

В. А. Тарасова,

канд. техн. наук

Институт проблем
машиностроения
им. А. Н. Подгорного

НАН Украины,

г. Харьков, e-mail:

tarasova@ipmach.kharkov.ua

УДК 621.577

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ**

Запропоновано нову методику тестування термодинамічної ефективності теплового насоса, яка дозволяє за обмеженим числом параметрів, що заміряються, оцінити енергосмість виробленого тепла. З використанням ентропійно-статистичного підходу Гордон-Нджу сформовано напівемпіричну термодинамічну модель, яка дозволяє врахувати реальну величину внутрішньої дисипації енергії в циклі і оцінити ефективність теплового насоса при роботі у режимі з частковим навантаженням. Створено програмний комплекс для обробки результатів моніторингу теплонасосної системи тепло- і холодопостачання адміністративної будівлі в режимі реального часу. За результатами тестування роботи теплового насоса VMN430L виявлено, що він експлуатується в режимі з неповним навантаженням (80%). Це призводить до збільшення втрат від незворотності в циклі на 7,3÷10% в порівнянні з режимом повного завантаження.

Ключові слова: тепловий насос, термодинамічна ефективність, моніторинг, ексергетичний коефіцієнт перетворення.

Введение

В настоящее время энергоёмкость единицы произведенного тепла в течение всего срока эксплуатации теплового насоса (ТН) фактически не контролируется. После монтажа ТН на объекте вопрос контроля его параметров, как правило, становится уже обязанностью потребителя теплоты, а не производителя. Поэтому информация о его реальном энергопотреблении остается без анализа и обобщения. Между тем, контроль расхода энергии в ТН должен быть такой же обязательной процедурой, как и контроль расхода топлива в автомобиле, если использовать подобную аналогию [1]. Применяемые на объектах с ТН системы мониторинга осуществляют, как правило, только наблюдение за его работой, включающее регистрацию незначительного числа замеряемых параметров. При этом следует отметить, что по целому ряду причин, прежде всего обусловленных желанием потребителя «экономить на системе мониторинга ТН», а также опасением за его гарантийное обслуживание, не регистрируются параметры термодинамического цикла. Это, в свою очередь, не позволяет в полной мере судить о термодинамической эффективности ТН. Накопленный опыт эксплуатации ТН позволяет утверждать, что только за счет создания системы эффективного мониторинга множество проблем, связанных с влиянием эксплуатационных факторов, может быть устранено еще до момента их критического накопления, что в дальнейшем позволит обеспечить заметный эффект энергосбережения.

Коэффициент преобразования ТН, как и холодильный коэффициент, в известной мере дают лишь интегральную характеристику эффективности [2, 3] и не позволяют судить о качестве установки. В ряде случаев они могут даже дезориентировать (любая устаревшая установка, имеющая в своем составе неэффективные компрессор, конденсатор или испаритель, но эксплуатируемая в значительно меньших температурных границах термодинамического цикла, может иметь более высокий коэффициент преобразования, чем новая установка, работающая в больших температурных границах).

По нашему мнению, только анализ реальных значений потерь от необратимости позволит судить о действительной энергоёмкости выработанного тепла и свидетельствовать о качестве ТН. Эти значения должны быть получены на основе мониторинга действующих объектов с ТН. В такой постановке задачи мониторинга ТН представляются гораздо шире. Это не просто регистрация теплопотребления объекта и затраченной приводной мощности ТН, но также анализ и диагностика термодинамической эффективности.

Постановка задачи и анализ литературы

В начале девяностых годов XX века появился ряд пионерских работ по диагностике чиллеров и установок кондиционирования, которые были преимущественно ориентированы на выявление в них признаков неисправностей и составление так называемой «матрицы симптомов». Каждой неисправности соответствовало увеличение или уменьшение конкретных измеряемых параметров (например, температур и давлений в термодинамическом цикле) относительно этих параметров при исправном состоянии установки [4, 5]. Основным недостатком такой диагностики была невозможность идентификации нескольких неисправностей. В последние два десятилетия разработаны методики более точного обнаружения аномалий в работе чиллеров и ТН [6–8], целью которых было выявление причин, влияющих на уменьшение эффективности установки, а также обеспечение возможностей для быстрого их устранения. Разработанные он-лайн FDD методики [6] диагностики термотрансформаторов позволяли определить влияние нескольких аномалий на производительность установки.

При реализации этих методик, базирующихся на измерениях термодинамических параметров установки, для обнаружения неисправностей, приведших к снижению ее производительности, используются виртуальные датчики и упрощенные математические модели термотрансформаторов. Следует добавить, что он-лайн FDD методики, в конечном счете, могут идентифицировать лишь конкретную неисправность, но они не позволяют оценить, является ли определенная причина аномалии «тяжелой» или «легкой» в плане энергопотребления установки. Для этого необходима оценка влияния величины деструкции эксергии в элементе из-за возникшей аномалии на приводную мощность всей установки. Чтобы количественно оценить это влияние, широко используются методы современной прикладной термодинамики. В последние годы получило развитие одно из ее направлений – термозкономическая диагностика [9]. По результатам такой диагностики можно представить полную картину распределения деструкции эксергии в элементах установки.

Между тем, используя указанные методики [4–9], без измерения температур и давлений хладагента во всех точках термодинамического цикла ТН получить исчерпывающую информацию об эффективности элементов невозможно. Кроме того, существует еще один важный аспект эксплуатации ТН, который остается за рамками возможностей перечисленных методик анализа и диагностики. Это – работа ТН в режиме с неполной нагрузкой. Как известно, большую часть времени чиллеры и ТН работают в режиме неполной нагрузки, составляющей менее 60% расчетной.

Термодинамический анализ такого режима с помощью традиционных «энергетических» методик провести корректно невозможно по следующей причине. Согласно энергетическому балансу чиллера или ТН теоретическое изменение мощности, потребляемой компрессором, должно быть пропорциональным изменению холодопроизводительности Q_0 . Однако в реальных условиях при работе в режиме с частичной нагрузкой это условие не соблюдается, и изменение потребляемой мощности и холодопроизводительности происходит непропорционально. Причиной этого является величина внутренней диссипации энергии $\Delta S_{\text{вн}}$ в цикле.

Данные испытаний [10, 11] пароконденсационных чиллеров и ТН показали, что в реальных условиях их эксплуатации при изменении Q_0 величина внутренней диссипации энергии остается постоянной. Этому есть объяснение. Как известно [12], величина внутренней диссипации энергии $\Delta S_{\text{вн}}$ включает в себя: приращение энтропии в единице массы хладагента и приращение энтропии при изменении массовой скорости потока хладагента. В реальных чиллерах и ТН, когда массовая скорость потока хладагента уменьшается, например при дросселировании во всасывающей трубке поршневого компрессора, приращение энтропии в единице массы увеличивается, поскольку усиливается влияние внутреннего трения между молекулами. По этой причине при снижении холодопроизводительности теплового насоса в режиме с частичной нагрузкой значение внутренней диссипации в цикле остается приблизительно постоянным.

Для учета этого эффекта в работах [10–12] развит несколько иной, по сравнению с указанными выше, подход к анализу чиллеров и ТН. Он основан на использовании статистической информации относительно величины $\Delta S_{\text{вн}}$ в действующих установках. Именно этот подход нам представляется наиболее рациональным при оценке недогруженного режима.

Цель исследования

Целью настоящего исследования является разработка новой методики расчетно-экспериментального тестирования термодинамической эффективности ТН, позволяющей по ограниченному числу измеряемых параметров оценивать его энергетические и эксергетические характеристики, в том числе при работе в режиме с частичной нагрузкой, а также проведение мониторинга работы бивалентной системы отопления административного здания, обобщение и анализ данных реальной эксплуатации ТН.

Методика мониторинга и термодинамического тестирования теплового насоса

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

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

В здании торгово-офисного комплекса г. Харькова, объемом 17580 м³, 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, использующих в качестве хладагента фреон 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.

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 производилась 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 предыдущие и последующие моменты 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)

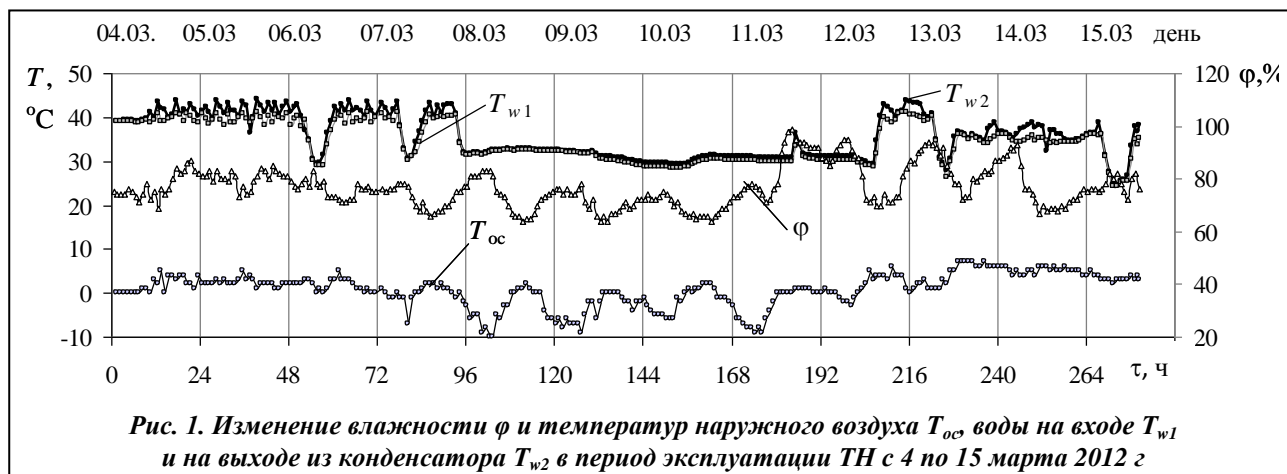
$$Q_k = N_{км} \cdot COP.$$

На рис. 1 и 2 представлены результаты обработки данных мониторинга одного из установленных ТН марки VMN430L.

Анализ рис. 1, 2 показал, что отключение ТН происходит по разным причинам. Первая причина – ТН отключается, когда температура воды в баке-аккумуляторе (БАТН) достигает уровня требуемой. Вторая – отключение ТН связано с обмерзанием испарителя и необходимостью его последующей дефростации (размораживание). Третья причина – ТН отключается при температурах наружного воздуха ниже -1 °С, тогда для покрытия тепловой нагрузки системы отопления подключается теплогенератор.

По результатам регрессионного анализа данных мониторинга ТН VMN430L получено уравнение для расчета COP в зависимости от следующих факторов: влажности наружного воздуха ϕ , его температуры T_{oc} , а также температуры воды на входе в конденсатор T_{w1}

$$COP = 2,48063 + 0,00510952\phi + 0,11402T_{oc} - 0,0150195T_{w1}. \quad (2)$$



Уравнение (2) справедливо для следующего диапазона изменения факторов: $\phi = 69\div 99\%$; $T_{oc} = -1\div 6\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{w1} = 33\div 41\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Третий этап предлагаемой методики – анализ и диагностика эффективности ТН с использованием полуэмпирических термодинамических моделей.

На этом этапе выясняется, соответствуют ли реальные значения энергетической эффективности ТН тем значениям, которые производитель заявляет в качестве эталонных для данной модели.

Полуэмпирические термодинамические модели основываются на уравнениях энергетического и энтропийного балансов с использованием статистических данных о величинах внутренней диссипации энергии в реальных установках. Моделирование энергетической эффективности как таковое осуществляется в них без привлечения данных о теплофизических свойствах хладагентов и конструктивных характеристиках оборудования ТН.

Ниже представлена полуэмпирическая термодинамическая модель, полученная нами с помощью энтропийно-статистического подхода Дж. Гордона и К. С. Нджу [10–12]. Методом множественной регрессии были обработаны заявленные производителем каталожные значения энергетической эффективности ТН-чиллера VMN430L.

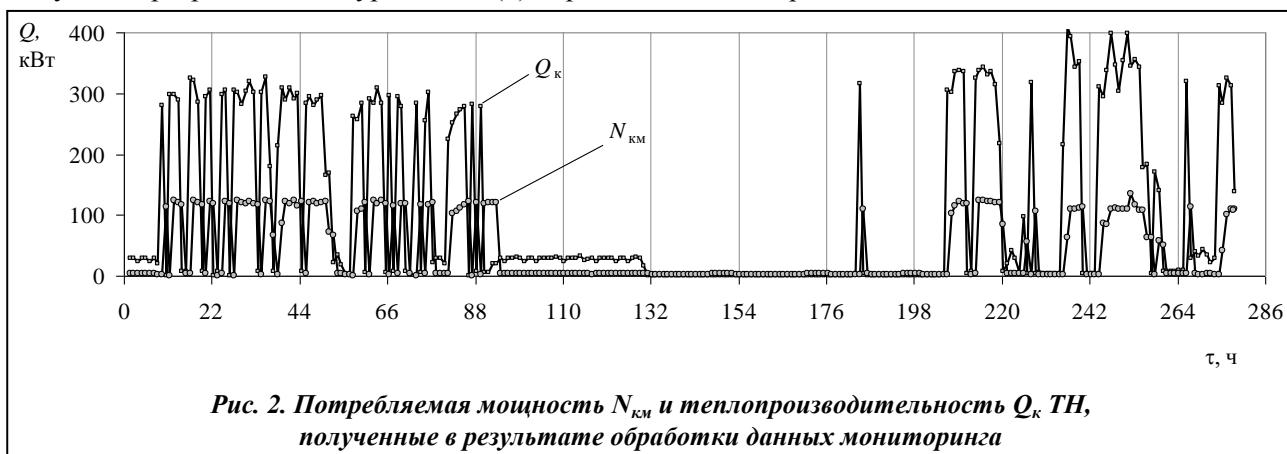
При соответствующих температурах воды на входе в конденсатор T_{w1} и воздуха на выходе из испарителя T_{s2} , а также заданном значении Q_0 получено регрессионное уравнение следующего вида:

$$\left[\frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}} \right] \cdot Q_0 = A_0 \cdot T_{w1} - A_1 - A_2 \cdot (T_{w1}/T_{s2}), \quad (3)$$

где ε – холодильный коэффициент; A_0, A_1, A_2 – коэффициенты уравнения регрессии, которые характеризуют влияние потерь от необратимости в элементах ТН на энергетическую эффективность.

Так, коэффициенты A_0 и A_1 условно можно отнести к конденсатору, а A_2 – к испарителю.

Следует отметить одну важную особенность энтропийно-статистического анализа ТН. При получении регрессионного уравнения (3) обработка данных производится по значениям холодильной



мощности Q_0 и холодильного коэффициента ε , а не по теплопроизводительности Q_k и коэффициенту преобразования COP . Это требует пояснения. Согласно энергетическому балансу ТН мощность привода компрессора $N_{км}$ определяет величину полезной теплопроизводительности $Q_k = Q_0 + N_{км}$, при этом та же мощность затрачивается также на преодоление термодинамической необратимости в цикле. Таким образом, выделить отдельно от мощности влияние потерь в цикле на коэффициент преобразования ТН при сохранении заданной теплопроизводительности невозможно. Следовательно потери от необратимости должны быть отнесены к холодопроизводительности установки, а не к ее теплопроизводительности.

В результате обработки данных каталогов заводских испытаний модели VMN430L получено следующее регрессионное выражение для анализа потерь от необратимости:

$$\left[\frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}} \right] \cdot Q_0 = 3,0825 \cdot T_{w1} - 775,4836 - 83,701(T_{w1}/T_{s2}), \quad (4)$$

которое при термодинамическом анализе выступает в качестве эталонной характеристики ТН.

Достоверность регрессионного уравнения подтверждалась оценкой основных статистических показателей и критериев [13].

На рис. 3 представлен характер изменения потерь от необратимости в зависимости от отношения T_{w1}/T_{s2} .

Линиями показаны значения потерь, полученные по регрессионной зависимости в результате обработки данных каталогов производителя (правая часть выражения 4). Значения эксергетических потерь в реальном режиме эксплуатации, вычисленные как $\left[\frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}} \right] \cdot Q_0$, отмечены точками. Об-

ласть *A* на рис. 4 относится к временному интервалу работы ТН с 4 по 8 марта 2012 г., а область *B* соответствует периоду работы ТН с 13 по 15 марта 2012 г. (см. рис. 3). Точка *C* соответствует реальному режиму работы ТН ($T_{w1} = 313,5$ К, $Q_0 = 178$ кВт, $\varepsilon = 1,46$).

Из анализа рис. 3 можно сделать вывод, что реальные условия эксплуатации ТН не привели к появлению дополнительной необратимости в цикле, связанной с износом оборудования (отложение солей, засорение внутритрубной поверхности), а также его поломкой. Отличие в значении эксергетических потерь до 5 кВт (точка *C* на рис. 3) может быть связано с влиянием влажности на интенсивность процесса теплообмена в испарителе, а соответственно и на потери от

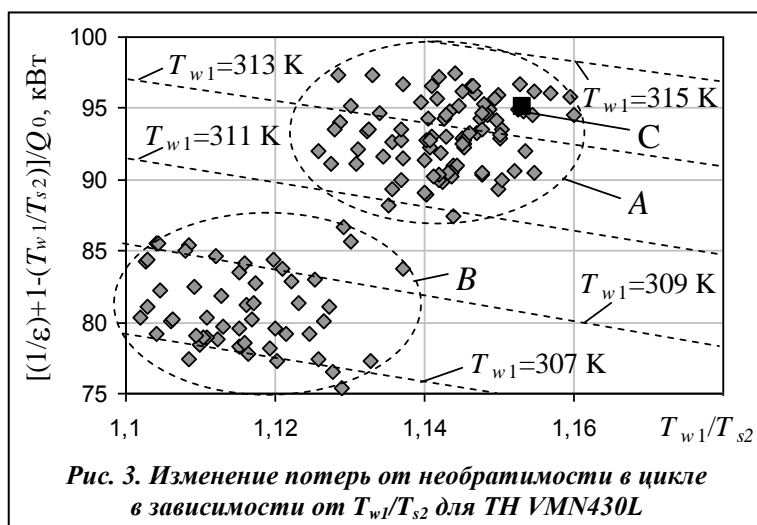


Рис. 3. Изменение потерь от необратимости в цикле в зависимости от T_{w1}/T_{s2} для ТН VMN430L

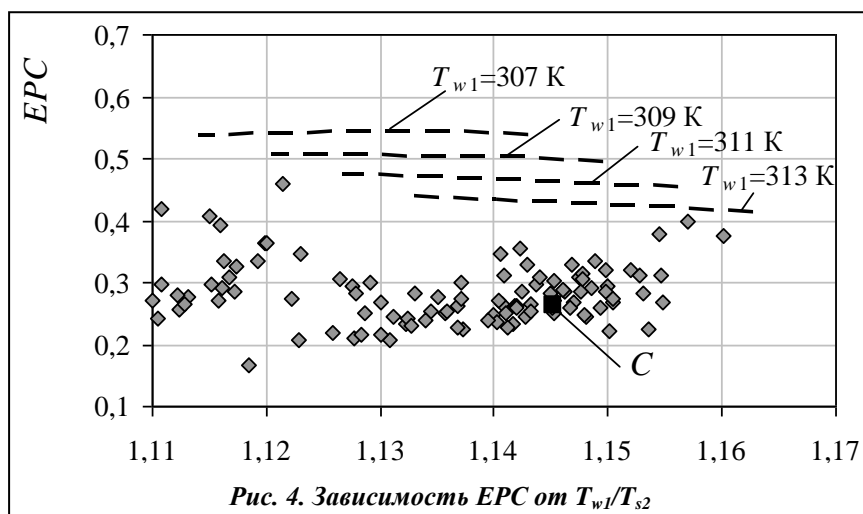
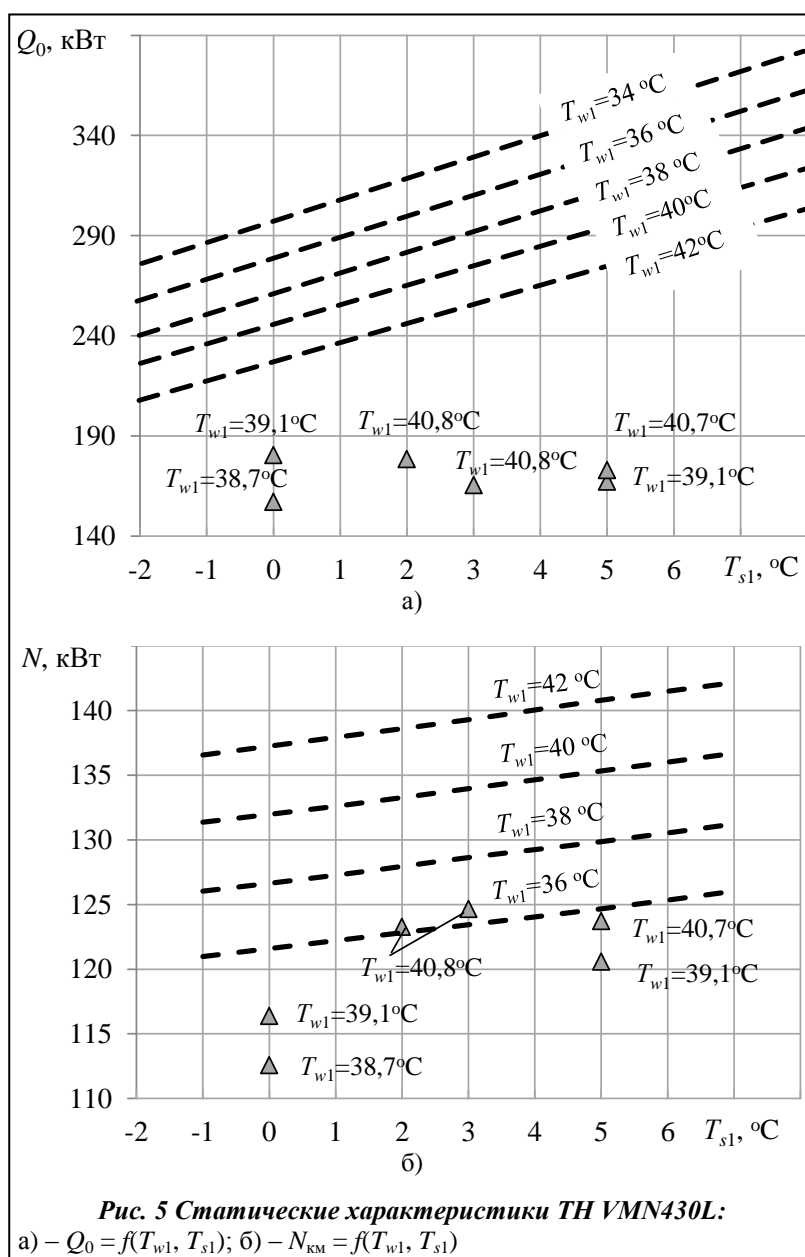


Рис. 4. Зависимость EPC от T_{w1}/T_{s2}



необратимости. Точки, показанные на рис. 3, в целом дают важную информацию относительно изменения эксергетических потерь от температур в цикле, но в итоге не позволяют в полной мере оценить влияние масштабного фактора (холодильная мощность) на потери в ТН.

Для углубленного анализа термодинамической эффективности установки и, в частности, влияния на эксергетические потери масштабного фактора необходимо использовать эксергетический коэффициент преобразования EPC [14], который представляет собой отношение доли потребляемой электрической мощности компрессора, затраченной на трансформацию тепла, к доле мощности привода, затраченной на преодоление термодинамической необратимости в цикле

$$EPC = \frac{\varepsilon \cdot (T_{w1} / T_{s2} - 1)}{1 - \varepsilon \cdot (T_{w1} / T_{s2} - 1)}$$

На рис. 4 представлены значения коэффициента EPC , полученные при различных соотношениях T_{w1}/T_{s2} . Линиями на рисунке показаны эталонные значения EPC , где ε вычислен с использованием регрессионного выражения (3), точками – значения, полученные по данным мониторинга в реальном режиме эксплуатации ТН при температурах T_{w1} от 300 до 313 К.

Анализ EPC (рис. 4) пока-

зал, что реальные его значения существенно меньше эталонных. Это говорит о том, что мощности на преодоление термодинамической необратимости в реальных условиях эксплуатации затрачивается больше, что по нашему мнению может свидетельствовать о возможной работе установки в недогруженном режиме ввиду неправильной регулировки производительности. Для этого режима, как известно, характерно увеличение внутренней диссипации энергии в цикле и, как следствие, повышенное потребление мощности привода компрессора.

Для подтверждения предположения о том, что тепловой насос, возможно, эксплуатируется в недогруженном режиме, нами было проведено сравнение статических характеристик $Q_0 = f(T_{w1}, T_{s1})$ и $N_{км} = f(T_{w1}, T_{s1})$ в эталонном и реальном режимах (рис. 5). Маркерами на рис. 5 показаны реальные характеристики, пунктирными линиями – эталонные. Из рис. 5 видно, что при одинаковых параметрах на входе T_{s1} и T_{w1} реальные значения холодильной мощности значительно ниже тех характеристик, которые должны быть при 100%-й загрузке, что свидетельствует о недогруженном режиме.

На рис. 6 представлен график потребления электроэнергии на привод компрессора в процентах $\bar{N} = (N_{\text{км}}^{\text{част.нагр.}} / N_{\text{км}}) \cdot 100\%$ при различном проценте холодильной нагрузки ТН $\bar{Q}_0 = (Q_0^{\text{част.нагр.}} / Q_0) \cdot 100\%$. Здесь $Q_0^{\text{част.нагр.}}$, $N_{\text{км}}^{\text{част.нагр.}}$ – холодопроизводительность и мощность привода компрессора при работе ТН с частичной нагрузкой; Q_0 , $N_{\text{км}}$ – при 100%-й нагрузке.

На рис. 6 приняты следующие обозначения: линия 1 – теоретические характеристики, полученные по методике расчета статических характеристик ТН [15]; линии 2 – характеристики, полученные по регрессионной зависимости (4); 3 – реальные характеристики, полученные по данным мониторинга ТН (рис. 1, 2).

Анализ рис. 6 показал, что для рассматриваемой модели ТН VMN430L режимы эксплуатации с частичной нагрузкой приводят к повышенному энергопотреблению, о чем свидетельствует существенное расхождение между теоретической характеристикой (линия 1) и реальными значениями (линии 2).

Выводы

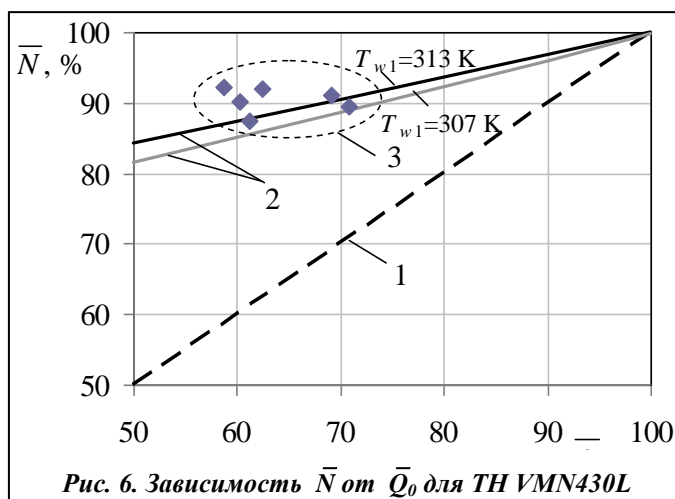
Предложенная в работе методика проведения мониторинга ТН позволяет в режиме реального времени осуществлять термодинамическое тестирование работы установки по ограниченному объему измеряемых параметров, в том числе и в режиме работы с частичной нагрузкой.

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, при наличии только данных о температурах теплоносителей на входе в испаритель и конденсатор, а также показаний тепло- и электросчетчиков.

Проведенный мониторинг работы ТН VMN430L в системе отопления административного здания показал, что данная модель преимущественно эксплуатировалась в режиме частичной нагрузки. Это приводило к существенному увеличению величины внутренней диссипации энергии в цикле и, как следствие, повышенному энергопотреблению. Так, при уменьшении холодопроизводительности на 50% относительно режима полной нагрузки эксергетические потери изменялись всего на 1%. Кроме того, при одновременном понижении температуры наружного воздуха до 0 °С и ниже и повышении его влажности до 85% заметно снижалась эффективность ТН. Таким образом, проведенный мониторинг показал неэффективность данной модели ТН. Кстати, следует отметить, что выявленные в результате расчетно-экспериментального тестирования недостатки уже не характерны для современного поколения чиллеров и ТН (например, чиллеры Clivet, Trane).

Литература

1. Клепанда, А. С. Методика мониторинга термодинамической эффективности теплового насоса / А. С. Клепанда, В. А. Тарасова, Ю. В. Бережко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – № 2/8 (68). – С. 3–8.
2. Бродянский, В. М. Доступная энергия Земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. 2. Ресурсы Земли / В. М. Бродянский // Техн. газы. – 2011. – № 3. – С. 48–65.
3. Системно-структурный анализ пароконденсаторных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братуга, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2014. – 269 с.
4. Adam, W. Fault Detection and Diagnostics for Commercial Coolers and Freezers / W. Adam, E. James // Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette. USA, July 14-17, 2008. – P. 1–10.



5. *Nooman, A. M.* Fault Detection and Diagnosis in Air Conditioners and Refrigerators/ A. M. Nooman, N. R. Miller, C. W. Bullard // Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept. – 1999. – P. 101.
6. *Grimmelius, H. T.* On-line failure diagnosis for compression refrigeration plants / H. T. Grimmelius, J. K. Woud, G. Been // Int. J. Refrigeration. – 1995. – Vol. 18. – P. 31–41.
7. *Rossi, T. M.* A statistical rule-based fault detection and diagnostic method for vapor compression air conditioners / T. M. Rossi, J. E. Braun // HVAC&R Research. – 1997. – Vol. 3. – P. 19–37.
8. *Li, H.* A Methodology for Diagnosing Multiple Simultaneous Faults in Vapor-Compression Air. Conditioners/ H. Li, J. E. Braun // HVAC&R Research. – 2007. – Vol. 13. – P. 369–395.
9. *Piacentino, A.* Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiple faults in air conditioning units: capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity / A. Piacentino, M. Talamo // Int. J. Refrigeration. – 2013. – Vol. 36, № 1. – P. 24–44.
10. *Gordon, J. M.* Thermodynamic Modeling of Reciprocating Chillers / J. M. Gordon, K. S. Ng // J. Appl. Phys. – 1994. – Vol. 75. – P. 2769–2779.
11. *Gordon, J. M.* Centrifugal chillers: Thermodynamic modeling and diagnostics case study / J. M. Gordon, K. S. Ng, H. T. Chua // Int. J. Refrigeration. – 1995. – Vol 18 (4). – P. 253–257.
12. *Gordon, J. M.* Cool Thermodynamics. The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems / J. M. Gordon, K. S. Ng. – Cornwall. England: MPG Books Ltd, 2001. – 276 p.
13. *Андронов, А. М.* Теория вероятностей и математическая статистика/ А. М. Андронов, Е. А. Копытов, Л. Я. Гринглаз. – СПб.: Питер, 2004. – 461 с.
14. *Ust, Y.* Analysis of a vapor compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion/ Y. Ust, A. V. Akkaya, A. Safa // J. Energy Inst. – 2011. – Vol. 84 (2). – P. 66–72.
15. *Steady-State Simulation of Vapor-Compression Heat Pump* / T. B. Herbas, E. C. Berlinck, C. A. Uriu et al. // Int. J. Ener. Res. – 1993. – Vol. 17.– P. 801–816.

Поступила в редакцию 01.03.16