

# МЕТОДИКА МОНИТОРИНГА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

*У статті розглядаються питання створення методики проведення моніторингу теплового насоса, що дозволяє по обмеженому обсягу параметрів, що заміряються, здійснювати термодинамічне тестування його роботи в режимі реального часу. Наведено результати моніторингу роботи теплового насоса Vicot серії VMN430L у системі опалення адміністративної будівлі. Запропоновано регресійну залежність для аналізу енергетичної ефективності теплового насоса VMN430L*

**Ключові слова:** тепловий насос, чилер, термодинамічна ефективність, коефіцієнт перетворення, ексергетичний коефіцієнт перетворення

*В статье рассматриваются вопросы создания методики проведения мониторинга теплового насоса, позволяющей по ограниченному объему измеряемых параметров осуществлять термодинамическое тестирование его работы в режиме реального времени. Приведены результаты мониторинга работы теплового насоса Vicot серии VMN430L в системе отопления административного здания. Предложена регрессионная зависимость для анализа энергетической эффективности теплового насоса VMN430L*

**Ключевые слова:** тепловой насос, чиллер, термодинамическая эффективность, коэффициент преобразования, эксергетический коэффициент преобразования

**А. С. Клепанда**

Кандидат технических наук  
Старший научный сотрудник  
«Инсолар-Климат»

ул. Клочковская, 99-А, г. Харьков, 61022  
E-mail: klepanda@insolar.com.ua

**В. А. Тарасова**

Кандидат технических наук  
Отдел моделирования и  
идентификации тепловых процессов

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного  
Национальной академии наук Украины  
ул. Дмитрия Пожарского, 2/10,  
г. Харьков, Украина, 61046  
E-mail: tarasova@ipmach.kharkov.ua

**Ю. В. Березко**

Аспирант  
Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции и  
использования тепловых вторичных энергоресурсов  
Харьковский национальный университет  
строительства и архитектуры  
ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002  
E-mail: berezhko@bk.ru

## 1. Введение

В течение последних 8–10 лет в Украине наблюдается положительная динамика внедрения тепловых насосов (ТН) в объектах жилищно-коммунального сектора. Использование ТН для целей комплексного теплохладоснабжения уже давно перестало быть чем-то экзотическим и малопонятным для украинского потребителя, который все чаще делает свой выбор в пользу экономичного и экологически чистого способа теплонасосного отопления. В тоже время, при отсутствии гибкой тарифной политики в Украине на выработанную тепловую энергию, которая в первую очередь учитывала бы способ ее получения, внедрение ТН может и не дать той ощутимой экономии, которой от них ожидают.

Решение о целесообразности применения ТН для комплексного производства тепла и холода, а также выбор рабочих параметров установки требует проведения детального анализа и сбора данных относительно

реальных величин термодинамического совершенства современных чиллеров и ТН. Эти данные должны быть получены на основе экспериментального исследования и мониторинга действующих установок.

Приходится, к сожалению, констатировать тот факт, что ни продавцов ТН, ни инвесторов, и даже, как это ни странно, проектировщиков систем отопления особо не заботит вопрос о термодинамической эффективности применяемого теплонасосного оборудования, и непосредственно связанный с этим вопрос об энергоёмкости единицы тепла или холода, отпускаемого от данной конкретной установки. Сегодня энергоёмкость единицы тепла и холода соответствующим образом не контролируется в течение всего срока эксплуатации ТН. Как правило, этот вопрос становится уже проблемой потребителя, а не производителя. По нашему мнению, контроль за расходом энергии в ТН должен быть такой же обязательной процедурой, как и контроль за расходом топлива в автомобиле, если прибегнуть к подобной аналогии. Множество проблем,

связанных с влиянием эксплуатационных факторов, могут быть устранены еще до момента их критического накопления только за счет создания системы эксплуатационного контроля и диагностики термодинамической эффективности установки [1].

## 2. Анализ литературы и постановка проблемы

Часто используемые на объектах с ТН системы мониторинга осуществляют, как правило, только наблюдение за работой установки. С их помощью регистрируется ряд измеряемых параметров и характеристик ТН. При этом следует отметить, что, зачастую, по ряду причин, прежде всего продиктованных желанием потребителя «экономить на системе мониторинга», а также опасением за гарантийное обслуживание ТН, не регистрируются параметры цикла установки. Это, в свою очередь, не позволяет в полной мере судить о ее термодинамической эффективности. Обеспечение установкой требуемой тепло- или холодопроизводительности еще не означает, что с ней все в порядке. Коэффициент преобразования ТН, равно как и холодильный коэффициент, в известной мере дают интегральную характеристику эффективности установки [2, 3]. Эти коэффициенты не учитывают связи между необратимостью и перерасходом электроэнергии, в ряде случаев они могут даже дезориентировать. Любая устаревшая установка, имеющая в своем составе неэффективный компрессор, загрязненный конденсатор или испаритель, однако при этом работающая при малых температурных границах термодинамического цикла будет иметь значение холодильного коэффициента или коэффициента преобразования выше, чем новая машина, эксплуатируемая в больших температурных границах цикла. В качестве критерия эффективности должны выступать потери от необратимости в установке. Номинальные значения потерь от необратимости, заложенные заводом изготовителем, в данном случае являются эталоном, с которым надлежит сравнивать реальные потери, возникающие во время эксплуатации установки. Только статистический анализ данных о величинах реальных потерь от необратимости в установке позволит судить о ее качестве и техническом совершенстве. В такой постановке задачи мониторинга ТН нам представляются гораздо шире. Это не просто регистрация теплотребления объекта и затраченной приводной мощности ТН, но также анализ и диагностика термодинамической эффективности.

В конце 80-х годов были представлены пионерские работы по диагностике чиллеров и установок кондиционирования, которые были ориентированы на выявление в них признаков неисправностей. Каждой неисправности соответствовало увеличение или уменьшение конкретного параметра термодинамического цикла [4]. В последние два десятилетия разработаны методики более точного обнаружения аномалий в работе чиллеров и ТН. Их целью является выявление причин, влияющих на уменьшение эффективности установки, и обеспечение возможности для быстрого их устранения [5, 6]. Вместе с тем, воспользоваться этими методиками без измерения температур и дав-

лений хладагента во всех точках термодинамического цикла ТН, по нашему мнению, невозможно.

## 3. Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является создание методики мониторинга, позволяющей по ограниченному объему измеряемых параметров осуществлять тестирование термодинамической эффективности ТН.

Методика включает в себя три этапа: первый этап – мониторинг ТН, предполагающий только регистрацию данных и сбор информации о работе ТН; второй этап – обработка данных мониторинга; третий этап – анализ и диагностика термодинамической эффективности ТН.

## 4. Методика проведения мониторинга теплового насоса

Проиллюстрируем, не претендуя на исчерпывающую полноту, предлагаемую методику мониторинга ТН на примере конкретного объекта.

В здании торгово-офисного комплекса г. Харькова, объемом 17580 м<sup>3</sup>, суммарной тепловой мощностью 924 кВт, выполнена низкотемпературная система водяного отопления на базе теплового насоса «воздух – вода». По проекту были установлены два тепловых насоса марки Vicot серии VMN430L, работающих на фреоне R407C. Проектный режим работы ТН: теплопроизводительность  $Q_k = 450$  кВт, потребляемая мощность компрессора  $N_{км} = 136,7$  кВт при температуре наружного воздуха  $T_{нв} = 7$  °С и температурах воды на входе и выходе из конденсатора  $T_w = 40/45$  °С.

На рис. 1 представлена мнемосхема системы отопления на базе ТН иллюстрирующая первый этап – сбор информации о характеристиках системы.

Системой мониторинга работы ТН, установленной на объекте, регистрировались следующие параметры: температура и влажность наружного воздуха; температуры воды в «прямой» и «обратной» магистралях системы отопления; потребляемая мощность компрессоров; расход воды в конденсаторе теплового насоса. Для учета расхода тепла на отопление использовался одноканальный теплосчетчик ФОРТ-04.

На втором этапе производится обработка данных мониторинга ТН. Коэффициент преобразования COP определялся по формуле

$$COP = \frac{Q_{i+1} - Q_i}{W_{i+1} - W_i}, \quad (1)$$

где  $Q_i$ ,  $Q_{i+1}$  и  $W_i$ ,  $W_{i+1}$  – показания тепло- и электросчетчиков в предыдущий и последующий период времени, соответственно, кВт·ч.

Следует отметить, что значение COP по формуле (1) является средним за рассматриваемый промежуток времени работы ТН (от  $i$  до  $i+1$ ). Для корректного анализа характеристик ТН необходимо перейти от средних за рассматриваемое время показателей к секундной тепловой мощности. Зная потребляемую мощность компрессора  $N_{км}$ , которая регистрируется каждую секунду работы установки, определяем теплопроизводительность ТН (кВт):

$$Q_k = N_{км} \cdot COP. \quad (2)$$

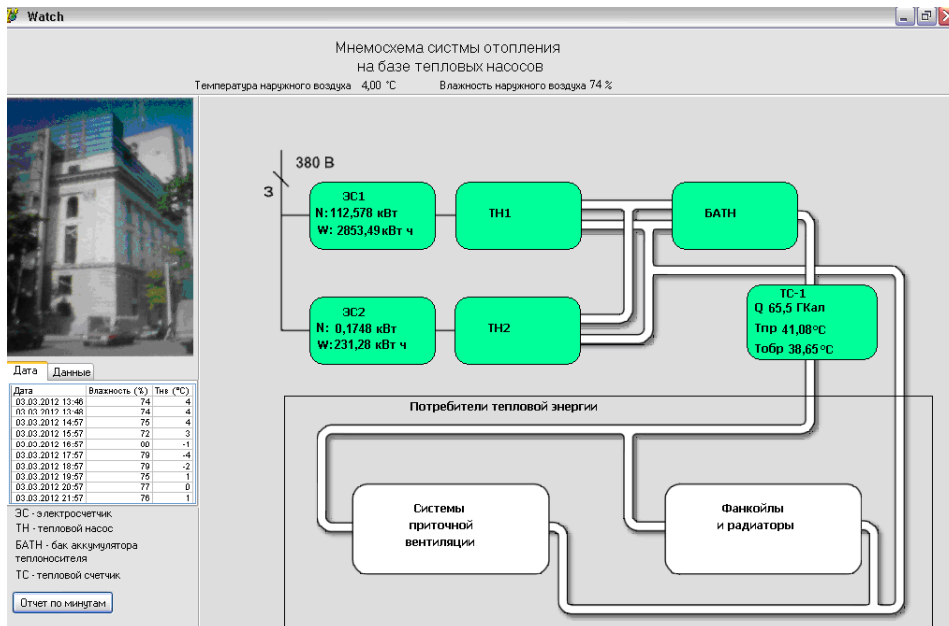


Рис. 1. Мнемосхема системы отопления на базе ТН: ЭС1, ЭС2 – электросчетчики; ТН1, ТН2 – тепловые насосы; БАТН – бак – аккумулятор; ТС-1 – тепловой счетчик

Ниже на рис. 2 и рис. 3 представлены результаты обработки данных мониторинга одного из установленных ТН марки VMN430L, который эксплуатировался в марте 2012 г. Второй ТН в этот период времени находился в резерве.

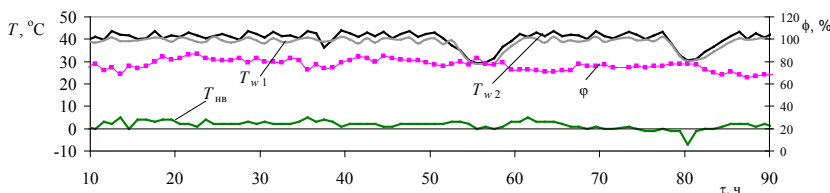


Рис. 2. Изменение влажности  $\phi$  и температур наружного воздуха  $T_{нв}$ , воды на входе  $T_{w1}$  и на выходе из конденсатора  $T_{w2}$  в период эксплуатации ТН с 4.03.2012 г. по 7.03.2012 г.

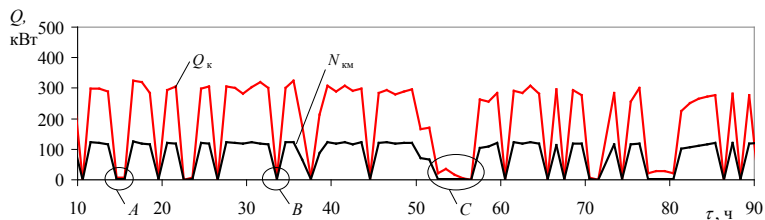


Рис. 3. Потребляемая мощность  $N_{км}$ , теплопроизводительность  $Q_k$  ТН в период с 4.03.2012 г. по 7.03.2012 г., полученные в результате обработки данных мониторинга

Анализ рис. 2 и рис. 3 показал, что отключение ТН происходит по разным причинам: в случае А (рис. 3) ТН отключается тогда, когда температура воды в баке-аккумуляторе (БАТН) достигает уровня требуемой температуры воды в подающей магистрали системы отопления, определяемой по графику качественного регулирования; в случае В отключение ТН связано с обмерзанием испарителя и необходимостью его деф-

ростации; в случае С ТН отключается ввиду покрытия требуемой тепловой нагрузки на здание традиционным теплогенератором при низких температурах наружного воздуха.

Третий этап – анализ и диагностика термодинамической эффективности ТН с привлечением математических моделей.

Для прогнозирования характеристик чиллеров и ТН используются математические модели [7–10], которые можно условно разделить на две группы. Модели первой группы основаны на уравнениях теплового и энергетического балансов. Они требуют использования данных о теплофизических свойствах рабочих веществ, данных геометрии

трубной обвязки контура циркуляции хладагента, а также конструктивных характеристик испарителя и конденсатора. Влияние потерь от необратимости на эффективность установки в данных моделях не учитывается. Исключение составляют только электромеханические потери, которые принимаются пропорциональными потребляемой мощности компрессора.

Модели второй группы являются полуэмпирическими и основаны на уравнениях энергетического и энтропийного балансов. Они используют статистические данные относительно величины внутренней диссипации энергии в реальных установках.

Моделирование работы ТН осуществляется без привлечения данных о теплофизических свойствах хладагентов и конструктивных данных. Принимая во внимание тот факт, что информация о точных геометрических размерах теплообменного и компрессорного оборудования, трубной обвязки элементов в целом недоступна, т. к. является коммерческой тайной производителей теплонасосного оборудования, то вопрос прогнозирования характеристик ТН, по нашему мнению, может быть успешно решен только с использованием полуэмпирических термодинамических моделей.

Ниже представлена полуэмпирическая термодинамическая модель, предложенная Дж. Гордоном и К. С. Нджу в работах [10–12]. Эта модель требует привлечения экспериментальных данных, либо данных каталогов производителей чиллеров. При получении полуэмпирической модели уравнения энергетического и энтропийного балансов записываются как

$$\Delta U = Q_k - N_{км} - Q_0 = 0, \tag{3}$$

$$\Delta S = \left( \frac{Q_k + q_{конд}^{потери}}{T_{конд}} \right) - \left( \frac{Q_0 + q_{исп}^{потери}}{T_0} \right) = 0, \tag{4}$$

где  $Q_0$  – холодильная мощность;  $q_{конд}^{потери}$ ,  $q_{исп}^{потери}$  – тепловые эквиваленты потерь от необратимости процессов в цикле вследствие теплопритоков, теплопотерь, трения, дросселирования, перегрева, отнесенные к конденсатору и испарителю, соответственно;  $T_{конд}$ ,  $T_0$  – температуры конденсации и испарения, К.

Комбинируя выражения (3)–(4) получим выражение

$$- = - + \frac{конд}{T_0} + \frac{\left[ \frac{q_{исп}^{потери} T_{конд}}{T_{s2}} - q_{конд}^{потери} \right]}{Q_0}, \tag{5}$$

где  $\epsilon$  – холодильный коэффициент.

На практике при оценке энергетических характеристик чиллеров и ТН удобнее пользоваться величиной  $1/\epsilon$ , показывающей расход энергии на единицу холодильной мощности. Следует отметить, что для оценки влияния потерь от необратимости в цикле на эффективность установки не принципиально к холодильной или тепловой мощности они будут отнесены. В целях соблюдения корректности цитирования работ [11, 12], запись выражения (5) оставим в том виде, который был предложен авторами применительно к анализу чиллеров. Для анализа ТН необходимо провести процедуру пересчета полученных значений потерь от необратимости относительно его тепловой мощности и коэффициента преобразования.

Величины тепловых эквивалентов потерь от необратимости процессов в цикле могут быть аппроксимированы линейными зависимостями при условии соблюдения линейного закона теплопередачи в испарителе и конденсаторе, изотропного характера сжатия и расширения в цикле, а также наличия зоны снятия перегрева в конденсаторе:

$$-q_{конд}^{потери} = -A_0 + A_3 T_{конд}, \tag{6}$$

$$q_{исп}^{потери} = -A_2 + A_4 T_0. \tag{7}$$

Учитывая то обстоятельство, что в каталогах производителей чиллеров и тепловых насосов отсутствуют данные о реальных значениях температур испарения и конденсации, поэтому, используя уравнения теплового баланса для испарителя и конденсатора, представим уравнение (5) в более удобном для обработки данных виде, при этом принимая  $A_1 = A_3 + A_4$

$$\begin{aligned} \frac{1}{\epsilon} &= -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{\left[ \frac{q_{исп}^{потери} T_{w1}}{T_{s2}} - q_{конд}^{потери} \right]}{Q_0} + h_x = \\ &= -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{A_1 T_{w1} - A_0 - A_2 (T_{w1}/T_{s2})}{Q_0} + h_x, \end{aligned} \tag{8}$$

где  $T_{w1}$  – температура воды на входе в конденсатор;  $T_{s2}$  – температура воздуха на выходе из испарителя, которая определяется по формуле

$$T_{s2} = T_{нв} - \frac{Q_0}{c_{ps} G_s}, \tag{9}$$

где  $c_{ps}$  – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);  $G_s$  – массовый расход воздуха, кг/с.

При допущении об отсутствии загрязнений на поверхности испарителя и конденсатора в уравнении (8)  $h_x = 0$ . Коэффициенты  $A_0$  и  $A_1$  условно можно отнести к значению необратимости в конденсаторе, а  $A_2$  – в испарителе.

По данным мониторинга ТН VMN430L была получена регрессионная зависимость для определения холодильного коэффициента

$$\frac{1}{\epsilon} = -1 + \frac{T_{w1}}{T_{s2}} + \frac{3,0825 \cdot T_{w1} - 775,4836 - 83,701 (T_{w1}/T_{s2})}{Q_0}. \tag{10}$$

Для удобства определения потерь от необратимости выражение (10) можно записать в виде, выразив его через коэффициент преобразования COP и теплопроизводительность  $Q_k$

$$\begin{aligned} \left[ \frac{1}{COP} - 1 + \frac{T_{s2}}{T_{w1}} \right] \cdot Q_k &= 3,0825 \cdot T_{s2} - \\ &- 775,4836 (T_{s2}/T_{w1}) - 83,701. \end{aligned} \tag{11}$$

Зависимость (11) позволяет оценить влияние отношения температур  $T_{w1}/T_{s2}$  на потери от необратимости в цикле ТН, тем самым дает возможность выбрать наиболее рациональные термодинамические режимы работы установки. Поскольку (11) получена на основе обработки данных каталогов производителей, то можно считать, что она отражает номинальные значения потерь от необратимости в ТН, которые заложены заводом изготовителем и соответствуют наилучшим характеристикам ТН.

На рис. 4 представлен характер изменения потерь от необратимости в зависимости от отношения  $T_{w1}/T_{s2}$ . Линиями показаны значения потерь, полученные по регрессионной зависимости (правая часть выражения 11), которые в данном случае являются эталоном при сравнении с реальным режимом. Значения потерь в реальном режиме эксплуатации отмечены точками. Так, к примеру, т. А на рис. 4 получена при  $T_{w1} = 307,5$  К, COP = 2,95,  $Q_k = 344$  кВт. Как можно видеть, в реальных условиях эксплуатации ТН потери от необратимости в данном режиме на 15 кВт выше номинальных.

Анализ зависимостей, представленных на рис. 4, показал, что чем ближе по своим значениям  $T_{w1}$  и  $T_{s2}$ , тем больше величина потерь от необратимости в цикле. Это объясняется тем, что в реальной установке с теплообменными аппаратами конечных размеров с ростом внешней необратимости, обусловленной увеличением температурных напоров в испарителе и конденсаторе при сближении  $T_{w1}$  и  $T_{s2}$ , увеличивается влияние на термодинамическое совершенство

установки внутренней необратимости, связанной с процессами дросселирования и сжатия.

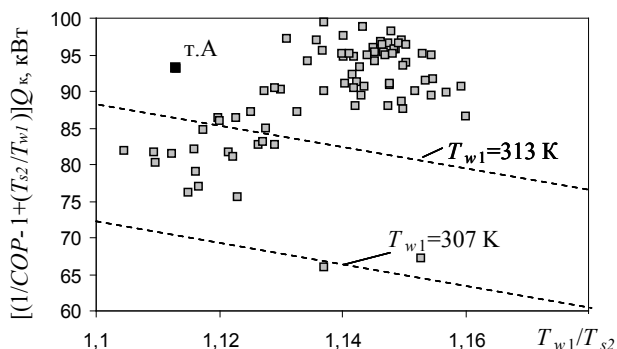


Рис. 4. Изменение потерь от необратимости в цикле в зависимости от  $T_{w1}/T_{s2}$  для ТН VMN430L номинальной тепловой мощностью  $Q_k = 450$  кВт

Одним из показателей оценки качества установки может служить эксергетический коэффициент преобразования ЕРС, определяющийся по формуле [13]

$$ЕРС = \frac{COP(T_{w1}/T_{s2} - 1)}{1 - COP(T_{w1}/T_{s2} - 1)}, \quad (12)$$

Величина ЕРС представляет собой отношение преобразованной в ТН тепловой энергии к суммарным потерям от необратимости реальном цикле.

На рис. 5 представлена зависимость коэффициента ЕРС от соотношения  $T_{w1}/T_{s2}$ . Линиями на рисунке показаны эталонные значения ЕРС, где COP вычислен с использованием регрессионного выражения (11), точками – значения, полученные по данным мониторинга в реальном режиме эксплуатации ТН при температурах  $T_{w1}$  в диапазоне от 300 до 313 К. Точка В соответствует неэффективному режиму работы ТН ( $T_{w1} = 312$  К,  $Q_k = 298$  кВт,  $COP = 2,45$ ).

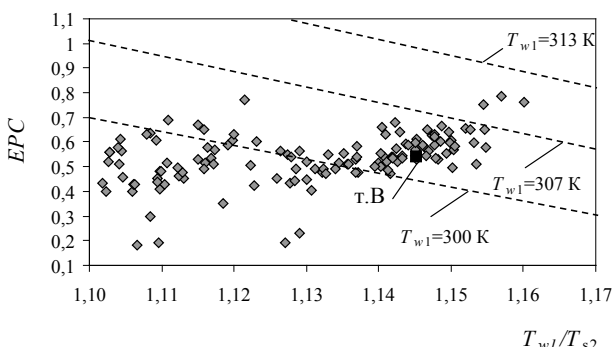


Рис. 5. Зависимость ЕРС от  $T_{w1}/T_{s2}$

Из рис. 5 видно, что в реальных условиях эксплуатации выработка тепла ТН происходит с большими потерями от необратимости, чем в эталонном режиме. По нашему мнению, это может быть связано с тем, что при получении эталонных (заводских) характеристик фактор влажности и его влияние на интенсивность процесса теплообмена в испарителе не учитывался.

Соответственно, в реальном режиме в случае обморожения испарителя при низких температурах наружного воздуха (ниже 0 °С) и повышенной влажности (более 80 %) потери от необратимости в испарителе возрастают, а величина ЕРС снижается.

## 5. Выводы

Предложенная в работе методика проведения мониторинга ТН позволяет в режиме реального времени осуществлять термодинамическое тестирование установки по ограниченному объему измеряемых параметров.

Суть методики состоит том, что на основе статистической обработки данных каталогов производителей относительно степени термодинамического совершенства чиллеров и тепловых насосов формируется регрессионная зависимость для определения потерь от необратимости в цикле данной установки. Эта зависимость выступает в качестве эталонной характеристики ТН при его диагностике в режиме реального времени, имея в наличии только данные о температурах теплоносителей на входе в испаритель и конденсатор, а также показания тепло и электросчетчика.

Результаты мониторинга ТН VMN430L показали, что в данной модели при пониженных температурах наружного воздуха заметно снижается ее эффективность. Следует отметить, что для современного поколения чиллеров и тепловых насосов других производителей этот недостаток уже не так характерен.

## Литература

1. Желіба, Ю. О. Энергозбереження при виробництві та споживанні холоду [Текст] / Ю. О. Желіба // Холод. – 2004. – № 2. – С. 39–43.
2. Бродянский, В. М. Доступная энергия земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. Часть 1. Эффективность искусственных систем [Текст] / В. М. Бродянский // Технические газы. – 2011. – № 2. – С. 48–65.
3. Бродянский, В. М. Доступная энергия земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. Часть 2. Ресурсы земли [Текст] / В. М. Бродянский // Технические газы. – 2011. – № 3. – С. 48–62.
4. Grimmelius, H. T. On-line failure diagnosis for compression refrigeration plants [Text] / H. T. Grimmelius, J. K. Woud, G. Been. // Int. J. Refrigeration. – 1995. – Vol. 18. – P. 31–41.
5. Li, H. A Methodology for Diagnosing Multiple Simultaneous Faults in Vapor-Compression Air. Conditioners [Text] / H. Li, J.E. Braun // HVAC&R Research. – 2007. – Vol. 13. – P. 369–395.
6. Rossi, T. M. A statistical rule-based fault detection and diagnostic method for vapor compression air conditioners [Text] / T. M. Rossi, J. E. Braun // HVAC&R Research. – 1997. – Vol. 3. – P. 19–37.
7. Kim, Y. J. Development of Performance-Analysis Program for Vapor-Compression Cycle based on Thermodynamic Analysis [Text] / Y. J. Kim, I. S. Park // J. Indust. Eng. Chem. – 2000. – Vol. 6 (6). – P. 385–394.

8. Herbas, T. B. Steady-State Simulation of Vapor-Compression Heat Pump [Text] / T. B. Herbas, E. C. Berlinck, C. A. T. Uriu, R. P. Marques, J. A. R. Parise // Int. J. Ener.Res. – 1993. – Vol. 17. – P. 801–816.
9. Dubiri, A. E. A Steady-state Computer Simulation Model for Air- to – air Heat pumps [Text] / A. E. Dubiri // ASHRAE Trans. – 1982. – Vol. 88(2). – P. 973–987.
10. Gordon, J. M. Cool Thermodynamics. The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems [Text] / J. M. Gordon, K. C. Ng. – Cornwall. England: MPG Books Ltd, 2001. – 276 p.
11. Gordon, J. M. Thermodynamic Modeling of Reciprocating Chillers [Text] / J. M. Gordon, K. S. Ng // J Appl.Phys. – 1994. – Vol. 75. – P. 2769–2779.
12. Gordon, J. M. Centrifugal chillers: Thermodynamic modeling and diagnostics case study [Text] / J. M. Gordon, K. S. Ng, H. T. Chua // Int. J Refrig. – 1995. – Vol. 18(4). – P. 253–257.
13. Ust, Y. Analysis of a vapor compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion [Text] / Y. Ust, A. V. Akkaya, A. Safa// J Energy Inst, – 2011. – Vol. 84(2). – P. 66–72.

*В статті пропонується програмне забезпечення для моделювання прогнозування споживання електричної енергії аеропорту із врахуванням специфіки його обладнання. Це дозволить виявити в динаміці і наочно представляти об'єкти з аномальним електроспоживанням, ефективно здійснювати прогнозування електроспоживання окремими об'єктами та всім комплексом в цілому на етапі реконструкції та побудові нового*

*Ключові слова: споживання електричної енергії, нормальний закон розподілу, аеропорт, теорія ймовірностей, управління*

*В статье предлагается программное обеспечение для моделирования прогнозирования потреблением электроэнергии аэропорта с учетом специфики его оборудования. Такой подход позволит выявить динамику и представлять объекты с аномальным электропотреблением, эффективно осуществлять прогнозирование объемами потребления электрической энергии отдельными объектами и всем комплексом на этапе реконструкции и при строительстве нового*

*Ключевые слова: потребление электроэнергии, нормальный закон распределения, аэропорт, теория вероятностей, управление*

УДК 004.4:621.317.38:656.71(045)

# МОДЕЛЮВАННЯ ТА ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРОГНОЗУВАННЯ СПОЖИВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ОБ'ЄКТАМИ АЕРОПОРТУ

**Н. П. Соколова**

Асистент

Кафедра автоматизації та енергоменеджменту  
Національний авіаційний університет  
пр. Комарова, 1, м. Київ, Україна, 03058  
E-mail: NataSokolova@bigmir.net

## 1. Вступ

В умовах безперервного зростання цін на енергоносії питання прогнозування енергоспоживання в контексті планування енерговитрат є актуальним завданням підприємств. Необхідність прогнозування споживання електроенергії обумовлена механізмом функціонування оптового ринку електроенергії. Відхилення фактичного споживання від заявлених значень більше певного відсотка приводить до купівлі електроенергії з балансууючого ринку за більшою ціною. Відхилення в меншу сторону теж карається оплатою недопоставленої електроенергії, яка визначається різницею між заявленим і фактичним споживанням за встановленими розцінками. Тому складання точного прогнозу дозволить істотно скоротити витрати в собівартості і визначити шляхи підвищення енергоефективності.

Прогнозування електроспоживання є одним із найважливіших завдань управління ефективним споживанням енергетичних ресурсів на підприємстві.

Вибір ефективного методу прогнозування дозволить забезпечити раціональне споживання електричної енергії об'єктами підприємств на прогнозний період та підвищити якість управління споживанням електричної енергії аеропортів, що підтверджує актуальність теми дослідження.

## 2. Постановки проблеми, мета та задачі дослідження

Метою дослідження є прогнозування споживання електричної енергії об'єктами аеропорту на основі теорії математичної статистики.

Задачами дослідження є: