

УДК 621.59

**М. Б. Кравченко**

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Канатная, 112, Одесса, 65039, Украина

✉ e-mail: kravtchenko@i.ua

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ, РАБОТАЮЩЕЙ НА НЕАЗЕОТРОПНОЙ СМЕСИ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ**

*Проведено экспериментальное исследование установки на двухкомпонентной смеси этана и изобутана. В результате прямых измерений было установлено, что в рекуперативном теплообменнике экспериментальной установки имелись две области, в которых температуры прямого и обратного потоков сближались. Предпринята попытка объяснения полученных результатов на основе предположения о том, что после дросселирования холодильной смеси в малых холодильных установках, ее состав окончательно приходит в термодинамическое равновесие только на холодном конце теплообменника.*

**Ключевые слова:** Холодильная установка; Смесь; Теплообменник.

**М. Б. Кравченко**

Одесска національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна

✉ e-mail: kravtchenko@i.ua

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ, ЯКА ПРАЦЮЄ НА НЕАЗЕОТРОПНІЙ СУМІШІ ХОЛОДИЛЬНИХ АГЕНТІВ**

*Проведено експериментальне дослідження установки на двокомпонентній суміші етану та ізобутану. В результаті прямих вимірювань було встановлено, що в рекуперативному теплообміннику експериментальної установки були дві області, в яких температури прямого і зворотного потоків зближувалися. Зроблено спробу пояснення отриманих результатів на основі припущення про те, що після дроселювання холодильної суміші в малих холодильних установках її склад остаточно приходить в термодинамічну рівновагу тільки на холодному кінці теплообмінника.*

**Ключові слова:** Холодильна установка; Суміш; Теплообмінник.



This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

**I. ВВЕДЕНИЕ**

Холодильные установки, работающие на неазеотропных смесях холодильных агентов по сравнению с установками, работающими на чистых веществах, позволяют существенно понизить температуру получаемого холода. Например, использование неазеотропных смесей в холодильных установках с одноступенчатым сжатием позволяет получать температуры порядка  $-130\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для получения столь низких температур на чистых веществах потребовалось бы применять гораздо более сложные холодильные установки каскадного типа.

Однако методы расчетов холодильных установок на неазеотропных смесях еще недостаточно отработаны. Помимо того, что расчет равновесия многокомпонентной смеси, сам по себе более сложен, чем расчет равновесных параметров чистого вещества, имеется еще целый ряд причин, осложняющих проектирование и расчет таких установок. Например, трудно учесть залегание части холодильного агента в аппаратах установки, которое приводит к тому, что состав циркулирующего холодильного агента отличается от заправочного состава.

Следствием этих трудностей является то, что проектирование малых холодильных установок на неазеотропных смесях все еще не стало рутинной процедурой, и обязательно включает в себя этап экспериментальной отладки и доводки проектируемой установки.

Толчком для проведения данного исследования послужили результаты сопоставления расчетных и экспериментальных данных по холодопроизводительности установок, работающих на неазеотропных смесях холодильных агентов, приведенные в статье В.Н. Тарана и В.И. Чалого [1]. Необычным в этой работе было то, что, по крайней мере, при некоторых режимах работы исследованных установок их холодопроизводительность оказалась выше той, которую следовало ожидать согласно расчету. Этот результат интересен тем, что, как правило, наблюдается противоположная ситуация – вследствие идеализации расчетной схемы установки и пренебрежения некоторыми видами потерь, расчетные энергетические показатели оказываются выше, чем у реальных установок. При расчете параметров холодильных установок не были учтены гидравлические потери в аппаратах, и потери от несовершенства теплообмена в испарителе

и регенеративном теплообменнике. Так как оба вида этих потерь приводят к диссипации эксергии, то их учет мог бы привести лишь к уменьшению расчетных значений холодопроизводительности и, следовательно, сделал бы расхождение между экспериментальными и расчетными данными еще большим.

Это обстоятельство было расценено как указание на то, что в расчетах не учитывался какой-то процесс, приводящий к заметному уменьшению термодинамических потерь в холодильной установке, что, в конечном итоге, и привело к увеличению эксергии получаемого холода.

Для выявления этих особенностей в работе холодильных установок, работающих на неазеотропных смесях веществ, было проведено экспериментальное исследование простейшей установки, на двухкомпонентной смеси неограниченно растворяющихся этана и изобутана.

## II. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Отличительной особенностью проведенного экспериментального исследования является то, что оно многостадийное. Это означает, что в процессе исследования была создана экспериментальная установка и на ней проведен ряд измерений; по результатам этих измерений делаются определенные предположения, строятся гипотезы, для проверки которых вносятся изменения в конструкцию установки и проводится новая серия измерений; снова делаются предположения, модернизируется экспериментальная установка и т.д.

Для первого этапа исследования была выбрана максимально простая схема холодильной установки, работающей на простейшей неазеотропной смеси неограниченно растворяющихся изобутана и этана.

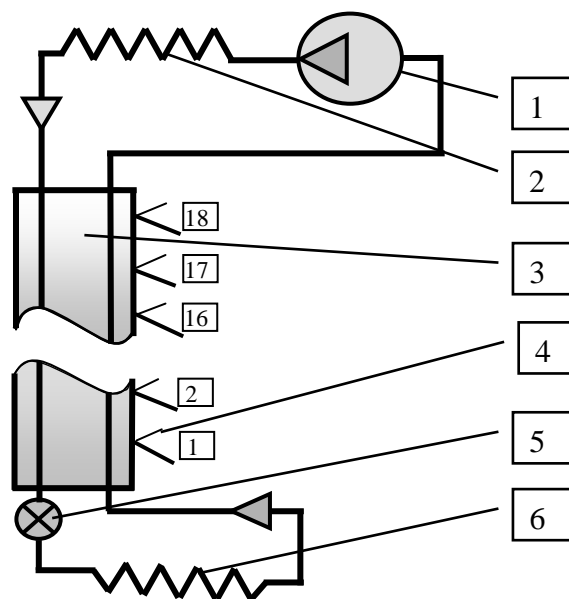
Схема первой экспериментальной холодильной установки показана на рисунке 1.

В установке использовался герметичный компрессор ХКВ-6 и витой однорядный теплообменник, навитый из капиллярной трубки диаметром 2 мм, оребренной медной проволокой. На наружной стенке теплообменника с равным интервалом было установлено 18 термодпар. Состав смеси подбирался по максимуму холодопроизводительности установки при температуре холодильного агента, выходящего из испарителя равной  $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

По экспериментальным данным был построен график распределения температур на наружной стенке витого теплообменника. Этот график имел ряд особенностей, которые четко проявились после его дифференцирования. Под дифференцированием в данном случае понимается то, что значения, соответствующие экспериментальным точкам на графике, получены как отношение разности показаний соседних термодпар к расстоянию между ними. На рисунке 2 сплошной линией показан график зависимости первой производной от температуры по длине наружной поверхности теплообменника.

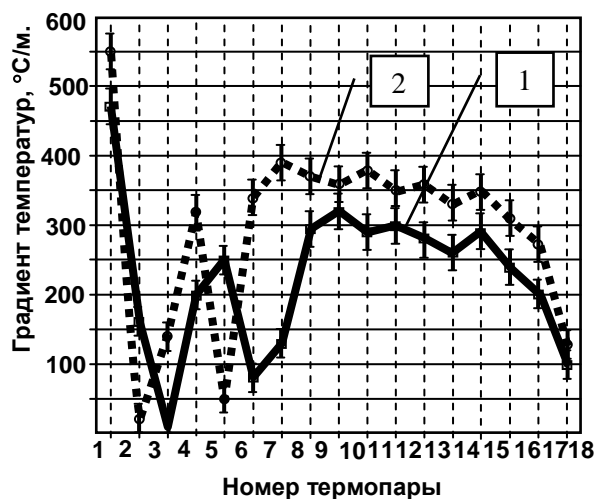
Из графика видно, что между 3-й и 4-й термодпарами и между 6-й и 7-й термодпарами наблюдается

резкое уменьшение градиента температуры вдоль наружной поверхности теплообменника.



1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – рекуперативный теплообменник; 4 – термодпары; 5 – дроссельный вентиль; 6 – испаритель.

Рисунок 1 – Схема экспериментальной холодильной установки



1 – изобутан-этан; 2 – изобутан-этан-метан.

Рисунок 2 – Изменение первой производной от температуры по длине теплообменника при работе на холодильной смеси разного состава

Такой необычный ход температур на наружной поверхности теплообменника естественно породил сомнения в достоверности полученных результатов. Первая попытка объяснения этого результата сводилась к тому, что полученный график является следствием систематической ошибки, возникшей при из-

мерении температуры. Для проверки этого предположения теплообменник холодильной установки вместе с припаянными термопарами был погружен в жидкий азот. После установления теплового равновесия показания всех восемнадцати термопар в жидком азоте отличались менее чем на  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , что сняло все подозрения с термопар, термопарного переключателя и измерительного прибора.

На следующем этапе исследования, для выяснения причин столь необычного поведения градиента температур на поверхности теплообменника, в холодильную смесь было добавлено небольшое количество метана. Это привело к снижению температуры кипения холодильной смеси в испарителе и уменьшению холодопроизводительности установки. График первой производной температуры по длине теплообменника после добавления метана показан пунктирной линией на рисунке 2. Как видим, несмотря на то, что существенно изменился состав холодильной смеси и температура в районе соответствующих термопар понизилась в среднем на  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , качественного изменения в поведении градиента температур на поверхности теплообменника не произошло.

Важно и то, что положения минимумов скорости изменения температуры на поверхности теплообменника сместились. Например, между 5-й и 6-й термопарами после добавления метана мы получили локальный минимум вместо локального максимума, имевшего место до этого. Это указывает на то, что полученный результат не может быть следствием погрешности в установке термопар или других дефектов в конструкции теплообменника.

Для того чтобы окончательно исключить возможность того, что полученные результаты являются ошибкой измерения, оценим погрешность определения градиента температур на поверхности теплообменника.

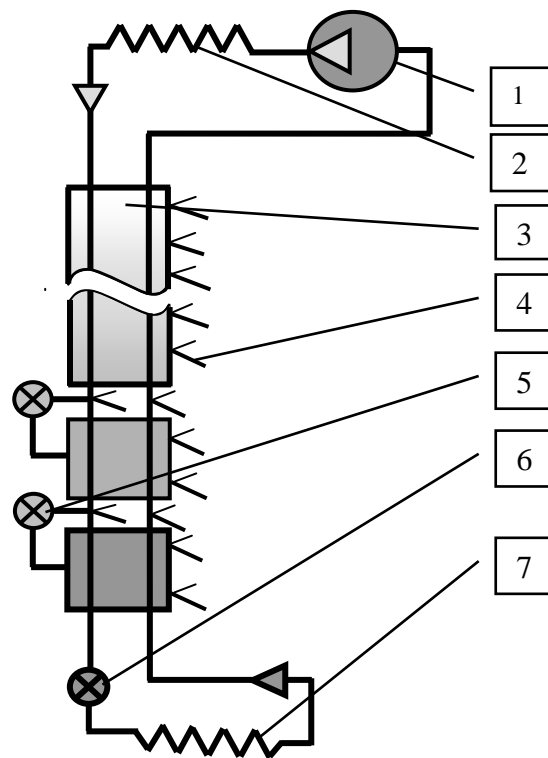
Градиент температур определялся как отношение разности температур соседних термопар к расстоянию между термопарами. Следовательно, квадрат относительной погрешности градиента температур равен сумме квадратов относительной погрешности установки термопар и относительной погрешности определения разности температур. Абсолютную погрешность установки термопар примем равной  $1\text{ мм}$ . Это значение погрешности установки термопар является скорее завышенным, чем заниженным, так как припаять термопары с такой точностью на ровной цилиндрической поверхности абсолютно не сложно.

Тогда с учетом того, что расстояние между соседними термопарами составляло  $18\text{ мм}$ , получаем величину относительной погрешности установки термопар равной  $1/18=5,6\%$ .

Если погрешность измерения температуры не превышает  $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то абсолютная погрешности определения разности температур будет менее  $0,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Относительная же погрешность измерения разности температур, очевидно, будет зависеть от самой разности температур.

Рассчитанные таким образом погрешности определения градиента температуры показаны на графиче 2.

Типичное значение относительной погрешности измерения градиента температуры лежит в интервале  $6-9\%$ . Из графика видно, что имеющиеся особенности распределения температур на наружной поверхности теплообменника не могут быть объяснены только погрешностью измерений.



1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – рекуперативный теплообменник; 4 – термопары; 5 – дополнительные дроссельные вентили; 6 – основной дроссельный вентиль; 7 – испаритель.

**Рисунок 3** – Схема модернизированной экспериментальной холодильной установки

Таким образом, было установлено, что в теплообменнике исследуемой холодильной установки действительно имеются два участка, на которых температура обратного потока практически не изменяется. Одним из возможных объяснений такого необычного распределения температур на наружной поверхности теплообменника было то, что в районе рассматриваемых участков теплообменника имеет место сближение температур прямого и обратного потоков.

Для того чтобы проверить это предположение и исключить все другие объяснения такого поведения температуры обратного потока, был проведен следующий этап экспериментального исследования.

На этом этапе теплообменник холодильной установки был разрезан в тех местах, где были обнаружены особенности в ходе температур. Точнее был изготовлен новый теплообменник по размерам аналогичный ранее исследованному, но разделенный на три части в тех местах, где были обнаружены минимумы скорости изменения температуры обратного потока. Это позволило непосредственно измерить температу-

ру прямого и обратного потоков в интересующих нас сечениях теплообменника.

Кроме того, в модифицированной таким образом холодильной установке были установлены два дополнительных игольчатых вентиля. Эти вентили позволяли дросселировать часть прямого потока в межтрубное пространство теплообменника, перед соответствующим сечением теплообменника, как показано на рисунке 3.

После этого, при закрытых дополнительных вентилях был точно воспроизведен режим работы предыдущей установки.

Измерение температур прямого и обратного потоков показало, что между третьей и четвертой термомпарами разность температур прямого и обратного потоков действительно близка к нулю. Во втором сечении, в районе 6-й и 7-й термпар, разность температур оказалась равной 1,5 °С, что также не достаточно для эффективного теплообмена.

При исследовании работы модифицированной холодильной установки выяснилось, что регулированием вентиля на холодном конце теплообменника можно повысить холодопроизводительность установки от 25 Вт до 35 Вт при температуре смеси на выходе из испарителя равной -60 °С.

Перепуск небольшого количества холодильной смеси через второй вентиль, расположенный ближе к теплomu концу теплообменника, практически не влиял на работу холодильной установки. Дальнейшее увеличение количества холодильного агента, перепускаемого через второй вентиль, приводило к уменьшению холодопроизводительности установки.

Следовательно, дополнительный дроссельный вентиль, расположенный на холодном конце теплообменника оказался полезным и эффективным.

Понижение температуры и увеличение расхода холодильной смеси в обратном потоке за счет дросселирования части прямого потока через этот вентиль позволило увеличить разность температур прямого и обратного потоков в тех местах, где она ранее практически отсутствовала.

Устранение «засечки» в теплообменнике холодильной установки, естественно, привело к уменьшению потерь от необратимости теплообмена в рекуперативном теплообменнике и повышению холодопроизводительности холодильной установки.

Таким образом, в результате прямых измерений, было установлено, что в рекуперативном теплообменнике экспериментальной установки имелись две области, в которых температуры прямого и обратного потоков сближались. Причем, в области, расположенной ближе к холодному концу теплообменника, разность температур прямого и обратного потоков была близка к нулю. То, что аналогичный ход температур имел место при добавлении третьего компонента – метана, указывает на то, что исследованная особенность работы теплообменника не уникальное явление, а в той или иной степени характерна для всех малых холодильных установок, работающих на неазеотропных смесях.

### III. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Попытаемся дать объяснение полученным в вышеописанных экспериментах результатам. А более конкретно – тому, что существующие методы расчетов холодильных установок на неазеотропных смесях не предсказывают никакого сближения температур прямого и обратного потоков внутри теплообменника, а тем более, существования «засечки» – участка внутри теплообменника, лимитирующего работу теплообменника в целом.

Обычно вопросы, связанные с осуществимостью теплообмена в рекуперативных теплообменниках исследуются при помощи  $q$ - $T$  диаграмм. Но мы воспользуемся  $q$ - $1/T$  диаграммой, которая, обладая всеми достоинствами  $q$ - $T$  диаграммы, дает наглядное представление о распределении термодинамических потерь внутри рекуперативного теплообменника [2].

Расчетная  $q$ - $1/T$  диаграмма для теплообменника холодильной установки, работающей на смеси этана и изобутана приведена на рисунке 4. В расчетах давление прямого потока принято равным 10 бар, давление обратного потока принято равным 1 бар, температуры прямого и обратного потоков на теплом конце теплообменника приняты равными, соответственно, 30 °С и 10 °С. Эти параметры соответствуют тем значениям, которые были у экспериментальных установок. Состав смеси, как и в экспериментальном исследовании, подбирался по условию максимума холодопроизводительности установки. Расчетный состав холодильной смеси получился равным 68% изобутана и 32% этана по массе.

В расчетах максимум холодопроизводительности установки достигается при близкой к нулю разности температур на холодном конце теплообменника, а в экспериментальных установках эта разность температур получалась равной 10-15 °С.

Участок (1) на расчетной  $q$ - $1/T$  диаграмме, приведенной на рисунке 4, соответствует охлаждению смеси и конденсации пара в прямом потоке, на участке (2) происходит переохлаждение жидкой фазы. На участке (3) холодильная смесь нагревается и кипит в обратном потоке. Перегреву пара в рекуперативном теплообменнике соответствует участок (4). Таким образом, изменению фазового состава смеси, а, следовательно, и ее теплоемкости, на  $q$ - $1/T$  диаграмме соответствует излом на линии прямого или обратного потоков.

По измеренным на экспериментальной установке разностям температур на концах теплообменника и разности температур в двух промежуточных сечениях теплообменника можно составить качественное представление об общем виде  $q$ - $1/T$  диаграммы в реальном теплообменнике экспериментальной установки. Зеленой линией на рисунке 4 показано, как должна выглядеть линия обратного потока на  $q$ - $1/T$  диаграмме для экспериментальной установки. При этом считается, что линия прямого потока проходит в соответствии с

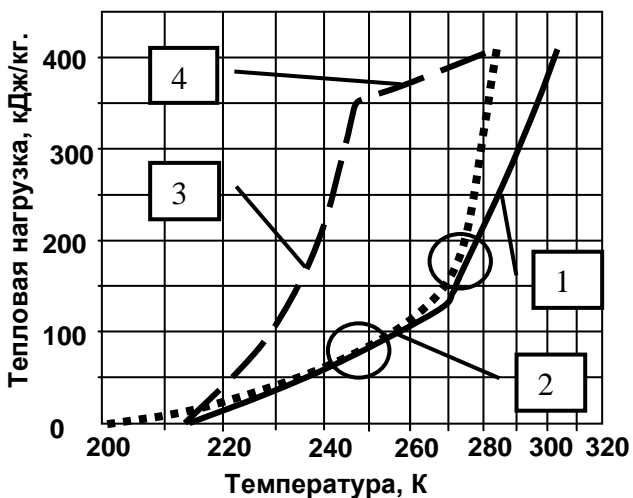
расчетом. Кружочками на  $q-1/T$  диаграмме обведены места сближения температур прямого и обратного потоков.

Очевидные качественные отличия между теоретической и экспериментальной  $q-1/T$  диаграммами сводятся к тому, что в экспериментальной  $q-1/T$  диаграмме разности температур между прямым и обратным потоками в средней части теплообменника существенно меньше тех, что получаются согласно расчету.

Сближение температур прямого и обратного потоков в реальном теплообменнике холодильной установки, работающей на неазеотропной смеси, объясняет значительное (в несколько раз) увеличение поверхности теплообмена в теплообменниках реальных холодильных установок по сравнению с ее расчетной величиной, полученной в работе В.Н. Тарана и Э.И. Табачник [3].

Такое значительное отклонение линии обратного потока на  $q-1/T$  диаграмме теплообменника означает, что температура обратного потока в соответствующих сечениях реального теплообменника оказывается существенно выше той, которую следовало бы ожидать согласно расчету.

Такое искажение  $q-1/T$  диаграммы можно объяснить тем, что на холодном конце теплообменника имеется не учтенный в расчетах процесс, сопровождающийся выделением тепла.



1 – охлаждение парожидкостной смеси и конденсации пара в прямом потоке; 2 – переохлаждение жидкой фазы; 3 – нагрев и кипение холодильной смеси в обратном потоке; 4 – перегрев пара в теплообменнике.

**Рисунок 4** – Расчетная  $q-1/T$  диаграмма для рекуперативного теплообменника холодильной установки, работающей на смеси этана и изобутана

Так как энергия к холодильной установке подводится только в компрессоре и испарителе, а рассматриваемые особенности наблюдаются на холодном конце теплообменника, то естественно предположить, что холодильная смесь отбирает в испарителе больше

тепла, чем это следует согласно расчету, и это тепло затем возвращается на холодном конце теплообменника. Если такое предположение верно, то кроме результатов рассматриваемых экспериментов, находит объяснение и более высокое, по сравнению с расчетом, значение холодопроизводительности реальных установок, описанное в статье В.Н. Тарана и В.И. Чалого [1].

Объяснение полученных результатов, основано на предположении о том, что после дросселирования холодильной смеси в малых холодильных установках, ее состав окончательно приходит в термодинамическое равновесие только на холодном конце теплообменника.

При дросселировании однокомпонентных рабочих веществ равновесное давление устанавливается практически мгновенно. Равновесная температура холодильного агента после дросселирования также устанавливается достаточно быстро. Поэтому при расчетах холодильных установок, работающих на однокомпонентных рабочих веществах, принято считать, что дросселирование происходит квазиравновесно. Здесь и далее под квазиравновесным дросселированием подразумевается дросселирование, при котором время установления термодинамического равновесия в парожидкостной смеси значительно меньше времени прохождения дросселя. Такое дросселирование на термодинамических диаграммах обычно показывают в виде изоэнтальпийного процесса.

Установление термодинамического равновесия по составу паровой и жидкой фаз, образующихся после дросселирования неазеотропной смеси, происходит гораздо медленнее. Это объясняется тем, что установление равновесного состава смеси связано с диффузией ее компонентов в жидкой фазе, а коэффициенты диффузии в жидкости примерно на два порядка меньше коэффициентов ее температуропроводности. Следовательно, после дросселирования неазеотропной смеси она еще какое-то время находится в неравновесном состоянии.

В малых холодильных установках скорости потоков рабочего вещества выбираются в основном по условию возврата масла в компрессор и получаются достаточно высокими, порядка 3-5 м/с. Характерный размер аппаратов, применяемых в холодильных установках малой производительности, имеет величину порядка 0,1 м. Например, в вышеописанной экспериментальной установке, испаритель представлял собой медный цилиндр диаметром 18 мм и длиной 35 мм, в котором был прорезан ряд тонких радиальных каналов для движения холодильного агента. Даже при скорости движения холодильного агента равной 1 м/с, время пребывания его в испарителе составит всего 0,035 с. Поэтому, нет ничего удивительного в том, что в малых холодильных установках с прямоточным испарителем окончательное установление термодинамического равновесия между паром и жидкостью может происходить уже в рекуперативном теплообменнике.

В крупных холодильных установках скорости потоков холодильного агента выбираются в основном по экономическим соображениям и обычно оказыва-

ются примерно такими же или даже меньше, чем в малых установках. Размеры же теплообменных аппаратов в крупных установках на много порядков больше. Поэтому рабочее вещество успевает прийти в термодинамическое равновесие и в результате этого мы имеем хорошее согласие между результатами расчетов и показателями реальных установок. Так, например, при проектировании теплообменников для крупных установок сжижения природного газа, никогда не отмечалось существенного различия между расчетными значениями поверхности теплообмена и теми, которые реально необходимы для осуществления эффективного теплообмена.

Пока холодильная смесь не пришла в термодинамическое равновесие, ее энтропия остается меньше, чем энтропия этой же смеси в состоянии равновесия. Это утверждение вытекает из фундаментального положения о том, что энтропия любой термодинамической системы в состоянии равновесия максимальна, и, следовательно, при выведении такой системы из термодинамического равновесия, ее энтропия понижается. Поэтому дросселирование в реальной холодильной установке происходит с меньшим приростом энтропии, чем квазиравновесное дросселирование, и в этом смысле, более обратимо.

При заданном давлении и составе смеси, уменьшение ее энтропии сопровождается понижением температуры смеси. Поэтому в конце неравновесного дросселирования смеси ее температура будет ниже, чем при равновесном дросселировании, и, следовательно, будет повышаться по мере установления термодинамического равновесия.

К такому же выводу можно прийти и иным путем. В работе автора [4] теоретически обосновано положение о том, что при интенсивном дисперсном режиме кипения неазеотропных смесей или при их дросселировании составы образующегося пара и жидкости сближаются и могут стать практически одинаковыми. В последующей работе автора [5] путем прямых измерений состава азотно-кислородной дыхательной смеси было показано, что при интенсивном кипении такой смеси, амплитуда колебаний ее состава не превышала 1%, вместо 90%, которые следовало ожидать при равновесном испарении. Это объясняется тем, что при интенсивном дисперсном режиме кипения смеси граница раздела паровой и жидкой фаз движется быстрее диффузии компонентов смеси внутри отдельных капелек жидкости. В результате этого составы образующегося пара и испаряющейся жидкости остаются практически постоянными.

Посмотрим теперь, что произойдет, если после дросселирования неазеотропной холодильной смеси ее давление и температура будут быстро выравниваться по всему объему, а составы жидкости и пара еще некоторое время будут оставаться близкими к составу жидкости перед дросселем. В этом случае жидкая фаза, по сравнению с ее равновесным составом, будет обогащена низкокипящими компонентами и, вследствие этого, ее температура кипения будет

ниже. По мере восстановления равновесного состава пара и жидкости, температура парожидкостной смеси будет повышаться до равновесной температуры.

Так как начальная температура неравновесной смеси, попадающей в испаритель, оказывается ниже равновесной, то к этой смеси в испарителе подводится больше тепла. По мере восстановления термодинамического равновесия между жидкой и паровой фазами уже в рекуперативном теплообменнике, температура смеси повышается. Дополнительное же количество тепла, отобранное в испарителе, отдается обратному потоку уже в теплообменнике на более высоком температурном уровне.

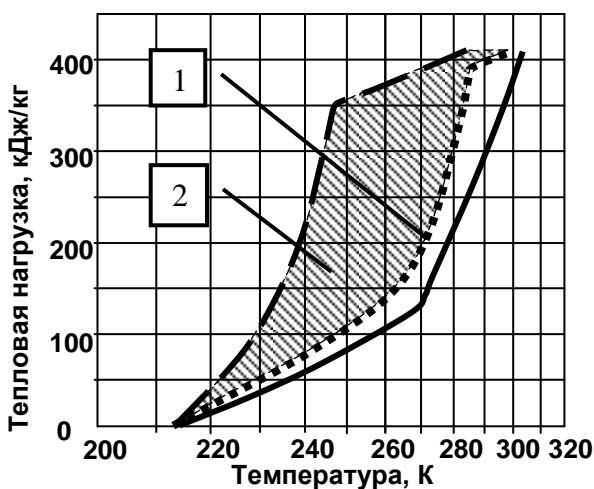
Такой перенос тепла с более низкого температурного уровня на более высокий температурный уровень равнозначен осуществлению дополнительно холодильного цикла.

Обратный термодинамический цикл, в котором тепло подводится к рабочему веществу в неравновесном состоянии и отводится в процессе восстановления термодинамического равновесия, а работа затрачивается для выведения рабочего вещества из состояния термодинамического равновесия, по всем формальным признакам, можно рассматривать как новый способ получения холода. При этом тепло, подведенное к рабочему веществу в неравновесном состоянии, выносится на более высокий температурный уровень в процессе установления термодинамического равновесия. Движущей силой этого процесса является разность химических потенциалов неравновесных фаз.

В известных в настоящее время способах получения холода, понижение энтропии рабочего вещества происходит в квазиравновесных процессах, например, таких как изотермическое сжатие или намагничивание. В рассматриваемом цикле понижение энтропии рабочего вещества происходит в результате выведения его из состояния термодинамического равновесия. Следовательно, неравновесное состояние рабочего вещества является необходимым условием для реализации такого холодильного цикла. По этой причине такой цикл, в отличие от всех известных холодильных циклов, нельзя показать на термодинамических диаграммах.

Вышеописанную экспериментальную установку, даже в ее модернизированном виде нельзя считать оптимальной, так как для получения максимума холодопроизводительности вовсе не обязательно дросселировать часть прямого потока в обратный. Такого же или даже лучшего результата можно достичь простым увеличением скорости обратного потока на холодном конце теплообменника. При этом участок установления термодинамического равновесия между жидкостью и паром станет длиннее и линия обратного потока на  $q-1/T$  диаграмме такого теплообменника пройдет более круто, что и увеличит разность температур прямого и обратного потоков на холодном конце теплообменника. Вид  $q-1/T$  диаграммы такого правильно сконструированного теплообменника показан на рисунке 5.

Как известно, термодинамические потери от несовершенства теплообмена в рекуперативном теплообменнике на  $q-1/T$  диаграмме пропорциональны площади фигуры, заключенной между линиями прямого и обратного потоков [2]. Эта особенность  $q-1/T$  диаграмм позволяет сразу же увидеть существенное уменьшение термодинамических потерь от несовершенства теплообмена в теплообменнике с неравновесным составом пара и жидкости. Уменьшение эксергетических потерь в теплообменнике оборачивается повышением эксергии получаемого в установке холода. Именно такой результат и описан в статье В.Н.Тарана и В.И.Чалого [1], когда экспериментальная установка дает примерно на 35% больше холода, чем можно было бы ожидать согласно расчету, или при той же холодопроизводительности позволяет за-



1 – линия обратного потока теплообменника с неравновесным составом фаз;  
2 – уменьшение термодинамических потерь от несовершенства теплообмена в рекуперативном теплообменнике.

**Рисунок 5** – Расчетная  $q-1/T$  диаграмма рекуперативного теплообменника и линия обратного потока теплообменника с неравновесным составом фаз

метно понизить температуру получаемого холода.

Остается добавить, что создание столь совершенных холодильных установок на кафедре криогенной техники стало возможным благодаря многолетнему накоплению эмпирического опыта по исследованию и разработке малых холодильных установок, работающих на неазеотропных смесях. Нам же остается только обобщить этот эмпирический материал и разработать методики расчетов подобных установок, делающие их проектирование рутинной задачей.

#### IV. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для выявления наиболее общих особенностей холодильных установок, работающих на неазеотропных смесях веществ, было проведено экспериментальное исследование простейшей установки на двухкомпонентной смеси неограниченно растворяющихся этана и изобутана.

В результате прямых измерений было установлено, что в рекуперативном теплообменнике экспериментальной установки имелись две области, в которых температуры прямого и обратного потоков сближались. Причем, в области, расположенной ближе к холодному концу теплообменника, разность температур прямого и обратного потоков была близка к нулю.

Сделана попытка объяснения того, что существующие методы расчетов холодильных установок на неазеотропных смесях не предсказывают никакого сближения температур прямого и обратного потоков внутри теплообменника, а тем более участка внутри теплообменника, лимитирующего работу теплообменника в целом.

Объяснение полученных результатов основано на предположении о том, что после дросселирования холодильной смеси в малых холодильных установках ее состав окончательно приходит в термодинамическое равновесие только на холодном конце теплообменника.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. **В.Н. Таран, В.В. Чалый.** Экспериментальное и расчетное исследование холодильной машины на смеси фреона 23 с нормальным бутаном // Холодильная техника и технология. – № 55, – 1992. – С. 47–51.
2. **М.Б. Кравченко.** Анализ термодинамических циклов низкотемпературных установок с помощью ( $q-1/T$ ) диаграмм // Технические газы. – № 2. – 2004. – С. 43–46.
3. **В.Н.Таран, Э.И.Табачник.** Исследование теплогидродинамических особенностей работы витого горизонтального теплообменника дроссельного микроохладителя // Холодильная техника и технология. — № 43. – 1986. – С. 80–86.
4. **М.Б.Кравченко.** О составе пара, образующегося при кипении неазеотропной смеси // Холодильная техника и технология. – № 5. – 2003. – С. 79–85.
5. **М.Б.Кравченко.** Экспериментальное исследование состава дыхательной смеси, подаваемой криогенным дыхательным аппаратом // Технические газы. — № 3. – 2003. – С. 38–41.

Отримана в редакції 10.12.2015, прийнята до друку 03.03.2016

**M. B. Kravchenko**

Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatnaia str., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: kravchenko@i.ua

## EXPERIMENTAL STUDY OF THE REFRIGERATION UNIT OPERATING ON THE NON-AZEOTROPIC MIXTURE OF REFRIGERANTS

*The experimental research of unit, working on two-component mixture of ethane and isobutane is carried out. As a result of direct measurements it was established that in the recuperative heat exchanger of experimental unit there were two areas, in which the temperatures of direct and opposite flows were approaching. The attempt of an explanation of the received results is made on the basis of the assumption that after expansion of refrigerating mixture in expansion valve its structure in small refrigerating machineries finally comes into thermodynamic balance only on the cold end in heat exchanger.*

**Key words:** Refrigerating machinery; Mixture; Heat exchanger.

### REFERENCES

1. Taran, V. N., Chalyiy, V. V. (1992). Eksperimentalnoe i raschetnoe issledovanie kholodilnoy mashiny na smesi freona 23 s normalnym butanom. *Refrigeration engineering and technology*, No. 55, 47-51 (in Russian).
2. Kravchenko, M. B. (2004). Analiz termodinamicheskikh tsiklov nizkotemperaturnykh ustanovok s pomoschyu  $(q-1/T)$  diagramm. *Tekhnicheskie gazy [Industrial Gases]*, No. 2, 43-46 (in Russian).
3. Taran, V. N., Tabachnik, E. I. (1986). Issledovanie teplo-gidrodinamicheskikh osobennosti raboty vitogo gorizontalnogo teploobmennika drosselnogo mikro
- okhladitelia. *Refrigeration engineering and technology*, No. 43, 80-86 (in Russian).
4. Kravchenko, M. B. (2003). O sostave para, obrazuyuschegosya pri kipenii neazeotropnoy smesi. *Refrigeration engineering and technology*, No. 5, 79-85 (in Russian).
5. Kravchenko, M. B. (2003). Eksperimentalnoe issledovanie sostava dykhatelnoi smesi, podavaemoi kriogennym dykhatelnym apparatom. *Tekhnicheskie gazy [Industrial Gases]*, No. 3, 38-41 (in Russian).

---

Received 10 December 2015

Approved 03 March 2016

Available in Internet 29 April 2016