

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (4)$$

The advantages of exergy analyses have been discussed in many previous publications. However, a conventional exergetic analysis cannot evaluate (a) the interactions among components of the overall system, and (b) real potential for improving a system component. This becomes possible in an advanced exergetic analysis, in which the exergy destruction in each component is split into endogenous and exogenous parts (interactions among components) and avoidable and unavoidable parts (real potential for improving). Finally a combination of these two splitting approaches provides the designer and operator of an energy conversion system with unambiguous and valuable detailed information with

respect to options for improving the overall efficiency. These splittings improve the accuracy of exergy analysis and our understanding of the thermodynamic inefficiencies, and facilitate an exergoeconomic optimization.

The total exergy destruction within the k-th component can be split into endogenous and exogenous parts $\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{EN} + \dot{E}_{D,k}^{EX}$. Here $\dot{E}_{D,k}^{EN}$ is the endogenous part of exergy destruction, associated only with the irreversibilities occurring within the k-th component when all other components operate in an ideal way and the component being considered operates with its current efficiency. $\dot{E}_{D,k}^{EX}$ is the exogenous part of exergy destruction in the k-th component and is caused in the k-th component also by the irreversibilities that occur in the remaining components.

Only a part of the exergy destruction rate within a component can be avoided. The exergy destruction rate that cannot be reduced due to technological limitations such as availability and cost of materials and manufacturing methods is the unavoidable ($\dot{E}_{D,k}^{UN}$) part of the exergy destruction. The remaining part represents the avoidable ($\dot{E}_{D,k}^{AV}$) part of the exergy destruction. Thus, splitting the exergy destruction into unavoidable and avoidable parts in the k-th component $\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{D,k}^{UN} + \dot{E}_{D,k}^{AV}$ provides a realistic measure of the potential for improving the thermodynamic efficiency of a component.

By combining the two concepts we obtain the unavoidable endogenous exergy destruction and subsequently the avoidable endogenous, the unavoidable exogenous and the avoidable exogenous parts of exergy destruction within the k-th component.

The endogenous unavoidable ($\dot{E}_{D,k}^{EN,UN}$) part of the exergy destruction cannot be reduced because of technical limitations for the k-th component. The exogenous unavoidable ($\dot{E}_{D,k}^{EX,UN}$) part of the exergy destruction cannot be reduced because of technical limitations in the other components of the overall system for the given structure.

The endogenous avoidable ($\dot{E}_{D,k}^{EN,AV}$) part of the exergy destruction can be reduced by improving the efficiency of the k-th component. The exogenous avoidable ($\dot{E}_{D,k}^{EX,AV}$) part of the exergy destruction can be reduced by a structural improvement of the overall system or by improving the efficiency of the remaining components and of course by improving the efficiency in the k-th component.

The designer is guided (a) to focus only on the endogenous avoidable and exogenous avoidable exergy destructions and to compare their costs with avoidable investment costs, and (b) to consider the appropriate measures (referring to the component being considered, to the efficiency of the other components, or to the structure of the overall system) that have the potential for reducing the exergy destruction.

One of the directions of an advanced exergy analysis is splitting the total exergy destruction occurring within each component of an energy conversion system into endogenous/ exogenous and unavoidable/ avoidable parts and combining the results to focus on the endogenous avoidable and the exogenous avoidable parts of exergy destruction.

With this approach the potential for improving each system component is identified and the priorities, according to which the design of components should be modified, are established. This information cannot be provided by a conventional exergy analysis.

The advantages of this approach become more transparent and evident when an advanced exergy analysis is used for the exergoeconomic and exergoenvironmental evaluations of such a system.

The presentation will show the applications of the advanced exergetic analysis to the compression and absorption refrigeration machines.

СТРУКТУРНЫЙ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Харлампиди Д. Х.

ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Эффективность энергопреобразующих систем зависит не только от эффективности элементов, входящих в технологическую схему установки, но и от взаимосвязей между ее элементами. Неэффективность одного элемента энергопреобразующей системы может быть связана с другим элементом, входящим в состав общей технологической схемы. Эксергетические потери достаточно условно отнесены к определенному элементу схемы. Последнее требует глубокого изучения особенностей межэлементных связей в технологических схемах холодильных машин (ХМ) и теплонасосных установок (ТНУ), а также исследования взаимосвязи и взаимовлияния эксергетических потерь в основных элементах.

На основе современных методов прикладной термодинамики и математического моделирования статических характеристик пароконденсаторных термотрансформаторов разработана методика структурного анализа ХМ и ТНУ. Методика позволяет производить расчет и поэлементный анализ потерь от необратимости в цикле ХМ, обусловленных влиянием гидравлических сопротивлений, наличием конечной разности температур в теплообменных аппаратах, неизэнтропного характера процесса сжатия в компрессоре для технологических схем различного уровня структурной сложности. Для анализа влияния межэлементных связей в технологических схемах ХМ и ТНУ на термодинамическую эффективность используются структурные коэффициенты [1].

Структурный коэффициент может быть записан в следующем виде

$$\pi_{ik} = \left(\frac{\partial E_D^S}{\partial x_{ik}} \right) / \left(\frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_{ik}} \right), \quad (1)$$

где E_{Dk} – эксергетические потери в элементе; E_D^S – эксергетические потери в системе; x_{ik} – параметр, влияющий на величину эксергетических потерь.

Если $0 < \pi_{ik} < 1$, то уменьшение необратимости в одном элементе схемы компенсируется увеличением необратимости в других элементах системы. Если $\pi_{ik} \geq 1$, то в схеме установки имеется определенный резерв для повышения ее термодинамической эффективности за счет изменения эксергетических потерь в одном или нескольких элементах.

Влияние эксергетических потерь в одном элементе на потери эксергии в другом элементе при варьировании показателя рассматриваемого процесса можно оценить с помощью коэффициента влияния потерь

$$\omega_{ik} = \left(\frac{\partial E_{D(k+1)}}{\partial E_{Dk}} \right)_{x_{ik} = \text{var}}, \quad (2)$$

где $E_{D(k+1)}$ – эксергетические потери в смежном элементе схемы. Знак «–» при ω_{ik} указывает на то, что при увеличении потерь эксергии при в одном элементе, эксергетические потери в другом элементе уменьшаются. При этом следует отметить, что снижение эксергетических потерь в одном элементе не всегда является положительным фактом для повышения общей эффективности схемы.

В качестве параметра x_{ik} были выбраны величины потерь давления хладагента в цикле ХМ для различных элементов ΔP , показатель интенсивности теплопередачи в испарителе и конденсаторе kF , а также величина перегрева $\Delta T_{\text{пер}}$. Влияние kF на π_{ik} меньше, чем влияние ΔP .

Установлено, что при высокой жесткости структурных связей ($0 < \pi_{ik} < 1$) степень взаимовлияния потерь ω_{ik} в основных элементах больше. Экзогенная часть деструкции эксергии при этом увеличивается.

По результатам моделирования статических режимов работы ХМ, расчетной холодопроизводительностью 15 кВт, рабочее вещество R22, установлен характер распределения эксергетических потерь в основных элементах при изменении величины перегрева в испарителе (рис. 1).

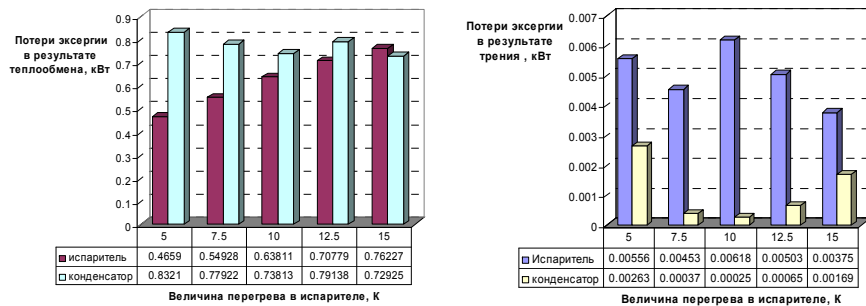


Рис. 1 – Характер распределения различных видов эксергетических потерь в ХМ при изменении величины перегрева в испарителе

Анализ влияния ΔP в различных схемах ХМ показал, что с увеличением структурной сложности технологической схемы возрастает жесткость структурных связей между элементами. Для практики это означает, что в усложненных двухступенчатых схемах использование развитых поверхностей теплообмена с внутренним оребрением трубок испарителя с большим гидравлическим сопротивлением более предпочтительно, поскольку ΔP здесь существенно не повлияет на эффективность ХМ, в отличие от одноступенчатых схем ХМ для которых жесткость структурных связей мала $\pi_{ik} \geq 1$.

Литература

Бродянский В. М. Эксергетический метод и его приложения / Бродянский В. М., Фратшер В., Михалец К. Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.

ВОССТАНОВЛЕНИЕ ТЕПЛООВОГО ПОТЕНЦИАЛА ГРУНТА ЗА СЧЕТ РЕВЕРСИРОВАНИЯ ЦИКЛА ТЕПЛООВОГО НАСОСА

Тарасова В. А., Харлампи Д. Х.
ИПМаш НАН Украины, г. Харьков

Одним из путей снижения тепловой нагрузки на грунт при работе геотермальных теплонасосных установок (ТНУ) является отвод теплоты с конденсатора ТНУ в грунтовый теплообменник (ГТ) при реверсировании цикла

ТНУ для работы в режиме холодоснабжения. Технологически это осуществляется путем прокачки через ГТ рассола (30% этиленгликоль) в летний период с температурой 20 – 22 °С, поступающего после конденсатора ТНУ.

Вопрос устойчивости температурного поля грунта к периодическому воздействию процессов съема и подвода теплоты, является одним из важных при проектировании объектов с ТНУ. Под устойчивостью, в данном случае, следует понимать способность грунтового массива восстанавливать свою температуру, соответствующую его не потревоженному состоянию.

Следующим вопросом настоящей работы, являлось рассмотрение комплексного подхода к проектированию ГТ горизонтального типа с учетом теплового состояния грунта и режимов тепло – и хладоснабжения объекта. Комплексный подход предполагает совместный расчет ГТ и ТНУ для каждого месяца эксплуатации системы теплохладоснабжения. Для этого необходимо решение двух взаимосвязанных задач. Первая задача, предусматривает расчет нестационарного температурного поля грунтового массива. Вторая задача связана с определением рациональных термодинамических режимов работы ТНУ с учетом теплового состояния грунта и характера тепло и хладопотребления объекта.

В качестве тестовой задачи для проверки работоспособности предложенной методики расчета ГТ, моделировались режимы работы одной и той же ТНУ для различных систем отопления (низкотемпературной и высокотемпературной). Основные режимно-конструктивные характеристики ТНУ: массовый расход рассола в ГТ 1,01 кг/с; массовый расход теплоносителя 0,33 кг/с; Объемная подача компрессора 29 м³/ч; поверхность испарителя 6,7 м²; поверхность конденсатора 6,8 м². Хладагент ТНУ – R134a. компрессор ZH75K4E-TWD Copeland. Глубина заложения ГТ 1,5 м. Тип ГТ – горизонтальный змеевиковый (длина ГТ 1600 м). Полиэтиленовый трубопровод (внешний диаметр $d_2 = 0,040$ м, внутренний диаметр $d_1 = 0,035$ м).

Для нахождения температурного поля грунта методом конечных элементов [1] решалась нестационарная задача теплопроводности в двумерной постановке с граничными условиями первого и третьего родов. Статические характеристики ТНУ определялись при помощи методики [2].

Нижче представлені залежності змінення температури ґрунту на глибині 3 м (рис. 1) при реверсированні циклу ТНУ і без такого, а також температура непоотревоженого стану ґрунту.

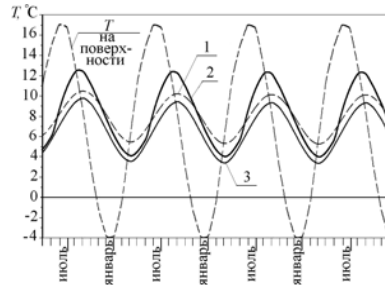


Рис. 1 – Залежність температури ґрунту на глибині 3 м від часу при наступних умовах:

1– непоотревожене стану ґрунту; 2– при роботі ТНУ в реверсивному режимі для тепло – і хладоснабження; 3– при роботі ТНУ тільки в режимі теплоснабження

На глибині 3 м (рис.1) температура ґрунту при роботі ТНУ в реверсивному режимі для тепло – і хладоснабження (лінія 2) вище, ніж при роботі ТНУ тільки в режимі нагріву в опітительний період (лінія 3). В березні при відсутності режиму хладоснабження температура ґрунту порівняно з непоотревоженим його станом зменшується на 2 °С. Накопичення тепла ґрунтом в літній період збільшує теплову стійкість ґрунту, тому в опітительний період з жовтня по лютий його температура, порівняно з непоотревоженим станом, стає вище в середньому на 2 ÷ 3 °С (рис. 1). Коефіцієнт перетворення ТНУ при роботі в реверсивному режимі в середньому за опітительний період вище на 1,32 ÷ 2,8 % порівняно з режимом теплоснабження.

Література

1. Патанкар С. Численні методи рішення задач теплообміну і динаміки рідини. – М.:Енергоатомиздат, 1984. –152 с.

2. Редько А. А., Харлампиди Д. Х. Исследование термодинамических режимов геотермальных теплонасосных установок //Вісник донецької національної академії будівництва та архітектури. – Вип. 2 (76). – 2009. – С. 86 – 98.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ЗДІЙСНЮЮТЬСЯ ПІД ЧАС РОБОТИ СПІРАЛЬНОГО КОМПРЕСОРА В УСТАНОВКАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Синьгубенко Л.М.
КПХП ХНТУСГ, Харків

У наш час існує тенденція по удосконаленню холодопостачання систем кондиціонування повітря з метою розкриття невикористаних можливостей, підвищення надійності та скорочення енергопотреб.

Розглянемо роботу та роль компресора в плані енергозбереження. В нашій установці використаний спіральний компресор з температурою кипіння хладильного агента $T_0 = +3$ °С, та температурою конденсації $T_k = +40$ °С. В якості хладильного агента використовуємо фреон R134. Хладильна установка працює за хладильним циклом без переохолодження хладильного агента.

Оптимальні умови роботи спірального компресора. Під оптимальними умовами роботи компресора обумовлюємо роботу компресора з найменшими енерговитратами і найбільшою холодопродуктивністю.

Визначимо вплив температури конденсації на оптимальну роботу компресора. Холодопродуктивність (Q) і потужність компресора (P) до температур кипіння (T_k) +3 °С та перегріву ($T_{пр}$) + 10 °С

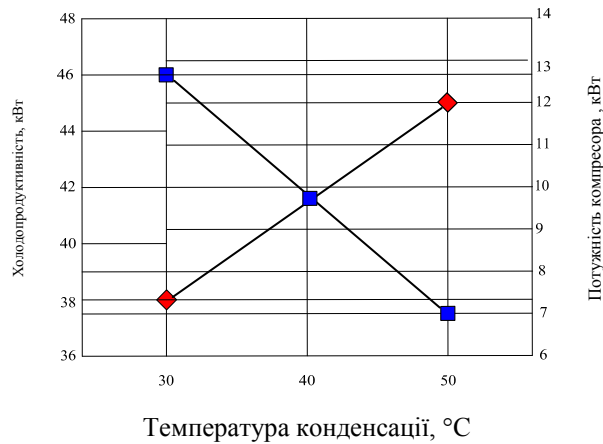


Рис.1 – Вплив температури конденсації на холодопродуктивність компресора

Рис.1 демонструє те, що чим нижча температура конденсації холодильного агента, тим більшим буде зростання холодопродуктивності (Q) і водночас зниження енерговитрат компресора (P).

Так при $T_k = 40\text{ }^\circ\text{C}$, $Q_0 = 42\text{ кВт}$, $P = 10\text{ кВт}$;
 $T_k = 50\text{ }^\circ\text{C}$, $Q_0 = 38\text{ кВт}$, $P = 12\text{ кВт}$;
 $T_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $Q_0 = 46\text{ кВт}$, $P = 8\text{ кВт}$.

Це показує, що при $T_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$ буде найбільша холодопродуктивність компресора при найнижчій потужності.

Це є головним фактором в пошуку ключа до удосконалення системи в плані енергозбереження.

Визначимо вплив температури кипіння на холодопродуктивність компресора.

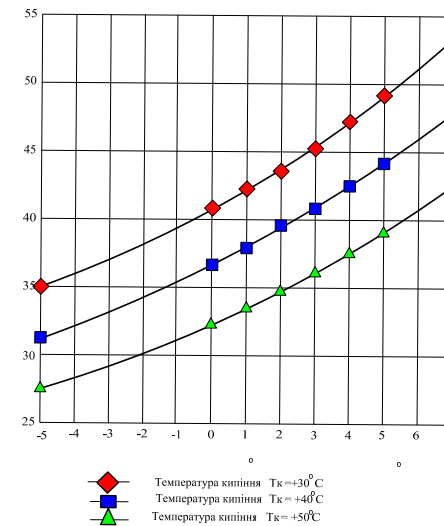


Рис.2 – Вплив температури кипіння х.а. на роботу компресора

Рис.2 показує, що чим вища температура кипіння холодильного агента при певній температурі конденсації, тим значно збільшується холодопродуктивність компресора.

Так, наприклад, при температурі кипіння $T_0 = +3\text{ }^\circ\text{C}$ і температурі конденсації $T_k = +30\text{ }^\circ\text{C}$ холодопродуктивність компресора складає $Q_0 = 46\text{ кВт}$, а при температурі кипіння $T_0 = +5\text{ }^\circ\text{C}$ і $T_k = +30\text{ }^\circ\text{C}$ холодопродуктивність компресора складає $Q_0 = 49\text{ кВт}$.

Також рис.2 показує вплив температури конденсації холодильного агента на холодопродуктивність Q_0 компресора. Так ми бачимо, що при температурі кипіння $T_0 = +3\text{ }^\circ\text{C}$ і температурі конденсації $T_k = +30\text{ }^\circ\text{C}$ холодопродуктивність компресора складає $Q_0 = 46\text{ кВт}$, а при температурі кипіння $T_0 = +3\text{ }^\circ\text{C}$ і температурі конденсації $T_k = +40\text{ }^\circ\text{C}$ холодопродуктивність компресора складає $Q_0 = 42\text{ кВт}$ і при температурі кипіння $T_0 = +3\text{ }^\circ\text{C}$ і температурі конденсації $T_k = +50\text{ }^\circ\text{C}$ холодопродуктивність компресора складає $Q_0 = 37\text{ кВт}$.

Таким чином ми ще раз підтверджуємо вище викладені факти про вплив температури конденсації на роботу компресора. Відповідно до цього є

необхідність запуску системи при як можливіше високій температурі кипіння і не допускати її зниження ні при яких обставинах

Література

1. Imp Klima. Технический каталог.2009.
2. Joh. Vaillant. Remscheid: Werksunterlagen.

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ

Лабай В.Й., Мисак Й.С.

Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів

Об'єктивна оцінка ступеня енергетичної досконалості будь-якого технологічного агрегату, зокрема холодильних машин split-кондиціонерів, може бути зроблена на основі їх ексергетичного аналізу.

Нами попередньо детально досліджено роботу холодильних машин split-кондиціонерів з допомогою ексергетичного методу аналізу, який розроблений В. Бродяньським та описаний в [1] і пристосований для ексергетичного аналізу split-кондиціонерів [3]. А також нами вже запропонований новий метод знаходження ексергетичного ККД, в якому наближено прийнято, що процес стискування в компресорі холодильної машини є ізотермічним [4].

Мета роботи – розроблення нового методу визначення ексергетичної ефективності холодильних машин split-кондиціонерів, заснованого на постулаті, що процес стискування в компресорі холодильної машини є політропічним.

Отже, ексергетичний ККД η_e одноступеневої парокompресорної хладонової холодильної машини split-кондиціонерів визначали так:

$$\eta_a = \frac{e_{a\dot{e}o}}{e_{a\dot{o}}} \quad (1)$$

де $e_{вх} = l = e_{вх}^{компр}$ – вхідний питомий потік ексергії у компресор кондиціонера, кДж/кг; $e_{вих} = e_{вих}^{пов}$ – вихідний питомий потік ексергії з випарника кондиціонера, кДж/кг.

Для визначення вхідного питомого потоку ексергії для одноступеневого компресора split-кондиціонера користувались формулою [2]

$$e_{вх} = l = e_{вх}^{компр} = \frac{\frac{n}{n-1} RT_{вип} \left(\left(\frac{p_{к}}{p_{вип}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}{\eta_{політр}}, \text{ кДж/кг}, \quad (2)$$

де p – абсолютний тиск пари холодильного агента, Па; v – питомий об'єм пари холодильного агента, м³/кг; 1 і 2 – відповідно вхід і вихід компресора; n – показник політропи (встановлений нами для холодильного агента R22: $n = 1,18$); $\eta_{політр}$ – політропічний ККД компресора; $R = 8,314/M$ кДж/(кг·К) – газова стала пари холодильного агента; M – молекулярна маса пари холодильного агента, кг/кмоль (для R22: $M = 86,47$ кг/кмоль); $T_{вип} = 273 + t_{вип}$ – абсолютна температура випаровування у холодильному процесі split-кондиціонера, К; $p_{к}$ і $p_{вип}$ – відповідно, абсолютний тиск конденсації і випаровування у холодильному процесі split-кондиціонера, Па.

Для отримання значення вхідного питомого потоку ексергії у компресор split-кондиціонера та проведення розрахунково-кількісних експериментів користувались формулами, наведеними у [4]. А політропічний ККД компресора за використання холодильного агента R22 визначали за формулою (отримана автором на основі розрахунково-кількісних експериментів)

$$\eta_{політр}^{R22} = 0,768 + 0,0012 \cdot t_{H1} \quad (3)$$

Вихідний питомий потік ексергії у випарнику split-кондиціонера визначали за формулою [1]

$$e_{вих} = e_{вих}^{пов} = q_{вип} \cdot \eta_{втр} \cdot E_C, \text{ кДж/кг} \quad (4)$$

де $q_{вип}$ – питоме теплове навантаження випарника кондиціонера, кДж/кг; $\eta_{втр}$ – коефіцієнт втрат теплоти (на основі розрахунково-кількісних експериментів для R22: $\eta_{втр} = 1,05$); E_C – ексергетичний коефіцієнт роботоздатності теплоти.

Для отримання значення вихідного питомого потоку ексергії у випарнику split-кондиціонера та проведення розрахунково-кількісних експериментів користувались формулами, наведеними у [4].

Відносна похибка розрахунків за методом В. Бродяньського порівняно з нашим методом становить $\Delta = 1,9 \dots 1,0\%$.

Отже, проведення нами детального ексергетичного аналізу роботи холодильних машин split-кондиціонерів дало можливість створити новий метод визначення їх ексергетичної ефективності, заснований на основних законах термодинаміки і теплообміну.

Література

1. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов.- 2-е изд., перераб. / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
2. Вукалович М.П. Техническая термодинамика: учебное пособие для теплотехн. спец. вузов / М.П. Вукалович, И.И. Новиков // . – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1952. – 567 с.
3. Лабай В.Й. Ексергетичний аналіз місцевих автономних кондиціонерів / В.Й. Лабай, О.В. Омельчук // Науковий вісник: зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУ України, 2005. – Вип. 15.3. – С. 262–266.
4. Лабай В.Й. Термодинамічні основи знаходження ексергетичного ККД холодильних машин split-кондиціонерів / В.Й. Лабай, Й.С. Мисак // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія». – Одеса: ОДАХ, 2010. – № 5 (127). – С. 15–19.

ВЫБОР РАБОЧЕГО ВЕЩЕСТВА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ВИНТОВОГО МАСЛОЗАПОЛНЕННОГО КОМПРЕССОРА В ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМАХ

Докукин В.Н.

Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, Санкт-Петербург, Россия

Для оценки влияния свойств рабочих веществ на конструкционные и эксплуатационные характеристики винтовых маслозаполненных компрессоров (ВКМ) в высокотемпературном режиме были произведены соответствующие расчеты. Расчет параметров производился для винтового компрессора работающего в одноступенчатых циклах на хладагентах R717, R407C, R22 и

R134a. Величины коэффициентов подачи λ и механических КПД $\eta_{\text{мех}}$ определялись по зависимостям приведенным в [1, 2], При расчете индикаторных КПД η_i учитывалась депрессия при выталкивании смеси рабочего вещества и масла через окно нагнетания, а величины показателей политроп процессов сжатия равнялись соответствующим показателям величин изоэнтроп. Величины эффективной мощности N_e , теплопроизводительности Q_h и отопительного коэффициента μ рассчитывались по зависимостям, приведенным в [1, 2, 3]. Величины реакций на опорах винтового компрессора определялись по методу, приведенному в [1, 2]. На основании проведенных расчетов можно сделать следующие выводы по выбору рабочего вещества для работы ВКМ в высокотемпературных режимах. Чем больше реакции на опорах ВКМ, тем больше эквивалентная динамическая нагрузка и меньше ресурс работы опорных подшипников качения. Применение подшипников качения ограничено ресурсом его работы L_n . При L_n более 50000 ч применяют подшипники скольжения, что в свою очередь снижает экономичность машины из-за снижения коэффициента подачи λ и эффективного КПД η_e винтового компрессора [2]. R717 имеет маленькую молекулярную массу и самое высокое давление конденсации. Компрессор на этом рабочем веществе обладает самой высокой металлоемкостью, большей из всех рассмотренных рабочих веществ эффективной мощностью и теплопроизводительностью. В то же время он является наименее энергетически эффективным. Одним из недостатков такого ВКМ являются высокие реакции на опоре ведущего винта (ВЩ) винта со стороны торца нагнетания H_1 , что делает невозможным применение подшипников качения и снижает экономичность его использования. R407C имеет средние, по сравнению с другими исследованными рабочими веществами, величины давлений конденсации и давлений кипения. ВКМ с таким рабочим веществом имеет средние мощностные и массогабаритные показатели. Но тепловой насос с ВКМ на R407C обладает наибольшей энергетической эффективностью, т.к. его отопительный коэффициент максимален. Реакции H_1 на опоре ВЩ винта компрессора на R407C гораздо больше, чем у ВКМ на R717, поэтому на более легких режимах (при $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = 60 \text{ }^\circ\text{C}$) возможно применение подшипников качения. R22 характеризуется самым низким внешним отношением давлений π_n из-за высокого давления кипения и, следовательно, ВКМ на этом рабочем веществе обладает лучшими объемными и энергетическими

показателями. Также он имеет относительно высокую эффективную мощность и теплопроизводительность. По энергетической эффективности ВКМ на R22 находится между ВКМ на R717 и ВКМ на R407C. Большие реакции H_1 не позволяют использовать подшипники качения. У R134a самое низкое p_k и p_0 . Поэтому у такого ВКМ низкая металлоемкость. Такой ВКМ имеет самую низкую мощность и теплопроизводительность. По энергетической эффективности он стоит рядом с ВКМ на R22. Однако, при всех его недостатках, работа ВКМ на данном агенте характеризуется самыми низкими реакциями H_1 , что делает возможным применение подшипников качения на всех режимах с целью повышения экономичности работы компрессора.

Литература

Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин/Под ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.

Холодильные компрессоры: Справочник / Под ред. А.В. Быкова. - М.: Легкая и пищ. пром-сть, 1981. – 280 с.

Холодильные машины / Под ред. Л.С. Тимофеевского. С.-Пб.: Политехника, 1997. – 992 с.

СОВРЕМЕННЫЕ ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ: ОБЛАЧНЫЕ ФУНКЦИИ ПО СВОЙСТВАМ РАБОЧИХ ТЕЛ, РАСЧЕТЫ ЦИКЛОВ ПАРОТУРБИННЫХ, ГАЗОТУРБИННЫХ, ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Очков В. Ф., МЭИ (ТУ), Москва, Россия

Волощук В. А., НУВГП, Ровно, Россия

Сегодня в сети Интернет созданы многочисленные сайты где можно получить информацию, касающейся свойств рабочих тел энергетики и различных типов энергоустановок. Такая информация представлена, в основном, в виде HTML-файлов, таблиц, графиков, и т. п. Но часто, учитывая многофакторное влияние разных параметров на работу таких объектов, из этой информации не всегда можно получить полную картину о зависимости показателей исследуемых установок от влияющих факторов. Часто возникает необходи-

мость получения информации при конкретных, заданных пользователем сайта, условиях.

В списке 10 «IT-переворотов» (событий, которые серьезно изменят жизнь пользователей компьютеров в течение ближайшего времени) на первом месте стоит развитие так называемых «облачных вычислений» («cloud computing») – предоставление заказчику удаленных вычислительных мощностей, дискового пространства и каналов связи. Вместо физических серверов заказчикам выделяются виртуальные серверы, которые будут развернуты на распределенной сети компьютеров промышленной мощности.

Поэтому сегодня возникает необходимость в разработке научных основ создания и реализации сетевых, интерактивных расчетных ресурсов, обеспечивающих сбор, хранение, а также интеллектуальную обработку информации. Если говорить об энергетических установках (паротурбинные, газотурбинные, парогазовые установки, тепловые насосы, двигатели внутреннего сгорания и т. п.), то важной составляющей таких ресурсов являются открытые интерактивные алгоритмы для моделирования теплофизических свойств рабочих тел и теплоносителей, а также открытые интерактивные алгоритмы для моделирования параметров энергоустановок и теплообменных характеристик блоков.

В Московском энергетическом институте был запущен в эксплуатацию так называемый Mathcad Calculation Server (www.vpu.ru/mas) – сервер, позволяющий обращаться к Mathcad-документам дистанционно через Интернет. На сервере создан ряд специализированных сайтов для расчета и графического отображения теплоэнергетических процессов.

В частности были созданы страницы Интернета, на которых ведется расчет теплофизических параметров более чем 3000 веществ, смесей веществ, металлов, сплавов и других материалов, применяемых в энергетике в качестве рабочих тел, теплоносителей, конструкционных материалов и т.д. Доступ к этим страницам открыт через Интернет-версию пятого тома справочной серии «Теплоэнергетика и теплотехника» [1]. Адрес <http://twf.mpei.ru/ТТНВ>.

Также один из таких сайтов с адресом http://twf.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html (рис. 1) позволяет проводить в режиме on-line расчеты термодинамических циклов целого ряда

теплоэнергетических установок (двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных установок, паротурбинных установок, бинарных циклов, тепловых насосов и т. д.) при помощи созданных в Mathcad математических моделей и использования специализированных наборов функций по определению теплофизических свойств рабочих тел (вода, водяной пар, продукты сгорания, воздух, хладагенты и их смеси).

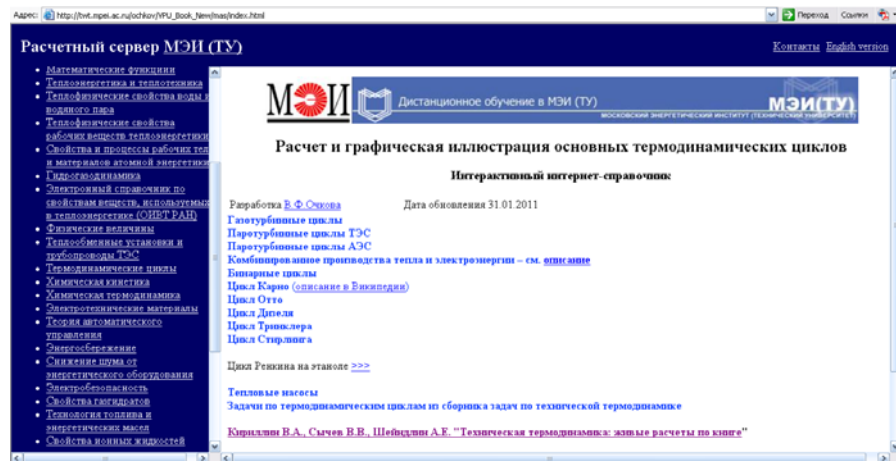


Рис. 1. Фрагмент из сайта МЭИ, где можно в интерактивном режиме выполнить расчеты термодинамических циклов тепловых двигателей

Литература

1. Очков В.Ф. Интернет-версия справочника Теплоэнергетика и теплотехника. Инструментальные средства создания и развития / Г.Ю. Кондакова, А.С. Копылов, К.А. Орлов и др. – Издательский Дом МЭИ, 2007.
2. Очков В.Ф. Публикация в Интернете теплофизических свойств веществ: проблемы и решения при работе с таблицами // Труды Академэнерго, № 2, 2009, С.13-32.
3. Волощук В. А., Очков В. Ф., Орлов К. А. Дослідження циклів парогазових енергетичних установок за допомогою сучасних інформаційних технологій // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2010. - №5/72. – с. 71-76.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Петренко В.А., ОГАХ, Одесса

Воловик А.С., ОНМУ, Одесса

Булатов А., ОГАХ, Одесса

Одним из перспективных направлений существенной экономии энергии и охраны окружающей среды от загрязнения является утилизация теплоты выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинных установок (ГТУ).

Украина является одним из ведущих государств мира в области производства ГТУ, которые находят широкое применение не только в нашей стране, но и за рубежом, – для производства электроэнергии, привода компрессоров газоперекачивающих станций, металлургических и химических производств, а также в качестве двигателей – в авиации и на судах морского флота.

В процессе работы ДВС и ГТУ выбрасывают в окружающую среду выхлопные газы с температурой около 400 – 500 °С. Эти значительные и в настоящее время зачастую неиспользуемые вторичные энергетические ресурсы можно с высокой эффективностью утилизировать с помощью теплоиспользующих холодильных машин, предназначенных для охлаждения наддувочного воздуха.

В результате натурных испытаний установлено, что понижение температуры этого воздуха на каждые 10 °С приводит к повышению мощности ГТУ и ДВС в среднем на 7 %, а также уменьшает удельный расход топлива на производство энергии.

Проведенный технико-экономический анализ различных теплоиспользующих генераторов холода, работающих в режиме кондиционирования воздуха, показал, что наиболее перспективными для целей охлаждения наддувочного воздуха является утилизационные эжекторные холодильные машины (ЭХМ), работающие на легкокипящих веществах. Такие машины конструктивно просты, надёжны и безопасны в работе, имеют малые капитальные затраты и эксплуатационные расходы, и могут быть полностью автоматизированы.

Разработаны различные схемы утилизации теплоты выхлопных газов с применением ЭХМ, две из которых приведены на рис. 1. В схеме на рис. 1б применена двойная регенерация теплоты, с помощью противоточных рекуперативных теплообменников 11 и 12, установленных соответственно на всасывающей и нагнетательной стороне эжектора. Теплообменник 11 обеспечивает переохлаждение конденсата перед регулирующим ventилем, что приводит к росту удельной холодопроизводительности. В теплообменнике 12 жидкое рабочее вещество подогревается перед поступлением в генератор за счет теплоты сжатых в эжекторе паров, что уменьшает удельную теплоту генерации.

Выхлопные газы, выходящие из ГТУ, поступают в котел–утилизатор, где производится насыщенный водяной пар с температурой 120 – 150 °С, используемый для работы ЭХМ, а полученный холод применяется для охлаждения наддувочного воздуха. Вырабатываемый в утилизационном котле водяной пар может также подаваться и к другим потребителям производственного, общественного или бытового сектора.

В работе проведено определение энергетических показателей различных ЭХМ, работающих на экологически чистых рабочих веществах пентане, изопентане и неопентане в широком диапазоне рабочих параметров. Показано влияние параметров цикла, схем ЭХМ и геометрических характеристик эжектора на показатели эффективности машины.

Проведено моделирование работы ЭХМ в нерасчетных условиях. Построены диаграммы предельных режимов работы эжектора и ЭХМ, с помощью которых, в зависимости от условий эксплуатации установки, производится выбор допустимого диапазона регулирования рабочих параметров, а также определение показателей эффективности ЭХМ и тепловых нагрузок на аппараты при работе в нерасчетных условиях.

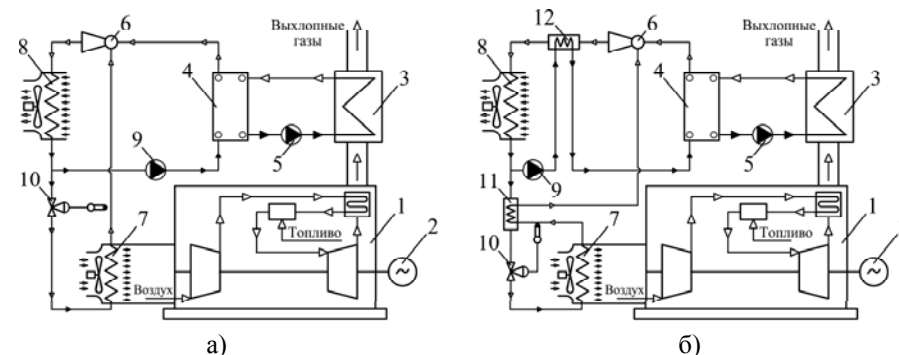


Рис. 1 – Принципиальные схемы охлаждения наддувочного воздуха с использованием эжекторных холодильных машин:

- 1 – газовая турбина; 2 – электрогенератор; 3 – котёл-утилизатор;
4 – генератор; 5 – водяной насос; 6 – эжектор; 7 – воздухоохладитель;
8 – конденсатор; 9 – питательный насос; 10 – терморегулирующий ventиль;
11, 12 – рекуперативные теплообменники.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАСКАДНОЙ КОМПРЕССИОННО-ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Петренко В.А., Одесса, Украина

Ерин В.А., Одесса, Украина

В связи с заключением ряда международных соглашений, предусматривающих отказ от использования многих традиционных галоидопроизводных хладагентов и ограничение эмиссии веществ, усиливающих парниковый эффект, в последнее время в холодильной технике наблюдается устойчивая тенденция к более широкому применению таких легкокипящих природных хладагентов как диоксид углерода (R744) и аммиак (R717). Применение этих веществ не только способствует решению экологических проблем, но в ряде случаев приводит к повышению энергетической эффективности систем хладоснабжения.

Целью настоящей работы является теоретическое исследование и проектирование маломасштабной каскадной холодильной машины (КХМ), предназначенной для применения в инновационной микротригенерационной

системе и состоящей из парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ), работающей на диоксиде углерода, и теплоиспользующей эжекторной холодильной машины (ЭХМ), работающей на аммиаке. Предлагаемое техническое решение системы хладоснабжения позволяет существенно сократить аммиакоемкость холодильной системы, так как аммиак не подается к технологическим аппаратам, а находится только в верхней ветви каскада, отвод же теплоты от охлаждаемых объектов и технологических аппаратов осуществляется кипящим диоксидом углерода.

На рис. 1 представлена принципиальная схема предлагаемой микротригенерационной системы, которая включает в себя микрокогенерационную установку, производящую электроэнергию и теплоту, и каскадную компрессионно-эжекторную холодильную машину. Когенерационная установка состоит из двигателя внутреннего сгорания (ДВС), соединенного с генератором электрической энергии и котла-утилизатора, предназначенного для получения горячей воды или водяного пара. В КХМ нижней ступенью является ПКХМ с электроприводным компрессором, а верхней ступенью – теплоутилизационная ЭХМ. Таким образом, КХМ приводится в действие электроэнергией и теплотой, вырабатываемыми когенерационной установкой.

Углекислотная ступень каскада используется для получения холода на температурном уровне, применяемом в супермаркетах, холодильных складах, а также при производстве различных продуктов питания.

В конечном счете утилизация значительной части отбросной теплоты выхлопных газов позволяет существенно уменьшить общий расход потребляемого топлива и выбросы CO_2 в окружающую среду, что способствует уменьшению глобального изменения климата, вызванного парниковым эффектом.

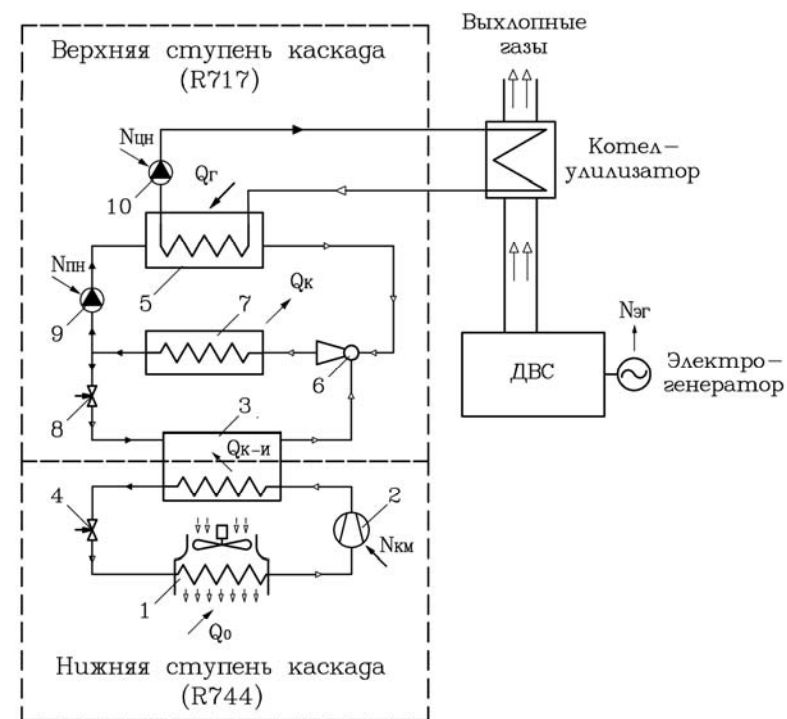


Рисунок 1 – Принципиальная схема микротригенерационной системы: 1 – испаритель; 2 – компрессор; 3 – конденсатор-испаритель; 4, 8 – дроссельные вентили; 5 – генератор; 6 – эжектор; 7 – конденсатор; 9 – питательный насос; 10 – циркуляционный насос

В статье приведены результаты расчетно-теоретического исследования подкритического углекислотного цикла и показано влияние температуры кипения в цикле ПКХМ на показатели КХМ. Проведено исследование аммиачной ЭХМ, определены геометрические характеристики эжектора и показатели эффективности цикла ЭХМ, работающей в расчетных и нерасчетных условиях. На основе полученных результатов спроектирована экспериментальная КХМ с холодопроизводительностью 10 кВт, предназначенная для применения в автономных комбинированных системах тепло-, хладо- и электро-снабжения.

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ, РАБОТАЮЩЕЙ НА
ХЛАДАГЕНТЕ R245fa**

Петренко В.А., ОГАХ, Одесса, Украина

Шестопалов К., ОГАХ, Одесса, Украина

Воловик А.С., ОНМУ, Одесса, Украина

Хуанг Б., НТУ, Тайпей, Тайвань

В работе представлены результаты исследования эжекторной холодильной машины (ЭХМ), выполненного в рамках международного научно-исследовательского проекта Global Research Partnership Award при финансовой поддержке Научно-технологического Университета Саудовской Аравии. Проект выполнялся в Центре Новых Энергий Национального Тайваньского университета в период с 2008 по 2011 год, и имел целью разработку и исследование высокоэффективной экспериментальной ЭХМ с номинальной холодопроизводительностью 10,5 кВт, использующей солнечную энергию для кондиционирования воздуха. При реализации проекта было проведено опытное исследование ряда методов повышения эффективности ЭХМ, таких как применение перспективных рабочих веществ; оптимизация конструкции эжектора, а также профиля и геометрических параметров его проточной части; совершенствование конструкции ЭХМ и её рабочего цикла и др.

На рис. 1 приведена принципиальная схема и внешний вид экспериментальной ЭХМ, оборудование которой обеспечивало проведение испытаний в расчетном и нерасчетных режимах работы, плавное регулирование рабочих параметров и стабильное поддержание необходимых тепловых режимов, надежное определение основных энергетических и эксплуатационных показателей машины. Экспериментальная ЭХМ была укомплектована высокоточными контрольно-измерительными приборами и блоком автоматического управления. Измерение всех параметров и определение показателей эффективности ЭХМ производилось в режиме реального времени с помощью компьютерного аппаратно-программного комплекса мониторинга и управления, разработанного специально для исследуемой установки.

На основе сравнительного анализа показателей эффективности ЭХМ, работающей на различных легкокипящих хладагентах, в качестве рабочего вещества был выбран негорючий, нетоксичный, термически стабильный, озононеразрушающий хладагент R245fa ($\text{CHF}_2\text{CH}_2\text{CF}_3$).

Проведенный термодинамический анализ ЭХМ показал, что эффективность работы машины в значительной мере зависит от величины потерь энергии на удар в эжекторе. Проведенные исследования экспериментального эжектора с подводом пассивного пара в приёмную камер с двух противоположных сторон под углом 30° к оси эжектора позволили установить, что эта потеря может быть существенно уменьшена путем оптимизации конструкции эжектора и профиля его проточной части. Результаты исследования этого эжектора в расчётных и нерасчётных режимах работы с различными сменными соплами и камерами смешения в диапазонах температур генерации $80 - 105^\circ\text{C}$, конденсации $25 - 45^\circ\text{C}$ и кипения $4 - 20^\circ\text{C}$ показали, что такое конструктивное выполнение струйного компрессора значительно уменьшает общие потери энергии в эжекторе и существенно повышает показатели работы ЭХМ. В результате применения новых методов повышения эффективности ЭХМ были получены для реальных условий эксплуатации установки значения коэффициентов эжекции U и COP в пределах $0,65 - 0,85$ и $0,55 - 0,75$ соответственно, что в настоящее время является самыми высокими показателями в мире для ЭХМ, работающих на легкокипящих хладагентах.

Полученные данные будут использованы для проектирования и изготовления полупромышленных образцов ЭХМ различного назначения.

ЧИСЕЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМПРЕСІЙНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ ПРИЛАДІВ

Байдак Ю. В., Байдак В. Ю., ОГАХ, м. Одеса

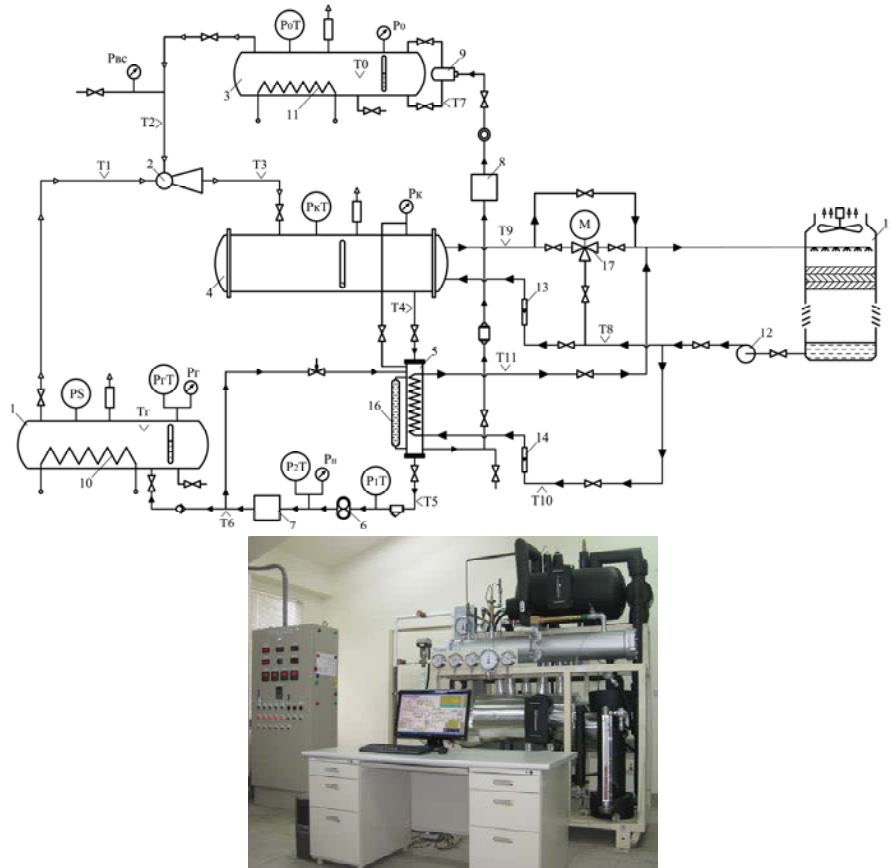


Рис. 1 – Принципиальная схема и внешний вид экспериментальной ЭХМ:
1 – генератор; 2 – эжектор; 3 – испаритель; 4 – конденсатор; 5 – ресивер-переохладитель; 6 – питательный насос; 7, 8 – расходомеры; 9 – поплавок-регулирующий вентиль; 10, 11 – электронагреватели; 12 – водяной насос; 13, 14 – ротаметры; 15 – градирня; 16 – электромагнитный указатель уровня; 17 – трёхходовой водорегулирующий вентиль

Проблема визначення енергетичної ефективності побутових компресійних холодильних приладів (ПКХП) виникла одночасно із їх появою, але особливої актуальності в світі набула на протязі останніх 15 років. Удосконалення енергетичної ефективності ПКХП, яке здійснюється науковою спільнотою по багатьом напрямам, потребує виваженої її оцінки за єдиною методикою та загально визнаним пристроєм робота якого не потребує додержання особливих лабораторних умов та втручання у герметичну систему холодильної машини. Саме останнє пов'язане із вилученням робочої речовини - хладону, визначенням його маси, типу, утилізацією та відновленням заправки після встановлення датчиків тиску на окремих ділянках холодильної машини щодо дотримання вимог загально встановленої методики визначення енергетичної ефективності ПКХП. Застосоване у практиці маркування класів енергоспоживання ПКХП незрозуміло його споживачеві, не несе інформації про енергетичну ефективність приладу, а тому воно постійно регулюється і удосконалюється європейським і вітчизняним стандартами.

Україна є виробником ПКХП, але її власний споживчий ринок більш ніж на 80 % монополізовано відомими світовими виробниками. Тому ця проблема для України знаходиться в межах державних інтересів, оскільки пов'язана з її енергетичними ресурсами, значну кількість яких вона закуповує, а також правом мати монополію на виробництво і продаж власних ПКХП.

Вирішення цієї проблеми можливе при умові розробки та виготовлення технічного засобу щодо проведення оперативного та адекватного оцінювання енергетичної ефективності ПКХП не тільки після їх виробництва, але і під час продажу або використання за місцем встановлення та без порушення герметичності холодильної машини при якій хладон має можливість потрапити у оточуюче середовище і впливати на стан озонового шару.

Під час роботи ПКХП за рахунок споживаної електричної енергії W виконується корисна робота по відбору і переміщенню теплового потоку від одного об'єму простору у інший із відповідними у них змінами температури,

а тому саме ці величини і мають бути непрямыми ознаками визначення енергетичної ефективності. Якщо у якості COP (coefficient of performance) ПКХП обрати питомий електричний холодильний коефіцієнт $\varepsilon = Q_{com} / W$, де Q_{com} - кількість тепла вилученого із корисного об'єму у оточуюче середовище в упорядкованому режимі роботи холодильної машини, яке пропорційне замальованій площині на графіках розподілу температур у шафах охолодження t_{ob} та морозильній t_2 рис.1, а останні отримати нескладно, то знаходження COP зводиться до її чисельного інтегрування виразу виду

$$\Delta Q_{com} = \Delta Q_w + \Delta Q_s = k_w F \left[(t_{ob} - t_{bal}) \Delta \tau_w - \frac{1}{-\alpha_w} (t_1 - t_{bal}) (1 - e^{\alpha_w \Delta \tau_w}) \right] + \frac{1}{\alpha_s} k_s F (t_{ob} - t_2) (1 - e^{\alpha_s \Delta \tau_s})$$

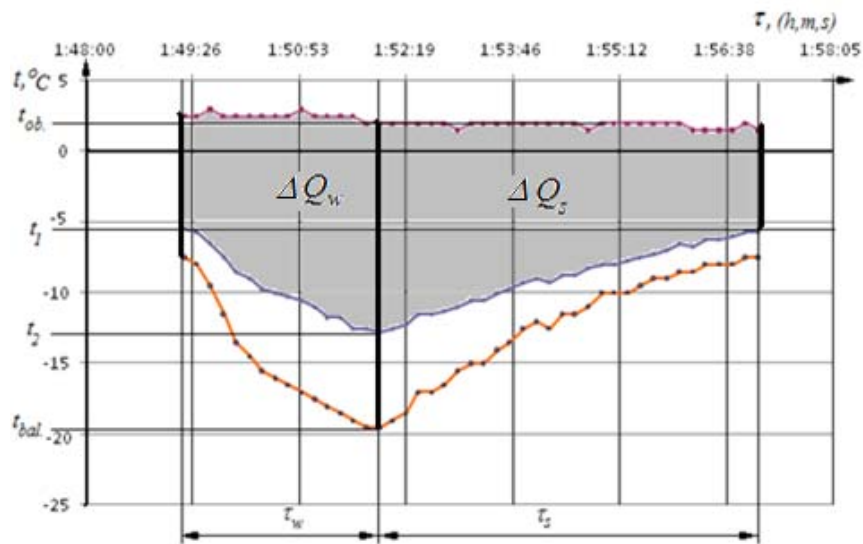


Рис.1. Графік розподілу температур у корисному об'ємі шаф ПКХП в упорядкованому режимі роботи холодильної машини

Сталі часу перехідного процесу охолодження, які входять до його складу

$$\frac{1}{-\alpha_w} = T_w = \frac{Gc}{\Delta Q_{com(w)} + k_w F}, \quad \frac{1}{\alpha_s} = T_s = \frac{Gc}{k_s F},$$

пов'язані із коефіцієнтом тепловіддачі у випарник, його масою, питомою теплоємністю металу та активною площиною поверхні.

Визначення сталих часу за непрямим методом дозволить встановити кількість шуканого теплового потоку, а прямий вимір спожитої електричної енергії на його вилучення дозволить встановити питомий електричний холодильний коефіцієнт ПКХП.

Аналізатор енергетичної ефективності, виконаний в Одеській державній академії холоду на підставі розробленої математичної моделі відносно питомого електричного холодильного коефіцієнту і його апробація при аналізу роботи ПКХП підтвердили високу ефективність приладу порівняно із загальновизнаною і застосованою у промисловості методикою. Малі розміри приладу роблять його мобільним при застосуванні за місцем використання ПКХП та зручним при проведенні наукових досліджень із визначення ефективності застосованих науковцями енергозберігаючих заходів.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ (АХП) КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ

Титлова О.А., Хобин В.А.

ОНАПТ, Одесса

В настоящее время наиболее применяемыми видами холодильного оборудования являются компрессионные и АХП. АХП обладают рядом преимуществ, но имеют и существенный недостаток – больший, по сравнению с компрессионными аналогами, удельный расход электроэнергии. Энергетическая эффективность АХП зависит от различных факторов, поэтому снижение энергопотребления может быть достигнуто различными способами. Ранее был рассмотрен один из способов повышения энергетической эффективности АХП за счет поддержания уровня парожидкостного фронта (ПЖФ), определяющего границу раздела фаз (аммиак–вода и чистый аммиак), в максимальной близости от граничнодопустимого с помощью системы автоматического управления (САУ) с коммутируемой структурой. Реализация такой САУ требует получения в реальном времени достоверной информации о текущем по-

ложении уровня ПЖФ. Положение этого уровня может быть определено по существенной разнице температур конденсации воды и чистого аммиака.

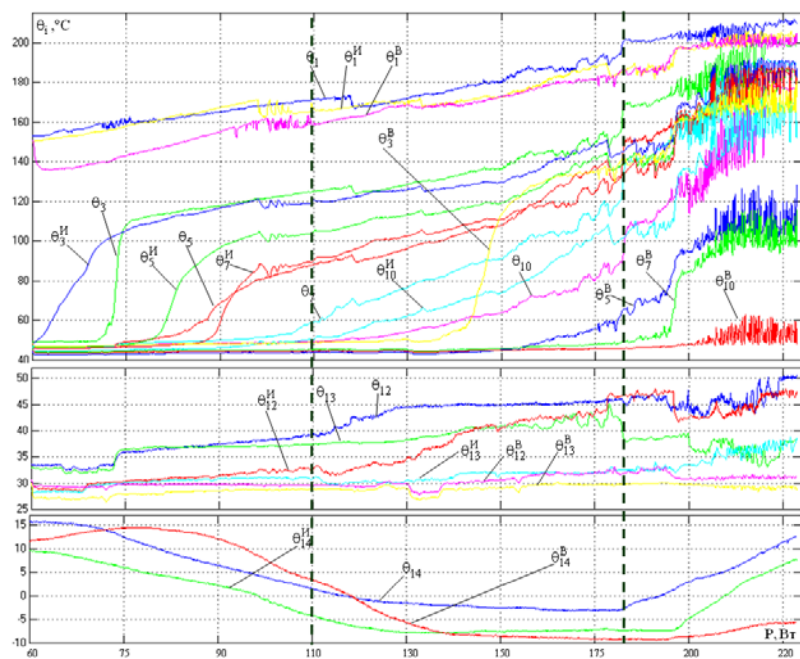


Рис. 1 – Сравнение квазистатических характеристик зависимости температур в различных точках АХП от подводимой тепловой нагрузки: θ_i – температуры, полученные при эксперименте без изменения условий теплоотвода в окружающую среду; температуры, полученные при эксперименте с изменением условий теплоотвода:

θ_i^H – с тепловой изоляцией дефлегматора по всей длине,

θ_i^B – с интенсивным отводом тепла

Первым этапом для обеспечения возможности реализации рассмотренной САУ, а также для проведения исследований протекающих в дефлегматоре тепловых процессов был разработан специальный программно-технический комплекс – автоматизированное рабочее место. Такой комплекс позволяет получать в реальном времени информацию с датчиков температуры, расположенных на поверхности в определенных точках АХП: по всей длине дефлегматора, на входе и выходе конденсатора, а также на ребре испа-

рителя внутри холодильной камеры. Первоначально в результате автоматизированного эксперимента была получена квазистатическая характеристика зависимости температур в исследуемых точках от подводимой тепловой мощности. Данная характеристика позволила выделить рабочую область тепловых мощностей, перспективную для дальнейших исследований.

В связи с кардинально отличающимися требованиями к режимам работы дефлегматора АХП, были также проведены исследования изменения температур при интенсивном отводе тепла в окружающую среду (при помощи воздушного вентилятора мощностью 3 Вт) и в квазиadiaбатном режиме – с тепловой изоляцией дефлегматора по всей длине подъемного участка (рис. 1).

Наличие тепловой изоляции, по сравнению с базовым (серийным) исполнением АХП, привело к увеличению холодопроизводительности испарителя, что определяется по меньшему уровню температуры испарителя – θ_{14}^H .

Полученные результаты экспериментальных исследований позволяют оптимальным образом организовать САУ, которая будет способна работать с широким диапазоном температур окружающей среды и различными режимами эксплуатации АХП.

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОЙ МОЩНОСТИ В ГЕНЕРАТОРЕ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА (АХА) НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА (АХП)

Титлова О.А., ОНАПТ, Одесса

В отличие от компрессионных аналогов, управление АХП реально можно осуществлять только при изменении подводимой тепловой мощности к генератору АХА. В современных конструкциях АХА генератор, выполнен в виде перекачивающего термосифона – трубки с небольшим внутренним диаметром (4,0...4,2 мм) – капилляра. В нижней части генератора, заполненной крепким водоаммиачным раствором (ВАР), подводится тепловая мощность. Значение тепловой мощности в зоне нагрева подбирается таким образом, чтобы во внутренней части капилляра происходил процесс парообразования в режиме пузырькового течения. В верхней (подъемной или транспортной)

части генератора (длиной 0,35...0,45 м) при постоянном подводе тепла формируется динамический парожидкостный столб, состоящий из частиц жидкого ВАР, захваченного при подъеме паровыми пузырьками, и самих паровых пузырей. На основании известных экспериментальных исследований, выполненных в ОНАПТ, выделено 5 типов режимов работы генератора АХА (рис. 1).

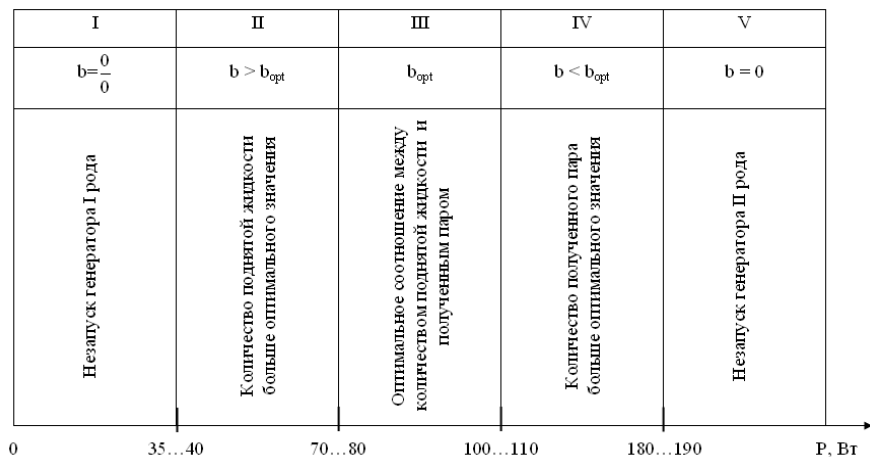


Рис. 1 – Диапазоны режимов работы генераторов АХА

Во-первых – это два граничных режима, связанных с незапуском генератора – I и V. Режим I назовем – «незапуск генератора I рода», а режим V – «незапуск генератора II рода».

Режим I лежит в диапазоне тепловых нагрузок генератора от 0 Вт до 35...40 Вт. Он характеризуется тем, что количество подведенного тепла недостаточно для формирования парового пузыря, способного вытолкнуть из подъемной части генератора жидкий раствор.

В режиме I цикл АХА не реализуется из-за отсутствия циркуляции ВАР между генератором и абсорбером.

Режим V возникает при подводе тепловой нагрузки в генераторе 180...190 Вт и выше. Он характеризуется осушением зоны подвода тепла, связанным с кризисом кипения. Холодильный цикл в таком режиме не реализуется.

Оптимальное соотношение b_{opt} между количеством поднятой жидкости и количеством полученного пара для реализации цикла АХА имеет место в режиме III в диапазоне подводимых тепловых мощностей в генераторе от 70...80 Вт до 100...110 Вт. В этом режиме наблюдается максимальная холодопроизводительность испарителя АХА и, соответственно, достигается максимальные значения теплового коэффициента цикла АХА.

Режим II лежит в стороне меньших, по сравнению с оптимальным режимом III, значений подводимой тепловой мощности. Его диапазон составляет от 35...40 Вт до 70...80 Вт. В этом режиме происходит преимущественно перекачка жидкой фазы ВАР минимально возможным количеством пара. В этих условиях работы в конденсатор и далее в испаритель поступает меньшее количество пара аммиака, что приводит к снижению холодопроизводительности.

Режим IV находится в стороне больших, по сравнению с оптимальным режимом III, тепловых мощностей в генераторе – от 100...110 Вт до 180...190 Вт.

Режим IV характеризуется преимущественным производством пара перед количеством перекачиваемого жидкого ВАР, т.е. $b < b_{opt}$. Кратность циркуляции жидкого ВАР между генератором и абсорбером минимальна, но слабый ВАР обеднен по аммиаку ниже оптимальных значений до 0,10...0,12. Несмотря на минимальный расход, высокий поглотительный потенциал слабого ВАР позволяет достаточно эффективно решать задачи очистки насыщенной ПГС, поступающей в абсорбер из испарителя.

Режим IV характеризуется низкой энергетической эффективностью из-за значительного количества выпаренной воды.

Вывод. Анализ процессов тепломассообмена, проходящих в генераторе АХА, позволил из всего диапазона значений подводимой тепловой мощности выделить 5 типов режимов работы генератора (I – V).

Выделен энергетически эффективный режим II.

При режимах I и V холодильный цикл АХА не реализуется.

Режим III обычно использовался разработчиками при работе с позиционными алгоритмами управления в качестве «ждушего» режима, обеспечивающего состояние «готовности» к быстрому запуску, а режим IV – в качестве «форсажного» при запуске АХА из нерабочего состояния.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ (АХА)

Титлов А.С., Тюхай Д.С., Дмитренко В.В.
ОНАПТ, Одесса

Теоретические и экспериментальные исследования режимов работы серийных АХА производства Васильковского завода холодильников (ВЗХ) с U-образным барботажным горизонтальным ректификатором, проведенные в ОНАПТ, показали, что основные энергетические потери в АХА приходятся на процессы генерации пара и транспортировки жидкой фазы в термосифоне.

Для изучения особенностей процессов генерации были проведены исследования АХА, входящих в состав АШ-160 производства ВЗХ. Об энергетической эффективности режимов судили по величине среднеинтегральной температуры испарителя. Исследования проводились в диапазоне температур окружающей среды, соответствующему классу SN, т.е. $T_{o,c} = 10 \dots 32$ °С. Исследования показали значительную (до 7 °С) неравномерность температурного поля по длине подъемного участка, что связано с потерями тепла в окружающую среду. Такая ситуация предопределяет частичную конденсацию пара и вызывает увеличение плотности парожидкостного столба и рост гидравлического сопротивления на подъемном участке термосифона. Для устранения тепловых потерь на подъемном участке был установлен дополнительный электрический нагреватель. Длина основного нагревателя составляла 0,1 м, а дополнительного – 0,23 м. Теплоподвод к крепкому раствору в этом случае осуществлялся последовательно – сначала в зоне основного нагревателя (Q'_{TC}), а затем – в зоне дополнительного (Q''_{TC}), т.е. раствор проходит как бы первый каскад, а затем – второй. Тепловая мощность к дополнительному электронагревателю не превышала 20 % от основного. Суммарная мощность основного и дополнительного нагревателей не превышала номинальной мощности АХА (Q_{TC}).

В связи с отсутствием общепринятой терминологии, предлагаемый способ теплоподвода к термосифону АХА нами был назван «каскадным». Снижение энергопотребления при таком способе достигает 10...12 %.

В результате экспериментальных исследований ПТС были обнаружены оптимальные значения величины мощности теплоподвода и температуры на выходе термосифона, соответствующие минимуму энергозатрат.

Диапазон величин тепловой нагрузки на ПТС определялся из следующих соображений.

Минимальная величина Q_{TC} определяется стабильностью движения парожидкостного потока в ПТС. Как показали исследования [4], стабильная работа ПТС с внутренним диаметром 0,0035... 0,0036 м в составе АХА имеет место, начиная с $Q_{TC} = 40$ Вт. При меньших величинах Q_{TC} наблюдалось «запаривание» в зоне теплоподвода и срыв циркуляции.

Верхний предел тепловой нагрузки на ПТС в настоящих исследованиях соответствовал оптимальным величинам и составил – для АХА в «стандартном» исполнении $Q'_{TC} = 70$ Вт, в «низкотемпературном» – $Q'_{TC} = 80$ Вт.

Величина теплоподвода на дополнительный электронагреватель (Q''_{TC}) не превышала 20 Вт, а суммарная величина Q_{TC} во всех случаях не превышала Q'_{TC} , т.е. диапазон изменения тепловой нагрузки на основной нагреватель составил 40...70 Вт (для «стандартной» АХА) и 40...80 Вт (для «низкотемпературной» АХА).

Анализ результатов экспериментальных исследований показывает следующее.

В обоих случаях («стандартное» и «низкотемпературное» исполнение АХА) в исследуемом диапазоне величин тепловых нагрузок на ПТС и их комбинациях имеется оптимум (минимум) суммарной тепловой нагрузки Q_{TC} .

В исследуемом диапазоне тепловых нагрузок при $T_{o,c} = 25$ °С оптимум (минимум) суммарной тепловой нагрузки лежит в области $Q_{TC} \approx 60$ Вт, при этом диапазон $Q'_{TC} = 45 \dots 50$ Вт, а $Q''_{TC} = 10 \dots 15$ Вт.

Эти результаты показывают, что одна и та же величина холодопроизводительности АХА может быть достигнута при подаче тепловой нагрузки на основной нагреватель 67,5 Вт или распределенной нагрузкой на основной и дополнительный нагреватели в сумме 60 Вт. Наиболее стабильные результаты достигаются, когда $Q_{TC} = Q'_{TC} + Q''_{TC} = 47,5 + 12,5 = 60$ Вт.

Таким образом можно утверждать, что при обеспечении некоторой холодопроизводительности «стандартного» АХА при $T_{o,c} = 25$ °С, соответст-

вующей тепловой нагрузке на основном нагревателе 67 Вт, можно получить экономию энергии 7,5 Вт или 10,4 %, если распределить между основным и дополнительными нагревателями тепловую нагрузку 60 Вт, таким образом, чтобы на основном нагревателе она составляла 45...50 Вт, а на дополнительном – 10...15 Вт.

Анализ температурных полей ПТС показывает, что оптимум холодопроизводительности АХА достигается в том случае, когда имеет место наименьший перепад температур по высоте подъемной части, т.е. температуры конца кипения (t''_s) и выхода ПТС (t''_{TC}) максимально близки. Таким образом, распределенная тепловая нагрузка на ПТС позволяет осуществить последовательную (каскадную) генерацию пара на минимальном уровне температур, что и обеспечивает энергосберегающие режимы АХА.

По результатам экспериментальных исследований установлено, что минимальное энергопотребление АХА достигается при одновременном использовании каскадного и комбинированного теплоподвода к термосифону. Этот режим характеризуется кратковременным периодом пуска (100 % номинальной мощности) с дальнейшим переходом на меньшую мощность (до 60 % номинальной мощности) и отключением теплоподвода при достижении заданной температуры в камере. Снижение энергопотребления при таком режиме достигает 20 %.

РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПОВ УПРАВЛЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫМИ АППАРАТАМИ АБСОРБЦИОННОГО ТИПА

Титлов А.С., ОНАПТ, Одесса

Мартынюк А.О., ОНАПТ, Одесса

Редунов Г.М., ОГАХ, Одесса

Современные требования к холодильным агентам в части озонобезопасности и минимизации вклада в «парниковый» эффект открывают широкие возможности для холодильных приборов абсорбционного типа (АХП), в состав которых входит абсорбционный холодильный агрегат (АХА), работающих с традиционным водоаммиачным раствором (ВАР) в качестве рабочего тела.

АХП бесшумны и надежны в эксплуатации, имеют минимальную стоимость, работают с альтернативными источниками энергии.

Основной недостаток, сдерживающий их широкое распространение – низкая энергетическая эффективность, обусловленная физическими особенностями холодильного цикла. Этот фактор не только предопределяет повышенные, по сравнению с компрессионными аналогами, стоимостные затраты, но и соответствующий вклад в «парниковый» эффект.

Как показывает эксергетический анализ цикла АХА наибольший успех в энергосбережении можно добиться при оптимизации прямого (теплого) цикла, который реализуется в т.н. «приводном» контуре АХА. Особое внимание при этом необходимо уделять перекачивающему термосифону (ПТС), потери эксергии в котором достигают 60 % от суммарных.

Анализ основных направлений энергосбережения показал, что наибольший успех при минимуме затрат может быть достигнут за счет использования оптимальных систем управления АХП. В частности, за счет изменения величины теплоподвода на ПТС в зависимости от температурных режимов в характерных точках холодильной камеры и АХА.

Проблемы энергосбережения в ПТС связаны с частичной конденсацией паров в подъемной части. Она решается за счет распределения подводящей тепловой нагрузки на ПТС в зависимости от температуры окружающей среды и температуры в холодильной камере. Эффект энергосбережения при этом составляет 15...16 %.

Основное внимание при разработке энергосберегающих режимов АХА уделялось генераторному узлу. Было показано, что в значительной мере, энергосберегающие режимы холодильного аппарата определяются режимом прохода пара через затопленный U-образный ректификатор АХА.

Режимы прохода пара зависят от величины теплоподвода к ПТС АХА. В энергосберегающих режимах работы АХА проход пара осуществляется путем барботирования. При увеличении тепловой нагрузки на ПТС пар отгоняет жидкость и в верхней части ректификатора образуется паровая прослойка. Очистка пара и предварительный подогрев пара в ректификаторе в этом режиме минимальны.

На примере модели низкотемпературной камеры (НТК) «Стugna-101» АМЛ-180 было показано, что работа в энергосберегающих режимах позволя-

ет снизить энергопотребление по сравнению с лучшими зарубежными аналогами до 50 %. Развитие этого направления было связано с установкой дополнительного теплоизоляционного кожуха на дефлегматоре АХА. Эффект энергосбережения в этом случае составил: 21 % («Киев-410»); 12 % («Кристалл-408»); 17 % («Стugna-101» АМЛ-180). Установлено, что наличие теплоизоляционного кожуха на всей высоте подъемного участка дефлегматора, рассчитанного из условия полной очистки парового потока аммиака в жестких условиях эксплуатации, позволяет повысить холодопроизводительность испарителя по сравнению с традиционной частичной теплоизоляцией на 15...20 %. Для реализации таких энергосберегающих режимов необходимо осуществлять контроль температуры пара на выходе дефлегматора – она не должна превышать температуры насыщения аммиака при рабочем давлении в АХА (порядка 50 °С).

Исследования теплоподвода к ПТС во времени, в режимах управления температурой в холодильной камере, показали, что по сравнению с традиционным позиционным, имеется возможность снижения энергопотребления. Сравнивались НТК «Стugna-101» АМЛ-180 (ВЗХ, Украина) и НТК CF240 («Elektrosuisse-Valentine», Италия).

Установлено, что НТК могут применяться во всем диапазоне температур холодильного хранения, используемом в быту – от минус 18 °С до плюс 12 °С, т.е. стать универсальным бытовым холодильным прибором, причем реализация требуемых режимов холодильного хранения может быть достигнута посредством изменения тепловой нагрузки в генераторе АХА. Минимальное энергопотребление универсального АХП в диапазоне температур окружающей среды 10...32 °С и во всем диапазоне температур холодильного хранения достигается в режиме «110-Q_{ном}-0», где Q_{ном} – номинальная тепловая нагрузка генератора АХА, которая распределяется между основным и компенсационными нагревателями в зависимости от температуры окружающей среды и режима холодильного хранения. По сравнению с лучшими мировыми аналогами снижение энергопотребления достигает 60 %.

Показано также, что способ управления однокамерным АХП с постоянным подводом тепловой нагрузки и контролем температуры потока на выходе подъемного участка дефлегматора позволяет снизить энергопотребление до 20 %, по сравнению с традиционным двухпозиционным.

Энергосберегающие разработки внедрены в серийной и опытной продукции Васильковского завода холодильников.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИНЦИПОВ УПРАВЛЕНИЯ АБСОРБЦИОННЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ ПРИБОРАМИ (АХП)

Титлов А.С., Мартынюк А.О.

ОНАПТ, Одесса

Основной недостаток АХП, сдерживающий их широкое распространение – низкая энергетическая эффективность, обусловленная физическими особенностями холодильного цикла. Этот фактор не только предопределяет повышенные, по сравнению с компрессионными аналогами, стоимостные затраты, но и соответствующий вклад в «парниковый» эффект.

Как показывает эксергетический анализ цикла абсорбционных холодильных агрегатов (АХА), входящих в состав АХП, наибольший успех в энергосбережении можно добиться при оптимизации прямого (теплового) цикла. Особое внимание при этом необходимо уделять перекачивающему термосифону (ПТС), потери эксергии в котором достигают 60 % от суммарных.

Анализ основных направлений энергосбережения показал, что наибольший успех при минимуме затрат может быть достигнут за счет использования оптимальных систем управления аппаратами с АХА. В частности, за счет изменения величины подвода тепла на ПТС в зависимости от температурных режимов в характерных точках холодильной камеры и АХА.

Проблемы энергосбережения в ПТС связаны с частичной конденсацией паров в подъемной части. Она решается за счет распределения подводящей тепловой нагрузки на ПТС в зависимости от температуры окружающей среды и температуры в холодильной камере. Эффект энергосбережения при этом составляет 15...16 %.

Основное внимание при разработке энергосберегающих режимов АХА, уделялось генераторному узлу. Было показано, что в значительной мере, энергосберегающие режимы холодильного аппарата определяются режимом прохода пара через затопленный U-образный ректификатор АХА.

Режимы прохода пара зависят от величины подвода тепла к ПТС АХА. В энергосберегающих режимах работы АХА проход пара осуществляется

тся путем барботирования. При увеличении тепловой нагрузки на ПТС пар оттесняет жидкость и в верхней части ректификатора образуется паровая прослойка. Очистка пара и предварительный подогрев пара в ректификаторе в этом режиме минимальны. На примере модели низкотемпературной камеры (НТК) «Стugna-101» АМЛ-180 было показано, что работа в энергосберегающих режимах позволяет снизить энергопотребление по сравнению с лучшими зарубежными аналогами до 50 %.

Развитие этого направления было связано с установкой дополнительного теплоизоляционного кожуха на дефлегматоре АХА. Эффект энергосбережения в этом случае составил: 21 % («Киев-410»); 12 % («Кристалл-408»); 17 % («Стugna-101» АМЛ-180). Для реализации таких энергосберегающих режимов необходимо осуществлять контроль температуры пара на выходе дефлегматора – она не должна превышать температуры насыщения аммиака (порядка 50 °С) при рабочем давлении в АХА 20...22 бар.

Исследования подвода тепла к ПТС показали, что по сравнению с традиционным позиционным, имеется возможность снижения энергопотребления до 57 %. Сравнивались НТК «Стugna-101» АМЛ-180 (ВЗХ, Украина) и НТК CF240 («Elektrosuisse-Valentine», Италия).

Показано также, что способ управления однокамерным абсорбционным холодильным прибором с постоянным подводом тепловой нагрузки и контролем температуры потока на выходе подъемного участка дефлегматора позволяет снизить энергопотребление до 20 %, по сравнению с традиционным двухпозиционным.

Установлено, что абсорбционные холодильные приборы могут применяться во всем диапазоне температур холодильного хранения, используемом в быту – от минус 18 °С до плюс 12 °С, т.е. стать универсальным бытовым холодильным прибором, причем реализация требуемых режимов холодильного хранения может быть достигнута посредством изменения тепловой нагрузки в генераторе АХА.

Минимальное энергопотребление универсального абсорбционного холодильного прибора в диапазоне температур окружающей среды 10...32 °С и во всем диапазоне температур холодильного хранения достигается в режиме «110-Q_{ном}-0», где Q_{ном} – номинальная тепловая нагрузка генератора АХА, которая распределяется между основным и компенсационными нагревателя-

ми в зависимости от температуры окружающей среды и режима холодильного хранения.

По сравнению с лучшими мировыми аналогами снижение энергопотребления достигает 60 %.

Результатами обобщения экспериментальных исследований универсального АХП и генератора АХА стали рекомендации по энергосберегающим способам управления.

Энергосберегающие разработки внедрены в серийной и опытной продукции ВЗХ.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО АГРЕГАТА

Титлов А.С., Ищенко И.Н., Титлова О.А.

ОНАПТ, Одесса

Измерения полей температур испарителя АХА не позволяют достоверно рассчитать холодопроизводительность испарителя из-за отсутствия надежных методик по расчету конвективного теплообмена со стороны охлаждаемого воздуха.

Выходом из такой ситуации может быть подход, разработанный Ю.А. Очеретяным, который холодопроизводительность испарителя АХА определял по теплопритокам в охлаждаемые камеры из окружающей среды.

Теплопритоки в охлаждаемые камеры могут быть рассчитаны на основе известного уравнения теплопередачи:

$$Q_{0.I} = \frac{(t_{i.n} - t_e) \cdot F_e}{R_e}, \quad (1)$$

где $t_{o.c.}$ (t_k) – температура воздуха окружающей среды (в камере), °С;

F_k – поверхность теплопередачи, м²;

R_k – термическое сопротивление процесса теплопередачи, (К·м²)/Вт.

Термическое сопротивление процесса теплопередачи включает термическое сопротивление процесса сложного (конвективного плюс лучистого) теплообмена внутри камеры и снаружи, а также термическое сопротивление теплоизоляционных материалов шкафа:

$$R_k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \cdot F_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i \cdot F_i} + \frac{1}{\lambda_{вн} \cdot F_{вн}}}, \quad (2)$$

где α_n , $\lambda_{вн}$ – коэффициенты сложного теплообмена, соответственно, на наружной стенке камеры и на внутренней стенке, Вт/м²·К;

F_n , $F_{вн}$ – площадь поверхности, соответственно наружной и внутренней стенке камеры, м²;

δ_i – коэффициент теплопроводности конструкционных и теплоизоляционных материалов конструкции холодильного шкафа, Вт/(м²·К).

Расчет по формуле (2) не вызывает особых сложностей, за исключением определения конвективных и лучистых составляющих.

Для их определения были проведены экспериментальные исследования температурных полей холодильного шкафа АШ–160 в лаборатории перспективного проектирования Васильковского завода холодильников (ВЗХ). Измерение температур в характерных точках проводилось при помощи стандартных хромель-копелевых термомпар. Тепловая мощность в генераторе АХА составляла 110 Вт. Изучались два режима работы: температура воздуха в помещении 24,6 °С и 32 °С.

Полученные результаты использовались для расчета конвективной и лучистой составляющей процесса сложного теплообмена.

В качестве базового объекта при построении методика расчета был взят трехкамерный холодильный шкаф. Это конструкция наиболее полно отражает различные комбинации и варианты выполнения холодильных шкафов.

При разработке методики расчета предполагалось, что сток (отвод) тепла в НТО осуществляется по стенке алюминиевого короба, который практически не обладает термическим сопротивлением, т.е. поверхность стенки короба изотермична. Сток тепла из ХК осуществляется на ребренную панель, которая может иметь тепловую связь с секцией испарителя или (в случае однокамерного шкафа) с испарителем по всей его длине. Передача тепла из нижней камеры осуществляется при помощи ТТ на ребренную панель ХК.

Проведен ряд вариантных расчетов абсорбционных холодильников АШ–160 и АШ–155, двухкамерного абсорбционного холодильника, двухкамерного холодильника АШД–200, трехкамерного абсорбционного холодильника с нижней камерой хранения овощей и фруктов.

В расчетах конструкций шкафов варьировались геометрические размеры (толщина) потолка шкафа, боковых и задних стенок, двери, перегородок и объемы охлаждаемых камер.

Анализ полученных результатов показывает, что на теплопроводность НТО практически не влияет температура воздуха окружающей среды. Расчеты показали, что отличие в значениях при изменении температуры от 32 °С до 10 °С не превышает 0,5 %.

Такая же ситуация имеет место и в области малых значений объемов ХК (от 50 до 70 дм³), но с увеличением объемов ХК начинает проявляться зависимость от температуры воздуха окружающей среды. При объеме ХК 182 дм³ различие значений теплопроводности при различных температурах воздуха окружающей среды (от 10 °С до 32 °С) составляет около 28 %.

Анализ полученных зависимостей также показал, что с увеличением значений полезного объема камер, как НТО, так и ХК, увеличивается и теплопроводность конструкций шкафов.

Эти результаты расчетов объясняются тем, что с ростом габаритов шкафов снижается суммарное термическое сопротивление теплопритока за счет увеличения поверхности теплопередачи. При увеличении температуры воздухом окружающей среды и неизменной температуре в охлаждаемых камерах возрастают температурные напоры на стенках шкафа. Это приводит к росту, соответственно, как лучистой, так и конвективной составляющей процесса сложного теплообмена, а в итоге – к дополнительному снижению термического сопротивления процессу теплопередачи (увеличению теплопроводности шкафа АХП).

РОЗРОБКА НОВИХ ПОБУТОВИХ КОМБІНОВАНИХ ПРИЛАДІВ АБСОРБЦІЙНОГО ТИПУ

Тележенко Л.М., Вольневич С.В., Козонова Ю.О.

ОНАХТ, Одеса

Перспективним, з погляду енергозбереження, напрямом в сучасній техніці є створення побутових приладів, об'єднуючих функції холодильного зберігання і теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів і сільськогосподарської сировини. Разом з тим до сьогодні відсутні не тільки розробки конструкцій комбінованих побутових холодильних абсорбційних приладів, але і рекомендації з технологічних можливостей в побуті.

Для проведення вище згаданих технологічних процесів, максимальна температура не перевищує 70 °С, тобто при розробці ТК у складі апарату необхідно орієнтуватися на даний температурний рівень. Зі всіх типів сучасного побутового холодильного устаткування таким температурним потенціалом володіють елементи абсорбційного холодильного агрегату (АХА) – дефлегматор і ректифікатор.

Розроблено і досліджено два типи таких побутових комбінованих приладів – з повітряною ТК і рідинною ТК.

Дослідні конструкції були виготовлені на Васильківському заводі холодильників. У всіх випадках зовнішні геометричні параметри ТК склали: висота – 0,420 м; глибина – 0,540 м; ширина – 0,570 м; корисний об'єм – 35 дм³. Товщина теплоізоляції: бічних стінок – 0,080 м; дна – 0,075 м; кришки, задньої і передньої стінок – 0,10 м. У рідинній ТК внутрішній корпус був виготовлений у вигляді цілісного короба. Матеріал короба – нержавіюча сталь. Товщина стінки – 0,001 м. Внутрішній корпус повітряної ТК виготовлений з харчового алюмінію. Товщина стінки складала – 0,001 м.

Для забезпечення теплового зв'язку підйомної ділянки дефлегматора АХА з ТК використовувався двофазний термосифон (ДФТС) завдовжки 1,2 м і діаметром – 0,010×0,001 м. Матеріал корпусу ДФТС – нержавіюча сталь. Теплоносій – етиловий спирт. Кріплення ДФТС до дефлегматора діаметром 0,016×0,0014 м здійснювалося за допомогою мідної обтискової пластини, причому для зниження термічного опору в зоні контакту знаходився стислий ви-

сокопористий комірчастий матеріал на основі міді, пори якого були заповнені теплопровідною пастою КТП-8.

У всіх випадках випарна ділянка ДФТС кріпилася в нижній частині підйомної ділянки дефлегматора і встановлювалася паралельно йому. Довжина ділянки випаровування ДФТС в дослідженнях варіювалася шляхом зміни зони теплового зв'язку з дефлегматором. Транспортна зона ДФТС закривалася теплоізоляційним кожухом. Довжина конденсаційної ділянки ДФТС не змінювалася і складала – 0,3 м.

В результаті досліджень була визначена оптимальна довжина випарної ділянки ДФТС – 0,15 м. На виході цієї ділянки температура дефлегматора складає 73...76 °С.

Найбільш сприятливими умовами для ТК були режими з підвищеними температурами навколишнього середовища, коли знижуються теплові втрати, а КРЧ АХА і, відповідно, період подачі теплового навантаження збільшується.

З урахуванням результатів експериментальних досліджень проведений варіантний розрахунок товщини теплоізоляції ТК.

Для створення деякого запасу розрахунок проведений при $t_{н.с.} = 20$ °С і КРЧ = 0,55 і представлений у вигляді номограм. Розглянуто два варіанти теплоізоляції – пінополіуретан і скловолокно, при цьому зафіксована зовнішня ширина (0,570 м) і глибина (0,54 м), відповідно до стандартних розмірів холодильної шафи. Вибір певної конструкції ТК проводиться з урахуванням наявного теплового навантаження підйомної ділянки дефлегматора, з температурним рівнем 70 °С і вище, при цьому змінними параметрами є: тип теплової ізоляції (вартість); корисний об'єм ТК; висота ТК.

Висновки:

1. Встановлено, що перспективним напрямом енергозбереження в побутовій техніці є розробка приладів, що суміщають функції холодильного зберігання і теплової обробки харчових продуктів, напівфабрикатів і сільськогосподарської сировини. У таких комбінованих приладах теплота, що виділяється при реалізації холодильного циклу, не відводиться в навколишнє середовище, а передається в спеціальну ТК, температура повітря в якій може досягати 70 °С.

2. Експериментальні дослідження побутових комбінованих приладів абсорбційного типу, створених на базі серійної моделі ВЗХ «Кристал – 408» АШ-150 показали, що введення до складу побутових абсорбційних холодильників додаткової ТК, зв'язаної в тепловому відношенні з підйомною ділянкою дефлегматора АХА, не приводить до зростання енергоспоживання і не погіршує експлуатаційні характеристики камер охолодження.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БРОСОВЫХ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ НА СУДАХ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ХОЛОДА

Редунов Г.М., ОГАХ, Одесса

Ханмамедов С.А. ОНМА, ОНАПТ, Одесса

Основными тепловыми потерями в дизельных установках судов является унос тепла с охлаждающей водой и отработанными газами. Эти потери зависят от тактности, степени наддува и быстроходности двигателя. Так, средние значения потерь главных судовых дизельных установок, по исследованиям Голикова А.А. и Загоруйко В.А., составляют (в процентах от общего расхода топлива): а) тепло, рассеиваемое двигателем в окружающую среду – 1,5...2,0 %; б) тепло, воспринимаемое маслом в узлах трения двигателя – 4...7 %; в) тепло, отводимое от двигателя охлаждающей водой – 10...14 %; г) тепло, взятое от наддувочного воздуха в воздухоохладителе – 7... 10 %; д) тепло, отводимое уходящими газами – 28...40 %.

Меньшие значения этих потерь следует отнести к малооборотным двигателям, а большие значения – к высокооборотным.

Тепло, рассеиваемое двигателем в окружающую среду, не может быть практически утилизировано. Тепло, воспринимаемое маслом в узлах трения двигателя, определяется ограничениями по температуре масла в циркуляционной системе. Для современных ДВС температура масла на выходе из двигателя не должна превышать 80 °С. Отсюда вытекает и область использования этого вида бросового тепла на судне: получение горячей воды для систем водоснабжения, подогрев топлива средней вязкости, нагрев морской воды для получения пресной воды в вакуумных опреснительных установках.

Тепло, отводимое от двигателя охлаждающей водой в замкнутых контурах охлаждения, составляет обычно 75...90 °С. Его также используют для общесудовых нужд, указанных выше. Однако температура пресной воды замкнутого контура (при оборудовании системы расширительным баком с паровоздушным клапаном, поддерживающим в системе повышенное давление до 1,2...1,3 бар) может быть увеличена до 105 °С. При этом условия работы двигателя не только не ухудшаются, но и дают определенный положительный эффект: уменьшаются потери тепла в воду, повышается механический КПД двигателя, а также уменьшается износ деталей.

Для закрытой системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания в принципе возможно допускать температуру в охлаждаемом контуре до 120...140 °С, что значительно увеличит возможности утилизации тепла охлаждающей воды.

Из приведенного выше следует, что охлаждающая вода главного двигателя и в том, и в другом случае (особенно) является достаточно нагретой, чтобы ее использовать в качестве источника тепла в бромисто-литиевой абсорбционной холодильной машине, которая работает с удовлетворительными экономическими показателями уже при температуре греющей среды $t_1 = 80$ °С.

Если использовать лишь тепло охлаждения главного двигателя судна мощностью 10000 кВт, то при удельном расходе топлива 0,21 кг/(кВт·ч), его теплотворной способности 40000 кДж/кг и потерях 10... 14% можно получить 3200 кВт греющего тепла для холодильной машины.

При температуре конденсации 25 °С и температуре испарения плюс 5 °С тепловой коэффициент холодильной машины $\xi = 0,657$.

Тогда холодопроизводительность холодильной машины составляет 2100 кВт. Этого количества холода вполне достаточно для обслуживания судовой системы кондиционирования воздуха пассажирского судна пассажироместимостью 500 человек.

Для получения холодной воды в абсорбционной машине, использующей водяной контур охлаждения реального дизеля эффективной мощностью 1000 кВт. В замкнутом контуре охлаждения циркулирует пресная вода с температурой на входе 80 °С и на выходе 86 °С.

При значительной тепловой нагрузке двигателя, а также при отключении холодильной машины стабильность температуры охлаждающей воды на входе в двигатель 80 °С обеспечивается включением в работу охладителя с автоматическим регулятором. Стабильность температуры холодной воды, выходящей из испарителя, обеспечивается термостатами, которые воздействуют через преобразователи на исполнительный механизм.

Таким образом, холодильная машина, потребляющая утилизационное тепло охлаждения двигателя, может устойчиво работать при любых режимах работы главной силовой установки, обеспечивая при этом получение необходимого количества холодной воды. Холодная вода утилизационной холодильной машины может использоваться для охлаждения воздуха в судовой системе комфортного кондиционирования, для глубокого охлаждения наддувочного воздуха, а также для бытовых нужд на судне.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ КАМЕРЫ АБСОРБЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ПРИБОРА (АХП) КАК ОБЪЕКТА УПРАВЛЕНИЯ

**Редунов Г.М.
ОГАХ, Одесса**

Основной задачей энергосберегающего управления АХП является повышение энергетической эффективности посредством поддержания оптимального режима работы. Понятие оптимальности многогранно и должно быть конкретизировано для каждого отдельного случая. Для АХП критерий оптимальности должен учитывать необходимость поддержания требуемых температурных режимов при холодильном хранении пищевых продуктов.

Применение систем автоматического регулирования в большинстве моделей бытовой холодильной техники как компрессионного, так и абсорбционного типа, как правило, сводится к установке манометрических реле температуры, которые, однако, имеют высокую погрешность измерения температуры и не удовлетворяют современным требованиям (цифровая индикация режимов холодильного хранения, поддержание заданного уровня температур холодильного хранения).

Бытовые абсорбционные холодильники и морозильники принадлежат к числу статических объектов с большой тепловой инерцией и медленно изменяющейся тепловой нагрузкой на испаритель, что не предъявляет особых требований к системам поддержания температурных режимов, однако ограниченные возможности воздействия – практически только посредством изменения тепловой нагрузки на генераторе, значительно усложняют алгоритмы управления.

Современный уровень развития электронной техники позволяет создавать всевозможные системы управления без каких-либо ограничений по сложности их алгоритмов. В настоящее время в бытовой холодильной технике получают развитие системы управления, получившие название «Fuzzy Logic» («нечеткой логики»). Такие системы позволяют поддерживать заданную температуру хранения с минимальным отклонением и, одновременно, снизить энергопотребление холодильного прибора. Так, например, фирма «Electrolux» в новых моделях минибаров (RH340LD, RH341LD, RH355LD) с системами «Fuzzy Logic» добилась снижения энергопотребления, по сравнению с аналогами до 40 %.

Объектом исследования являлась холодильная камера (ХК) АХП. В состав АХП кроме ХК входит и абсорбционный холодильный агрегат (АХА). Физическая сущность такого объекта связана с преобразованием температуры, он будет обладать статическими (k_0) и динамическими свойствами (T_0, τ_0).

Следовательно, процессы, протекающие в ХК можно описать с помощью дифференциального уравнения 1-го или 2-го порядков, т.е. динамическими звеньями 1-го или 2-го порядков с запаздыванием.

В результате проведения реальных экспериментов на АХП и шлюпочным двухцилиндровым дизелем 20 л.с. на базе Одесской национальной морской академии были получены реальные переходные характеристики (ПХ) температуры в ХК в зависимости от изменения электрической мощности или тепла выхлопных газов, подводимой к нагревателю. По одной из ПХ была проведена идентификация объекта управления (ОУ) – холодильной камеры. Получены передаточные функции W в виде дифференциальных уравнений (ДУ), описывающие данный объект.

Идентификация проводилась по известным в теории автоматического управления (ТАУ) методикам: для модели 1-го порядка и для модели 2-го порядка.

Структурно АХА состоит из следующих элементов: испаритель, абсорбер, подъемный и опускной дефлегматоры, генераторный узел – нагреватель (выхлопными газами после утилизационного котла с температурой 110...180 °С), конденсатор, ЖТО (жидкостные теплообменники), промежуточные теплообменники.

Всего схема более 10 элементов, каждый из них хорошо описывается ДУ вида

$$T_0 \frac{d\Theta}{dt} + \Theta(t) = k_0 \cdot (t - \tau_0) \quad (1)$$

Выбор принципа построения системы автоматического регулирования проводится следующим образом. Существует 4 различных принципа построения систем автоматического регулирования (САР), обеспечивающих реализацию требуемого закона изменения регулируемой величины:

- а) принцип разомкнутого управления;
- б) принцип разомкнутого управления по возмущению;
- в) принцип замкнутого управления;
- г) комбинированный принцип управления.

Мы будем использовать принцип замкнутого управления.

Для нашего случая был выбран последний критерий, как наиболее полно удовлетворяющий взаимоисключающим требованиям к качеству процессов в АХА и ХК.

Выводы

Моделирование переходных процессов АХА и ХК позволило определить подходы к дальнейшему повышению энергетической эффективности АХП методами автоматического управления.

РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ФЕРМЕРСЬКИХ І СІЛЬСЬКИХ ГОСПОДАРСТВ

Патюков С.Д., Горикін С.Ф., Осадчук Є.О.

ОНАХТ, Одеса

Сучасні вимоги до холодильних апаратів передбачають екологічну безпеку робочого тіла, широкі функціональні можливості, низьке енергоспоживання і мінімальну вартість. У максимальній степені таким вимогам задовольняє холодильна техніка абсорбційного типу, особливо в сільській місцевості. Реалізація холодильного циклу відбувається в абсорбційному холодильному апараті (АХА) при змінних температурах у випарникові (від мінімальної на вході – до максимальної на виході). Ця особливість, а також можливість легко змінювати величину холодопродуктивності в широких межах, дозволяє використати АДХМ для отримання широкого спектру температур холодильного зберігання – від мінус 18 °С (тривале низькотемпературне зберігання заморожених продуктів) до 10...12 °С (зберігання овочів і фруктів).

В ОНАХТ розроблений абсорбційний холодильник що робить з поновлюваною тепловою енергією, яку виробляє газогенератор. Газогенератор – апарат для термічної переробки твердих і рідких палив у пальні гази. Таку переробку здійснюють в присутності повітря, вільного чи зв'язаного кисню (водяної пари). Гази, які одержують у газогенераторі, називають генераторними. Горіння твердого палива в газогенераторі на відміну від будь-якої топки здійснюється у великому шарі і характеризується надходженням кількості повітря, недостатньої для повного спалювання палива (наприклад, при роботі на пароповітряному дутті в газогенератор подається 33...35 % повітря від теоретично необхідного). Гази, що утворюються в газогенераторі, містять продукти повного згорання палива (вуглекислий газ, вода) і продукти їхнього відновлення, неповного згорання і пірогенетичного розкладання палива (чадний газ, водень, метан, вуглець). У генераторні гази переходить також азот повітря. У сільській місцевості, як правило, мається велика кількість відходів деревини у вигляді тирси, тріски, кори, гілок, шматків дерева, побутового сміття і т.п. У цілому, ці відходи є коштовною енергетичною сировиною і можуть бути перероблені в газогенераторних установках у теплову енергію методом піролізного генерування газу. Традиційні котли, призначені для спалювання

перерахованих вище відходів, характеризуються низькою енергетичною ефективністю (40...50 %) і збільшеною емісією чадного газу і сажі. Газогенератор має енергетичну ефективність близько 90 %. Газ, отриманий у газогенераторі, пересилається в камеру згоряння і там спалюється до безпечних для навколишнього середовища газів: вуглекислого газу, азоту, водяної пари. Температура процесу генерування газу знаходиться в границях від 200 до 850 °С. У цих умовах з 1 тонни сухого дерева виробляється 2000 м³ пального газу. Енергетична цінність 1000 м³ газу – близько 1,4 МВт. У газогенераторі можливо використовувати низькокалорійні сорти деревини та її відходів з великим вмістом вологи (до 50 %). Висока енергетична ефективність газогенератора приводить до того, що, незважаючи на більш низьку енергетичну цінність деревних відходів у порівнянні з вугіллям, в остаточному підсумку 1 кг деревних відходів, які використано для генерування газу, замінюють спалювання 1 кг кам'яного вугілля в класичному котлі.

Техніко-економічний ефект від використання конструкції АХА, яка пропонується, полягає в тому, що на базі вузлів, які серійно випускаються на Васильківському заводі холодильників (Україна, Київська область), можна виготовити новий абсорбційний холодильник, що буде працювати з генераторним газом як джерелом теплового навантаження. Це особливо важливо для жителів районів з неякісною подачею електроенергії або в районах з відсутністю електрики. Максимальний економічний ефект буде досягнутий при використанні в якості холодильних камер наявних господарських будівель (підвалів, льохів, сараїв, комор і т. ін.) після відповідної теплогідроізоляції огорожень. Найбільш перспективними можуть стати підземні спорудження (льохи, підвали), що характеризують мінімумом теплопритоків у теплий час року і високою тепловою інерційністю. Абсорбційний холодильник з газогенератором може бути використаний і як транспортний холодильник, що особливо актуально для сільської місцевості, наприклад, для первинної холодної обробки фруктів (полуниці, винограду і т.д.) безпосередньо в місцях збору. Одне з практичних застосувань розробок абсорбційного холодильника з газогенератором зв'язано зі ставковим і річковим рибицтвом. Великою проблемою в рибицьких господарствах є збереження великих порід риб (білого амура, коропа, товстолобика) перед спуском ставків на зиму. Пересувні платформи або причепають можуть бути обладнані абсорбційними холодильни-

ками з газогенераторними пристроями і вирішувати задачу первинної холодної обробки безпосередньо в місцях лову з наступною доставкою охолодженої продукції в місця стаціонарного збереження.

РАЗРАБОТКА СХЕМНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ С ВОЗОБНОВЛЯЕМЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Маргынюк А.О., Проць Р.Н., Селиванов А.П.

ОНАПТ, Одесса

В индивидуальных крестьянских и фермерских хозяйствах на первое место выходят проблемы формирования рационального бюджета, среди которых одной из основных является проблема сохранения выращенного урожая в течение трех-шести месяцев в товарных количествах при минимуме затрат на энергоносители. Вместе с тем известным в мировой практике фактом являются потери свыше половины урожая сельскохозяйственной продукции при отсутствии должного холодильного хранения.

В настоящее время в Украине основная масса собранной плодово-овощной продукции традиционно хранится в подвалах, где зачастую в теплое время года (август – ноябрь, апрель – май) не удается поддерживать требуемые температурные режимы (от 5 до 12 °С). Для обеспечения необходимых режимов хранения рынок бытовой и торговой холодильной техники для мелкооптовых производителей предлагает отечественные и импортные разборные (панельные) холодильные камеры объемом от 3 до 9 м³, снабженные компрессионными холодильными машинами.

В современных условиях в сельской местности Украины эксплуатация таких камер затруднена как из-за длительных перебоев с подачей электроэнергии, так и из-за некачественной поступающей электроэнергии (диапазон колебания напряжения в сети от 160 до 250 В).

Надежная работа холодильных камер с компрессионными холодильными машинами в этом случае осуществляется за счет применения автономных бесперебойных источников электроэнергии – бензиновых либо дизель-генераторов. Стоимость отечественных холодильных камер достигает 16 тысяч грн, стоимость современных моделей дизель-генераторов для таких ка-

мер – в среднем от 10 до 18 тысяч грн. При достаточно высоких эксплуатационных затратах (термический к.п.д. дизель-генераторов даже ведущих производителей (Yamaha) не превышает 15 %) покупка холодильных камер с компрессионными агрегатами и источниками бесперебойного питания не по силам основной массе сельских производителей.

Сложившаяся ситуация заставляет разработчиков обращаться к теплоиспользующим безнасосным абсорбционным холодильным машинам, так называемым, абсорбционным холодильным агрегатам (АХА).

Холодильные аппараты с АХА имеют и ряд таких уникальных качеств, как:

а) возможность использования в одном аппарате нескольких различных источников тепловой энергии – как электрических, так и альтернативных (теплота сгорания органического топлива и биогаза, солнечное излучение, выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания);

б) возможность работы с некачественными источниками энергии, в том числе и электрической в диапазоне напряжения сети от 160 до 240 В;

в) бесшумность, высокая надежность и длительный ресурс.

Особый интерес при разработке АХА на неэлектрических источниках представляет использование солнечной энергии. В тоже время известные предложения в этой области имеют один существенный недостаток, связанный с работой холодильных систем в течении всего светового дня – сложность концентрации энергии при прохождении солнца по небосводу. Для слежения за положением солнца в известных предложениях необходимо использовать либо специальные перемещающие устройства, либо рассчитывать на нестабильность работы холодильной системы.

Для обеспечения стабильной работы холодильной системы в течении большей части светового дня может быть использован следующий способ. Чтобы уловить достаточное количество солнечной энергии, концентратор должен быть большим – на один квадратный метр земной поверхности падает не более 0,4 кВт. Традиционные конструкции концентратора и приемника должны быть постоянно обращены к Солнцу, следовательно, непрерывно поворачиваться вокруг двух перпендикулярных осей со строго определенной угловой скоростью. Это может только мощный и дорогостоящий прецизионный механизм. Лучше, считают некоторые конструкторы, немного потерять

на снижении КПД, но концентратор и приемник облучения сделать неподвижными. Таких конструкций предложено немало, некоторые реализованы. Общий недостаток – низкий КПД, что мешает их широкому распространению.

Все части предлагаемого устройства неподвижны, но гибкий световод направляет сконцентрированный луч в любом необходимом направлении. Солнечный луч любого направления падает на неподвижный, как уже сказано, параболический отражатель. Его ось лучше направить раз и навсегда на юг под углом, равным широте места установки. Отраженный луч падает на вторичный параболический отражатель. Оптические оси и фокусы обоих отражателей совпадают, вследствие чего переотраженный луч параллелен оптической оси. Все переотраженные лучи падают на поверхности конических отражателей, заключенных в гибкую гофрированную трубу. Последовательно отражаясь от этих поверхностей, луч выходит в цилиндрический световод – трубку с зеркальной внутренней поверхностью. Изгибая трубу можно направить свет в любую сторону.

Таким устройством можно не только осветить подвал или иное помещение без окон, но и запитать энергетические устройства практически любой мощности: отражатель – самая большая часть сооружения – может быть выполнен из дешевых материалов. Простота конструкции, высокая надежность и долговечность основных ее элементов компенсируют не слишком высокий КПД устройства.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ БЕЗІНВАЗІЙНОГО МЕТОДУ ВИМІРЮВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИХ БАТАРЕЙ

Куба В.В., Лозбін В.І.

НУВГП, Рівне.

Принцип безінвазійного методу вимірювання властивостей термоелектричних матеріалів в складі термобатареї [1; 2] полягає у порівнянні вихідних характеристик – теплового потоку через термобатарею, струму короткого замкнення та електрорушійної сили. Остання вимірюється під час роботи в розімкнутому режимі та відразу після переходу до короткозамкнутого. В [1; 2] показано, що на підставі вищезазначених параметрів можуть бути визначені

середньо інтегральні питома електрорушійна сила A , теплопровідність, внутрішній електричний опір термобатарей, а також термічний опір між з'юстами термоелементів та елементами конструкції в яких закріплена термобатарея.

Для визначення питомої електрорушійної сили (ЕРС) отримано [1; 2] наступне співвідношення:

$$A = [(Q_z / I_z) + (Q_0 / I_0)] / T \quad (1)$$

Де Q_z та Q_0 – теплові потоки через термобатарею в замкнутому, розімкнутому стані; I_z – струм, що генерує короткозамкнена термобатарея; I_0 – струм який генерує розімкнена ТБ в момент її короткого замкнення; $T = (T_h + T_c) / 2$ – середня температура ТБ. Всі ці величини вимірюються під час експерименту. Питома ЕРС A є сумою коефіцієнтів Зеебека всіх термоелементів в ТБ, звідки може бути обчислений середній коефіцієнт Зеебека для термоелемента: $\bar{\alpha} = A/n$, де n – число термоелементів в ТБ.

Джерелами найбільших систематичних похибок установки є теплові втрати в навколишнє середовище та електричний опір зовнішнього електричного кола. Для зменшення втрат тепла з основного нагрівача застосовуються охоронні нагрівачі. Достатньо сильно впливає на результат вимірювань ненульовий опір зовнішнього електричного кола. Для компенсації цієї систематичної похибки можуть бути використані і розрахункові і технічні способи. В першому випадку, на підставі досліджень математичної моделі установки, встановлюються поправочні коефіцієнти. Але доцільніше використовувати низькоомні перемикачі, безконтактні амперметри або зовнішнє компенсуюче джерело струму. Такі засоби дозволяють вважати систематичні похибки практично відсутніми.

Для визначення непевності отриманих результатів будемо розглядати установку як прилад, який дозволяє отримати безпосередній результат. Тоді, як це передбачено стандартною [3] процедурою для визначення непевності, статистичну складову (непевність типу А) знайдемо, використовуючи результати багаторазових досліджень однієї ТБ:

$$\Delta_A = \sqrt{\frac{(x_i - \bar{x})^2}{n \cdot (n - 1)}} \quad (2)$$

Непевність, пов'язану з точністю вимірювальних пристроїв Δ_B , (непевність типу В) обчислимо з максимально можливою інструментальною похиб-

ки установки, яку знайдемо за допомогою виразу (1), з врахуванням рівномірного розподілу[3]:

$$\Delta_A = \frac{\alpha}{\sqrt{3}} \cdot \left\{ \left[\frac{\partial Q_z}{\partial Q_z} + \frac{\partial I_z}{\partial I_z} + \frac{\partial T_z}{\partial T} \right] + \left[\frac{\partial Q_0}{\partial Q_0} + \frac{\partial I_0}{\partial I_0} + \frac{\partial T}{\partial T} \right] \right\} \quad (3)$$

Сумарна розширена непевність вимірювання становитиме:

$$\Delta_\alpha = k \cdot \sqrt{\Delta_A^2 + \Delta_B^2} \quad (4)$$

Якщо використати результати досліджень [2], які подані в табл.1, статистична складова непевності становитиме $\Delta_A \approx 2.5 \cdot 10^{-6}$ В/К. Враховуючи клас точності використаних приладів інструментальна складова становитиме $\Delta_B \approx 0.5 \cdot 10^{-6}$ В/К.

Таблиця 1. Результати вимірювання середнього коефіцієнта Зеебека ТБ ТЕС12710.

N	1	2	3	4	5
$\alpha \cdot 10^6$, В/К	201,2	211,1	212,5	200,2	206,8

Для коефіцієнта розширення $k = 2$, непевність вимірювання коефіцієнта Зеебека становитиме 5 мкВ/К, або близько 2.5 %. За попередніми оцінками непевність вимірювання теплопровідності ТБ приблизно така ж як і для α , непевність вимірювання термічних опорів контактів складає 5...6 %. Основною складовою непевності є непевність статистична, яка визначається в першу чергу динамічними похибками.

Висновок. Попередній аналіз метрологічних можливостей безінвазійного метода показує, що він може бути запропонований для контролю якості термобатарей які використовуються в холодильних установках, під час їх виробництва.

Література

Спосіб комплексного визначення теплофізичних параметрів термоелектричної батареї та термічних опорів теплопереходів /Лозбін В.І., Куба В.В. Заявка на корисну модель у 201102653 від 09.03.2011.

Lozbin V., Bylicki P., Cuba V.: New method of determining electric and thermal characteristics of Peltier device .7th International Conference Zakopane, New Electrical and Electronic Technologies and their Industrial Implementation, Poland, June 28 – July 1, 2011

Niepewnosć pomiarów w teorii i praktyce. Praca zbiorowa. – Warszawa, 2011. – Główny urząd miar. – 260 str.

СЕКЦІЯ № 2
ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ.
ТОРГІВЕЛЬНЕ УСТАТКУВАННЯ.
КОНДИЦІОНУВАННЯ
керівник секції проф. Хмельнюк М.Г

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ АНАЛИЗЕ ЭНЕРГОЭФ-
ФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА КАРБАМИДА
Яковлева О.Ю., Хмельнюк М.Г., Деревянко Г.В., Яковлев Ю.А.
ОГАХ, Одесса

По данным [1] энергопотребление на тонну продукции химической промышленности (удельное потребление) в Украине и странах СНГ в полтора–три раза выше, чем в развитых странах Европы и Америки.

Сокращение энергоресурсопотребления химических производств, выпускающих готовую продукцию, поиск возможностей энергосбережения и определение направлений эффективного энергоиспользования является актуальной задачей для большинства украинских предприятий.

Любая модернизация химико-технологических систем (ХТС) и качества применяемых технологий требует предварительного анализа их энергоэффективности. Современный подход к решению задач анализа технологических процессов основан на так называемом интегрированном (комплексном, системном) подходе к производству в целом, к системе всех процессов и аппаратов. Это позволяет определить потенциал энергосбережения и разработать организационные и технические мероприятия, направленные на снижение потерь энергии.

Разработка и реализация компьютерной модели технологической схемы производства карбамида осуществлялась в несколько этапов.

На первом этапе первоначально рассматривалась полная технологическая схема производства карбамида и технологическая схема потоков утилитов.

В последнее время для анализа и синтеза технологических схем используется их представление в виде тепло – и массообменных сетей (HEN/MEN) [2, 3]. Методология HEN/MEN определяет модель системы в виде сетей, объединяемых тепло – или массообменными аппаратами, получивших название элементов межсетевого обмена, в каждом из которых происходит парное взаимодействие потоков.

На втором этапе, используя разработанные правила построения блок-схем, условные обозначения аппаратов и методику изображения линейных технологических схем, путем применения чисто формальных процедур технологическая схема производства карбамида трансформируется в другую форму описания: в форму топологической MEN модели.

Третий этап посвящается построению топологической HEN модели производства карбамида. Химико-технологические процессы в ХТС протекают при наличии подвода и отвода тепла к её элементам. Подвод и отвод тепла в элементах технологической схемы производства карбамида в топологическом представлении системы может быть реализован пополнением сетями утилитных потоков.

Четвертый этап предполагает построение топологической HEN/MEN модели производства карбамида. Потоки массообменной сети с точки зрения теплообменных процессов в элементах представляют собой единую среду, взаимодействующую с утилитным потоком. В этой связи, при моделировании теплообменных процессов они могут быть объединены в элементах в одну теплообменную сеть (с учетом свойств потоков), а второй сетью в этой ситуации являются внешние потоки подвода/отвода тепла.

Используя пакет прикладных программ компании NETWORK SOLUTION DEVELOPMENT CO.INC., генерирующий и трансформирующий модель ХТС по ее топологическому представлению, была проведена серия численных экспериментов для оценки эффективности энерго- и ресурсосберегающей технологии производства карбамида.

Сравнение результатов численного эксперимента и технологических параметров действующего предприятия по производству карбамида подтвердило адекватность предлагаемого метода моделирования энерготехнологической схемы производства.

Определены оптимальных значений режимных параметров в пределах технологического регламента и структуры технологической схемы производства.

Выявлены «узкие места» действующего производства карбамида и намечены пути его модернизации.

Применение методов компьютерного моделирования, анализа, оптимизации и синтеза ХТС позволяет исследовать предполагаемые варианты технологических процессов как на стадии проектирования, так и при модернизации действующих производств.

Литература

Химический саммит: курс на энергоэффективность // The Chemical Journal, 2010, №4, С.28-31.

1. Yee, T. F., Grossmann I. E. and Kravanja, Z., Simultaneous Optimization Models for Heat Integration – I. Area and Energy Targeting and Modeling of Multi – Stream Exchangers, Comp. and Chem. Eng., 14(10):1151 – 1164, 1990.

2. Yee, T. F. and Grossmann, I. E., Simultaneous Optimization Models for Heat Integration – II. Heat Exchanger Network Synthesis, Comp. and Chem. Eng., 14(10):1165 – 1184, 1990.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КЕРАМИЧЕСКИХ ПОРИСТЫХ МНОГОКАНАЛЬНЫХ СТРУКТУР В ОБЛАСТИ ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА И ВОДЫ

Чебан Д.Н., Дорошенко А.В.

ОГАХ, Одесса

Высокая стоимость энергоносителей, а также сопутствующие экологические проблемы вызывают интерес к возможностям методов испарительного охлаждения. Основные тенденции в совершенствовании тепломассообменной аппаратуры для испарительного охлаждения заключается в переходе на новые материалы, в частности, на полимерные материалы и пористую керамику.

Под термином прямое испарительное охлаждение подразумевается охлаждение воздуха, находящегося в непосредственном контакте с водой. В результате процесса теплообмена (адиабатический процесс), температура воздуха падает, а влагосодержание – увеличивается. Теплосодержание воздуха остается неизменным (процесс изохорного охлаждения). Поэтому установки, работающие с использованием прямого испарительного охлаждения, в летний период могут применяться только при малом теплосодержании атмосферного воздуха. Следовательно, область применения этих установок в летний период определяется параметрами атмосферного воздуха.

Испарительное охлаждение не теряет свою актуальность и за рубежом, в частности в работе E.V. Gomes, F.J. Rey Martinez, был исследован испарительный охладитель непрямого типа на основе пористой керамики. В этой работе был использован керамический испарительный охладитель непрямого типа (НИО).

Ранее в ОГАХ изучались характеристики НИО с насадкой, образованной сложнопрофилированными поверхностями из тонкостенного алюминиевого профиля, а также с насадкой из полимерных материалов (поликарбонат).

На основе аналитического обзора современных исследований в мире, а также опыта накопленного в ОГАХ, по использованию испарительных и испарительно-парокомпрессионных охладителей, выбрано, в качестве основного направления повышения эффективности ступени испарительного охлаждения, использование керамических блоков с многоканальной пористой структурой. Разработанная насадка представляет собой многослойную многоканальную структуру, стенки каналов которой, выполнены из пористой керамики с характеристиками:

- материал – муллит; химический состав: SiO_2 – 19 %, Al_2O_3 – 79 %, TiO_2 – 0,3 %, Fe_2O_3 – 0,5 %, CaO – 0,2 %, MgO – 0,1 %, K_2O – 0,5 %, Na_2O – 0,2 %;
- плотность – 2,31 г/см³;
- открытая пористость – 26 %;
- средняя удельная теплоёмкость (в диапазоне температур 20...100 °С) – 998 Дж/кг·К;
- теплопроводность – 2,42 Вт/м·К;

- геометрические размеры модуля ИО – 300x300x300мм., форма каналов квадратная, толщина внутренней стенки 1,8 мм, размер канала 9,49 x 9,49 мм; эквивалентный диаметр канала 9,49 мм;
- удельная поверхность насадки 314 м²/м³.
- В первой части исследования было проведено экспериментальное изучение рабочих характеристик прямого испарительного охлаждения:
- Пленочный режим течения.
- Циклический режим течения.
- Канальный режим через стенку – каналы заполнены водой через один ряд.

Во второй части исследования выполнено исследование испарительных охладителей как прямого типа, так и градирни.

Выводы:

- Применение многоканальных керамических блоков в пленочном режиме течения показало, что эффективность охлаждения воздуха находится в пределах от $E_a = 0,6 \div 0,7$, при этом расход жидкости минимален благодаря высокой доли удельной смоченной поверхности и самой структуре материала. Также минимален унос капельной влаги. Это приводит к значительному сбережению энергии.
- Применение многоканальных керамических блоков в канальном режиме показало, что эффективность охлаждения воздуха равна примерно $E_a = 0,5$. При этом потребление жидкости минимальны и не требуются затраты энергии на привод насоса. Это также приводит к значительному сбережению энергии.
- Испарительные охладители могут обеспечить получение комфортных параметров воздуха, при $x_T < 12,5$ г/кг, не прибегая к парокомпрессионному охлаждению. Это позволяет снизить энергозатраты в среднем на 25 – 35% и существенно повысить экологическую чистоту новых решений.

АНАЛИЗ УСТАНОВОК ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Хмельнюк М.Г., Остапенко А.В., Мартынюк М.О.
ОГАХ, Одесса

На газоперерабатывающих заводах одним из основных процессов является переработка и утилизация попутного нефтяного газа на установках предварительного охлаждения природного газа (низкотемпературная конденсация) с получением сухого отбензиненного газа и широкой фракции легких углеводородов. Попутный нефтяной газ из месторождений а также поступающий на переработку сырой газ, подвергается предварительной обработке, где из него удаляется влага и другие балластные примеси, направляется в установку низкотемпературной конденсации, где происходит отделение углеводородов состава C_{3+} выше в виде конденсата широкой фракции легких углеводородов и образование сухого отбензиненного газа состава $C_1 + C_2$. Качественным показателем этого процесса является коэффициент извлечения целевых углеводородов, который достигает значений $90 \div 93$ %. Анализ работы и процессов, протекающих в установках низкотемпературной конденсации, показывает, что значение температуры охлаждения потока в значительной мере влияет на степень извлечения целевых углеводородов.

В качестве альтернативы применяемому циклу предлагается к рассмотрению несколько вариантов схемных решений, таких как: каскадный холодильный цикл с использованием в нижней ветви каскада этана и в верхней ветви каскада пропана и одноступенчатый холодильный цикл с применением смеси пропан/этан (R290/R170) определенной концентрации в качестве рабочего тела. Применение каскадного холодильного цикла позволяет получить холод в размере 2000 кВт от нижней ветви каскада и 2376 кВт – от верхней, на температурном уровне $-50,4$ °С и $-18,5$ °С. Добавление в пропан некоторого количества низкокипящего хладагента, к примеру, этана позволит снизить температуру кипения установки. Особенностью данного цикла является разделение потока хладагента в аппарате воздушного охлаждения (АВО) на легкий – обогащенный этановой фракцией и тяжелый – часть сконденсированного хладагента после АВО. Дальнейшую конденсацию потока легкого

хладагента возможно осуществить за счет потока тяжелого хладагента, охлажденного до более низкой температуры.

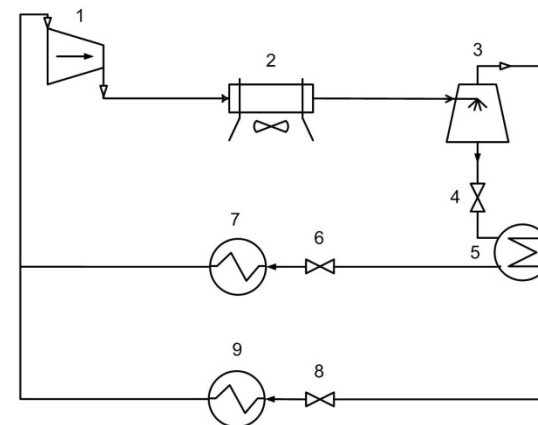


Рис. 1 – Принципиальная схема одноступенчатой холодильной установки на смеси R290/R170 с разделением хладагента на фракции:
1 – компрессор; 2 – конденсатор (АВО); 3 – сепаратор; 4, 6, 8 – дроссельный вентиль; 5 – конденсатор легкой фракции хладагента; 7 – испаритель легкой фракции хладагента; 9 – испаритель тяжелой фракции хладагента

Разделение потока хладагента позволяет получать холод в размере 4416 кВт при средней температуре кипения $-48,2$ °С (при использовании смеси R290/R170 85/15 % масс), однако следует учитывать параметры после дросселя 4 чтоб предотвратить образования паровой (балластной) фазы с последующей необходимостью ее отвода.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННИКА И РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГЕНЕРАТОРА БИНАРНОГО ЛЬДА ШНЕКОВОГО ТИПА

Зимин А.В., Мнацаканов Г.К.
ОГАХ, Одесса

Бинарный лед или ice slurry – экологически чистый, энергоемкий хладоноситель, представляющий собой смесь воды и частиц льда. С учетом

движения хладонотенителя в стандартных трубопроводах и теплообменниках размеры ледяных кристаллов не должны превышать 250 мкм. Необходимо минимизировать энергетические затраты при получении бинарного льда с необходимыми размерами кристаллов. Для этого необходимо оптимизировать конструктивные характеристики генератора и, в соответствии с ними, режимы его работы.

Для изучения нами был выбран генератор бинарного льда шнекового типа, широко применяющийся в пищевой промышленности. Была разработана математическая модель, описывающая процесс льдообразования в теплообменнике. На основании модели получены расчетные зависимости для определения основных характеристик аппарата. Разработана методика расчета данного типа аппаратов.

Нами была спроектирована и изготовлена экспериментальная модель генератора бинарного льда шнекового типа. Проведен ряд экспериментов, определяющих влияние режимных характеристик на производительность установки. Сопоставление экспериментальных данных и данных, полученных в результате теоретических расчетов, показало пригодность разработанной методики для расчета генератора бинарного льда шнекового типа.

На основании теоретических исследований и экспериментальных данных были сделаны следующие выводы:

1. При получении бинарного льда с размерами частиц от 50 до 250 мкм скорость вращения шнека генератора должна соответствовать значению в диапазоне $n = 0,3 \div 2$ об/сек. Фиксируя частоту вращения шнека генератора можно получать кристаллы льда определенных линейных размеров.

2. Зона максимальной производительности шнекового генератора соответствует диапазону частот вращения шнека $n = 1 \div 2$ об/сек для модельного ряда генераторов с диаметром теплообменника $D = 0,04 \div 0,12$ м.

3. При изготовлении пары теплообменник–шнек необходимо минимизировать величину зазора, учитывая температурное расширение металлов и допуски, необходимые при работе вала в подшипниках. Величина зазора между кромкой шнека и внутренней стенкой генератора значительно влияет на интенсивность теплопередачи аппарата.

4. Для обеспечения прочности и долговечности теплообменного аппарата рекомендуется выполнять его из нержавеющей стали высокой прочнос-

ти с учетом температурных колебаний и высоких нагрузок на разрыв при срезании льда. Термическое сопротивление стенки теплообменника незначительно влияет на интенсивность теплопередачи.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОРИСТОЙ КЕРАМИКИ КАК ПЛЕНКОНОСИТЕЛЯ В СОСТАВЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ

**Демьяненко Ю.И., ОГАХ, Одесса,
Лебедин Ю.Ф., ООО «МТЭСН», Харьков**

В настоящее время поиск энергоэффективных решений в холодильной технике и в технике кондиционирования воздуха обусловил повышенный интерес к оборудованию, использующему для охлаждения природную неравновесность – психрометрическую разность температур.

Эти устройства, испарительные охладители, известны давно, но широкого применения не получили по нескольким причинам.

Во-первых, в районах с сухим жарким климатом (например, в г. Кызыл-Орда, Казахстан, $t_c - t_m = 19^\circ$), где большая психрометрическая разность температур, существует дефицит воды. Во-вторых, в остальных регионах, где есть необходимость в кондиционировании, а психрометрическая разность не столь значительна (в Луганске $t_c - t_m = 11^\circ$), эффективность реального аппарата такова ($\eta_1 = 0,5$), что одноступенчатая схема не позволяет получить состояние воздуха, соответствующее комфортным параметрам.

Результаты расчетов для непрямого испарительного охладителя с эффективностью $\eta = 0,5$ дают температуру воздуха после него $t_2 = 26,2^\circ\text{C}$, а при повышении эффективности аппарата до $\eta_2 = 0,7$ – $t_2 = 24^\circ\text{C}$. Если расход энергии на движение воды и воздуха остается прежним, то условный холодильный коэффициент возрастает в 1,39 раза. Следовательно, увеличение эффективности испарительных охладителей является безальтернативным.

Известно, что основным фактором, препятствующим росту эффективности пленочных испарительных охладителей, является неравномерность распределения воды по поверхности пленконосителя. В реальном аппарате смоченная поверхность значительно меньше геометрической поверхности теплообмена.

Устранить или значительно уменьшить это несоответствие, по нашему мнению, могло бы использование в качестве пленконосителя пористой керамики. Кроме того, в этом случае значительно сокращается расход энергии на подачу воды в аппарат, уходит проблема каплеуноса и, следовательно, сепарации капельной влаги.

Актуальность использования пористой керамики в испарительных охладителях подтверждается повышенным вниманием к таким конструктивным решениям в иностранной научно-технической периодике [1].

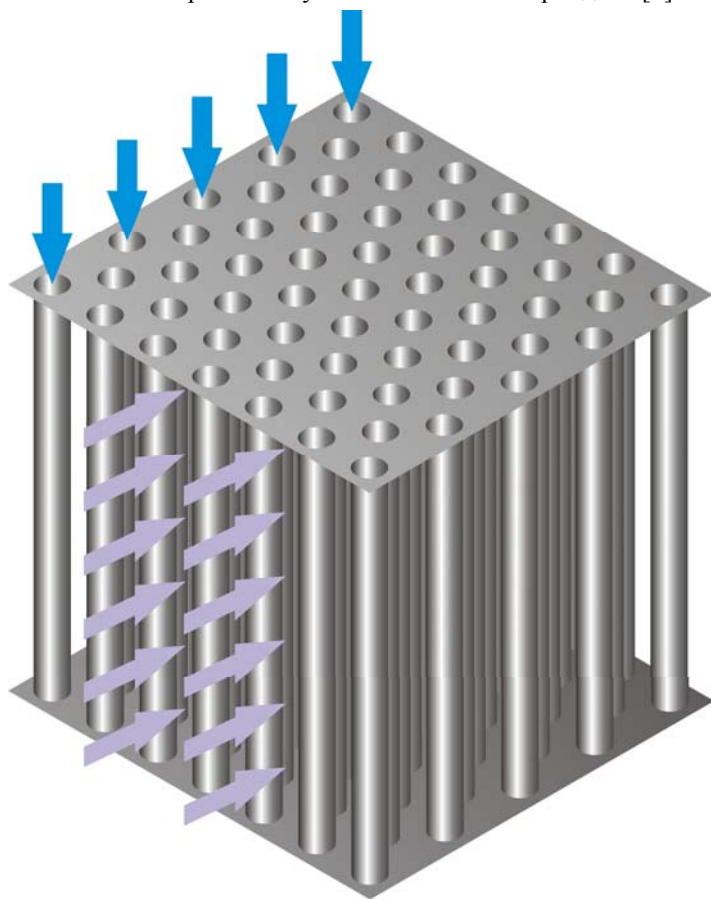


Рис. 1 – Испытуемый модуль из керамических труб, заполняемых водой

В лаборатории ОГАХ на стенде для испытаний испарительных охладителей был смонтирован модуль с пористыми керамическими трубами (рис. 1) в качестве пленконосителей и проведены предварительные его испытания. При этом ставились задачи отработки схемных решений подобных аппаратов и предварительное определение приемлемой для данной задачи скорости фильтрации (размеров пор). В исходном модуле были установлены керамические трубы марки 5 с размерами пор 1,3 – 1,9 мкм (отечественная классификация).

Испытания, проведенные в режиме прямого испарительного охлаждения, показали, что эффективность процесса в среднем возросла до 0,7. Следующим этапом запланированы испытания модуля с керамическими трубами марки 3 (диаметр пор 1,3 – 1,9 мкм).

Литература

1. E. Velasco Gomez, F.C. Rey Martinez, A. Tejero Gonzalez The phenomenon of evaporative cooling from a humid surface as an alternative method for air-conditioning. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY AND ENVIRONMENT Volume 1, Issue 1, 2010 pp.69 – 96

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК СО СПИРАЛЬНЫМИ КОМПРЕССОРАМИ

Смигельский В.А., Когденко О.В.,
ООО «Метро Кеш энд Кери Украина»;
Гоголь Н.И., Ольшамовский В.С., ОГАХ, Одесса

Магазины системы торговли как с иностранными так и отечественными инвестициями оборудуются системами охлаждения и кондиционирования воздуха, в составе которых используются спиральные компрессоры. Данный тип компрессоров с каждым годом находит все большее применение в холодильной технике и системах кондиционирования воздуха. Обусловлено это тем, что спиральные компрессоры надежны в эксплуатации, содержат меньше деталей (на 40 %), чем поршневые, производят меньше шума и имеют большой эксплуатационный ресурс. Они достойно конкури-

руют с поршневыми и винтовыми компрессорами. Все большее количество ведущих фирм-производителей (Copeland, Danfoss, Bitzer, Trane, Mitsubishi...) начали выпуск компрессоров данного типа и ведут постоянные исследования для повышения надежности и безотказной эксплуатации спиральных компрессоров.

Спиральный компрессор конструктивно является высокоточным, надежным механизмом, который является неотъемлемой частью всей холодильной установки. Поэтому отклонение от нормальной работы любого элемента холодильной установки сказывается на ресурсе компрессора. Чтобы предотвратить ряд отказов компрессоров связанных с отклонением от рационального режима работы производители оснащают их внутренней защитой. В обмотку электродвигателя встраиваются термисторы, которые реагируют на ток и температуру обмотки, и отключают электродвигатель в случае перегрева ($> 143 \dots 186$ °C). Фирма Danfoss использует модуль, который контролирует и направление вращения спиралей, чтобы не допустить их разрушения при отсутствии фаз или перефазировке компрессора. Встроенный предохранительный клапан защищает компрессор от высокого давления нагнетания, перепуская фреон с нагнетания на сторону всасывания, которое может возникнуть при отсутствии теплосъема на конденсаторе. Фирма Copeland устанавливает в компрессорах термодиск, который не допускает работу компрессора на вакууме.

При проектировании холодильной установки со спиральными компрессорами следует уделять внимание расположению оборудования и трубопроводов с привязкой к конкретному объекту, подбору комплектующих. Тогда компрессор работает в нормальных условиях без гидроудара и перегрева обмоток, приводящих к замыканию, задирам и разрушению упорного подшипника. Трубопроводы должны обеспечивать возврат масла в компрессор из системы при всех рабочих условиях, включая и частичную нагрузку. Желательна установка маслоотделителя, маслоподъемных и обратных петель, и соблюдение уклонов трубопроводов на всасывании в сторону компрессора.

Некачественный монтаж трубопроводов приводит к попаданию в компрессор грязи, посторонних частиц, плохой циркуляции масла в контуре, вследствие чего про и наблюдается отклонение от оптимальных рабочих параметров компрессора, что приводит к неустойчивой работе подвижной спи-

рали. Недостаточный возврат масла в компрессор приводит к задирам, заклиниванию и износу подшипников.

Вакуумирование системы необходимо проводить с двух сторон: всасывания и нагнетания для того чтобы исключить сцепление плавающего уплотнения со спиралью. А заправку холодильного контура фреоном необходимо производить сразу с высокой и низкой стороны, чтобы предотвратить «слипание» спиралей в осевом направлении, заправка жидкостью только со стороны высокого давления обеспечит легкий, тихий пуск и уменьшит вероятность гидроудара. Для предотвращения гидроудара на пуске для спиральных компрессоров необходимо обязательно использовать наружный поясковый тэн подогрева картера. Подогреватель картера должен быть включен за 12...24 часа до предполагаемого пуска компрессора.

Системы автоматического управления холодильной установкой подлежат правильной настройке, чтобы не привести к серьезным поломкам спирального компрессора. И перед запуском холодильной установки необходимо проверить направление вращения спиралей, которое определяется по манометрам на высокой и низкой стороне, если разница давлений не увеличивается, т.е. компрессор не качает, необходимо поменять фазировку на электродвигателе. На линии всасывания и нагнетания рекомендуется установка реле давления с уставками соответствующими используемому фреону. Работа компрессора «под вакуумом» запрещается, т.к. может привести к образованию электрической дуги на металлических деталях проходных контактов и к отказу компрессора. Для защиты компрессора от работы "под вакуумом" следует применять реле низкого давления.

В период эксплуатации необходимо проводить дополнительную настройку защиты компрессора, регулировку ГРВ, дозаправку системы, замену фильтров, что в дальнейшем обеспечит бесперебойную работу холодильного агрегата в период эксплуатации.

Основные отказы в период эксплуатации происходят по причине некачественного электропитания (отсутствие одной фазы или перекос фаз, выход из строя магнитных пускателей); нарушения работы защитных устройств компрессора (датчика уровня масла, тепловой и токовой защиты, реле контроля фаз); выход из строя блока управления температурным режимом и режимом оттайки потребителя; некачественного технического обслуживания

оборудования; нарушения правил эксплуатации обслуживающим персоналом. Чтобы избежать рассмотренных нежелательных последствий, в период эксплуатации необходимо регулярно проверять все рабочие параметры холодильного контура, энергосистемы и средств защиты компрессора.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ИСПАРИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАЛОЕМКИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ СИСТЕМ

Гоголь А.Н., Притула В.В., Гоголь Н.И., Русов Е.Х.
ОГАХ, Одесса

В соответствии с современными требованиями, предъявляемыми к холодильной технике были разработаны и изготовлены элементы холодильных испарительных элементов с малой агентоемкостью [1, 2]. Особенностью конструкции испарительного элемента, достаточно простой и нетрудоемкой в изготовлении, является то, что внутрь гладкой трубы выбранной длины вставлялся стержень – вытеснитель, который заполнял полость трубы. А в кольцевое пространство вмонтирована направляющая из проволоки диаметром равным величине кольцевого пространства. Направляющая образует два винтовых канала с углом наклона к оси трубы 30° . Диаметр стержня выбран из условия минимального сопротивления потоку холодильного агента и выбран из соотношения $d_{ст} = 0,6 \cdot d_{тр}$ (где $d_{тр}$ – диаметр внутри трубы). Идея создания таких элементов вытекала из таких условий: установка вытеснителя уменьшает емкость испарительного элемента и тем самым уменьшает емкость всей системы, а кипящий поток холодильного агента находится у самой стенки трубы. Наличие винтовой полости над стержнем и у стенки трубы закручивает кипящий поток создавая условия для его турбулизации и увеличения интенсивности теплообмена.

Исследования были проведены на экспериментальной установке [3], включающей в себя холодильный агрегат с герметичным компрессором, вспомогательный узел, экспериментальный узел, включающий испарительный элемент, измерительный комплекс. В качестве холодильного агента в экспериментальной установке использован фреон 22. Для предварительных исследований были выбраны испарительные элементы на основе медных трубок с диаметрами 15 и 18 мм. Толщина трубок 1,5 мм. Длина рабочих эле-

ментов испарителей выбранных для исследований с учетом зон тепловой и гидродинамической стабилизации потока агента принята 1,5 м, что на 20...30% больше рабочей длины, чем у стандартных теплообменных аппаратов.

Исследования проводились в условиях стационарных значений теплового потока при полной идентификации натуральных условий теплообмена в элементах испарителей холодильной установки. Метод исследований – полное тепловое моделирование при стационарном тепловом потоке. Исследования были проведены в интервале удельных тепловых потоков от 500 до 13000 Вт/м², массовых скоростей хладагента от 18,5 до 950,7 кг/(с·м²) и температур кипения от -35 до 5 °С. Одновременно, для соблюдения идентичности условий теплообмена проведены исследования с трубками указанных диаметров без вытеснителя и спиральных направляющих. Из всего разнообразия режимов исследований были выбраны режимы с близкими значениями χ_1 и χ_2 . Для них построены графики зависимости $\alpha_0 = f(q_{вн})$; $\alpha_0 = f(\omega p)$.

Анализ полученных экспериментальных данных и приведенных графиков подтверждает ранее выдвинутое предположение о росте интенсивности процесса теплообмена в испарительных элементах со стержнем и спиральной направляющей. Из приведенных рис. 4.4 и 4.5 видно, что на всем интервале исследований коэффициент при кипении в спиральном канале имеет большее значение, чем коэффициент теплоотдачи при кипении в полый трубе. Сравнение результатов экспериментальных исследований значений коэффициентов теплоотдачи полученные в спиральном канале превышают такие же значения и в полый трубе в 2,0...2,5 раза. Соотношения сохраняются практически на всем исследованном диапазоне. С ростом удельного теплового потока разница коэффициентов теплоотдачи увеличивается, соотношение не меняется. Другими словами, в условиях неразвитого и развитого кипения отношение $(\alpha_0)_в / (\alpha_0)_тр$ практически не изменяются.

Рассмотренные и исследованные элементы предлагается использовать при внутритрубном кипении в испарительных аппаратах холодильных машин и установок. Результаты важны и для аммиачных установок, т.к. кроме эффекта увеличения интенсивности теплоотдачи такие элементы могут значительно сократить содержание холодильного агента в системе.

Литература

1. Патент України UA 17579. Бюл. №10, 16.10.06 р. Теплообмінний елемент малоємних високоефективних апаратів.
2. Патент України UA 28868. Бюл. №21, 25.12. 2007 р. Теплообмінний елемент зі зменшеною ємністю робочого тіла.
3. Гоголь А.Н., Притула В.В., Русов Е.Х. Разработка и исследование малоємких элементов холодильных систем. Холодильна техніка і технологія, –2009, №1 (117), -с.15-23

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ ТОРГОВЫМ ХОЛОДИЛЬНЫМ ОБОРУДОВАНИЕМ

Ольшамовский В.С., ОГАХ, Одесса
Антоненко О.Г., ООО "АЙСБЕРГ, ЛТД"

Торговая холодильная техника в настоящее время развивается стремительными темпами и в тоже время является энергоёмким производством. В крупных магазинах, согласно проведенным исследованиям, затраты электроэнергии составляют от 40 до 60 % от общих энергозатрат. В настоящее время требования к энергопотреблению холодильных систем в целом, а также каждым отдельным элементом холодильной установки становятся всё жёстче из-за всё возрастающих цен на электроэнергию и энергоносители. Нельзя также забывать о том, что последнее десятилетие сопровождается ростом температуры окружающей среды и продолжительностью её поддержания в летний период. При высоких температурах окружающей среды холодильные установки вынуждены работать при повышенных температурах конденсации холодильного агента, что в свою очередь увеличивает энергопотребление холодильной установкой на 1,5 – 2 % на каждый градус увеличения температуры конденсации.

В докладе приводятся результаты накопленного опыта, направленные на снижения энергопотребления торговым холодильным оборудованием, разрабатываемого и выпускаемого фирмой "АЙСБЕРГ", а также накопленного опыта эксплуатации систем холодоснабжения супермаркетов Украины и СНГ.

Специалисты фирма "АЙСБЕРГ" разработали и создают пристенные, гастрономические и низкотемпературные витрины, в которых для снижения энергопотребления и улучшения технологии краткосрочного хранения продуктов используют:

- двойную воздушную завесу;
- оттаивание воздухоохладителей низкотемпературных витрин (боннет) горячим промежуточным теплоносителем;
- многоскоростные вентиляторы на воздухоохладителях.

Одним из возможных вариантов снижения энергозатрат холодильным оборудованием магазинов может служить комбинированная система отвода теплоты конденсации холодильного агента, разработанная фирмой для супермаркетов города Киева, позволяющая поддерживать температуру конденсации холодильного агента на уровне не превышающем 43 °С при температуре окружающей среды выше +35 °С.

При разработке данных систем отвода теплоты конденсации холодильного агента подбор теплообменных аппаратов осуществлялся с учётом того, что система должна работать круглогодично.

Опыт эксплуатации показал работоспособность данной схемы отвода теплоты конденсации холодильного агента в различные периоды года. Применение представленной системы отвода теплоты конденсации холодильного агента позволяет снизить энергопотребление холодильной системы только за счёт снижения давления конденсации в жаркий период года до 10%, при этом снижение температуры нагнетания улучшает условия смазки компрессоров, тем самым увеличивая срок их эксплуатации.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТЕПЛООБМЕНА АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Стоянов П.Ф., Лагутин А.Е.
ОГАХ, Одесса

Тепло-аэродинамические характеристики поверхностей теплообмена определяют энергетические показатели аппаратов воздушного охлаждения. В таких отраслях промышленности как пищевая, химическая, нефтеперерабатывающая отказ от охлаждающей воды как традиционного средства отвода

тепла технологических потоков и предпочтение воздушного охлаждения приведет к росту рентабельности предприятий. Следовательно, исследование и усовершенствование конвективных поверхностей теплообмена является актуальным научным направлением.

В работах [1 – 4] отмечается, что тепло-гидравлические характеристики теплообменных поверхностей зависят от большого числа факторов, таких как их геометрические параметры, условия натекания омывающего потока воздуха, свойств теплоносителей и т.д. Результаты экспериментальных исследований [5 – 7] показали, что перспективным направлением повышения энергетической эффективности аппаратов воздушного охлаждения является использование труб, профиль которых стремится к удобообтекаемому. Авторами в данной работе эффект удобообтекания ребристо-трубчатых поверхностей теплообмена достигается за счет наклона поперечных ребер относительно оси труб круглого профиля. Применение труб удобообтекаемого профиля неразрывно связано с повышением опасности их разрыва в местах крепления «калачей». Использование оребренных труб круглого профиля в теплообменных аппаратах позволяет повысить их прочностные характеристики в технических системах с повышенным внутренним давлением.

Настоящая работа посвящена исследованию тепло-аэродинамических особенностей обтекания поверхностей теплообмена с наклонным оребрением, динамики распределения потока теплоносителя по глубине межреберного канала при варьировании геометрических характеристик ребристой поверхности.

Цель данной работы заключалась в экспериментальном определении тепло-аэродинамических характеристик коридорных пучков труб с наклонным оребрением, а также в оценке потенциала улучшения условий течения потока теплоносителя в межреберном канале при варьировании его конструктивных характеристик.

При проведении теплотехнических испытаний поверхностей теплообмена с наклонным оребрением использована методика полного теплового моделирования. Для углубленного анализа течения потока воздуха в межреберном канале и оценки влияния его геометрических параметров на тепловые и аэродинамические характеристики авторами привлечен современный программный комплекс конечно-элементного моделирования.

По результатам проведенных исследований было выявлено, что использование поверхностей теплообмена с наклонным оребрением приводит к повышению энергетической эффективности аппаратов воздушного охлаждения по сравнению со случаем использования оребренных поверхностей традиционного конструктивного исполнения. Методы численного моделирования позволили эффективно провести многопараметрический анализ моделируемых систем.

Литература

Юдин В.Ф. Теплообмен поперечно – оребренных труб // Ленинград, Машиностроение, 1982. –189 с., ил.

Ю.Стасюлявичюс, А.Скринская Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков ребристых труб // Вильнюс, «Минтис», 1974, - 243 с.

Жукаускас А.А Конвективный перенос в теплообменниках // М: Наука, 1982, – 472 с.

Sahiti N., Durst F., Dewan A. Strategy for selection of elements for heat transfer enhancement // International Journal of Heat and Mass Transfer 49 (2006), pp. 3392–3400

Рисович А.И. Теплопередача и сопротивление пучков профилей обтекаемой формы и их эффективность как элементов ребристой поверхности регенераторов ГТУ // Изв. вузов. Сер. Энергетика. 1976, № 3, с. 110 – 118.

Терех А.М., Багрий П.И., Литвиненко Н.Н., Николаенко Ю.Е., Семеняко А.В. Испытание опытного образца модуля воздушного охладителя // Пром. теплотехника, 2008, т.30, №2, с.13 – 20

Е.Н. Письменный, А.М. Терех, А.В. Семеняко, В.А. Рогачев, В.Д. Буралей Тепловая эффективность коридорных пучков поперечно-оребранных пучков труб различного профиля// Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2010, 2/7 (44), с. 4 – 8.

КОНСТРУКТИВНЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С НЕМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

Русов Е.Х., Гоголь Н.И., Желязко Ф.С.
ОГАХ, Одесса

Изыскание возможностей замены дорогих и подверженных коррозии металлов теплообменных поверхностей привело к созданию опытных образцов кожухотрубных испарителя и конденсатора с неметаллической теплообменной поверхностью на графитовой основе. Использовались применяемые в химическом аппаратостроении графитопластовые трубы марки АТМ-1 диаметром и толщиной стенки 32х5 и 42х5 мм.

Аппараты создавались и испытывались в комплексе серийных машин на ПО «Продмаш» и ПО «Одесхолодмаш» в широком температурном диапазоне (от -40 в испарителе до $+50$ °С в конденсаторе). Опытные режимы в испарителях поддерживались идентичными в металлическом, так и в неметаллическом вариантах испарителей. Исследования проводились в диапазоне температур кипения R22 от -20 до $-35,5$ °С и удельных тепловых потоков, отнесенных к поверхности внутри трубы от 1400 до 9500 Вт/м² и концентрации масла в смеси 5 %. Результаты сравнения выявили высокую интенсивность теплоотдачи со стороны кипящего R22, обусловленной естественной шероховатостью поверхности трубок из АТМ-1. При этом коэффициент теплопередачи испарителя с поверхностью из графитопластовой поверхности был выше на 25 %, чем у аппарата с металлической поверхностью.

Кроме испарителя проводились исследования в идентичных условиях кожухотрубных конденсаторов с металлической накатной и неметаллической поверхностью. Несмотря на значительную величину среднелогарифмической разности температур (до 15 °С), средние значения коэффициента теплопередачи оказались на 30...40 % выше, чем у металлической накатной поверхности. Последнее объясняется, наличием масла на оребренной поверхности металлического конденсатора. Опытами установлено, что заполнение межребренных участков конденсаторов значительно уменьшает площадь активной теплопередающей поверхности и только 50...60 % ее участвует непосредственно в процессе конденсации.

Были изготовлены и исследованы батареи холодильных камер из теплопроводных графитопластовых материалов и стальных гладкостенных труб. При одинаковых температуре камеры и тепловом потоке значения коэффициентов теплопередачи графитопластовых батарей в среднем были на 15 % выше, чем у стальных батарей. Выявлено, что его величина очень слабо зависит как от теплового потока, так и от температуры воздуха в камере, т.к. определяющими являются условиями естественной конвекции в камере.

На каждом предприятии, где производится гальваническое покрытие или анодирование деталей, остро стоит вопрос долговечности охлаждающих змеевиков, погруженных в ванну с агрессивным электролитом. В ваннах анодирования с серной кислотой охлаждающие змеевики из меди и титана выдерживают не более 3...4 месяцев (данные ПО «Продмаш» и «Одесхолодмаш»). Сотрудниками ОГАХ предложены в качестве охлаждающего устройства ванны анодирования с секциями из графитопластовых труб АТМ-1, абсолютно нейтральных к электролиту. Проводились испытания в рабочих условиях. В качестве охлаждающей среды использована артезианская вода с температурой 4...8 °С при скорости движения в шлангах секций не более 0,02 м/с. Величина коэффициента теплопередачи, отнесенная к внутренней поверхности трубы, составила 100...110 Вт/(м²·К).

Полученные результаты исследований теплообменных аппаратов свидетельствуют о возможности использования в холодильной технике недорогих и нейтральных ко всем хладагентам и хладоносителям поверхностей на графитовой основе.

РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ НА БАЗЕ КОМПЬЮТЕРНОГО МОНИТОРИНГА СУДОВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Очеретяный Ю.А., ОНМА, Одесса

Вайнфельд Э.И., ОНМА, Одесса

Живица В.И., ОНМА, Одесса

Онищенко О.А., ОГАХ, Одесса

Техническая диагностика является средством поддержания заданного уровня надежности, обеспечения требований безопасности и эффективности использования судовой холодильной установки (СХУ).

Традиционное определение технического состояния судовой холодильной установки предполагает её остановку и разборку. Это может быть связано со значительными затратами времени и средств. При этом данный процесс осложняется ограниченными возможностями экипажа, находящегося в рейсе на большом удалении от береговых и плавучих мастерских. Обнаружение дефекта обычно производится с помощью штатных контрольно-измерительных приборов, а также диагностических технических средств и базируется на контроле работы и /или особых испытаниях (тестах). Применение средств диагностирования, позволяющих определить техническое состояние объекта и его остаточный ресурс без разборки на детали, возможно и без выключения установки из работы по параметрам рабочих процессов. Это может повысить эффективность эксплуатации СХУ в результате снижения затрат ресурсов на техническое обслуживание и ремонт.

Типовая структура системы технического диагностирования (т. е. совокупности технических средств и объекта диагностирования, а иногда и исполнителей) в простейшем варианте должна включать: датчики (терморезисторы, вибрационные датчики, датчики давления Мида, электромагнитные расходомеры, ротаметры и т.д.), воспринимающие необходимую для диагностирования информацию от объекта (СХУ); преобразователи сигналов датчиков в унифицированный код; сами устройства обработки и вывода информации. При этом в результате диагностирования на дисплей ПК должен выводиться не только реальный цикл СХУ в «lg p – h» и «T – S» диаграммах, но и все энергетические характеристики компрессора и установки в целом, вместе

с конкретными рекомендациями (советами) вахтенному механику по улучшению энергетической эффективности судовой холодильной установки. Для получения такой информации следует создать недорогое специализированное устройство, которое позволяло бы её определять оперативно и достоверно по измеренным текущим данным.

Существенный прогресс в микроэлектронике последних лет создает предпосылки для реализации идей компьютерного мониторинга и диагностики холодильных установок с помощью специализированных микропроцессорных устройств. Определим требования к таким системам:

- простота и надежность;
- достоверность, оперативность и приемлемая инженерная точность;
- удобство форм и способов представления информации для пользователей разных уровней;
- возможность передачи информации как традиционными проводными средствами, так и по радиоканалу, а также через Интернет;
- быстрый монтаж, гибкость в использовании для различных схем холодильных установок;
- возможность накопления и проведения анализа информации с целью технической диагностики узлов и аппаратов данной установки;
- протоколируемая запись параметров развития предаварийных и аварийных ситуаций, срочное информирование соответствующих служб с использованием всевозможных коммуникационных каналов.

Создание таких систем направлено на решение проблемы, которую условно можно разделить на две части: холодильную и электротехническую. Последняя часть предполагает знание номинальных и измерение текущих значений электрических параметров, а именно, напряжения, тока, активной и реактивной мощности для используемого в установке электрооборудования и не является сложной задачей. Такой подход призван учесть те реальные значения параметров, которые определяют как количество потребленной электроэнергии, так и те, по которым на основе математического моделирования вычисляют мощность на валу компрессора для дальнейшего определения массового расхода хладагента в системе. Что же касается холодильной части, то здесь, на основе определений в соответствии существующими стандартами, нужно расставить датчики и электрически измерить необходимые неэлектри-

ческие параметры (давления и температуры), преобразовать их для ввода в компьютер с последующим вычислением необходимых величин, например количество выработанного холода за определенный интервал времени. Полученные (измеренные) как холодильные, так и электротехнические величины должны быть соотнесены, определена их динамика, проведено сравнение с данными завода-изготовителя, с нормативными и теоретическими значениями, а затем сделан обоснованный вывод о «качестве» потребления электроэнергии данной холодильной установкой. Полученные данные должны послужить основой для проведения анализа энергопотребления и последующей технической диагностики, как всей холодильной системы, так и составляющих ее элементов. Такой подход получает все большее распространение в современных холодильных системах и получил название “fault detection and diagnostics” – (FDD).

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СХЕМ С АККУМУЛЯЦИЕЙ ХОЛОДА НА РАЗЛИЧНЫХ ХЛАДАГЕНТАХ

Подмазко И.А., Хмельнюк М.Г.

ОГАХ, Одесса

В настоящее время становится все более актуальным вопрос подбора холодильного оборудования и применения на практике наиболее оптимальных схемных решений для холодильных камер различного назначения с целью экономии затрачиваемых ресурсов и получения качественного продукта с как можно меньшей его естественной убылью после холодильных процессов, чтобы затем доставить его потребителю. Одной из проблем данного вопроса является обеспечение сохранения качества продукта после процесса термообработки, при этом затрачивая на процесс термообработки как можно меньше времени. Существующие схемы с применением различного холодильного оборудования пока еще далеки от совершенства и требуют пересмотра с целью достижения вышеназванных целей. Далеко не всегда удается обеспечить сохранение исходного качества продукта и обеспечить его усушку, и сокращение времени его термообработки с помощью использования предложенной схемы может в этом помочь.

Чтобы сделать правильный выбор холодильного оборудования для термообработки пищевых продуктов на холодильном предприятии, необходимо знать:

- максимум тепловыделений;
- как изменяются тепловыделения на протяжении рабочего дня;
- сопротивление гидравлической системы;
- куда будет отводиться тепло;
- необходимость дублирования системы.

На рис. 1 показана предлагаемая авторами принципиальная схема с аккумулятором холода. Данная схема сравнивалась по эксергетическим показателям с базовой схемой, в которой вместо пары воздухоохладителей и эвтектического аккумулятора с холодом используется пластинчатый теплообменник, а вместо кожухотрубного испарителя – испаритель затопленного типа. Сравнения проводились на следующих хладагентах: R22, R134a, R290, R600, R717 для каждого из двенадцати месяцев календарного года. Полученные результаты приведены на рис. 2 (для предлагаемой авторами схемы) и рис. 3 (для базовой схемы).

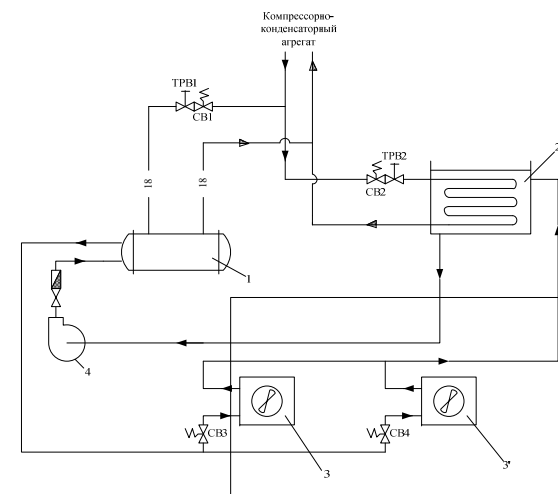


Рис.1 – Принципиальная схема с аккумулятором холода:

1 – кожухотрубный испаритель; 2 – эвтектический аккумулятор;
3, 3' – воздухоохладители (основной и вспомогательный, соответственно);

4 – центробежный насос для промежуточного теплоносителя; TPB1 и TPB2 – терморегулирующие вентили; CB1...CB4 – соленоидные вентили

Из рисунков 2 и 3 следует:

- наиболее высокое значение эксергетического КПД приходится на зимние месяцы (от 0.66 до 0.75), наиболее низкое – на летние (от 0.34 до 0.5);
- среди сравниваемых рабочих веществ наиболее высокие эксергетические показатели по расчетам для данных схем имеет R600 (бутан), в случае использования которого среднегодовой эксергетический КПД предлагаемой авторами схемы с аккумуляцией холода составляет 0.581, а базовой схемы – 0.597, наиболее низкие – R717 (аммиак), в случае использования которого среднегодовой эксергетический КПД предлагаемой авторами схемы с аккумуляцией холода составляет 0.529, а базовой схемы – 0.545;
- предлагаемая авторами схема с аккумуляцией холода по эксергетическим показателям более целесообразна для термообработки пищевых продуктов в холодное время года.

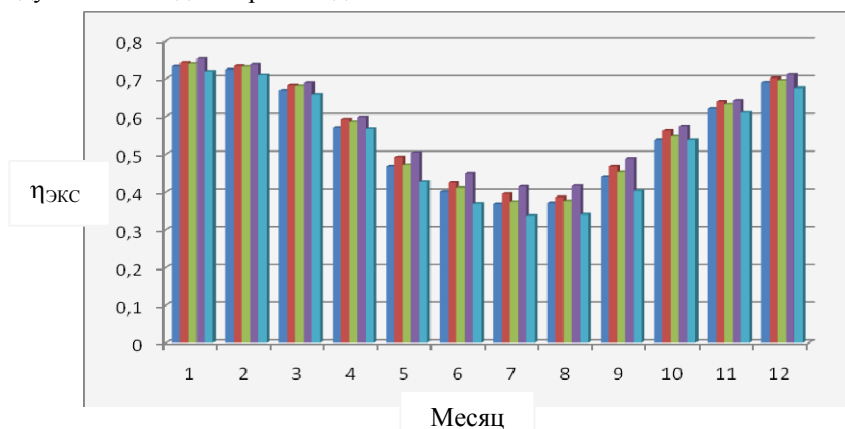


Рис.2 – Графики зависимостей эксергетического КПД от месяца года для предлагаемой авторами схемы с аккумуляцией холода: 1-ый столбик – R22; 2-ой столбик – R134a; 3-ий столбик – R290; 4-ый столбик – R600; 5-ый столбик – R717

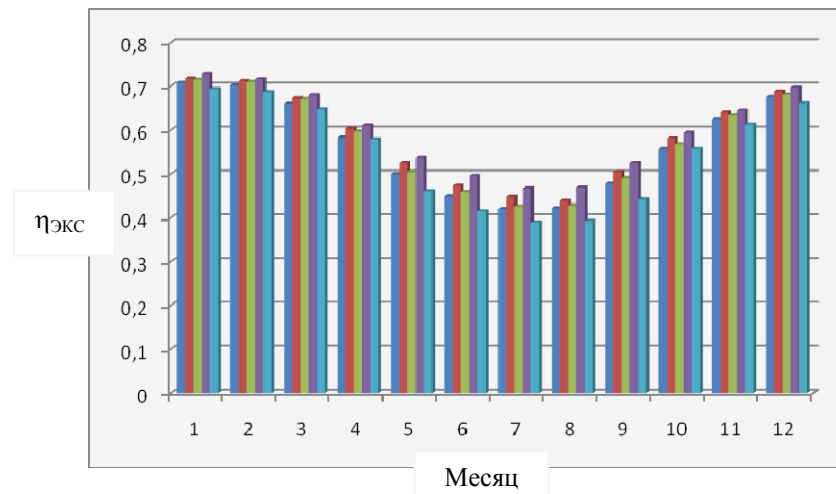


Рис.3 – Графики зависимостей эксергетического КПД от месяца года для базовой схемы с аккумуляцией холода: 1-ый столбик – R22; 2-ой столбик – R134a; 3-ий столбик – R290; 4-ый столбик – R600; 5-ый столбик – R717

ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И УСТАНОВОК НА БАЗЕ ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ

«MANEUROP»

Подмазко А.С.

ОГАХ, Одесса

При эксплуатации компрессоров бытует мнение, как в теории, так и в практике, что максимально допустимым является обмерзание всасывающего трубопровода и самого вентиля, но не как корпуса компрессора. В противном случае, нарушается смазка компрессора (повышается вязкость масла), возможен выход из строя всасывающих клапанов, и в конечном итоге – гидроудар. Однако конструкция герметичных компрессоров «Maneurop» позволяет отойти от этих устоявшихся традиций. Особенности заключаются в следующем: электродвигатель расположен в верхней части компрессора на уровне всасывающего патрубка; шатунно-поршневая группа – в нижней части, причем линия нагнетания выполнена в виде спирально-навивной трубки, погруженной под уровень масла с последующим выходом к нагнетательному пат-

рубку. В «лобной», наиболее опасной, части статорной обмотки встроена температурно-токовая защита, выполненная в виде биметаллической пластины, которая размыкается в случае повышенного тока, либо превышение температуры статорной обмотки выше 220 °С. В этом случае может сложиться впечатление, что электродвигатель компрессора вышел из строя (соединение – «звезда»), на трех обмотках электрическое сопротивление равно ∞. Но после естественного охлаждения компрессора (около 4 часов) биметаллическая пластина замыкается и возможна дальнейшая эксплуатация при условии выявления и устранения причины, вызвавшей срабатывание защиты. Рабочая температура статорной обмотки компрессора составляет порядка 130 °С, что позволяет превращать «капельки» жидкого холодильного агента, попадающие в во внутреннюю полость компрессора, в пар. При этом происходит охлаждение электродвигателя. Что касается понижения температуры масла и, следовательно, увеличения его вязкости с последующим ухудшением смазки, то этого не происходит благодаря конструкции нагнетательной линии.

Для сравнения работы данного компрессора по классической схеме и работы под «заливом» были проведены исследования на машинах чистки одежды немецкой фирмы «BOWE», которые включают в себя холодильные машины на базе компрессора «Maneuor», используемые для сушки, дезодорации и охлаждения перхлора. Одним из основных показателей является потребляемый рабочий ток. Данные замеров представлены в таблице 1.

Таблица 1

Модель	Температура, °С		Рабочий ток, А
	конденсации	кипения	
Классический режим			
MT40	40	0	4,5
MT80	40	0	8,3
Рекомендуемый режим			
MT40	40	0	3,8
MT80	40	0	6,7

Регулировка перегрева на всасывании осуществлялась с помощью ТРВ. Следует отметить, что в рекомендуемом режиме компрессоры «Maneuor» девяти машин чистки одежды работают более 10 лет.

ПУТИ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЯ БЫТОВЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Красновский И.Н.

УкрНИИБытМаш, Донецк

Значительный потенциал в повышении эффективности экономики государства состоит в снижении потребления электроэнергии домашними хозяйствами, в структуре которого примерно 25 – 30 % составляет потребление бытовыми холодильными приборами (БХП). Поэтому большое внимание при разработке новых моделей БХП уделяется повышению их энергетической эффективности.

При оценке энергетической эффективности в настоящее время учитывают эколого-энергетический эффект, который может быть охарактеризован общим коэффициентом эквивалентного потепления (TEWI) с учетом климатического воздействия энергетических затрат за весь жизненный цикл холодильного прибора. Такой подход расширяет TEWI-анализ, так как позволяет учесть помимо прямой эмиссии в атмосферу хладагента, имеющего климатическое воздействие, и косвенную эмиссию, характеризующую затраченную энергию в эквиваленте CO₂ на этапах производства, транспортировки, эксплуатации и утилизации холодильного оборудования.

Структура затрат энергии на этапах жизненного цикла и их абсолютная величина зависят от назначения, компоновки, конструктивных особенностей, потребительских функций, класса энергопотребления БХП.

На рис. 1 приведена абсолютная величина энергетических затрат за полный жизненный цикл холодильника ДХ-271 в конструктивных исполнениях соответствующих различным классам энергопотребления.

На диаграмме (рис. 2) представлены доли затрат энергии на этапах жизненного цикла, полученные в результате расчета для холодильника ДХ-271, имеющего класс энергетической эффективности А. Наибольшую величину имеют затраты на этапе эксплуатации и производства.

Поэтому исследование затрат энергии в период эксплуатации БХП, а также разработка методов их измерения и снижения представляет значительный научный и практический интерес.

Разработана методика измерения суточного потребления электроэнергии БХП в условиях их эксплуатации с учетом периодического открывания двери и загрузки неохлажденных продуктов. Получены соотношения, связывающие потребление электроэнергии БХП в стандартных режимах испытаний и реальных режимах эксплуатации. Исследованы перспективные пути снижения потребления электроэнергии БХП в реальном режиме эксплуатации.

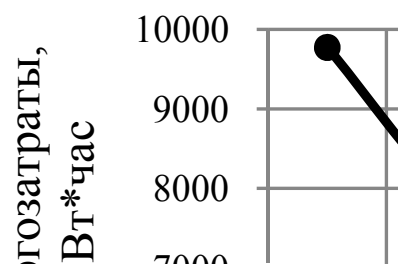


Рис. 1 - Энергетические затраты за полный жизненный цикл холодильника ДХ-271 в зависимости от класса энергопотребления

Установлено, что снижение потребления электроэнергии в реальном режиме эксплуатации может быть получено в многокамерных холодильниках за счет раздельного регулирования температуры в камерах холодильника. Такое регулирование может быть реализовано в двухкомпрессорных холодильниках, однокомпрессорных холодильниках с клапаном, переключающим потоки хладагента, и холодильниках с клапанами, переключающими подачу в камеры холодильника холодных воздушных потоков.

Исследована возможность использования тепла конденсации холодильного цикла БХП в системе бытового автономного горячего водоснабже-

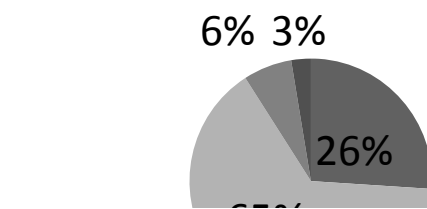


Рис. 2 – Доли затрат энергии на этапах жизненного цикла бытового холодильника

ния. Предложены схемы горячего водоснабжения предусматривающие использование тепла конденсатора БХП и тепла сточной воды. Эти схемы горячего водоснабжения могут позволить в 7 – 8 раз снизить потребление электроэнергии на приготовление горячей воды.

Проведена оценка влияния нанодобавок в системе хладагент–масло на потребление электроэнергии БХП в реальном режиме эксплуатации. Использование таких добавок перспективно, так как это не приводит к существенному росту затрат энергии на этапе производства, однако может снизить потребление энергии при эксплуатации на 5 – 7 %.

Таким образом, проведены исследования режимов работы БХП в реальных условиях их эксплуатации, которые позволили определить перспективные пути снижения климатического воздействия энергетических затрат на этапе эксплуатации холодильного прибора.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СОЛНЕЧНОЙ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Костенюк В. В., Дорошенко А. В.
ОГАХ, Одесса

Кондиционирующие системы получают все большее и большее распространение, поэтому доля энергопотребления этих систем в общем энергетическом балансе постоянно возрастает. Возможность использования возобновляемых источников в кондиционировании является одной из приоритетных задач.

Одним из наиболее перспективных видов кондиционирующих систем для использования солнечной энергии в своей работе является кондиционирующие системы на основе открытого абсорбционного цикла.

Основными элементами такой системы являются: абсорбер, испарительный охладитель непрямого типа (НИО), десорбер, два регенеративных теплообменника и солнечная водонагревательная система. Вначале наружный воздух осушается в абсорбере, затем проходит через регенеративный теплообменник и направляется в НИО. На входе в НИО воздушный поток делится на два потока: основной и вспомогательный. Вспомогательный воздушный поток используется для испарительного охлаждения основного потока. Осу-

шенный и охлажденный воздух подается в помещение. Регенерация абсорбента происходит в десорбере. Тепло, необходимое для процесса регенерации, вырабатывается солнечной водонагревательной системой.

Для определения возможностей солнечной системы кондиционирования воздуха (ССКВ) было проведено моделирование её работы в широком диапазоне начальных параметров. Для проведения моделирования задавалась эффективность основных аппаратов схемы и составлялись их тепловые балансы.

В качестве рабочего тела был выбран раствор абсорбента $H_2O-LiBr-ZnCl_2-CaBr_2$. Для получения заданных значений температуры на входе в помещение менялось соотношение воздушных потоков (основного и вспомогательного) в НИО.

Для наиболее характерных параметров, при температуре наружного воздуха $30\text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажности – 60 %, влагосодержании на входе в помещение – 0,008 кг/кг и температуре – $22\text{ }^\circ\text{C}$ было получено значение КПД равное 35,5 % (без учета эффективности солнечной водогрейной системы). При этом минимальная температура теплоносителя на входе в десорбер (температура регенерации) составляет $51\text{ }^\circ\text{C}$.

Далее была выполнена оценка чувствительности системы к изменению относительной влажности наружного воздуха т.е. получены зависимости КПД системы от влажности наружного воздуха при постоянной температуре воздушного потока на входе в помещение и его различных влагосодержаниях. Также проводилась оценка при постоянном влагосодержании и различных температурах на входе в помещение.

Было изучено влияние температуры наружного воздуха при фиксировании поочередно температуры и влагосодержания на входе в помещение. Также при проведении расчетов определялась минимальная температура на входе в десорбер.

В результате выполненных расчетов можно сделать следующие выводы:

- ССКВ обеспечивает параметры комфортности в широком диапазоне начальных параметров окружающего воздуха. Для регенерации абсорбента при температуре и влажности наружного воздуха $25 \div 35\text{ }^\circ\text{C}$ и $55 \div 75\text{ } \%$ могут использоваться полимерные солнечные коллекторы (СК) (наиболее де-

шевый тип). Использование полимерных СК позволит снизить стоимость системы в целом и снизить нагрузку на окружающую среду;

- показано, что с ростом температуры и относительной влажности наружного воздуха происходит снижение КПД ССКВ;

- показано, что при снижении температуры и влагосодержания на входе в помещение, то есть при усугублении требований к параметрам комфортности, обеспечиваемых системой кондиционирования, также происходит снижение КПД;

- температура и влагосодержание на входе в помещение являются взаимосвязанными величинами т.е. для достижения более низкой температуры на входе в помещение необходимо обеспечить и более низкое влагосодержание.

ВОПРОСЫ СОХРАННОСТИ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ И ХРАНЕНИИ НЕФТЕПРОДУКТОВ

Когут В.Е., Хмельнюк М.Г.

ОГАХ, Одесса

Вопросы транспортировки и хранения жидких углеводородов обуславливают исключительную актуальность, при ситуации, сложившаяся в топливно-энергетическом секторе экономики Украины. При большой доле импортируемых жидких углеводородов свыше 70 %, эффективность их использования крайне низкая, в связи с потерями связанными с испарениями в окружающую среду.

Один из важных путей экономики топливо энергетических ресурсов является борьба с потерями нефтепродуктов.

Одним из видов потерь жидких углеводородов, полностью не устранимых, являются потери от испарения из резервуаров и других емкостей при хранении и транспортировке.

Потери углеводородов можно характеризовать следующим процессам, которые их вызывают:

- Потери от насыщения (первое заполнения емкостей).
- Потери от (больших и малых дыханий) заполнение емкостей и суточное колебание температуры окружающей среды.

- Потери от (обратного выдоха) выкачки жидких углеводородов.

Существуют различные методы уменьшению потерь углеводородов при их переливе, транспортировке и хранении. К основным методам можно отнести:

- холодильный метод (осуществляется конденсация углеводородов на конденсаторе холодильной машины);
- мембранный метод (улавливание паров специальным устройством в специальную емкость).

Существуют еще несколько способов, но они в конечном случае опираются на предыдущих решениях. Холодильный метод не позволяет сконденсировать низкокипящие углеводороды, а мембранный метод очень дорогой и требует специальной утилизации собранных углеводородов.

Для реализации требований по качественной сохранности необходимы принципиально новые подходы, учитывающие требования экологической безопасности.

В настоящее время проблема сохранности нефтепродуктов решается как задача управления теплом конденсации углеводородов в потоке. В качестве управляющего фактора использованы механизмы воздействия на процессы тепломассопереноса в концевых структурах двухфазного потока.

Исследовалась транспортировка хранение и перелив из емкости в емкость жидких углеводородов при использовании конденсации в потоке в теплообменнике эжекторного типа и возврат жидких углеводородов в системы хранения.

Экспериментально установлены зависимости конденсации углеводородов в конденсаторе эжекторного типа от скорости движения потока и температуры рабочего вещества.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕННИКА ЭЖЕКТОРА НА КОНДЕНСАЦИЮ УГЛЕВОДОРОДОВ В ПОТОКЕ

Когут В.Е., Хмельнюк М.Г.

ОГАХ, Одесса

Экспериментальное исследование выполнено с целью установления зависимостей конденсации паров топлива в конденсаторе эжекторного типа.

Основная задача эксперимента была подтверждение полной конденсации углеводородов инертным газом (паров азота) в потоке.

Основные эксперименты проведены на авторемонтном заводе, военного ведомства №46 в городе Одесса на фирме “Инжмаш” (рис.1).

В состав стенда входили три емкости, соединительный трубопровод, эжекторный теплообменник (в первоначальном случае был рассчитан как термопрессор), двое тензометрических весов, насос для перекачивания жидких углеводородов (бензин) и вентилятор в взрывобезопасном исполнении. Две основные емкости были установлены на весы и уравновешены. Между вентилятором и теплообменником предусматривалась зона стабилизации потока. После теплообменника предусматривалось разделительное устройство, позволяющее разделить инертный газ и жидкие углеводороды. В первую емкость было вмонтировано нагревательное устройство. Жидкий азот в теплообменник эжекторного типа подавался при помощи криохирургического аппарата в импровизированную форсунку капиллярного типа. Скорость движения потока паров углеводородов регулировалась изменением частоты вращения электродвигателя. В работе стенда был задействован измерительный комплекс TESTO-400, позволяющий проводить замеры температур, расхода, скоростей потока и весовые изменения. Производительность насоса 10 литров в минуту. Скорость нагнетаемого вентилятором потока до 30 метров в секунду. Основной прибор измерительного комплекса был вынесен в отдельное помещение. В опыте рабочим веществом был инертный газ азот в жидком состоянии до 1 литра и конденсируемые углеводороды (различные марки бензинов и солярки) в жидком состоянии до 30 литров. Подогрев углеводородов не проводился выше 45 °С. Условия эксперимента соответствовали условиям работы заправочной станции.

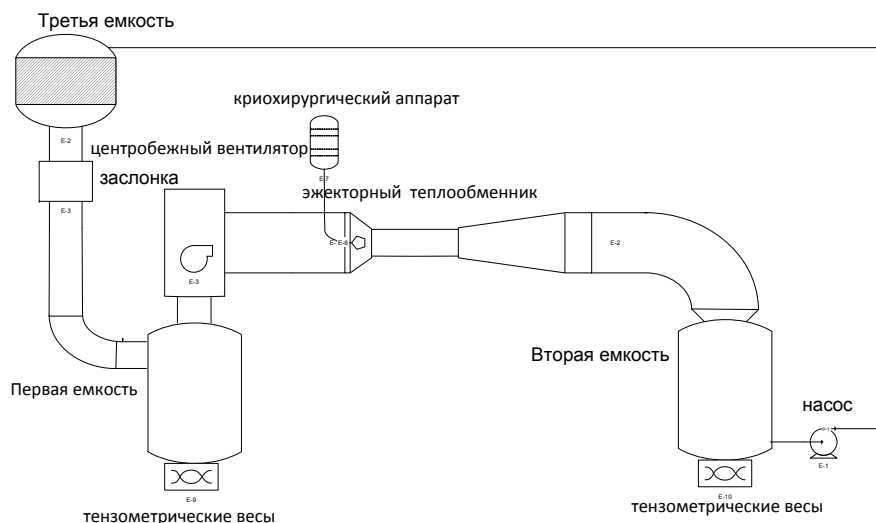


Рис. 1 – Стенд для испытания теплообменника-эжектора

Целью эксперимента являлось определение температуры потока, при которой происходит полная конденсация паров бензина. Для бензина обычных марок температура конденсации лежит в диапазоне $-7 \dots -4$ °С, в зависимости от времени года и производителя бензина.

Эффективность применения теплообменника эжекторного типа для конденсации углеводородов проверялась тремя способами:

1. В ускоренный поток паров углеводородов впрыскивался жидкий азот с температурой -193 °С.
2. Поток паров азота с температурой -70 °С эжектировал поток паров топлива, при этом поток паров азота создавал скорость движения смеси паров азота и бензина до теплообменника эжектора 25 м/с.
3. Ускоренный поток паров бензина эжектировал поток паров азота с температурой -120 °С.

Результаты исследования показали работоспособность и эффективность системы, которая позволяет свести к минимуму, потери топлива при хранении и переливе. Также, была подвержена адекватность математических моделей и используемых в них зависимостей для расчета эжекторов.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПОТРЕБИТЕЛЯ НА ОСНОВАНИИ ДАННЫХ, ПОЛУЧЕННЫХ С ПОМОЩЬЮ АЦП

Вайнфельд Э. И., Живица В.И.

ОНМА, Одесса

В общей постановке задачей является вычисление энергетических параметров потребителя (активная, реактивная и полная мощность, коэффициент мощности) на основании данных о мгновенных значениях напряжения и тока, без использования специальных устройств для измерения мощности. Ток и напряжение измеряются посредством соответствующих измерительных трансформаторов, вторичная обмотка каждого измерительного трансформатора подключена к аналого-цифровому преобразователю, который, в свою очередь, соединен с ЭВМ.

Известно, что любой потребитель можно представить в виде комбинации последовательно либо параллельно соединенных идеальных R, L и C элементов [1]. Если частота входного напряжения f является постоянной величиной (например, для Украины 50 Гц), то численные значения моделирующих потребитель RLC элементов также можно считать постоянными, причем в каждом конкретном случае нагрузка может быть либо активно-индуктивной, либо активно-емкостной.

Действующее значение тока по определению [1]

$$I = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i^2 dt} \quad (1)$$

Предположим, что имеется массив мгновенных значений напряжения и тока за некоторый небольшой промежуток времени (например, для частоты 50 Гц пусть это будет 5 периодов, т.е. 0,1с), т.е. известны значения i_k и u_k , измеренные через равные интервалы времени Δt .

$$\Delta t = \frac{1}{f_{\text{дискр}}}, \quad (2)$$

где $f_{\text{дискр}}$ – обоснованно выбранная частота дискретизации.

Считая частоту сбора этих измеренных данных достаточной, перепишем формулу (1)

$$I = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_k i_k^2 \cdot \Delta t} = \sqrt{\frac{\Delta t}{T} \sum_k i_k^2} \quad (3)$$

Для уменьшения влияния случайных погрешностей на результат измерения можно использовать для вычислений измерения за несколько периодов вместо одного

$$I = \sqrt{\frac{\Delta t}{t_{\text{изм.}}} \sum_k i_k^2} \quad (4)$$

где $t_{\text{изм}}$ – время, в течение которого измеряются i_k и u_k , причем $t_{\text{изм}}$ должно было кратно периоду тока T .

Таким образом, можно определить действующее значение тока вне зависимости от его формы.

Аналогично вычисляется действующее значение напряжения:

$$U = \sqrt{\frac{\Delta t}{t_{\text{изм.}}} \sum_k u_k^2} \quad (5)$$

Активная мощность, по определению

$$P = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p dt} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i u dt} \quad (6)$$

Исходя из аналогичных рассуждений

$$P = \sqrt{\frac{\Delta t}{t_{\text{изм.}}} \sum_k i_k u_k} \quad (7)$$

Полная мощность и коэффициент мощности

$$S = UI, \quad (8)$$

$$\cos \varphi = \frac{P}{S} \quad (9)$$

Знак угла φ зависит от характера нагрузки – при активно-индуктивной нагрузке ток отстает от напряжения, при активно-емкостной – опережает напряжение.

При проведении таких вычислений форма тока не обязательно должна быть синусоидальной, т.к. все формулы справедливы для любых периодически изменяющихся токов и напряжений. Изложенный метод предлагается для

получения соответствующих данных при оценке энергетической эффективности холодильной установки [2].

Литература

1. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники.-М.,-«Высшая школа»,1996.-638 с.
2. Живица В. И., Вайнфельд Э. И., «Устройство для оценки энергетической эффективности холодильной установки»/ Матеріали 6-ї міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології», стр. 75 – 77, Одеса, 2009

СХЕМА ПОДКЛЮЧЕНИЯ КАМЕР ОХЛАЖДЕНИЯ И ЗАМОРАЖИВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

Бушта И.В.
ОГАХ, Одесса

В типовых проектах производственных холодильниках обычно применяется насосно-иркуляционные схемы подачи холодильного агента в приборы охлаждения. Эта схема предусматривает параллельное подключение камер термической обработки продуктов на одном этаже в коллекторы подачи жидкого агента и отсоса парожидкостной среды. Регулирование подачи агента ведется посредством соленоидного вентиля, который открывается (закрывается) по сигналу температурного датчика установленного в камере. При наладке системы обслуживающий персонал примерно одинаково открывает регулирующие вентили, установленные на этажном коллекторе. При этом в каждую камеру должно поступать равное количество агента.

Загрузка камер происходит по мере поступления перерабатываемого продукта. Во время загрузки на приборы охлаждения поступает максимальный тепловой поток. В этих приборах охлаждения происходит интенсивное кипение, в результате чего давление в приборах загружаемой камеры будет выше по сравнению с ранее загруженными камерами.

Движущей силой жидкости является разность давлений на жидкостном коллекторе и в приборе охлаждения. В результате в приборы охлаждения загружаемой камеры будет поступать меньше холодильного агента, чем в

остальные, хотя должно быть наоборот. Приборы охлаждения загружаемой камеры в начальный период работают с кратностью циркуляции менее единицы, что приводит к увеличению времени замораживания либо охлаждения продуктов. В этот период основная масса холодильного агента циркулирует через приборы охлаждения камер ранее загруженных. Особенно это важно для охлаждающих систем ВНИХИ и Щербакова Е.С., где располагаемый напор мал.

Для устранения этого недостатка рекомендуется вместо соленоидных вентилях установить терморегулирующие вентили. Термобаллоны от ТРВ закреплять на всасывающем трубопроводе камер (рис. 1). Данная схема позволит увеличивать либо уменьшать расход жидкого холодильного агента в приборы охлаждения в зависимости от тепловой нагрузки камер, что обеспечит нормальные температурные режимы работы камер в соответствии с проектом.

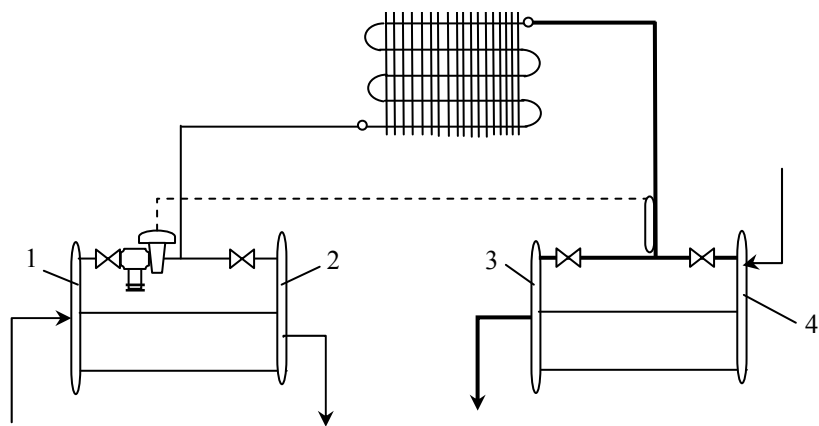


Рис. 1 – Схема питания приборов охлаждения посредством ТРВ:

1 – жидкостной коллектор, 2 – дренажный коллектор, 3 – всасывающий коллектор, 4 – коллектор горячей оттайки

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ КОНДЕНСАЦИИ И ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ АММИАЧНЫХ УСТАНОВОК ПРЕДПРИЯТИЙ ХИМИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Беркань И.В., Хмельнюк М.Г.
ОГАХ, Одесса

В условиях повышения стоимости природного газа необходимо переходить к реальным шагам в области экономного расходования энергоносителей. Причем эффект этой экономии особенно ощутим с увеличением уровня предприятия и объема выпускаемой им продукции.

Одной из основных бюджетобразующих отраслей Украины, 15% валового национального продукта, является химическая промышленность.

Потребление электроэнергии, природного газа, перегретого пара, сжатого воздуха, азот и т.д., делают химические предприятия при производстве продукции, достаточно энергоемкими. Так по своей комплектации технологическим оборудованием все смежные предприятия схожи, поэтому решая проблемы энергосбережения на ОПЗ (Одесский припортовый завод), апробируя их, мы сможем предложить модель решения задачи во всей отрасли.

Снижение себестоимости единицы удобрений, за счет меньшего потребления энергоресурсов, ведет к значительной конкурентоспособности продукции на международном рынке удобрений. Снижение энергозатрат на выработку холода, повышение экологической и эксплуатационной безопасности крупных аммиачных установок химической промышленности – одно из направлений в решении задач экономии энергоресурсов.

Анализ аммиачной установки показывает, что 25 % энергетических потерь при производстве единицы холода вызвано ввиду присутствия в системе конденсации инертных газов (азот, воздух и др.), которые поступают из внешних источников - цистерн с аммиаком, с возвратными газами из судовых танков, при погрузке танкеров аммиаковозов.

Наличие инертных газов приводит к повышению давления и росту температуры конденсации аммиака и как следствие:

- увеличение скорости вращения газогенератора – привода трехступенчатого центробежного компрессора с перерасходом природного газа, как

для понижения давления в хранилище, так и для преодоления давления смеси аммиак + инертные в системе конденсации;

- включение в работу больше необходимого, по регламенту, числа вентиляторов конденсаторов с перерасходом электроэнергии, что приводит к снижению полезной производительности установки по расходу принимаемого аммиака на захлаживание (в летний период).

Фирма проектировщик предвидела подобную проблему и спроектировала - холодильники для отвода инертных газов на факел. Однако, на практике оказалось, что эксплуатация холодильников приводит к заливу жидким аммиаком сепараторов первой ступени (отделителей жидкости), что является недопустимым для установки. Сброс аммиачно-инертной смеси на факел практически производится периодически транзитом через холодильники.

Исходя из вышеперечисленных проблем видится целесообразным: доработать технологию отделения инертных от аммиачно-инертной смеси в холодильниках для отвода инертных, а также перевести продувку инертных на факельную установку с периодической на регулярную, что должно отразиться на стабилизации работы установки в целом и привести к уменьшению затрат по эксплуатации и увеличению производительности летом.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ УВЛАЖНИТЕЛЕЙ ВОЗДУХА ПРЕЦИЗИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

**Липа А.И., Пищанская Н.А., ОГАХ, Одесса
Фатхи Даях (Ливия)**

Увлажнение воздуха в объектах с распределенной тепловой нагрузкой – информационно-вычислительные центры (ИВЦ), станции автоматической телефонной связи, участки оперативной ризографии и пр., – при относительно небольшой потребной влагопроизводительности 5...10 кг/ч требует применения устройств, обладающих высоким быстродействием не более 1...2 с. Это связано с тем, что для данных объектов характерна значительная тепловая нагрузка основного оборудования $q = 800 \text{ Вт/см}^2$ с долей явной теплоты $\text{SHR} = 0,9...1,0$ (для сравнения в офисных помещениях $q \approx 160 \text{ Вт/м}^2$, $\text{SHR} = 0,6...0,7$). При снятии избыточной теплоты в условиях неравномерной тепловой нагрузки помещения ИВЦ, когда часть оборудования отключается, отно-

сительная влажность воздуха может упасть до значений $\varphi < 35...30 \%$, благоприятствующих накоплению электростатического заряда, опасного для электронной аппаратуры.

Современное электронное оборудование характеризуется очень плотной компоновкой модулей, элементы которых изготавливаются из сверхтонких материалов. Накопление электрического статического заряда и, соответственно, его разряд может привести к разрушению электроники. При относительной влажности воздуха $\varphi > 40 \%$ статическое электричество не накапливается, при $\varphi < 30 \%$ этот процесс имеет место. В воздухе с относительной влажностью 20 % возможно накопление статического заряда в 35000 В, при $\varphi = 70 \%$ только 1500 В.

Выпускаемые в настоящее время прецизионные кондиционеры Emerson Network Power (США) и ОАО «ДоКон» (РФ) применяют для целей увлажнения устройства, использующие энергию источника электромагнитного излучения в инфракрасной части спектра для теплового воздействия на поверхностный слой воды и его испарения – инфракрасные (IR) излучатели, построенные на базе инфракрасных галогенных ламп.

В работе проанализированы данные по спектру поглощения водой IR-лучей. Для слоя H_2O в 0,01 мм полосы поглощения соответствуют значениям λ в 1,5, 2, 3, 4,75 и 6 мкм, при этом максимумы приходятся на длину волны в 3 мкм и 6 мкм (канонические данные Кобленца). С увеличением δ толщины слоя воды максимумы поглощения несколько смещаются по шкале λ (исследованы слои с $\delta = 0,4 \text{ мм}$ и 2 мм).

Галогенные лампы, обладая искомым быстродействием, при высокой удельной мощности излучения $E = 200 \text{ кВт/м}^2$ на единицу поверхности эмиттера работают в коротковолновом диапазоне IR-лучей, что не совпадает с полосами максимального поглощения IR-лучей водой, рис., и, как следствие, мощность таких излучателей используется неэффективно.

Таблица 1. Рабочие характеристики различных ИР-эмиттеров.

Эмиттер		t, °C	λ_{\max} мкм	E_{\max} кВт/м ²	E_L Вт/см	Распределение E, % по полосам λ			τ , с
						< 2 мкм	2...4 мкм	> 4 мкм	
						ИР-ТЭН	LW	600	
Стандартный	MW	900	2,4...2,7	60*	18/20/25	13,0	46,4	40,6	60...90
Углеродный		1200	2,0	100/150*	40/70*	26,1	46,9	27,0	1...2
		1600	> 1,4	150	80	43,2	40,1	16,7	1
Галогенная лампа стандартная Т-3	SW	2200	1,2...1,4	200	70	62,5	28,7	8,8	1
Галогенная лампа для ИР-А диапазона		2700	< 1,4	1000	-	73,3	21,0	5,7	1
Та же лампа, с повышенной мощностью		3000	< 1,4	>1000	-	77,9	17,6	4,5	1

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КОНДЕНСАЦИИ ВНУТРИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ТРУБ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Риферт В.Г., НТУУ «КПИ», Киев

Горин В.В., НТУУ «КПИ», Киев

Серета В.В., НУВГП, Ровно

Интерес к исследованию процессов гидродинамики и теплообмена при конденсации внутри горизонтальных труб постоянно актуален в связи с необходимостью совершенствования конструкции различных теплообменных аппаратов холодильных машин. Не смотря на то, что с момента появления первых работ по исследованию конденсации опубликовано более 300 новых результатов, интерес к изучению процессов гидродинамики и теплообмена на таких поверхностях, особенно в случае конденсации внутри горизонтальных труб, не уменьшается. Это связано как с появлением новых рабочих веществ холодильных машин, так и с более точной техникой исследования режимов течения двухфазного потока внутри труб.

При анализе исследований теплообмена при конденсации внутри гладких горизонтальных труб, выполненных до 2010 г., отмечены недостатки существующих методов исследования теплообмена, представления опытных данных по теплоотдачи и расчетных зависимостей.

Установлено, что в большей части работ даются зависимости средних по периметру трубы и на достаточно большой ее длине коэффициентов теплоотдачи от паросодержания x и массовой скорости ρw на входе в опытный участок. Такое представление не позволяет оценить характер теплообмена на большей части трубы, занятой пленкой конденсата, имеющей переменную толщину по периметру трубы. Также не учитывается влияние срыва жидкости с поверхности пленки на режим течения двухфазного потока и, соответственно, на теплообмен. Не учитывается влияние поперечного потока массы на гидродинамику и теплообмен, которое может иметь место на определенных участках трубы, где значение $q/(r \cdot \rho \cdot w) > 10^{-3}$.

Показано, что существующие расчетные зависимости, в которых используют в различных модификациях комплексы, содержащие ρw и χ , имеют

расхождении с экспериментом до 30 и даже выше процентов (см. рис.1). Установлено, что причинами таких расхождений являются:

- неучет при расчете теплообмена при конденсации влияния на его интенсивность поперечного потока массы, усиливающего теплоотдачу на 10-100% при определенных условиях паросодержания, массовой скорости, плотности теплового потока;
- отсутствие учета влияния уноса жидкости с поверхности пленки при кольцевом, промежуточном и раздельном (стратифицированном) режимах течения фаз (унос может достигать 60 – 80 %);
- неправильное в принципе с позиций теплообмена при пленочном течении конденсата на большей части поверхности представление опытных данных в виде зависимости коэффициента теплоотдачи (числа Nu) в виде функции только весового паросодержания x или массовой скорости ρw , т.к. при таком анализе не ясно влияние теплового потока или температурного перепада ΔT .

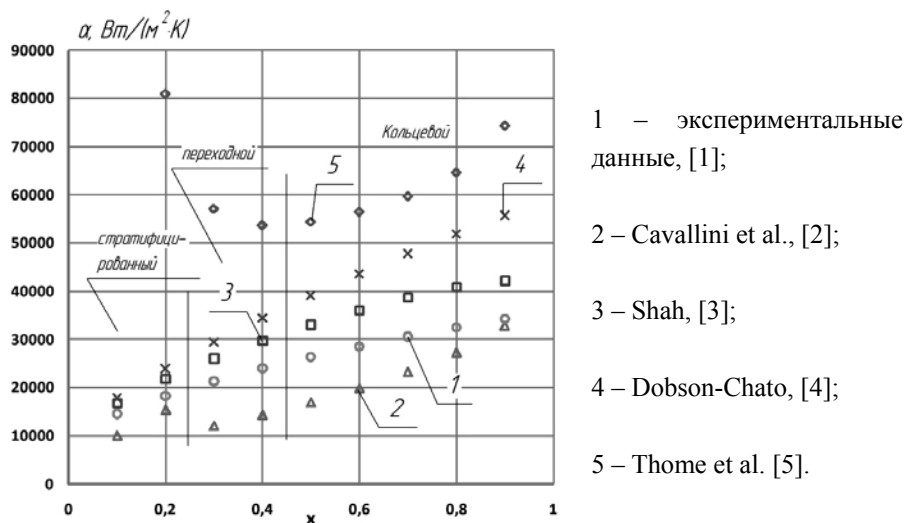


Рис. 1 – Зависимость α от x для случая конденсации водяного пара в трубе $d_{\text{вн}} = 13 \text{ мм}$ при $p = 8,83 \text{ МПа}$, $\rho w = 600 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$, $q_{\text{ср}} = 1120 \text{ кВт}$

Литература

1. Бойко Л.Д. Исследование теплоотдачи при конденсации пара внутри трубы // Теплообмен в элементах энергетических установок. – 1966. – С. 197-212.
2. Cavallini A., Censi G., Del Col D., et al. Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes – a review of recent research // International Journal of Refrigeration. – 2003. – vol. 26. – P. 373-392.
3. Shah M.M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1979. – vol. 22. – P. 547-556.
4. Dobson M. K., Chato J. C. Condensation in Smooth Horizontal Tubes // Journal of Heat Transfer. – 1998. – vol. 120. – P. 193-213.
5. Ei Hajal, Thome J.R., Cavallini A. Condensation in horizontal tubes. Part 1: Two-phase flow pattern map // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2003. – vol. 46. – P. 3349-3363.

ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ ОХЛАДИТЕЛИ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОРИСТЫХ КЕРАМИЧЕСКИХ СТРУКТУР

Жук К.Б., Дорошенко А.В.
ОГАХ, Одесса

Испарительное охлаждение и применение его в холодильных системах и СКВ вызывает значительный интерес в мире и в последние годы появилось значительное количество публикаций по этому вопросу [2 – 6]. Возможности испарительного охлаждения в применении к системам кондиционирования воздуха позволяют уменьшить энергозатраты, а в некоторых случаях и вообще отказаться от применения парокомпрессионного цикла для охлаждения воздуха. Также испарительные охладители (ИО) могут повысить эффективность парокомпрессионного цикла при работе в составе комбинированных систем. При этом отмечается интерес к использованию пористых керамических структур для создания ИО и испарительных охладителей непрямого типа [2 – 3].

Основной проблемой испарительных охладителей НИО с насадкой пленочного типа в виде многоканальных многослойных структур является

низкая смачиваемость поверхности, которая существенно снижает эффективность теплообменных процессов (ТМО). Ранее в ОГАХ разработаны испарительные охладители с насадкой в виде многоканальных структур из металлов и полимеров[1]. Реальная смоченная поверхность таких насадок, участвующая в процессе ТМО, оказывается существенно меньшей конструктивной поверхности и составляет порядка 35-40%, что и положило основу настоящего исследования.

В качестве решения проблемы эффективного смачивания поверхности было предложено использование капиллярно-пористых покрытий (КПП) поверхности листов насадки в области взаимодействия вспомогательного воздушного потока и рециркулирующей водяной пленки и создание микрошероховатости поверхности. Перспективным способом решения проблемы смачивания является применение пористых структур, в том числе изготовленных из пористой керамики.

Для создания новых модулей были выбраны изделия из пористой керамики в форме трубок с размерами пор $1,90 \div 2,06$ мкм. Трубки установлены в блок в шахматном пучке с продувом воздуха межтрубном пространстве(3). Жидкость подается в трубное пространство из расходной емкости (4). В случае непрямого испарительного охлаждения в блок устанавливаются трубки с наружным влагозащитным покрытием, исключающим проникновение влаги в основной поток воздуха. На входе в блок полный поток воздуха разделяется на основной и вспомогательный. Увлажнение вспомогательного потока осуществляется подачей воды насосом (5) по рециркуляционной схеме, Увлажненный вспомогательный поток идущий в трубном пространстве отводится во внешнюю среду, а основной подается потребителю. При этом контролируются тепловлажностные параметры отводимого воздуха (TE5, TE5a, TE5, TE5a) и его расход (TF5).

Экспериментальный стенд обеспечивает возможность исследования разработанных НИО с насадкой из пористой керамики в основных вариантах ИО с прямым и непрямым охлаждением. Подача воздуха осуществлялась вентилятором (2) KD 315 XL с плавной регулировкой расхода воздуха от 250 до 900 м³/час. Разность статических давлений измерялась микроманометром ММ-250. Для измерения температур использовались термометры ТЛ-4 с ценой деления 0,1 °С (Т11, Т11а, Т11, Т11а) и дублирующие их термопары (ТЕ1,

ТЕ1а, ТЕ1, ТЕ1а). В период испытаний в лаборатории находились барометранероид с ценой деления 1 мм. рт. ст. и лабораторный термометр ТЛ-4 с ценой деления 0,1 °С. Температура воздушного потока варьировалась от 25 до 35 °С при помощи калорифера ЕОКО 315/9-3В (1) и преобразователя ДИХТ Ш 711/1И (на схеме не указан) и задающей термопары ТЕ1.

Основные задачи экспериментального исследования включали:

Изучение влияния параметров наружного воздуха на эффективность процессов теплообмена.

Изучение влияния на процессы теплообмена расходов воздуха в основном и вспомогательном потоках.

Изучение влияния геометрии пористых структур на влагонасыщение воздушного потока.

Предварительно проведенные испытания показали правильность принципиального подхода в выборе материала, в результате чего было получено возрастание площади смачивания и обеспечение интенсификации процессов теплообмена.

Литература

Горин А.Н., Дорошенко А.В. Альтернативные холодильные системы и системы кондиционирования воздуха. – Донецк.: Норд-Пресс, ОГАХ, 2006. – 341 с.

Description and experimental results of a semi-indirect ceramic evaporative cooler. E. Velasco Gomez, F.J. Rey Martinez, F. Varela Diez, M.J. Molina Leyva, R. Herrero Martin International Journal of Refrigeration 28 (2005) 654–662.

Life cycle assessment of a semi-indirect ceramic evaporative cooler vs. a heat pump in two climate areas of Spain. F.J. Rey Martnnez, E. Velasco Gymez, C. Martn Garsna, J.F. Sanz Requena, L.M. Navas Gracia, S. Hernbndez Navarro, A. Correa Guimaraes, J. Martn Gil. Applied Energy 88 (2011) 914–921.

Natural cooling of stand-alone houses using solar chimney and evaporative cooling cavity. M. Maerefat, A.P. Haghghi. Renewable Energy 35 (2010) 2040–2052.

Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler. M. Goldsworthy, S. White. international journal of refrigeration 34 (2011) 148-158.

Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city. Jose´ Rui Camargo, Carlos Daniel Ebinuma, Jose´ Luz Silveira. International Journal of Refrigeration 28 (2005) 1124–1132.

УТИЛИЗАЦИЯ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ЗА СЧЕТ КОМБИНИРОВАННОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН ПРЕДПРИЯТИЯ

Братута Э.Г., НТУ «ХПИ», Харьков

Чиркин Н.Б., ИПМаш НАН Украины, Харьков

Кузнецов М.А., ИПМаш НАН Украины, Харьков

Шерстюк А.В., НПП «Холод», Харьков

Одним из способов повышения конкурентоспособности продукции промышленных предприятий является снижение энергетической составляющей себестоимости, которая для крупных предприятий пищевой промышленности достаточно весома, путем оптимального использования имеющегося энергетического потенциала предприятия. Первым шагом при решении этой задачи является анализ энергетических потоков предприятия.

ИПМаш НАН Украины совместно с НПП «Холод» был выполнен анализ работы основного энергетического оборудования на одном из крупных пивзаводов Украины, в котором структура энергопотоков является достаточно типичной для целого ряда пищевых производств.

Анализ, выполненный на основе измерений реальных условий работы энергетического оборудования предприятия, позволил оценить величины выработки и потребления холода и теплоты и их распределения между основными потребителями, загрузку работы компрессоров и суммарное потребление электроэнергии компрессорно-холодильной станцией.

На основании выполненного анализа был количественно определен тепловой потенциал сбросной теплоты конденсаторов холодильных машин и оценена величина максимального количества сбросной теплоты конденсаторов при максимальной загрузке холодильного оборудования (рис.1).



Рис. 1 – Основные составляющие потребляемой и сбросной теплоты

Из графика видно, что количество сбросной теплоты конденсаторов холодильных машин (особенно при максимально возможной нагрузке) может полностью покрыть потребность завода в технологической теплоте.

Выполненный анализ показал наличие большого неиспользованного энергетического потенциала внутри предприятия ввиду крайне неравномерной загрузки установленного холодильного оборудования (из двадцати установленных компрессоров только пять работают со среднегодовой нагрузкой, большей, чем 50 % от номинальной, в то же время у семи компрессоров нагрузка составляет от 20 до 50 % от номинальной, у пяти компрессоров этот показатель не превышает 20 %, а у трех – 11 %), что позволило выявить неиспользованные запасы энергии, подсказало идею рационального перераспределения загрузки холодильного оборудования и наметило пути решения задачи энергосбережения и снижения себестоимости продукции.

В качестве перспективных схемных решений были предложены следующие пути экономии энергоресурсов предприятия:

Непосредственное использование сбросной теплоты конденсаторов холодильных машин для покрытия теплоснабжения предприятия [1, с.32].

Перевод ряда недогруженных холодильных машин в режим работы теплового насоса с восполнением их нагрузки за счет оставшихся. В качестве источника низкопотенциальной теплоты для них может служить атмосферный или вытяжной воздух, сбросное тепло конденсаторов холодильных машин или другие низкотемпературные источники [2, с.2].

Применение комбинированных циклов совместного производства теплоты и холода с аккумуляторами и доводчиками, или с дожимающим термокомпрессором [1; 3].

По предварительным оценкам применение вышеуказанных мер позволит добиться 30 – 40 % экономии энергоресурсов предприятия для систем тепло-хладоснабжения.

Литература

1. Шерстюк В.Г., Кузнецов М.А. Энергоаудит современного предприятия пищевой промышленности // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – №1. – С 27–34.

2. Тесленко А.С. Использование холодильных машин для комплексного тепло- и холодоснабжения. – Строительство и архитектура. Научно-технический реферативный сборник. - М., 1982, сер.7, вып.6, с 1 - 9.

3. Шерстюк В.Г. Производство холода и теплоты в схемах энергетического взаимодействия холодильных и теплонасосных установок. – Коммунальное хозяйство городов. Научный сборник. - К., 2006, вып.67, с 211-218.

УТИЛИЗАЦИОННАЯ СИСТЕМА ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ В КЛИМАТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЛИВИИ

Радченко Н.И, Эльгерби Рами

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова

Эффективность газотурбинных установок (ГТУ) существенно зависит от температуры наружного воздуха $t_{нв}$. Так, при эксплуатации ГТУ в климатических условиях Ливии при $t_{нв}$ около 40 °С, что обычно имеет место в июле–августе, мощность ГТУ составляет 80 % ее номинальной величиной при температуре 15 °С, соответствующей ISO 3977. Для ГТУ LM2500+ фирмы "General Electric" ($N_e = 27$ МВт при $t_{нв} = 15$ °С) повышение температуры $t_{нв}$ на 10 °С вызывает снижение КПД на 2 % и соответствующее (на 2 %) возрастание удельного расхода топлива b_e , а для ГТУ LM1600 ($N_e = 15$ МВт) ухудшение КПД и b_e составляет примерно 1,6 % [1].

Ухудшение показателей ГТУ с повышением температуры воздуха $t_{нв}$ на входе и возрастание при этом температуры $t_{гт}$ уходящих газов делает це-

лесообразным предварительное охлаждение воздуха на входе ГТУ с помощью теплоиспользующей холодильной машины (ТХМ), утилизирующей теплоту газов. В качестве рабочего тела ТХМ применяют озонобезопасные хладоны R142B и R600.

Условия эксплуатации ГТУ характеризуются суточными и сезонными колебаниями температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\phi_{нв}$ наружного воздуха на входе, что влияет на термодинамическую эффективность ГТУ (КПД и b_e). Изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\phi_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха в течение 1.07...15.07.2009 в Триполи (Ливия) представлено на рис. 1.

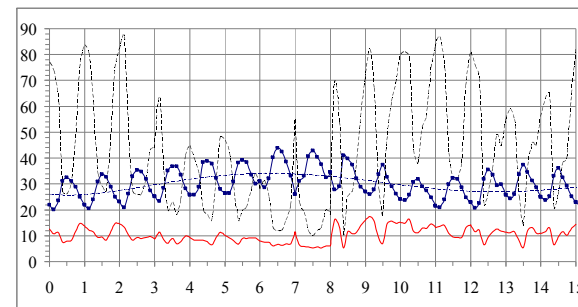


Рис. 1 – Изменение температуры $t_{нв}$, относительной влажности $\phi_{нв}$ и влагосодержания $d_{нв}$ наружного воздуха в течение 1.07...15.07.2009:

—■— $t_{нв}$; - - - $\phi_{нв}$; — $d_{нв}$

Как видно, колебания температуры $t_{нв}$ и относительной влажности ϕ наружного воздуха в течение суток характеризуются наличием дневных и ночных противоположно направленных экстремумов $t_{нв}$ и $\phi_{нв}$: максимумам температур соответствуют минимумы влажности днем и наоборот ночью. Их существование создает благоприятные условия для большего снижения температуры воздуха на входе ГТУ днем (благодаря меньшей относительной влажности $\phi_{нв}$), когда имеет место значительное ухудшение термодинамической эффективности ГТУ из-за повышенных температур $t_{нв}$. В ночное же время, когда потребность в охлаждении воздуха на входе ГТУ меньше (ниже $t_{нв}$), меньше и снижение температуры воздуха в И-ВО ТХМ.

Значения снижения температуры воздуха Δt_b и влагосодержания Δd , коэффициента влаговываждения ξ при охлаждении воздуха в И-ВО ТХМ от текущей $t_{нв}$ до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ (при температуре кипения R142b в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$) в Триполи в течение 1.07...14.07.2009 приведены на рис. 2. Коэффициент влаговываждения ξ – отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из И-ВО), отведенной от влажного воздуха в И-ВО (холодопроизводительности ТХМ), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру. Чем больше ξ , тем больше теплоты необходимо отвести от влажного воздуха на конденсацию водяных паров и, следовательно, снижение его температуры Δt_b меньше. Величина $\xi = 1$ соответствует охлаждению без влаговываждения.

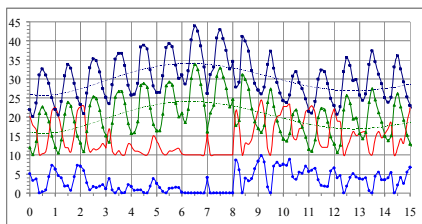


Рис. 2 – Значения снижения температуры воздуха Δt и его влагосодержания Δd , коэффициента влаговываждения ξ в охладителе ТХМ на входе ТК с изменением температуры наружного воздуха $t_{нв}$

(Триполи, 1.07...14.07.2009): \blacksquare – $t_{нв}$; \blacktriangle – Δt_b ; \bullet – Δd ; — — ξ

Охлаждение воздуха на входе ГТУ на $20...30^\circ\text{C}$ обеспечивает сокращение удельного расхода топлива b_e и соответственно повышение КПД на $4...6\%$.

Литература

Bortmany J.N. Assesmtment of aqua-ammonia refrigeration for pre-cooling gas turbine inlet air / J.N. Bortmany // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002. – Paper GT-2002-30657. – 12 p.

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Радченко А.Н., Коновалов Д.В.

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова

Эксплуатация судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) отличается значительным изменением в течение рейса температуры наружного воздуха $t_{нв}$, а, следовательно, и воздуха в машинном отделении (превышающей $t_{нв}$ в теплое время примерно на 10°C), который подается на всасывание наддувочного турбокомпрессора (ТК). Температура воздуха на входе ТК существенно влияет на топливную эффективность ДВС: с ее повышением на 10°C удельный расход топлива b_e малооборотных дизелей (МОД) увеличивается на $0,5...0,7\%$. При этом возрастает температура уходящих газов после ТК. Поэтому целесообразно охлаждать воздух на входе ТК в установках кондиционирования, использующих теплоту уходящих газов.

Охлаждение воздуха в поверхностном охладителе сопровождается уменьшением его влагосодержания в результате конденсации водяных паров. Поэтому такой воздухоохладитель (ВО) – осушитель воздуха, в котором конденсат водяного пара представляет собой побочный продукт процесса кондиционирования воздуха на входе ДВС, можно рассматривать как альтернативу традиционным судовым вакуумным опреснительным установкам испарительного типа.

В качестве примера рассмотрено кондиционирование воздуха на входе МОД 8S50ME фирмы MAN (эксплуатационная мощность 10 МВт) транспортногo судна (рейсовая линия Мариуполь-Амстердам-Мариуполь) с помощью эжекторной холодильной машины, использующей теплоту уходящих газов после ТК МОД. Изменение температуры наружного воздуха $t_{нв}$, снижение температуры воздуха Δt_b в охладителе на входе ТК и температура воздуха на выходе из охладителя $t_{в2}$ в течение рейса Мариуполь–Амстердам–Мариуполь (июль 2009 г.) представлено на рис. 1. Хладон R142b.

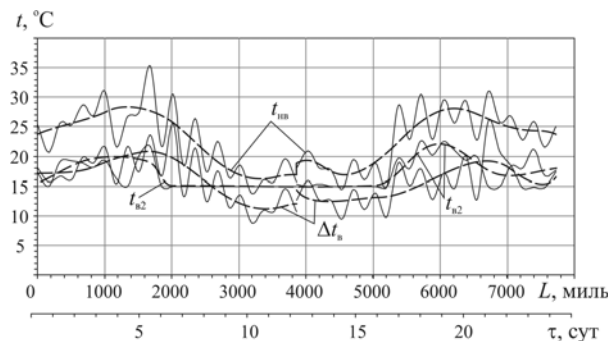


Рис. 1 – Изменение температуры наружного воздуха $t_{нв}$, снижение температуры воздуха $\Delta t_{в}$ в охладителе на входе ТК и температура воздуха на выходе из охладителя $t_{в2}$

Видно, что на участке рейса при повышенных $t_{нв}$ (Средиземноморье) и температуре кипения R142b $t_0 = 5$ °C температура воздуха на выходе из воздухоохладителя $t_{в2}$ оказывается выше минимально возможной температуры $t_{в2} = 15$ °C. Для охлаждения воздуха до $t_{в2} = 15$ °C можно использовать теплоту дополнительного источника, например наддувочного воздуха.

О суточных расходах влаги $G_{вл}$, получаемой в процессе охлаждения воздуха в охладителе на входе ТК, можно судить по рис. 2. Как видно, на большей части рейса $G_{вл} = 15 \dots 30$ т/сут.

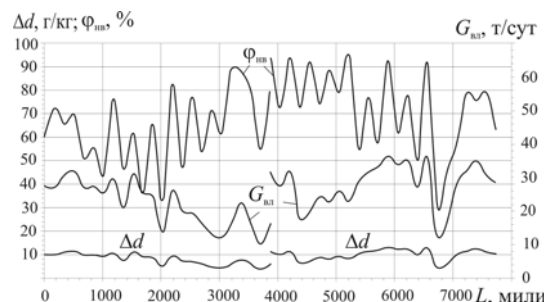


Рис. 2 – Изменение относительной влажности $\phi_{нв}$, уменьшения влагосодержания Δd и суточный расход влаги $G_{вл}$, отводимой в процессе охлаждения воздуха в охладителе на входе ТК в течение рейса

Расчеты показали, что на протяжении рейса имеют место значительные колебания снижения удельного расхода топлива: от $\Delta b_e = 1,5$ г/(кВт·ч) на участке рейса вдоль Северной Европы до 2,5 г/(кВт·ч) в Средиземном море. Соответственно меняется и относительная экономия потребления топлива: $\overline{\Delta B_e} = 1,2 \dots 1,4$ %, а абсолютная экономия потребления топлива за один летний рейс для МОД мощностью 10 МВт составляет $\Delta B_e = 10$ т.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований по Гранту Президента Украины (проект № GP/F32/152).

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ

Радченко Н.И., Коновалов А.В.

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова

Эффективность дизелей и, соответственно, дизель-генераторов (ДГ) существенно зависит от температуры воздуха на входе наддувочных турбокомпрессоров (ТК). Понизить температуру воздуха на входе ТК и за счет этого повысить термодинамическую эффективность ДГ (увеличить КПД, уменьшить удельный расход топлива b_e) можно с помощью теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ), использующих теплоту уходящих газов (температура $t_{г1}$ около 350 °C). В качестве рабочего тела ТХМ можно применять озонобезопасные хладоны R142b и R600 (н-бутан), что позволяет охлаждать воздух на входе ТК до 10...15 °C без необходимости поддержания вакуума в испарителе НРТ-воздухоохладителя (И-ВО).

Условия эксплуатации ДГ характеризуются суточными и сезонными изменениями температуры $t_{нв}$ и относительной влажности $\phi_{нв}$ наружного воздуха (на входе ТК), что влияет на глубину охлаждения воздуха в И-ВО на входе ТК, соответственно и на термодинамическую эффективность ДГ (КПД и b_e). В течение суток имеют место существенные колебания температуры t_n и относительной влажности ϕ наружного воздуха, причем максимумам температур соответствуют минимумы влажности и наоборот. Наличие дневных и ночных противоположно направленных экстремумов t_n и ϕ создает благоприятные условия для большего снижения температуры воздуха на входе ТК

ДГ днем (благодаря меньшей относительной влажности ϕ), когда имеет место значительное ухудшение термодинамической эффективности ДГ из-за повышенных температур t_n . В ночное время, когда t_n ниже и меньше потребность в охлаждении воздуха на входе ТК, снижение температуры воздуха также меньше из-за большей влажности ϕ .

При температуре кипения R142b в И-ВО, например, $t_0 = 0^\circ\text{C}$ с учетом минимальной разности температур между охлажденным воздухом $t_{в2}$ и t_0 : $t_{в2} - t_0 = 8 \dots 10^\circ\text{C}$, глубина охлаждения воздуха ограничивается температурой $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$.

Значения снижения температуры воздуха Δt_v и его влагосодержания Δd , коэффициента влаговыпадения ξ процессов охлаждения воздуха в И-ВО ТЭХМ от текущей t_n до $t_{в2} = 10^\circ\text{C}$ в течение 1.07...14.07.2009 в Одесском регионе приведены на рис. 1. Коэффициент влаговыпадения ξ – отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из И-ВО), отведенной от влажного воздуха в И-ВО (холодопроизводительности ТХМ), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру. Чем больше ξ , тем больше теплоты необходимо отвести от влажного воздуха и, следовательно, снижение его температуры Δt_v меньше. Величина $\xi = 1$ соответствует охлаждению без влаговыпадения.

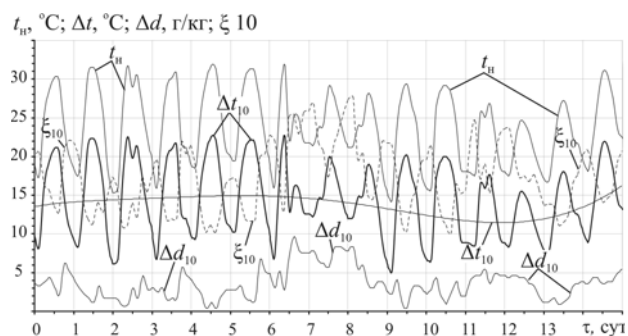


Рис. 1 – Значения снижения температуры воздуха Δt и его влагосодержания Δd , коэффициента влаговыпадения ξ в охладителе ТХМ на входе ТК с изменением температуры наружного воздуха t_n

Как видно, значения ξ в процессах охлаждения воздуха в И-ВО на входе ТК изменяется в диапазоне 1,5...2,0. Повышенные ξ соответствуют большей влажности $\phi_{нв}$, т.е. в ночное время, когда и потребность в охлаждении воздуха меньше.

Из рис. 1 также следует, что снижение температуры воздуха на входе наддувочного ТК приводного двигателя ДГ в июле месяце составляет 10...20 $^\circ\text{C}$, что значительно меньше ее величины, достижимой исходя из получаемого в ТХМ холода. Охлаждение воздуха на входе ТК на 10...20 $^\circ\text{C}$ обеспечивает повышение КПД ДГ и соответствующее сокращение удельного расхода топлива на 0,7...1,4 %.

Избыток холодопроизводительности ТХМ может быть использован для целей холодоснабжения, например, охлаждения воздуха в системах комфортного кондиционирования.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований по Гранту Президента Украины (проект № GP/F32/152).

СОПУТСТВУЮЩАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПРЕСНОЙ ВОДЫ НА СУДАХ

Радченко Р.Н., Радченко Н.И., Охотин С.А., Казанцева В.Е.

Национальный университет кораблестроения
имени адмирала Макарова

Пресную воду на судах получают в испарительных установках вакуумного типа, используя теплоту горячей воды системы высокотемпературного охлаждения главного двигателя (ГД) или водяной пар от котла. В качестве главных двигателей на судах применяются, как правило, малооборотные дизели (МОД). Топливная эффективность МОД существенно зависит от температуры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК) и снижается с ее повышением. Охлаждать воздух на входе ТК целесообразно теплоиспользующей холодильной машиной (ТХМ), утилизирующей теплоту уходящих газов, а также воды, охлаждающей наддувочный воздух или двигатель. Подаваемый на вход ТК судовых МОД воздух отличается повышенной влажностью, и в процессе его охлаждения в охладителе происходит конденсация во-

дяных паров из влажного воздуха. Количество влаги, отводимой в воздухоохладителе, может быть достаточным, чтобы покрыть потребности судна в пресной воде и обойтись без традиционных опреснительных установок.

В качестве холодильной машины рассмотрена эжекторная ТХМ (ТЭХМ) как конструктивно наиболее простая и надежная в эксплуатации, в которой функцию компрессора выполняет эжектор.

Поскольку в течение рейса меняются температура $t_{нв}$ и влажность $\phi_{нв}$ наружного воздуха, соответственно воздуха в машинном отделении (МО) и на входе охладителя воздуха, то снижение температуры воздуха в охладителе Δt_v на входе ТК и количество получаемого при этом конденсата, а также сокращение потребления топлива МОД за счет снижения температуры воздуха на входе ТК следует определять с учетом изменения $t_{нв}$ и $\phi_{нв}$ для судна на конкретной рейсовой линии.

В качестве примера рассмотрен балкер типа "Киев" с главным двигателем 8S50ME-C7.1-ТII корпорации MAN (эксплуатационная мощность $N_3 = 10580$ кВт) и рейсовая линия Одесса–Йокогама–Одесса.

Значения снижения температуры воздуха Δt_v и его влагосодержания Δd в процессе охлаждения в охладителе ТЭХМ на входе ТК, а также коэффициента влаговывадения ξ с учетом меняющейся в течение рейса температуре наружного воздуха $t_{нв}$ приведены на рис. 1. Коэффициент влаговывадения ξ – отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе из охладителя), отведенной от влажного воздуха в охладителе, к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру. Хладон R142b.

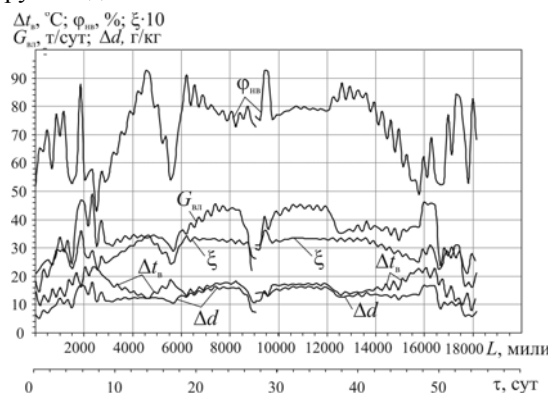


Рис. 1 – Изменение относительной влажности $\phi_{нв}$ и коэффициента влаговывадения ξ наружного воздуха, уменьшение влагосодержания Δd и суточный расход влаги $G_{вл}$, отводимой при охлаждении воздуха на входе ТК в течение рейса Одесса–Йокогама–Одесса (1.07.2009...24.08.2009)

Как видно, суточный расход получаемой влаги $G_{вл}$ на большей части рейса составляет 30...40 т/сут. Уменьшение удельного расхода топлива Δb_e , расхода топлива в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса Одесса–Йокогама–Одесса приведены на рис. 2.

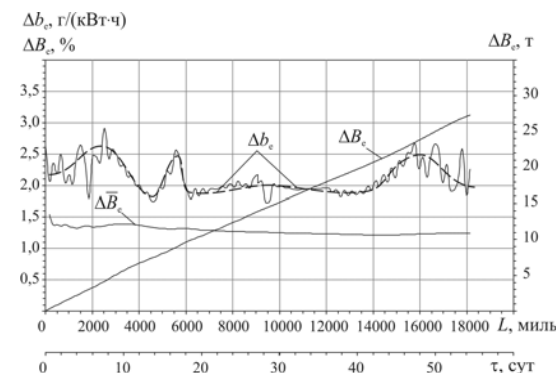


Рис. 2. Уменьшение удельного расхода топлива Δb_e , расхода топлива в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса

Как видно, уменьшение удельного расхода топлива $\Delta b_e = 2,0...2,5$ г/(кВт·ч), относительная экономия топлива $\overline{\Delta B_e} = 1,3$ %, а абсолютная экономия топлива за рейс $\Delta B_e = 26...28$ т.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований по Гранту Президента Украины (проект № GP/F32/152).

ТЕРМОПРЕССОРНАЯ СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА И СУДОВОГО МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ

Коновалов Д.В., Радченко А.Н.

Национальный университет кораблестроения имени адм. Макарова

Теплота, выделяющаяся в обмотках электрогенератора (ЭГ), отводится циркулирующим через ЭГ воздухом, забираемым из машинного отделения (МО). Температура воздуха в МО выше наружной примерно на 10 °С, что требует больших расходов вентиляционного воздуха, составляющих 30...50 % расхода воздуха через приводной дизель, и затрат на циркуляцию, доходящих до 2...3 % производимой электроэнергии. С повышением температуры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК) дизеля снижается его термодинамическая эффективность: возрастает температура туг уходящих газов после турбины ТК и соответствующие потери теплоты с ними, что приводит к увеличению расхода топлива. Поэтому энергию газов целесообразно использовать для циркуляции воздуха через ЭГ с помощью эжектора. Эжекционная система может применяться и для отвода теплоты от источников интенсивного тепловыделения в МО, прежде всего самих ДГ.

Поскольку избыточное давление уходящих газов на входе в рабочее сопло эжектора, от которого зависит эжектирующая способность аппарата, сравнительно невелико и составляет примерно 3000 Па, то желательно повысить давление газов и, в конечном счете, производительность эжектора, причем без значительного усложнения установки в целом. В качестве бустерного (поджимающего) устройства на входе эжектора можно применить термопрессор, в котором используется эффект тепловой компрессии, состоящий в повышении давления при мгновенном испарении воды, впрыскиваемой в газовый поток, ускоренный в процессе расширения в сопле до скорости, близкой звуковой. На испарение воды расходуется теплота уходящих газов, в результате чего их температура падает.

Схема термопрессорной системы вентиляции с эжектором и предвключенным термопрессором представлена на рис. 1. Показано, что воздух, нагретый в ЭГ, и из МО отсасывается одним эжектором. В действительности может быть несколько эжекторов, обеспечивающих циркуляцию воздуха в разных объектах.

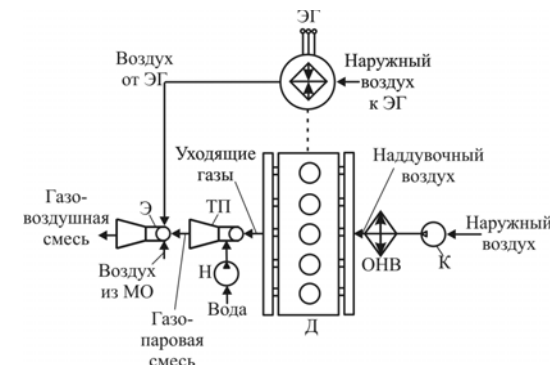


Рис. 1 – Термопрессорная система вентиляции ЭГ и МО: Д – приводной дизель; Э – эжектор; ТП – термопрессор; Н – водяной насос; К – наддувочный компрессор; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха

Напорнотепловая характеристика термопрессора в виде зависимости избыточного (по отношению к атмосферному) давления газа на выходе ΔP_c от снижения температуры газа Δt в процессе его испарительного охлаждения (за счет отвода теплоты на испарение впрыскиваемой воды) при разном избыточном давлении газа на входе (рабочей разности давлений газа, срабатываемой в сопле при расширении до атмосферного давления) ΔP_p и температуре газа на входе термопрессора $t_{гр} = 350$ °С приведена на рис. 2.

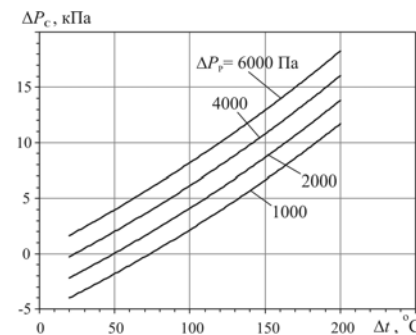


Рис. 2 – Зависимости избыточного (по отношению к атмосферному) давления газов на выходе ΔP_c термопрессора от снижения температуры газов Δt

при разном избыточном давлении газов на его входе ΔP_p и температуре уходящих газов на входе термопрессора $t_{г2} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$

Как видно, применение термопрессора на уходящих газах дизеля с температурой $t_{г1} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ и избыточным давлением (после турбины ТК) на входе термопрессора $\Delta P_p = 3000 \text{ Па}$ при охлаждении газов в нем на величину $\Delta t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ обеспечивает получение на выходе избыточного давления $\Delta P_c = 5000 \text{ Па}$, т.е. повышение давления в термопрессоре составляет 2000 Па . В этом случае на вход эжектора поступают охлажденные газы с температурой $t_{г1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ (против $t_{г1} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ без термопрессора) и избыточным давлением $\Delta P_c = 5000 \text{ Па}$ (против 3000 Па без термопрессора).

Поскольку давление газа на выходе термопрессора равно его давлению на входе эжектора, то величина ΔP_c для термопрессора (рис. 2) является рабочей разностью давлений ΔP_p для эжектора. Зависимости коэффициента эжекции U от создаваемого эжектором напора ΔP_c при разной рабочей разности давлений газов ΔP_p , срабатываемой в сопле (избыточном давлении газов на входе в сопло), и температуре газов $t_{г1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ приведены на рис. 3.

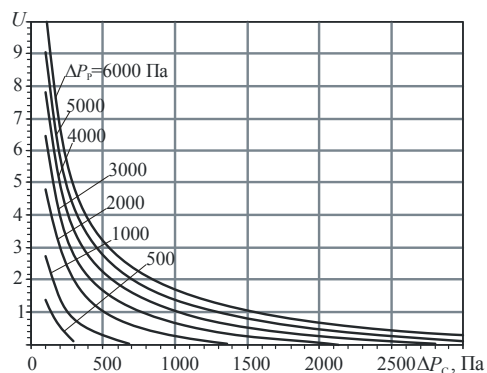


Рис. 3 – Коэффициенты эжекции U в зависимости от напора эжектора ΔP_c при разной рабочей разности давлений ΔP_p и $t_{г2} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$

Как видно, при разности давлений газов $\Delta P_p = 5000 \text{ Па}$, срабатываемой в сопле, эжектор создает напор $\Delta P_c = 1000 \text{ Па}$, достаточный для преодоления аэродинамического сопротивления газовыпускного тракта. При этом

коэффициент эжекции $U = 1,5$, что гораздо больше его значений без термопрессора ($U = 0,7 \dots 1,1$ согласно характеристике эжектора при $t_{г1} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$). С учетом того, что расход вентиляционного воздуха ЭГ составляет $30 \dots 50 \%$ расхода уходящих газов, $G_n = U \cdot G_p = (0,3 \dots 0,5) \cdot G_p$, создаваемых эжектором коэффициентов эжекции достаточно, чтобы обеспечить вентиляцию ЭГ и зон МО с источниками интенсивного тепловыделения.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований по Гранту Президента Украины (проект № GP/F32/152).

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ

Радченко Н.И., Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова

Сирота А.А., Черноморский государственный университет им. Петра Могилы, г. Николаев

В качестве главных двигателей на транспортных судах применяются в основном малооборотные дизели (МОД). Изменение температуры $t_{нв}$ и влажности ϕ наружного воздуха – воздуха в машинном отделении (МО) и на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД – в течение рейса влияет на топливную эффективность МОД. Так, согласно расчетам по программе корпорации MAN удельный расход топлива b_e увеличивается на $1,2 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ при повышении температуры воздуха на входе ТК МОД на $10 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом возрастают температура уходящих газов после турбины ТК и, следовательно, потери теплоты с ними. Поэтому представляется целесообразным охлаждать воздух на входе ТК, используя тепло уходящих газов в холодильных машинах.

В качестве примера рассмотрен балкер типа "Киев" с главным двигателем 6S60MC корпорации MAN [1] (номинальная мощность $N_n = 12240 \text{ кВт}$ и оптимизационная $N_o = 9790 \text{ кВт}$) и конструктивно наиболее простая теплоиспользующая эжекторная холодильная машина (ТЭХМ) на хладоне R142b.

Изменение температуры тнв, относительной влажности фнв и влагосодержания днв наружного воздуха в течение летнего рейса Мариуполь–Амстердам–Мариуполь (1.07...26.07.2009) представлено на рис. 1.

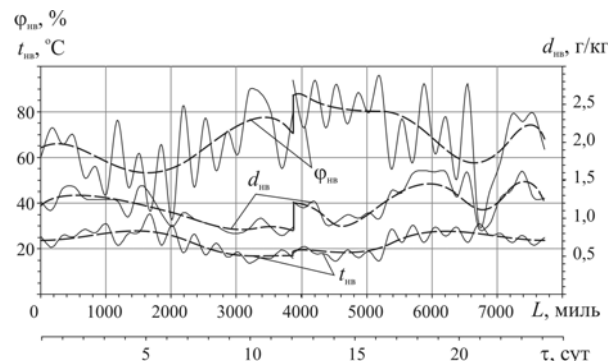


Рис. 1 – Изменение температуры тнв, относительной влажности фнв и влагосодержания днв наружного воздуха в течение рейса Мариуполь–Амстердам–Мариуполь (1.07...26.07.2009)

Наряду с подачей на вход ТК воздуха из машинного отделения (МО) с температурой на 10 °С выше наружной тнв и одинаковой с наружной фнв относительной влажностью рассматривался также вариант подачи наружного воздуха отдельным воздухопроводом. В результате нагрева в воздуховоде (второй вариант) температура наружного воздуха повышается примерно на 5 °С, а относительная влажность снижается примерно на 20 %, а с нею сокращаются и затраты холода на конденсацию водяных паров из влажного воздуха в процессе его охлаждения.

Снижение удельного расхода топлива Δb_e , полного расхода топлива на двигатель в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса Мариуполь–Амстердам–Мариуполь (1.07...13.07.2009) приведены на рис. 2.

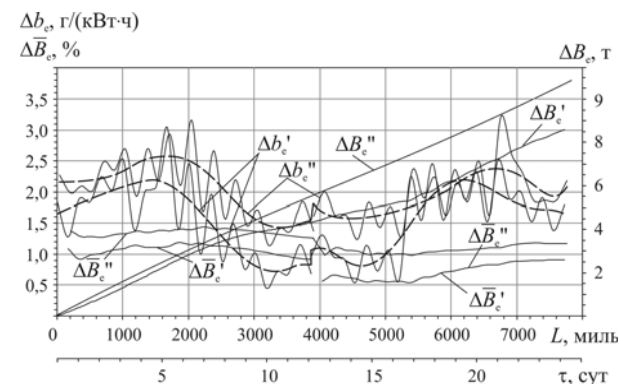


Рис. 2. Уменьшение удельного расхода топлива Δb_e , сокращение расхода топлива в абсолютных ΔB_e и относительных $\overline{\Delta B_e}$ величинах в течение рейса Мариуполь–Амстердам–Мариуполь (1.07...13.07.2009): $\Delta b_e'$, $\Delta B_e'$ и $\overline{\Delta B_e}'$ – подача воздуха отдельным воздухопроводом; $\Delta b_e''$, $\Delta B_e''$ и $\overline{\Delta B_e}''$ – воздух из МО

Из рис. 2 видно, что на протяжении рейса имеют место значительные колебания снижения удельного расхода топлива: от $\Delta b_e = 1,5$ г/(кВт·ч) на участке рейса вдоль Северной Европы до 2,5 г/(кВт·ч) в Средиземном море. Соответственно меняется и относительная экономия потребления топлива: $\overline{\Delta B_e} = 1,0...1,4$ %, а абсолютная экономия потребления топлива за один летний рейс для МОД мощностью 10 МВт составляет $\Delta B_e = 9...10$ т (большая величина соответствует подаче в охладитель на входе ТК воздуха из МО с повышенной на 5 °С температурой по сравнению с забором наружного воздуха отдельным воздухопроводом).

ЭЖЕКЦИОННАЯ СИСТЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ СУДОВОГО ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРА

Радченко А.Н.

Национальный университет кораблестроения имени адм. Макарова

Затраты на циркуляцию вентиляционного воздуха электрогенератора (ЭГ) составляют 2...3 % вырабатываемой электроэнергии. Они особенно зна-

чительны при высоких температурах воздуха (при плавании судна в южных широтах и в летнее время) и связаны с большими расходами вентиляционного воздуха (30...50 % расхода воздуха через приводной дизель). С повышением температуры воздуха на входе дизеля снижается его термодинамическая эффективность: возрастает температура туг уходящих газов после турбины наддувочного турбокомпрессора (ТК) и, следовательно, потери теплоты с ними. Энергию уходящих газов целесообразно использовать для циркуляции воздуха через ЭГ с помощью струйного аппарата – эжектора.

Эжекционная система вентиляции ЭГ и система воздухообеспечения приводного дизеля показаны на рис. 1. Последняя включает наддувочный компрессор и водяной охладитель наддувочного воздуха (ОНВ). В современных дизелях применяется, как правило, свободный турбонаддув, при котором наддувочный компрессор приводится от турбины, использующей энергию уходящих газов дизеля (на рис. 1 турбина ТК не показана).

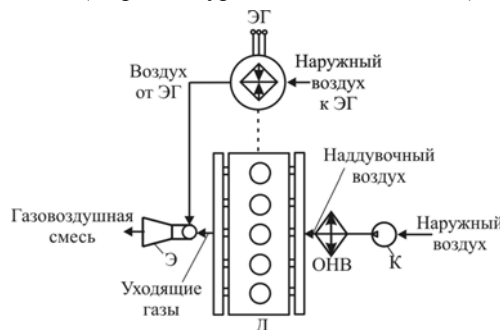


Рис. 1 – Схема эжекционной системы вентиляции ЭГ и подачи воздуха в приводной дизель: Д – приводной дизель; К – наддувочный компрессор; ОНВ – водяной охладитель наддувочного воздуха

Уходящие газы после ТК с температурой $t_{гг} \approx 350 \text{ }^\circ\text{C}$ (среднеоборотный дизель – СОД) и избыточным рабочим давлением $\Delta P_p = 6000 \dots 500 \text{ Па}$ (большая величина соответствует максимальному допустимому сопротивлению газовыхыхлопного тракта дизеля) расширяются в рабочем сопле эжектора. Кинетическая энергия газов на выходе из сопла используется для эжектирования вентиляционного воздуха из ЭГ, что позволяет отказаться от вентиляции и исключить энергетические затраты на вентиляцию ЭГ.

Напор газовоздушной смеси ΔP_c , создаваемый эжектором, расходуется на преодоление аэродинамического сопротивления газовыхлопа дизеля.

На рис. 2 представлены зависимости коэффициента эжекции $U = G_n / G_p$ (отношения расходов эжектируемого, нерабочего, воздушного потока после ЭГ и силового, рабочего, потока уходящих газов приводного дизеля) от создаваемого эжектором напора (избыточного давления) ΔP_c при разной рабочей разности давлений газов ΔP_p , срабатываемой в сопле.

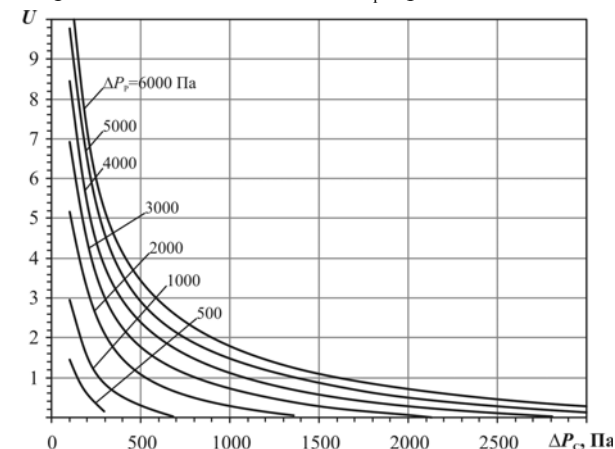


Рис. 2 – Коэффициенты эжекции U в зависимости от создаваемого эжектором напора ΔP_c газовой смеси при разной разности давлений ΔP_p , срабатываемой в сопле, и $t_{гг} = 350 \text{ }^\circ\text{C}$

Как видно, при разности давлений газов $\Delta P_p = 3000 \dots 4000 \text{ Па}$, срабатываемой в сопле (избыточном давлении уходящих газов после ТК дизеля), создаваемый эжектором напор $\Delta P_c = 1000 \text{ Па}$ достаточный для преодоления аэродинамического сопротивления газовыхыхлопного тракта. При этом коэффициенты эжекции $U = 0,7 \dots 1,1$. С учетом того, что расход вентиляционного воздуха ЭГ составляет 30...50 % расхода уходящих газов, $G_n = U \cdot G_p = (0,3 \dots 0,5) \cdot G_p$, создаваемых эжектором коэффициентов эжекции достаточно, чтобы обеспечить циркуляцию вентиляционного воздуха ЭГ.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований по Гранту Президента Украины (проект № GP/F32/152).

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВОГО МАЛОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОЗДУХА НА ВХОДЕ ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Радченко Р.Н.

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

В качестве главных двигателей на судах применяются, как правило, малооборотные дизели (МОД). Эксплуатация судовых МОД отличается значительным изменением в течение рейса температуры $t_{нв}$ и влажности фнв наружного воздуха, соответственно и воздуха в машинном отделении (МО), а значит, и на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД, что влияет на топливную эффективность МОД. Известно, что с повышением температуры воздуха на входе ТК на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ удельный расход топлива МОД b_e увеличивается на $0,5\text{...}0,7\%$ [1]. При этом возрастает температура уходящих газов после турбины ТК и наддувочного воздуха, а следовательно, и потери теплоты с газами и водой, охлаждающей наддувочный воздух.

Цель работы – повышение топливной эффективности судового МОД путем охлаждения воздуха на входе холодильной машины, использующей теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха.

В качестве теплоиспользующей холодильной машины (ТХМ) рассмотрена наиболее простая и надежная в эксплуатации эжекторная ТХМ (ТЭХМ), в которой функцию компрессора выполняет эжектор. Термодинамическая эффективность ТЭХМ ниже, чем абсорбционных или турбокомпрессорных ТХМ. Поэтому заключение о целесообразности применения ТЭХМ с целью повышения топливной экономичности судового МОД будет справедливым и для более эффективных ТХМ других типов.

Поскольку в течение рейса меняются температура $t_{нв}$ и влажность фнв наружного воздуха, соответственно воздуха в машинном отделении (МО), т.е. на входе охладителя воздуха (на $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше наружной $t_{нв}$), то снижение температуры воздуха Δt_b в охладителе на входе ТК и соответствующее сокращение потребления топлива МОД определяли с учетом изменения $t_{нв}$ и фнв на конкретной рейсовой линии.

В качестве примера рассмотрен балкер типа "Киев" с главным двигателем 8S50ME-C7.1-П (номинальная мощность $N_n = 12640\text{ кВт}$ и эксплуатационная $N_s = 10580\text{ кВт}$) и рейсовая линия Одесса–Йокогама–Одесса. Хладон – R142b.

Установлено, что снижение температуры воздуха в охладителе составляет $\Delta t_b = 20\text{...}25\text{ }^{\circ}\text{C}$ при коэффициентах влаговываждения соответственно $\xi = 3,0\text{...}2,0$. Коэффициент влаговываждения ξ – отношение полного количества теплоты, отведенной от влажного воздуха в охладителе, к явному, определяемому разностью температур по сухому термометру.

Использование теплоты уходящих газов и наддувочного воздуха для охлаждения воздуха на входе ТК судовых МОД в ТЭХМ обеспечивает сокращение удельного расхода топлива на $2,5\text{...}3,0\text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$. При этом расход топлива B_e в зависимости от снижения температуры воздуха на входе ТК МОД рассчитывали с помощью фирменной программы для МОД корпорации MAN в зависимости от температуры воздуха t_{b2} на входе ТК.

О сокращении расхода топлива ΔB_e за каждый рейс Одесса–Йокогама–Одесса в отдельности и суммарном за I–VI рейсы (6 рейсов в году) при использовании теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха для охлаждения воздуха на входе ТК и подаче на вход ТК воздуха из МО можно судить по рис. 1.

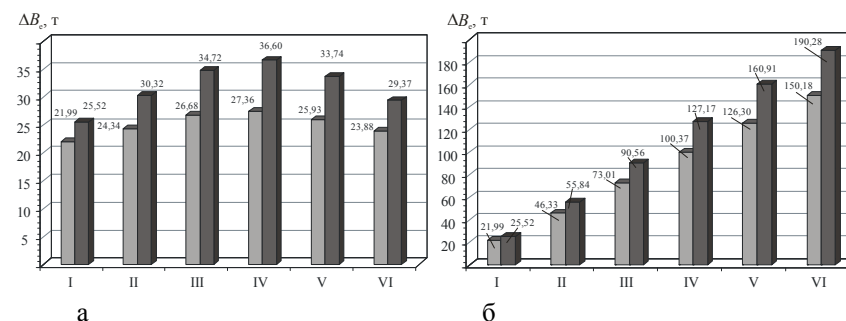


Рис. 1. – Сокращение расхода топлива ΔB_e за отдельные I–VI рейсы Одесса–Йокогама – Одесса (а) и суммарное за 6 рейсов в году (б)

Из рис. 1 видно, что при использовании для охлаждения воздуха на входе главного двигателя теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха

годовая экономия топлива (из расчета на мощность двигателя, принятую для удобства пересчета на другие мощности равной 10 МВт) на рейсовой линии Одесса–Иокогама–Одесса составляет 145...150 т (светлым цветом).

Если для покрытия дефицита холода задействовать в ТЭХМ дополнительные источники теплоты, например горячую воду контура высокотемпературного охлаждения двигателя, то за счет более глубокого охлаждения воздуха на входе ТК ГД (до $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$) годовая экономия топлива возрастет до 190 т (показано темным цветом).

Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Государственного фонда фундаментальных исследований по Гранту Президента Украины (проект № GP/F32/152).

ДВОСТУПІНЧАТІ СИСТЕМИ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ДВЗ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕРМОПРЕСОРНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ

Коновалов Д.В.

**Херсонська філія Національного університету кораблебудування
ім. адм. Макарова, Херсон**

Овальною задачею охолодження наддувного повітря ДВЗ є підвищення потужності і зниження теплового навантаження деталей циліндропоршневої групи. Застосування проміжного охолодження наддувного повітря дозволяє підвищити потужність двигуна приблизно на 2,5...3,0 % на кожні 10 °C зниження температури повітря. Тому вдосконалення системи турбонаддуву є одним з перспективних напрямків підвищення ефективності сучасних ДВЗ.

Комплексне використання проміжного поверхневого охолодження і додаткового контактного внутрішнього охолодження наддувного повітря при стисканні в компресорі другого ступеню шляхом упорскування води з наступним розширенням у детандері (повітряна холодильна машина) забезпечує глибоке охолодження наддувного повітря, відповідно скорочення потужності компресора другого ступеню і, як наслідок, вивільнення частини потужності турбіни турбокомпресора. Але застосування механічних форсунок для орга-

нізації розпилю води не досить ефективне, до того ж це призводить до додаткових аеродинамічних опорів і звісно втрат тиску, що зменшує ефект від упорскування води.

Наступним розвитком цього напрямку може бути застосування ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії), що поєднує обидва процеси – контактне охолодження і підвищення тиску, які забезпечують скорочення витрат потужності компресора. Сумісна дія турбулізації прискореного повітряного потоку і миттєвого випаровування забезпечує більш ефективний розпил упорскуваної води, причому за умов малого об'єму камери утворення повітряноводяної суміші на вході компресора другого ступеню.

Метою дослідження є підвищення термодинамічної ефективності ДВЗ шляхом проміжного охолодження наддувного повітря з одночасним підвищенням його тиску і, як наслідок, скорочення потужності, що споживають компресори, та відповідне зростання потужності ДВЗ.

В реальному термопресорі процес розширення газу відбувається в добре спрофільованому соплі практично адіабатно. У вузьку частину сопла, де потік газу рухається із швидкістю близькою до звукової, подається потік рідини, дрібно розпилюється за допомогою спеціальних форсунок. В ділянці випаровування відбувається взаємодія цих потоків, що виражається в розгоні і дробленні крапель і деякому гальмуванні газового потоку, підігріві і випаровуванні крапель, зниження температури газового потоку і збільшення його тиску.

Проаналізовано схему із застосуванням термопресора як проміжного охолоджувача повітря за турбокомпресором першої ступені. В розглянутій схемі повітря стискається турбокомпресором першої ступені. Стиснене повітря має високу температуру і його охолодження здійснюється у термопресорі. Після цього повітря повторно стискається у турбокомпресорі другої ступені і охолоджується заборотною водою в охолоджувачі наддувного повітря (ОНП). Завдяки термогазодинамічній компресії температура повітря значно знижується, а тиск підвищується.

Аналіз ефективності проводився відносно стандартних схем охолодження наддувного повітря у двоступінчастих турбокомпресорах. Розрахунки здійснені для середньообертового двигуна 5L21/31 фірми MAN B&W.

Витрата води, необхідна для повного випаровування у термопресорі G_w , складає 0,03...0,07 кг/с, або 0,1...0,2 % відносно витрати наддувного повітря.

Застосування термопресора між ступенями турбокомпресора дає можливість забезпечити більш високий рівень розпилю води в повітряному потоці завдяки досить високим швидкостям ($M = 0,80...0,95$) і високій турбулізації потоку. При впорскуванні більшої за необхідну кількості води вона може довипаровуватися на всмоктуванні у турбокомпресорі. Це забезпечить додаткове зменшення роботи компресора на стиснення, а відповідна організація двофазового газового потоку – більш високу ефективність процесів теплообміну в порівнянні з упорскуванням води через традиційні форсунки.

В процесі охолодження повітря в ОНП має місце значне випадіння вологи, внаслідок високого вмісту і низької температури точки роси. Вологу, що сконденсувалася, доцільно застосовувати для впорскування у термопресор, таким чином забезпечивши відсутність необхідності в отриманні додаткової кількості прісної води для підтримання робочого процесу у термопресорі. При температурах $t_{\text{сп}} = 25...35$ °С баланс води в установці $\Delta G_w = 0$ т/доб, тобто в термопресорі впорскується стільки рідини скільки конденсується в ОНП, а при температурах вище 35 °С кількість води, що конденсується буде вище і ΔG_w складатиме до 8 т/доб. Це робить систему термопресора самодостатньою – автономною.

Виявлено наявність максимумів скорочення споживаної турбокомпресорами потужності $\Delta N_{\text{тк}}$ завдяки проміжному охолодженню наддувного повітря термопресором при різних ρ_k та визначено діапазон температур зовнішнього повітря на вході ТК $t_{\text{сп}} = 20...40$ °С, в якому мають місце максимуми $\Delta N_{\text{тк}}$.

Застосування термопресорів у системах охолодження наддувного повітря дає можливість скоротити потужність $N_{\text{тк}}$, яку споживають компресори, для двоступінчастої схеми стиснення наддувного повітря – на 2,0...3,5 %, за рахунок чого підвищити потужність двигуна на 0,4...0,7 %.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень у рамках гранту Президента України (№ GP/F32/152).

ЗАСТОСУВАННЯ ТЕРМОПРЕСОРНИХ АПАРАТІВ ДЛЯ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ СУДНОВИХ ДВЗ

Коновалов Д.В.

Херсонська філія Національного університету кораблебудування
ім. адм. Макарова, Херсон

Резерви підвищення ефективності ДВЗ багато в чому пов'язані з удосконаленням зовнішніх систем, призначених для забезпечення оптимальних початкових параметрів робочого циклу ДВЗ, і перш за все – системи турбонаддуву. Скорочення потужності, яку споживає турбокомпресор наддувного повітря, забезпечує утворення резерву потужності турбіни турбокомпресора, яку можна було б передавати на вал двигуна або використовувати для приводу електрогенератора.

Застосування ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії) дозволяє поєднати два процеси – контактне охолодження наддувного повітря і підвищення тиску, які забезпечують скорочення витрат потужності компресора.

Термопресія – це підвищення тиску газу у процесі миттєвого випаровування води, упорскуваної в газовий (повітряний) потік, прискорений до швидкості, близької звуковій. При цьому на випаровування води відводиться теплота від наддувного повітря, в результаті чого знижується його температура. Термопресор є компактным пристроєм, який за габаритами значно вище порівняно з іншими охолоджувальними апаратами поверхневого й контактного типу і до того ж забезпечує певне підвищення тиску.

Охолодження повітря дозволяє збільшити його густину а отже і масу заряду циліндра двигуна. Збільшення маси заряду повітря в циліндрі дозволяє спалювати більшу кількість палива і виконати основну задачу наддуву – збільшити потужність двигуна. Поряд з цим, охолодження дозволяє покращити умови роботи деталей циліндропоршневої групи завдяки зниженню температури поршня, втулки і кришки циліндра, органів газообміну.

Розроблено і проаналізовано схемне рішення системи охолодження наддувного повітря судових ДВЗ із застосування термопресора. В розглянутій схемі повітря всмоктується одноступінчастим турбокомпресором і стискається до тиску менше тиску на вході в циліндри ДВЗ. Стиснене повітря з

високою температурою поступає на випарне охолодження в термопресор. Завдяки ефекту газодинамічної компресії температура повітря значно знижується, а тиск підвищується до величини, необхідної для подачі в циліндри двигуна. Остаточне зниження температури здійснюється у водяному охолоджувачі наддувного повітря (ОНП). Аналіз ефективності схем проводився відносно класичних схем охолодження наддувного повітря середьоберткових двигунів.

В сучасних суднових ДВЗ для зниження викидів NO_x в атмосферу застосовують зволоження наддувного повітря. Кількість води, що подається у двигун з наддувним повітрям має бути в 3 рази більше від кількості спалюваного палива. Це дозволяє знизити емісію азоту на 70...80 %. Такий ефект обумовлений тим, що водяна пара внаслідок високої теплоємності відбирає на пароутворення значну кількість теплоти, що приводить до зниження температури в камері стгорання. Зважаючи на те, що швидкість утворення NO_x безпосередньо залежить від температури, то чим більше водяної пари в суміші газів у циліндрі, тим нижча температура в зоні горіння та менше утворюється оксидів азоту.

Використання рідини в термопресорі, у випадку його встановлення за турбокомпресором дозволить частково або повністю виключити застосування конструктивно більш складних систем зволоження наддувного повітря.

Витрата води G_w , необхідної для повного випаровування у термопресорі, становить 0,06...0,12 кг/с або 0,2...0,4 % відносно витрати наддувного повітря.

Підвищення тиску в термопресорі $\Delta P_{\text{тп}}$ залежить значною мірою від величини зниження температури при охолодженні $\Delta t_{\text{тп}}$, то ж велике значення має температура повітря на вході $t_{\text{тп1}}$. Температура перед термопресором відповідає температурі повітря на нагнітанні турбокомпресора. Температура повітря перед термопресором $t_{\text{тк}} = 150...240$ °С. Температури за турбокомпресором тим вище, чим вище температура на всмоктуванні і ступінь підвищення тиску у ТК π_k . За мінімальну температуру на виході з ТП $t_{\text{тп2}}$ приймалася температура на 2...3 °С вище температури точки роси. Температура повітря за термопресором становила $t_{\text{тп2}} = 60...92$ °С. При цьому температурний перепад (охолодження) в термопресорі $\Delta t_{\text{тп}} = t_{\text{тп1}} - t_{\text{тп2}} = 90...170$ °С ($\Delta T_{\text{відн}} = T_{\text{тп1}}/T_{\text{тп2}} = 1,27...1,47$). Підвищення тиску $\Delta P_{\text{тп}} = 9...17$ %.

Застосування термопресорів у системах охолодження наддувного повітря дає можливість скоротити потужність $N_{\text{тк}}$, яку споживають компресори, для одноступінчастої системи наддуву на 7...12 %, за рахунок чого в свою чергу підвищити потужність двигуна на 1...2 % в залежності від температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ і ступені підвищення тиску π_k .

Встановлено, що з підвищенням температури зовнішнього повітря $t_{\text{зп}}$ на вході турбокомпресора ефект від застосування термопресорного охолодження наддувного повітря зростає: збільшується величина скорочення потужності $\Delta N_{\text{тк}}$ із відповідним зростанням потужності двигуна.

Дослідження виконане за фінансової підтримки Державного фонду фундаментальних досліджень у рамках гранту Президента України (№ GP/F32/152).

РОЗРАХУНОК ІНФІЛЬТРАЦІЇ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ В ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕННЯХ

Жихарєва Н.В.

ОДАХ, Одеса

При розрахунку надходжень тепла в приміщення особливе місце займає визначення надходжень тепла від інфільтрації. Інфільтрація, або проникнення зовнішнього повітря під дією вітру і різниці температур через нещільність зовнішніх огорожувальних конструкцій, є чинником, яким не можна нехтувати. Особливо її треба враховувати для вікон і дверей, розташованих з підвітряної сторони.

Кількість зовнішнього повітря, що надходить в приміщення в результаті інфільтрації, залежить від конструктивно-планувального вирішення будинку, напрямку і швидкості вітру, температури повітря, герметичності конструкцій і особливо від довжини і виду притворів відкриття вікон, літтарів, дверей і воріт. Необхідно враховувати, що проникає за рахунок інфільтрації зимове повітря несе негативне теплове навантаження. У цих випадках повітря буде охолоджувати приміщення. У літній період приміщення з зовнішніми вікнами можуть бути більш схильні до дії інфільтрації, якщо на літо залишити одинарні рами. Крім того, з повітрям в приміщення буде надходити і додаткова волога. При тих же щільністях огорожень влітку вплив інфільтрації

менше, ніж взимку, оскільки влітку зазвичай менші, ніж взимку, швидкості повітря і менші різниці температур.

Для розрахунку інфільтрації розглянута методика яка заснована на врахуванні тисків із застосуванням умовного нуля тисків на рівні верху зовнішніх огорожень будівлі, що дозволила стилізувати епюри тисків і провадити розрахунки простим інженерним методом. Для визначення сумарної витрати на інфільтрацію враховується опір повітропроникності паралельно і послідовно розміщених огорожень та визначається різниця тиску, враховуючи питому масу зовнішнього та внутрішнього повітря методом послідовного приближення. При розрахунку враховується інфільтрація через вікна та двері, розташовані при наявності в приміщенні дисбалансу мас повітря, створеного засобами механічної вентиляції або дією технологічного обладнання. Допускається проблема балансу з перевищенням витрат інфільтруючого повітря над ексфільтруючим в 10 %. При наявності балансу вноситься 10 % запас на інфільтрацію. Пов'язане з цим деяке зменшення витрат інфільтруючого повітря в порівнянні з розрахунком на тиску по середній осі огорож рекомендується компенсувати, умовно поділяючи високі огорожі на частини. При дисбалансі мас повітря між припливом повітря і видаленням його з будівлі засобами механічної вентиляції або дією технологічного обладнання величину негативного дисбалансу іноді додають до витрати повітря через інфільтрацію в будівлю, а величину позитивного дисбалансу віднімають від цієї витрати. В результаті визначається сумарна витрата зовнішнього повітря від інфільтрації за наявності заданої величини дисбалансу.

Розрахунки за даною методикою виконуються методом послідовного наближення.

Розглянута методика дозволяє з великою точністю розрахувати теплоприпливи від інфільтрації, що має вплив при підборі системи вентиляції та кондиціонування повітря.

ОПТИМАЛЬНІ РЕЖИМИ ЗБЕРІГАННЯ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ ПРИ АКТИВНОМУ ВЕНТИЛЮВАННІ

Жихарева Н.В.

ОДАХ, Одеса

Процес зберігання фруктів супроводжується місцевими втратами маси за рахунок випарювання вологи, дихання, фізіологічного та мікробіологічного псування. Втрати, викликані псуванням і гниттям, при правильно організованому зберіганні плодів визначаються, в основному, якістю продукту, закладеного на зберігання, і технологічною дисципліною.

Серед різноманітних способів повітророзподілення при зберіганні плодів і овочів у тарі або у вигляді насипу найприйнятніше активне вентилявання, оскільки при інших способах повітророзподілення процес рівномірної роздачі повітря до елементів продукції некерований, тому що він залежить від щільності затарювання. Розглянута система повітророзподілення з активним вентиляванням, з повітряною теплозахисною сорочкою, з охолоджуючою системою, яка забезпечує стабільні тепловологісні умови в штабелі продукції.

Для довгострокового зберігання плодоовочевої продукції необхідно забезпечити у штабелі продукції однорідний та стабільний тепло-вологісний стан. Для забезпечення необхідного тепло-вологісного стану у камері зберігання визначенні оптимальні режими зберігання за розробленою комп'ютерною моделлю на основі математичного моделювання процесів тепло-масообміну. Для розробки комп'ютерної моделі визначення оптимальних режимів зберігання розв'язана зворотна крайова задача тепломасообміну при умовах на виході зі штабеля, отримані залежності для визначення оптимальних значень швидкості вентиляваного повітря, відносної вологості та відносної усушки продукції. Отримані оптимальні режими холодильного зберігання яблук в залежності від висоти штабеля з кроком кратній висоті ящика

Визначений вплив витрати повітря на величину усушки продукту при різних умовах його зберігання на основі комп'ютерної моделі, створеної за розробленою методикою моделювання процесів тепломасообміну в штабелі плодоовочевої продукції. Залежність питомих втрат фруктів, викликаних

диханням, від витрати повітря має експоненціальний характер. Ці втрати різко збільшуються при малих витратах повітря, що обумовлено значним його підігрівом. Зміна інтенсивності виділення теплоти дихання із зміною температури визначались чисельним методом.

За комп'ютерної моделлю розрахунку процесів тепло-масообміну отримані аналітичні залежності втрат яблук, які визвано випаровуванням вологи сумарної величини втрат яблук та зміни температури повітря в штабелі від витрати повітря. З розрахунку за комп'ютерної моделлю встановлено, що величина оптимальної витрати повітря збільшується з пониженням його температури, збільшенням відносної вологості та мало залежить від випарної здібності продукту.

Конструктивна реалізація оптимізаційних розрахунків дозволяє значно зменшити втрати плодоовочевої продукції при тривалому зберіганні, знизити енергетичні та капітальні витрати.

К СНИЖЕНИЮ СТОИМОСТИ ОЧИСТКИ ВОДЫ ВЫМОРАЖИВАНИЕМ

Денисов Ю.П., Смирнов Л.Ф.
ОГАХ, Одесса

Замораживающий метод очистки воды, с точки зрения получения высококачественной питьевой воды, является наиболее перспективным методом по сравнению с дистилляцией или обратным осмосом, однако является и самым дорогим вследствие больших затрат на оборудование.

Кристаллизаторы вымораживающих установок выполняют в виде теплообменников с поверхностью соскабливания льда. Известны такие аппараты, в которых теплота кристаллизации отбирается переохлажденной жидкостью [1], но их не применяют в виду низкого коэффициента теплоотдачи. Совершенствование безскребковых кристаллизаторов путем интенсификации тепломассообмена со стороны льдоводяной суспензии является актуальной задачей, так как позволяет уменьшить стоимость кристаллизатора, а также создает предпосылки для выполнения установки в виде моноблока, как на рисунке 1 [2].

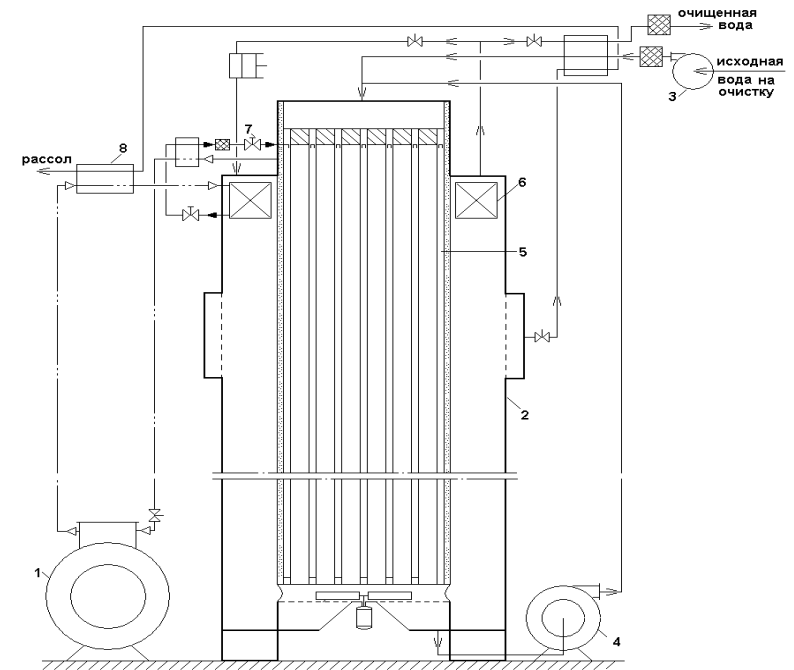


Рис. 1 – Моноблок вымораживающей установки:

1 – холодильный компрессор; 2 – моноблок установки; 3, 4 – насосы;
5 – испаритель; 6 – конденсатор; 7 – ТРВ; 8 – дополнительный конденсатор

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что закрутка потока существенно уменьшает критическое число Рейнольдса, которое соответствует переходу ламинарного режима в турбулентный.

При этом увеличивается скорость потока относительно поверхности канала за счет появления вращательной (тангенциальной) составляющей и возникновения вихрей Тейлора-Гертлера в непосредственной близости от поверхности теплообмена, резко увеличивая коэффициент теплоотдачи.

На рисунке 2 приведены результаты исследований по критическому числу Рейнольдса [3], откуда видно, что закрутка потока в трубах приводит к резкому расширению области турбулентных течений в зависимости от расчетного (геометрического) параметра закрутки Φ_r , которое определяется как

$$\Phi_r = \omega \cdot R \cdot (1 + (d_0/d)2/2w_{cp}),$$

где ω – угловая скорость вращения потока жидкости;
 R – радиус трубы кристаллизатора;
 d_0, d – внутренний и наружный диаметры шнека;
 w_{cp} – среднерасходная скорость жидкости в трубе кристаллизатора.

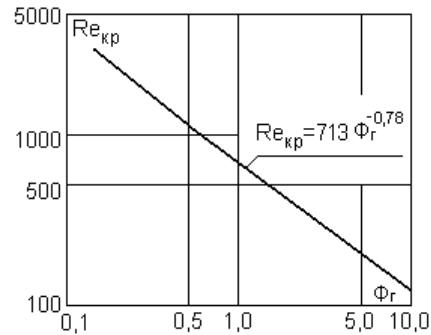


Рис. 2 – Зависимость критического числа Рейнольдса от расчетного (геометрического) параметра закрутки

Установка, выполненная в виде моноблока, становится мобильной, что дает возможность транспортировать ее в контейнере на автомобиле или другом виде транспорта и использовать при чрезвычайных обстоятельствах.

Литература

1. Пап Л. Концентрирование вымораживанием. – М.: Легкая и пищевая промышленность. – 1982. – с. 96.
2. П. Украины «Вымораживающий опреснитель», №90215 от 12.04.2010 г., Бюл. №7, 2010 г., авторы: Денисов Ю.П., Смирнов Л.Ф.
3. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каеалах. – М: Машиностроение, 1982, – 200 с.

ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯ ИСПОЛЬЗУЮЩАЯ ПРИРОДНУЮ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР ПО ГЛУБИНЕ МОРЯ

Денисов Ю.П., Смирнов Л.Ф.

ОГАХ, Одесса

Термобарическая разность по глубине моря может быть использована для выработки э/энергии, пресной воды и продуктов мариккультуры.

Океан покрывает 71 % поверхности Земли, т.е. получает основной поток солнечной радиации. Благодаря равновесию между поглощением солнечной энергией с одной стороны, и длинноволновым излучением поверхности моря, а также испарением воды, с другой стороны, обеспечивается постоянство разности температур. Поверхностная вода Мирового океана больше чем на половине площади имеет температуру $20 \div 28$ °С, основная же масса воды на глубине имеет температуру $4 \div 10$ °С.

Известен пароводяной цикл со вскипанием из теплой воды водяного пара в условиях вакуума – цикл Клауда–Бушера (рисунок 1). Но КПД невысок, а велики капитальные затраты и габариты влажнопаровых турбин.

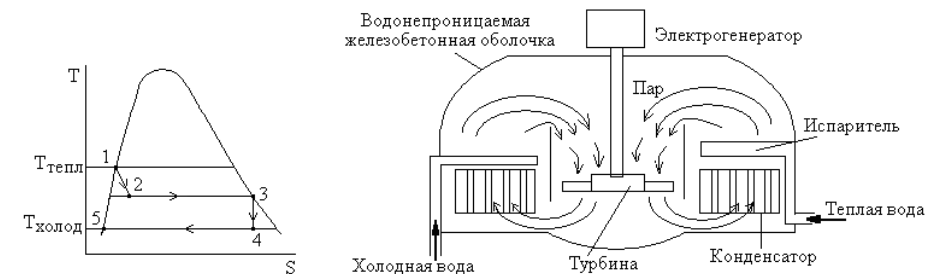


Рисунок 1

1 – состояние теплой поверхностной морской воды; 1–2–3 – дросселирование и вскипание морской воды в испарителе; 3–4 – расширение пара в турбине; 4–5 – конденсация пара в конденсаторе.

Если перепад температур $\Delta T = (T_T - T_X) = 20$ °С, то, при термическом КПД, равным 6 % и относительном эффективном КПД турбины 0,8, экономичный КПД станции составит 4,8 %.

$$\eta_c = \eta_t \cdot \eta_{oc} = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \%$$

Известно, что максимальный термический КПД установки, соответствующий циклу Карно характеризуется отсутствием потерь на температурный напор при теплообмене в испарителе и конденсаторе, а также отсутствием потерь при расширении пара в турбине. При этом, использование термобарической разности температур морской воды накладывает ограничение на температурный диапазон расширения агента в турбине, что приводит к низкому значению термического КПД установки.

$$\eta_t = (T_t - T_x) / T_x \approx \Delta T_t / T_x$$

В связи с этим, авторами предложена установка с применением гидратообразующего агента – метана, позволяющего увеличить ΔT_t в 5. Здесь ΔT_t определяется давлением плавления газогидратов (ГГ) метана в плавителе $P_{пл} = 20$ МПа под воздействием теплой поверхностной воды и давлением их образования в кристаллизаторе $P_{кр} = 2$ МПа при использовании холодной глубинной морской воды (рисунок 2).

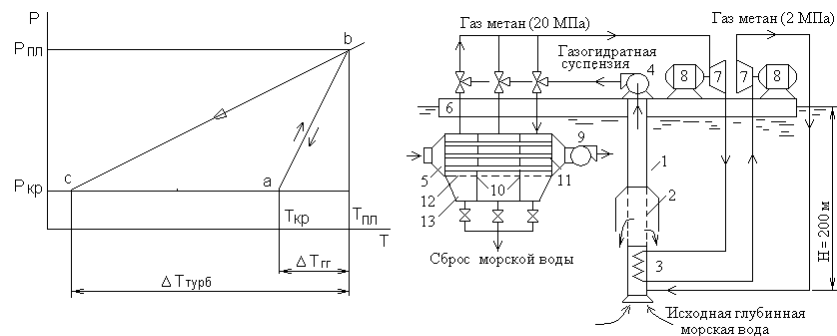


Рисунок 2

a-b – равновесная кривая гидратообразования ($T_{кр} = 278$ К; $T_{пл} = 293$ К):

b-c – расширение газа в турбине ($T_1 = 293$ К; $T_2 = 195$ К)

- 1 – труба-кристаллизатор; 2 – фильтр; 3 – теплообменник; 4, 9 – насосы;
5 – плавитель ГГ; 6 – понтон; 7 – турбины; 8 – электрогенераторы; 10 – секции плавителя; 11 – трубы теплообменника плавителя; 12 – фильтр;
13 – слив.

Используя уравнение адиабаты, определим ΔT_t

$$\Delta T_t = T_1 (1 - 1/\pi_t \cdot m) \cdot \eta_t = 293 (1 - 1/100,237) \cdot 0,8 = 98 \text{ К}$$

или

$$T_2 = T_1 - \Delta T_t = 293 - 98 = 195 \text{ К,}$$

где $\pi_t = P_1/P_2 = 20/2 = 10$ – степень расширения газа в турбине; $m = (k - 1)/k = (1,31 - 1)/1,31 = 0,237$; $k = 1,31$ – показатель адиабаты для метана; $\eta_t = 0,8$ – адиабатный КПД турбины.

Тогда термический КПД данной установки определится как

$$\eta_t = \Delta T_t / T_x = (293 - 195)/298 = 0,33,$$

что примерно в 5 раз превышает термический КПД установки, приведенной в начале статьи для сравнения.

О ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БЫТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ОТ ДОЗЫ ЗАПРАВКИ ЕГО КОМПРЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ ХЛАДОГЕНТОМ (ИЗОБУТАНОМ)

В.В. Осокин, М.В. Дёмин, А.Б. Кудрин, Ю.А. Селезнева, К.А. Ржесик
ДонНУЭТ имени Михаила Туган-Барановского, Донецк

Цель данной работы – экспериментальные исследования влияния дозы заправки компрессорной системы бытового холодильника на происходящие в ней термодинамические и теплофизические процессы.

Для выполнения исследований использован экспериментальный стенд на основе бытового холодильника ДХ-239, компрессорная система которого заправлена холодильным агентом R600a (оптимальная масса изобутана в ней, установленная заводом-изготовителем, 38 г).

На линиях всасывания и нагнетания компрессорной системы холодильника установлены приборы измерения давления и температуры.

Холодильник расположен в аттестованной термокамере, где создавалась и поддерживалась температура 25 °С. Холодильное и морозильное отделения БХП заполнены пакетами-имитаторами пищевых продуктов в соответствии с ДСТУ 2295-93.

При проведении исследований изобутан удаляли из компрессорной системы через заправочный патрубок компрессора и подавали его в заполненный дистиллированной водой мерный цилиндр.

Удаляли хладагент из компрессорной системы БХП по 1,5 г. После каждого выпуска изобутана из компрессорной системы, в период квазистационарного режима работы БХП при оставшейся массе хладагента определяли на различных ее участках его температуру и давление, устанавливали суточный расход электроэнергии, рассчитывали КРВ.

Исследования проводились при уставках терморегулятора, соответствующих минимальному, среднему и максимальному охлаждению.

На основе результатов экспериментальных исследований построены графики зависимости от массы изобутана в компрессорной системе БХП Норд 239 температуры на поверхности испарителя, КРВ, суточного расхода электроэнергии при, соответственно, минимальной, средней и максимальной установках терморегулятора.

При уменьшении дозы заправки от 38г до 35,0 г температура на поверхности испарителя снижается при уставках терморегулятора: минимальной от –26,1 до –29,4 °С, средней от –27,5 до –30,6 °С, максимальной от –29,5 до –32,5 °С. Установлено: на 1г утечки изобутана из компрессорной системы приходится понижение температуры на поверхности испарителя на 1 °С, практически, независимо от уставки терморегулятора. По нашим данным, понижение температуры на поверхности испарителя на 1,0...1,5 °С может быть диагностическим признаком утечки изобутана из поврежденной компрессорной системы.

При удалении из компрессорной системы от 3,0 до 4,5 г изобутана линейность понижения температуры на поверхности испарителя прекращается: графики зависимости температуры на поверхности испарителя от дозы заправки изобутана сходятся в одну точку.

При дозе заправки изобутана 33,5 г температура на поверхности испарителя понижается до –33,8 °С. причем ее величина уже не зависит от устав-

ки терморегулятора: компрессор работает в режиме неотключения от электрической сети (КРВ = 1). С уменьшением дозы хладагента до 32,5 г температура на поверхности испарителя снижается до –35,9 °С. Однако при последующем удалении изобутана она начинает линейно увеличиваться: достигает значения –23,7 °С при остаточной массе хладагента 30,5 г.

Уменьшение массы хладагента в компрессорной системе приводит к понижению давления и температуры его конденсации, повышению перегрева паров перед всасыванием их в компрессор.

Анализ построенных циклов показывает, что с уменьшением массы хладагента в компрессорной системе не только увеличивается перегрев паров перед их всасыванием в компрессор, но и уменьшается величина переохлаждения жидкого холодильного агента перед его дросселированием. После удаления из системы 4,5 г изобутана в капиллярную трубку поступает не переохлажденный, а насыщенный жидкий хладагент. Начало дросселирования холодильного агента в этом цикле происходит из точки, расположенной на пограничной кривой $\chi = 0$. Дальнейшее удаление изобутана приводит к тому, что в дросселирующее устройство из конденсатора поступает влажный насыщенный пар – двухфазная система, состоящая из насыщенной жидкости и сухого насыщенного пара.

Выполнен тепловой расчет построенных термодинамических циклов. По результатам расчетов, с уменьшением дозы заправки компрессорной системы изобутаном убывает величина удельной массовой холодопроизводительности, снижается холодильный коэффициент, увеличивается удельная работа сжатия.

Таким образом, незначительные утечки холодильного агента из герметичной системы БХП отражаются на теплоэнергетических характеристиках бытового холодильника в связи с несоответствием дозы заправки хладагента в компрессорной системе параметрам составных частей холодильника (компрессор, конденсатор, испаритель, трубопроводы) и существенным изменением термодинамических параметров циклов его работы. Проведенные исследования являются основой для решения вопроса о принципе действия и месте расположения устройства, реагирующего на утечку взрывопожароопасного хладагента изобутана из компрессорной системы.

О ЗАВИСИМОСТИ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК БЫТОВОГО ХОЛОДИЛЬНИКА ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

**В.В. Осокин, М.В. Дёмин, А.Б. Кудрин, Ю.А. Селезнёва, К.А. Ржесик
ДонНУЭТ имени Михаила Туган-Барановского, Донецк**

Стандарты на бытовые холодильники, в том числе национальный стандарт Украины ДСТУ 2295-93, допускают возможность работы бытовых холодильников при температуре окружающей среды в интервале 16...42 °С. В действительности, все характеристики бытового холодильника указываются в его паспорте при температуре окружающей среды 25 °С. При этой же температуре устанавливается класс энергопотребления различных моделей бытовых холодильников.

Для совершенствования конструкции бытовых холодильников, прогнозирования энергозатрат при их работе необходимо знать динамику изменения термодинамических, теплофизических процессов в компрессорной системе в связи с изменениями температуры окружающей среды.

Для выполнения исследований в этом направлении создан и использован экспериментальный стенд, за основу которого принят бытовой холодильник ДХ-239. Компрессорная система его заправлена 38г изобутана.

На линиях всасывания и нагнетания компрессорной системы холодильника установлены приборы измерения давления и температуры.

Исследования проводились при фиксированных значениях температуры наружного воздуха: 16, 25, 32, 38, 42 °С при уставках терморегулятора, соответствующих минимальному, среднему и максимальному охлаждению. Холодильное и морозильное отделения стенда заполнены пакетами-имитаторами пищевых продуктов в соответствии с ДСТУ 2295-93.

По уравнениям регрессии, составленным на основе экспериментальных данных, построены графики зависимости КРВ, суточного расхода электроэнергии, температуры на поверхности испарителя от температуры окружающей среды.

Установленное ухудшение теплоэнергетических и теплофизических характеристик работающего стендового холодильника в связи с увеличением

температуры окружающей среды обусловлено увеличением теплопритоков в его холодильный шкаф, а также ухудшением воздухообменных процессов в компрессорно – конденсаторном отделении, вследствие чего увеличивается температура конденсации хладагента, что приводит к увеличению температуры его кипения в испарителе.

На основании полученных экспериментальных данных о температуре и давлении в характерных пунктах компрессорной системы построены термодинамические циклы работы холодильной машины стендового холодильника при температуре наружного воздуха 16, 25, 32, 38 и 42 °С для случая уставки терморегулятора на максимальное охлаждение.

Согласно расчётам на основе известных теоретических положений, следствием изменения термодинамических характеристик построенных циклов является изменение холодильного коэффициента. При температуре окружающей среды $t_{н.в} = 16$ °С $COP = 3,05$, при $t_{н.в} = 42$ °С $COP = 2,04$. Повышение температуры окружающей среды от 16 до 42 °С приводит к уменьшению холодильного коэффициента почти на треть – на 33,1 %. Следствием уменьшения COP являются снижение производительности компрессора, большая продолжительность его работы до отключения термостатом и повышенный расход электроэнергии. При увеличении температуры окружающей среды от 16 до 42 °С КРВ увеличивается от 0,46 до 0,90, расход электроэнергии – от 0,86 до 1,57 кВт·час/сут.

Установленные выше закономерности распространяются на термодинамические циклы работы холодильной машины стендового холодильника и при двух других уставках терморегулятора.

При понижении температуры окружающей среды (от 42 до 16 °С) рассматриваемые процессы становятся обратимыми.

Таким образом, изменение температурных условий окружающей среды отражается на термодинамических характеристиках бытового холодильника не только в связи с изменением теплопритоков в холодильный шкаф, но и в связи с существенным изменением термодинамических параметров циклов работы его компрессорной системы. Следовательно, это комплексное влияние температуры окружающей среды на работу бытовой холодильной техники необходимо учитывать при прогнозе её реального энергопотребления.

РОЗРОБКА ОПРІСНЮВАЛЬНОЇ ВИМОРОЖУЮЧОЇ УСТАНОВКИ З РЕГУЛЬОВАНОЮ ТЕМПЕРАТУРОЮ

НА МЕЖІ РОЗДІЛУ ФАЗ

Василів О.Б., Іщенко С.В.

ОНАХТ, Одеса

Сьогодні в світі більше 1 млрд людей не мають доступу до якісної питної води, а 2,5 млрд людей не мають достатньо води для санітарних цілей. За прогнозами Всесвітньої метеорологічної організації до 2020 року з нестачею питної води може стикнутися все населення планети.

Україна відноситься до країн, малозабезпечених ресурсами прісної води [1]. Разом з тим, розвиток промисловості, техногенні аварії, зростання міст та покращення побутових умов для населення сприяють інтенсивному забрудненню природних водоймищ, підвищенню їх мінералізації і збільшенню дефіциту прісної води.

В ситуації, що склалася, актуальними є дослідження, пов'язані із розробкою та вдосконаленням обладнання для опріснення природних і промислових вод, а також для доочищення питної води в побутових і промислових умовах.

Найбільш розповсюдженими методами опріснення є термічні (випарювання, виморожування) та мембранні – зворотній осмос. Істотним недоліком методів випарювання і зворотного осмосу є те, що регенована вода є чистою дистильованою водою, яка не може споживатися людиною протягом тривалого часу. Для використання такої води необхідний процес кондиціонування, тобто корегування мінерального складу води. До недоліків також можна віднести високу вартість насосів високого тиску та необхідність попередньої очистки води.

Одним із методів опріснення є виморожування. Цей процес сьогодні широко не застосовується, однак володіє рядом таких переваг, як: низька енергоємність процесу кристалізації води; суміщення у одному процесі декількох стадій водо підготовки (опріснення, зм'якшення, дехлорування, обеззалізнєння). Це викликає до нього інтерес і є передумовою його подальшого вдосконалення.

Традиційний процес опріснення за допомогою виморожування складається з кристалізації, сепарування та плавлення.

Існуюче на сьогодні обладнання для опріснення води виморожуванням має ряд істотних недоліків, серед яких – необхідність у сепаруванні або використанні промивних колон для зменшення домішок у льоді.

В даній роботі пропонується метод виморожування води з регульованою температурою на межі розділу фаз. Така організація принципу виморожування дозволить значно зменшити вміст домішок у льоді, а також скоротить процес сепарування льоду.

Основним принципом при створенні експериментального стенду було максимальне наближення конструкції до промислового зразка і реальних умов експлуатації. Тому, був використаний модульний підхід: I-й модуль – холодильна машина; II-й модуль – кристалізатор з блоком регулювання температури проміжного холодоносія (рис. 1).

Необхідний температурний режим встановлювався за допомогою комп'ютера та передавався через інтерфейс на ПІД-регулятор, який забезпечував підтримання заданої температури шляхом зміни положення триходового клапану за допомогою виконуючого механізму.

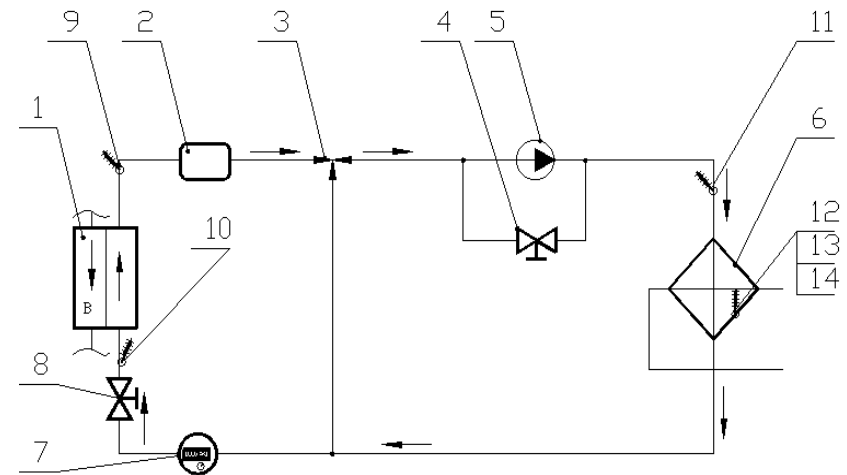


Рисунок 1– Кристалізатор з блоком регулювання температури

1 – пластинчатий теплообмінник; 2 – ресивер; 3 – триходовий електроклапан; 4 – байпасна магістраль з вентилем; 5 – циркуляційний насос; 6 – кристалізатор; 7 – лічильник; 8 – ручний вентиль; 9 – датчик температури на виході із теплообмінника; 10 – датчик температури на вході в теплообмінник; 11 – датчик температури на вході в кристалізатор.

Проведені експериментальні дослідження процесу виморожування зі змінною температурою проміжного холодоносія ($t = \{-3; -4; -5; -6\}$) показали, що показник вилучення сухих речовин збільшився на 18 % та на 12 % в порівнянні з базовими способами (при постійній температурі, $t = -5$ та $t = -6$). Дослідження проводилися на модельному розчині хлориду натрію масовою часткою сухих речовин в межах від 2,12 до 8,5 %.

Таки чином, на основі аналізу експериментальних даних можна зробити висновок, що проведення процесу виморожування зі змінною температурою на фронті кристалізації дозволяє отримати більш чистий розплав та зменшити витрати енергії на процес опріснення.

Література

1. Запольський А.К. Водопостачання, водовідведення та якість води: Підручник. – К.: Вища шк., 2005.– 671с.

ПРОБЛЕМЫ НОРМАЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВЫХ УСЛОВИЙ В ЛАВАХ ГЛУБОКИХ ШАХТ И ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ

Алексеев С.А., Шайхлисламова И.А.

Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», Днепропетровск

Для улучшения (нормализации) микроклимата по всей длине лавы недостаточно одноразового охлаждения вентиляционной струи на входе в лаву. Это связано с высокой температурой горного массива ($40 \div 50$ °С), большой площадью свежееобнаженных поверхностей в лаве, тепловыделением горного оборудования, увлажнением воздуха в процессе мокрого пылеподавления, значительной турбулентностью потока воздуха и др. Поэтому для обеспечения нормативной температуры воздуха в конце лавы требуется подавать на

входе в лаву воздух очень низкой температуры (ниже 0 °С), что недопустимо по санитарным нормам [1].

Проблема может быть решена несколькими путями, в частности:

– путем рассредоточенного (непрерывного или ступенчатого) охлаждения воздуха по длине лавы [2]:

а) прокладка перфорированного трубопровода для подачи охлажденного воздуха по всей длине лавы;

б) размещение в лаве продольно-реберных труб с холодной водой;

в) установка в лаве малогабаритных воздухоохладителей;

г) использование элементов механизированной крепи для размещения хладоносителя (циркуляция воды в перекрытиях крепи).

– путем подсыживания вентиляционной струи в лаве за счет дополнительной подачи по отдельной выработке свежего воздуха с более низкой, чем в лаве температурой.

Главным препятствием применению методов рассредоточенного охлаждения являются стесненные условия рабочего пространства и частое периодическое передвижение секций.

К сожалению, в настоящее время промышленность не выпускает технические средства, необходимые для охлаждения воздуха в лавах глубоких шахт, поэтому на данном этапе можно рекомендовать лишь вариант проветривания лавы с подсыживанием вентиляционной струи в ней.

Для создания благоприятных тепловых условий труда горняков в лаве на кафедре аэрологии и охраны труда ГВУЗ «НГУ» (г. Днепропетровск) предложено техническое решение – способ нормализации атмосферных условий при ведении горных работ в шахтах на больших глубинах, основанный на применении многофакторной газо-гидродинамической и термовлажностной обработки угольного массива и вентиляционной струи посредством системы сквазных скважин, пробуренных в угольном массиве наклонно к линии очистного забоя между вентиляционным и транспортным (воздухоподающим) штреками. Детальное описание данного способа опубликовано в работе [3].

Суть предлагаемого способа заключается в следующем. В угольном пласте между конвейерным и вентиляционным штреками пробуривают и при необходимости закрепляют систему скважин наклонно к линии очистного забоя (рис.1). Затем скважины подвергают обработке: откачивают пластовые га-

зы, увлажняют прилегающий к скважине угольный массив и охлаждают (например, – за счет испарения влаги с поверхности стенок или подачи хладоносителя). При пересечении очередной скважины с поверхностью очистного забоя по ней подают охлажденный воздух в призабойное пространство лавы. Для нагнетания охлажденного воздуха в скважине используют пневматические вентиляторы, установленные на конвейерном штреке и соединенные всасывающей стороной с каналом, по которому подают кондиционированный воздух (трубопровод или свободное сечение штрека).

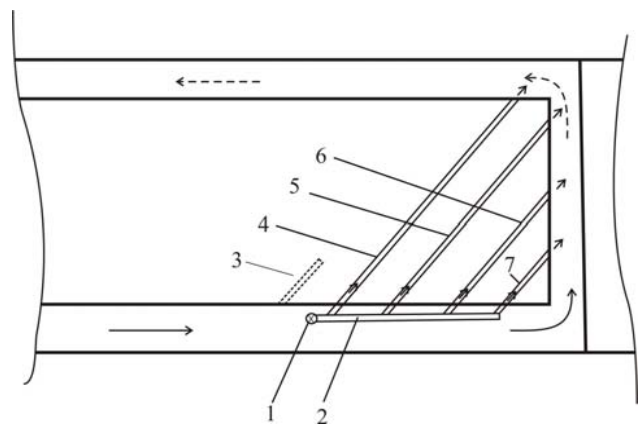


Рис. 1 – Схема подсвеживания воздуха в лаве через наклонные скважины

Количество и угол наклона скважин, посредством которых подсвеживают вентиляционную струю в лаве, может быть различным. Это зависит от длины лавы, твердости угля и степени нарушенности пласта, диаметра скважин, температуры горного массива, особенностей технологии добычи и транспорта угля, производительности лавы, требований к параметрам атмосферы в лаве.

Воздух подают в призабойное пространство лавы одновременно по нескольким скважинам, в частности, на рис.1 в качестве примера показаны воздухоподающие скважины 4 – 7, соответственно: на выходе из лавы (4), в верхней части лавы (5), в средней части лавы (6), в нижней части лавы (7). Скважины 4 – 7 соединены с воздушным коллектором (трубопроводом) – 2, скважина – 3 находится в состоянии проходки, побудитель движения воздуха

(осевой вентилятор) – 1 расположен на конвейерном штреке со стороны свежей вентиляционной струи и соединен с трубопроводом.

Охлажденный воздух, поступающий по скважинам, смешивается в призабойном пространстве лавы с вентиляционной струей, которая подается из конвейерного штрека непосредственно в лаву, в результате чего температура вентиляционной струи снижается. Расход воздуха по отдельным скважинам (например: 4 – 7) регулируют таким образом, чтобы во всех зонах лавы были допустимые тепловые атмосферные условия. По мере увеличения срока службы воздухоподающих скважин вокруг них образуется охлажденная “рубашка” и холодопотери в скважинах снижаются.

При разработке сильно разрушенного угольного пласта или отдельных его участков можно закреплять стенки скважин, например: путем обсадки их керамическими (или подобными) трубами, путем нагнетательного увлажнения и последующего замораживания (например, с помощью жидкого азота или углекислого газа), путем химического закрепления, путем обработки стенок вязким веществом, которое обеспечивает склеивание частиц угля вокруг стенок скважины и др.

Тепловые атмосферные условия в лаве при использовании данного способа нормализуются как за счет снижения температуры и влажности рудничного воздуха, так и за счет уменьшения интенсивности теплового излучения со стороны забоя, поскольку температура угольного массива уменьшается при охлаждении стенок скважин. Кроме того, при транспортировании по лаве и штреку частично охлажденного угля снижается нагрев вентиляционной струи. В результате этого температура воздуха на входе в лаву будет снижаться и далее поддерживаться на допустимом уровне за счет рассредоточенного поступления по скважинам в призабойное пространство охлажденного воздуха. Охлаждение и увлажнение угольного массива посредством системы скважин также уменьшает опасность самовозгорания угля и возникновения пожара, поскольку предотвращает самонагрев угля в процессе естественного окисления.

Принудительное увлажнение угольного массива водой в скважинах обеспечит снижение пылеобразования не только в лаве при отбойке, погрузке и транспортировании угля, но и при доставке его по транспортным выработкам, перегрузке и выгрузке угля. Снижение пылеобразования в лаве приводит

к улучшению атмосферных условий, снижает опасность взрыва угольной пыли и опасность заболевания рабочих пневмокониозом.

Принудительная дегазация угольного массива через скважины приводит к снижению вредного газовыделения при выемке угля в лавах. При этом уменьшается возможность взрыва метано-воздушной смеси, а также снижается вредное хроническое воздействие на горнорабочих радона, обладающего ионизирующим свойством.

Таким образом, обеспечивается комплексное регулирование атмосферных условий в лавах глубоких шахт по газовому, пылевому и тепловому факторам и, в целом, повышается уровень безопасности труда путем многофакторной газо-гидродинамической и термовлажностной обработки угольного массива и вентиляционной струи посредством системы сквозных скважин, пробуренных в угольном массиве наклонно к линии очистного забоя между вентиляционным и транспортным (воздухоподающим) штреками.

В случае возникновения аварий в шахте, например – при обрушениях или выбросах угля в лаве, наклонные скважины можно также использовать для ведения аварийно-спасательных работ и подачи в лаву свежего воздуха, воды, пищи, медикаментов, инструментов, энергии, различных материалов и обеспечения связи между пострадавшими и горноспасателями.

Литература

1. Державні санітарні правила і норми «Підприємства вугільної промисловості». ДСП 3.3.1.095. – К.: М-во охорони здоров'я України, 2002. – (Нормативний документ МОЗ України). – 36с.

2. Мирончак О.П. Охлаждение воздуха в механизированных лавах <http://fgtu.donntu.edu.ua/fm/1998-1/16.htm>

3. Пат. 78735 Украина, МПК E21F 3/00, E21F 1/00, E21F 5/02. Способ нормализации атмосферных условий в лаве/ Алексеенко С.А., Муравейник В.И., Булгаков Ю.Ф. и др.; заявитель и патентособственник Национальный горный ун-т. - № 20040705497; заявл. 07.07.2004; опубл. 25.04.2007. Бюл. №5.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ СМЕСЕЙ АММИАКА И ИЗОБУТАНА R717/R600A В МЕЖТРУБНОМ ПРОСТРАНСТВЕ

Дребот А.Н., Ясинский С.П., Чепурненко В.П., ОГАХ, г. Одесса

Исследования проводили на полноценной холодильной машине с использованием аммиачного компрессора ВОСК F2, кожухозмеевикового конденсатора и калориметра. Для измерения температур рабочего вещества в конденсаторе были установлены хромель-копелевые термопары для измерения температур стенок труб и пара рабочего вещества.

При смешивании аммиака с изобутаном наблюдался рост коэффициента теплопередачи, общее давление пара двух сосуществующих фаз выше любого из давлений паров чистых компонентов при той же температуре. Что приводило к возможности получить более низкую температуру кипения по сравнению с чистыми веществами, а также росту потребляемой электроэнергии электродвигателя и этот недостаток ухудшает рост холодильного коэффициента, который увеличился на несколько процентов.

ГЛОСАРИЙ

Алексеенко С.А. 161
Антоненко О.Г. 85
Байдак В. Ю. 38
Байдак Ю.В. 38
Беркань И.В. 110
Братута Э.Г. 119
Булатов А. 30
Бушта И.В. 108
Вайнфельд Э. И. 91,106
Василів О.Б. 159
Воловик А.С. 30,35
Волощук В. А. 27
Вольневич С.В. 55
Гоголь А.Н. 83
Гоголь Н.И. 80,83,89
Горикін С.Ф. 62
Горин В.В. 114
Дёмин М.В. 154, 157
Демьяненко Ю.И. 78
Денисов Ю.П. 149,152
Деревянко Г.В. 70
Дмитренко В.В. 45
Докукин В.Н. 25
Дорошенко А. В. 72,100,116
Дребот А.Н. 166
Ерин В.А. 32
Желязко Ф.С. 89
Живица В.И.91,106
Жихарева Н.В.146,148
Жук К.Б 116
Зимин А.В. 76
Ищенко И.Н. 52
Ищенко И.Н. 9
Ищенко С.В. 159
Казанцева В.Е. 128
Когденко О.В. 80
Когут В.Е.102,103
Козонова Ю.О. 55
Коновалов А.В.124,126,
131,141,144
Костенюк В. В. 100
Красновский И.Н. 98
Краснопольский А.Н. 9
Куба В.В. 66
Кудрин А.Б. 154, 157
Кузнецов М.А. 119
Лабай В.Й. 23
Лагутин А.Е. 86
Лебедин Ю.Ф. 78
Липа А.И. 111
Лозбін В.І. 66
Мартынюк А.О. 47,50,64
Мартынюк М.О. 75
Мисак Й.С.23
Мнацаканов Г.К. 76
Морозюк Л.И. 6
Морозюк Т.В. 11
Никульшин Р.К. 6
Ольшамовский В.С.80,85
Онищенко О.А. 91
Осадчук Є.О. 62
Осокин В.В. 154, 157
Остапенко А.В. 75
Охотин С.А. 128
Очеретяный Ю.А. 91
Очков В.Ф. 27
Патюков С.Д. 62
Петренко В.А.30,32,35
Пищанская Н.А.111
Подмазко А.С. 96
Подмазко И.А. 93
Притула В.В. 83

Проць Р.Н. 64
Радченко А.Н.124,131,136
Радченко Н.И.121,126,128,134
Радченко Р.Н.128,139
Редунов Г.М.47,57,59
Ржесик К.А. 154, 157
Риферт В.Г. 114
Русов Е.Х.83,89
Селезнева Ю.А. 154, 157
Селиванов А.П. 64
Серета В.В. 114
Синегубенко Л.М. 20
Сирота А.А. 134
Смигельский В.А. 80
Смирнов Л.Ф.149,152
Соколовская В.В. 7
Стоянов П.Ф. 86
Тарасова В. А. 17
Тележенко Л.М. 55
Титлов А.С. 45,47,50,52

Титлова О.А.40,42,52
Тюхай Д.С. 45
Фатхи Даях 111
Ханмамедов С.А. 57
Харлампида Д. Х.15,17
Хмельнюк М.Г. 70,75,93,
103,102,110
Хобин В.А. 40
Хуанг Б 35
Чебан Д.Н. 72
Чепурненко В.П. 166
Чиркин Н.Б. 119
Шайхлисламова И.А. 161
Шерстюк А.В. 119
Шестопалов К. 35
Эльгерби Рами 121
Яковлев Ю.А. 70
Яковлева О.Ю. 70
Ясинский С.П. 166