

300–400 мВ), т.е. погрешность концентрационных измерений из-за дрейфа параметров не более 0,4%. В течение 50 часов датчики выдерживались при рабочей температуре 450⁰С в атмосфере воздуха с аммиаком (концентрация NH₃ – 200 мг/м³, а ПДК–0,2 мг/м³). Деградационных явлений, приводящих к изменению чувствительности датчиков к указанным газам, не обнаружено.

Сравнительный анализ газочувствительных элементов, полученных различными технологическими приемами, показал, что поликристаллические спеченные пленки и объемные образцы обладают хорошей чувствительностью к ряду токсичных и взрывоопасных газов. Это объясняется сильной зависимостью электропроводности от уровня легирования этих материалов, когда концентрация электронов в зоне проводимости практически линейно изменяется с изменением концентрации молекул адсорбируемого газа. Поэтому для датчиков, получаемых толстопленочной технологией, используются такие широкозонные полупроводники, как: SnO₂, TiO₂, NiO, V₂O₅, In₂O₅, WO₃ и др.

На основе этих датчиков был разработан и изготовлен экспериментальный образец портативного индикатора на кислородо- и водородосодержащие газы. Калибровка датчиков проводилась на разработанном газовом стенде.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хаммер Д., Биггерс Дж. Технология толстопленочных гибридных интегральных схем. – М.: Мир, 1975. – 496 с.
2. Кофстад П. Отклонение от стехиометрии, диффузия и электропроводность в простых окислах металлов. – М.: Мир, 1975. – 396 с.
3. Михайлов В.Б. Пленочные полупроводниковые газовые датчики на основе оксида олова // Всесоюзная НТК “Метрологические проблемы микроэлектроники”: Тез. докл. – М.: Радио и связь, 1991. – С.57.

УДК 621.57: 621.565.9.045

В.И. Володин, профессор; М.Д. Борзинский, студент; В.С. Конопацкий, студент

МОЛОКООХЛАДИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА С УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ОХЛАЖДАЕМОГО МОЛОКА

The computational method of non-stationary parameters of compression refrigerating and heating machinery is considered. The results of computing experiment represented.

На животноводческих фермах молоко подвергается первичной обработке, которая включает его сбор после дойки, охлаждение, хранение и транспортировку на молокоперерабатывающие предприятия. Важным элементом технологической цепочки является охлаждение парного молока с температурой 35 °С до 4–5 °С, что позволяет хранить его без потери качества до следующей стадии переработки. Для охлаждения молока применяются холодильные машины. Наиболее распространенная технология включает предварительное приготовление ледяной воды с температурой 1 °С, которая затем используется в рекуперативном теплообменнике для охлаждения парного молока. При этом теплота, отводимая от молока с помощью конденсатора воздушного охлаждения, сбрасывается в окружающую среду. Кроме того, энергия, затрачиваемая на привод компрессора холодильной машины, также рассеивается в форме теплоты в окружающую среду. На таком принципе основана работа широко распространенных молокоохладительных установок СМ-1250 и СЛ-1600. В то же время при первичной переработке

молока требуется горячая вода с температурой 30–60 °С для обработки доильного оборудования и санитарной обработки коров. При существующей технологии охлаждения молока для нагрева воды затрачивается дополнительная энергия.

Уменьшение затрат энергии при первичной обработке молока может быть достигнуто путем применения комбинированного трансформатора тепла, работающего в режиме холодильно-нагревательной машины. Использование такой установки позволяет одновременно охлаждать молоко и нагревать воду для технологических нужд. Это достигается за счет утилизации низкопотенциальной теплоты охлаждаемого молока и дополнительного полезного использования энергии, потребляемой для привода компрессора. При этом конструкция холодильной установки и режим ее работы претерпевают значительные изменения. Вместо воздушного конденсатора используется водяной конденсатор, выполняющий функции водоподогревателя, и вместо двух теплообменников испарителя и молокоохладителя по стороне низкого давления холодильной установки используется один испаритель, выполняющий функцию охладителя молока.

Схема комбинированной холодильно-нагревательной установки дана на рис. 1. Охлаждаемое парное молоко поступает в непроточный молокоохладитель с мешалкой. Теплота, отводимая от молока, передается хладагенту, который дополнительно нагревается в компрессоре за счет преобразования электрической энергии, потребляемой его приводом для совершения работы сжатия. Затем в конденсаторе теплота от хладагента передается нагреваемой воде, которая накапливается в баке-аккумуляторе и используется по мере надобности на технологические нужды.

В исследуемом трансформаторе тепла конденсатор представляет собой змеевиковый теплообменник с вытеснителем (рис. 2а). В нем конденсируется перегретый пар. Так как требуется максимально возможный подогрев воды (до 60 °С), то предпочтительной будет противоточно-перекрестная схема течения воды и хладагента. В случае прямоточно-перекрестной схемы температура воды на выходе будет меньше температуры насыщения хладагента при постоянном давлении в конденсаторе.

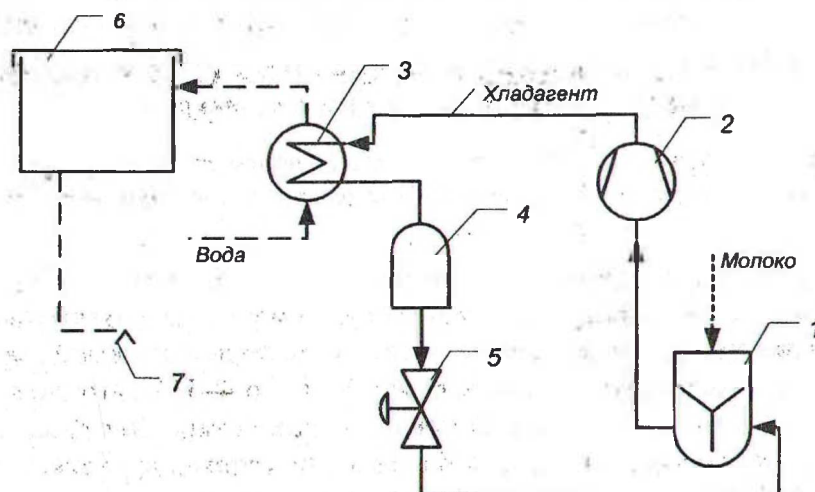


Рис. 1. Схема холодильно-нагревательной установки: 1 – испаритель с мешалкой (молокоохладитель); 2 – компрессор; 3 – конденсатор (водонагреватель); 4 – ресивер; 5 – терморегулирующий вентиль; 6 – бак-аккумулятор; 7 – потребители горячей воды

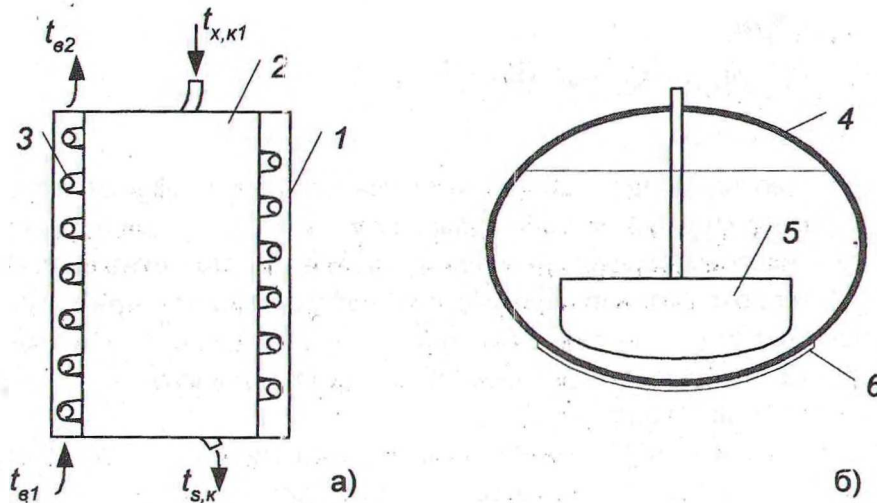


Рис. 2. Конструкция конденсатора (а) и испарителя (б): 1 – корпус; 2 – вытеснитель; 3 – змеевик; 4 – теплоизолированный корпус; 5 – мешалка; 6 – каналная поверхность теплообмена

Насколько конденсатор имеет традиционную конструкцию, настолько испаритель отличается от распространенных аппаратов холодильных машин. Испаритель представляет собой танк с поверхностью теплообмена в донной части (рис. 2б). Для повышения интенсивности теплообмена со стороны охлаждаемого молока оно перемешивается механической мешалкой. Аппараты с перемешиванием нашли широкое применение в химической технологии. Однако они имеют осесимметричную конструкцию, в которой поверхность теплообмена выполняется в виде погруженного в жидкость змеевика или в виде рубашки. По сравнению с традиционными аппаратами с механическими мешалками, в данном аппарате линейная скорость будет иметь существенную неравномерность по радиусу поверхности теплообмена. Максимальная скорость будет на периферии, а минимальная – в точке проекции оси мешалки.

Холодильно-нагревательная установка работает в нестационарном режиме, так как молоко охлаждается в непроточном аппарате. Постепенное снижение температуры молока будет отражаться на ее работе и как следствие сказываться на холодо- и теплопроизводительности. В целом эффективность работы установки определяется тем, насколько правильно подобраны испаритель и конденсатор и как они будут совместно работать в составе агрегата. При этом должно выполняться требование по времени охлаждения молока с 35 до 5 °С. Оно должно охлаждаться не более трех часов.

Методы теплового проектирования трансформаторов тепла, работающих в нестационарном режиме, не проработаны [1–5]. В то же время, как мы видим, данная проблема имеет практическое значение. В настоящей работе рассматривается приближенный метод сопряженного расчета парокомпрессионного трансформатора тепла, работающего в нестационарном режиме, в основу которого положена методика комплексного теплогидравлического расчета холодильных установок и тепловых насосов для стационарного режима [6]. Метод является составной частью пакета прикладных программ HEAPR.

Изменение параметров трансформатора тепла во времени определяется работой испарителя. Теплоперенос в испарителе описывается системой уравнений теплового баланса и теплопередачи.

$$\begin{aligned}
dQ_u &= k_u \Delta t_u F_u d\tau, \\
dQ_u &= \eta_x G_x [c_{p,u} (t_{x,u2} - t_{s,u}) + h_{fg} (1 - \chi)] d\tau, \\
dQ_u &= \eta_m M_m c_{p,m} dt_m,
\end{aligned} \tag{1}$$

где Q – количество тепла, передаваемого хладагенту; k – коэффициент теплопередачи; Δt – средний температурный напор в аппарате; τ – время; F – площадь поверхности теплообмена; G – массовый расход; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; t – температура; h_{fg} – теплота фазового перехода; η – эффективность при нагреве или охлаждении рабочей среды; χ – массовое расходное паросодержание на входе в испаритель; M – масса молока. Индексы: u – испаритель; s – на линии насыщения; x – хладагент, m – молоко, $u2$ – на выходе из аппарата.

В системе уравнений (1) принимаем, что при численном интегрировании параметры теплообмена будут постоянными для достаточно малого интервала времени $d\tau$. Конвективный коэффициент теплоотдачи в испарителе со стороны молока рассчитывался по формуле работы [7] для аппаратов с рубашками и листовыми мешалками. В качестве диаметра корпуса берем эквивалентный диаметр, приближенно равный длине грани поверхности теплообмена. Конвективный коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента при кипении в каналах рассчитывается на основе модели Чена [8]. На участке течения однофазного перегретого потока для турбулентного режима он определяется по формуле Кириллова [9], а для ламинарного и переходного режимов – по формулам работы [10].

Хотя конденсатор представляет собой широко используемую конструкцию [11], однако до сих пор методология его расчета в большинстве инженерных приложений является неадекватной [4, 12–13]. Она не позволяет достоверно оценить температуру подогретой воды, так как приближенный расчет проводится по одному участку, когда теплота перегрева включается в теплоту конденсации (фазового перехода). В отличие от этого в настоящей работе расчет проводится по двум участкам, что позволяет получить значение температуры подогретой воды близкой к реальному значению.

При сопряженном расчете контура холодильной установки для заданного интервала времени $d\tau$ процесс переноса тепла в конденсаторе считается стационарным и описывается системами уравнений для участков конденсации и перегрева. Для первого участка непосредственно конденсации пара уравнения имеют вид

$$\begin{aligned}
Q_{\kappa 1} &= k_{\kappa 1} \Delta t_{\kappa 1} F_{\kappa 1}, \\
Q_{\kappa 1} &= \eta_x G_x h_{fg}, \\
Q_{\kappa 1} &= \eta_s G_s c_{p,s} (t_s - t_{s1}),
\end{aligned} \tag{2}$$

где Q_{κ} – тепловой поток конденсатора. Индексы: $\kappa 1$ – параметры относятся к 1-у участку конденсации, s – параметры относятся к воде; $s1$ – на входе в аппарат.

Расчет теплоотдачи при конденсации потока насыщенного пара проводится по уравнению работы [10].

Для второго участка охлаждения перегретого пара уравнения имеют вид

$$\begin{aligned}
Q_{\kappa 2} &= k_{\kappa 2} \Delta t_{\kappa 2} F_{\kappa 2}, \\
Q_{\kappa 2} &= \eta_x G_x c_{p,\kappa} (t_{x,\kappa 1} - t_{s,\kappa}), \\
Q_{\kappa 2} &= \eta_s G_s c_{p,s} (t_{s2} - t_s),
\end{aligned} \tag{3}$$

где κ_2 указывает, что параметры относятся ко 2-у участку конденсации; κ_2 – параметры воды на выходе из аппарата.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи в однофазном потоке пара используются те же уравнения подобия, что и в испарителе [5–6] с поправкой на течение в змеевике. При расчете теплоотдачи при поперечном обтекании змеевика потоком воды для обоих участков используются зависимости для поперечного обтекания коридорного пучка гладких труб [5].

Общий тепловой поток и поверхность теплообмена в конденсаторе

$$\begin{aligned} Q_k &= Q_{\kappa 2} + Q_{\kappa 1}, \\ F_k &= F_{\kappa 1} + F_{\kappa 2}. \end{aligned} \quad (4)$$

Разработанный метод применялся для анализа работы опытной холодильно-нагревательной установки, конструкция которой была предложена УП «БелНИИМСХ» Академии аграрных наук Беларуси. В ее состав входит компрессор ХГВ-14 производства БелОМО, работающий на хладагенте R22. По техническим требованиям работы компрессора на режимы установки накладывается ограничение по температуре конденсации, которая не должна превышать 50 °С. Для достижения максимального подогрева воды температура конденсации поддерживается на постоянном уровне – 48 °С. Для надежной работы компрессора проводится перегрев пара в испарителе, который принят равным 7 °С. В целом режим работы молокоохладительной установки определяется технологическими требованиями. Охлаждение молока проводится поэтапно. Вначале охлаждается 1 м³ молока с начальной температурой 35 °С до температуры 5 °С, а затем – 2 м³ с начальной температурой после перемешивания 19,5 °С до температуры 5 °С. При этом в соответствии с технологическими требованиями время охлаждения на каждой стадии не должно превышать 3 часа. Отводимое от молока тепло после трансформации до более высокого потенциала используется как полезное путем нагрева технологической воды в конденсаторе.

Испаритель изготавливается из стали 12Х18Н10Т, поверхность теплообмена которого включает каналы общей длиной 37,2 м с эквивалентным диаметром 5,9 мм, расположенные в донной части емкости. Мешалка с диаметром пластины 0,8 м, погруженная в молоко, вращается с частотой 28 об/мин.

Змеевиковый конденсатор с внутренним диаметром корпуса 0,266 м и наружным диаметром вытеснителя 0,218 м изготавливается из стали 12Х18Н10Т. Труба змеевика 18х1,5 мм имеет длину 30,4 м. Диаметр змеевика равен 0,242 м. Шаг витков змеевика составляет 20 мм. Конденсатор охлаждается водой с температурой на входе $t_{в1}=10$ °С. Схема течения рабочих сред – противоточно-перекрестная.

Ниже представлены режимные параметры холодильно-нагревательной установки, полученные с помощью вычислительного эксперимента. Установка работает в нестационарном режиме. Холодо- и теплопроизводительность в первом цикле охлаждения $V_m=1000$ л молока имеет максимальные значения (рис. 3а). Это обусловлено двумя причинами. Во-первых, в связи с высокой температурой молока средняя температура кипения хладагента $t_{s,u}=(t_{s,u1} + t_{s,u2})/2$ с учетом потерь давления также будет иметь максимальное значение. При этом достигается минимальное сжатие в компрессоре, равное 2,84. Во-вторых, в этом режиме благоприятные условия создаются и для работы испарителя. Средний температурный напор в нем имеет максимальное значение, равное 23,3 °С. При снижении температуры молока сжатие в компрессоре растет, а средний температурный напор в испарителе падает. Например, на заключительной стадии ох-

охлаждения молока сжатие в компрессоре составляет 5,13, а температурный напор в испарителе – 13,7 °С. Это приводит к тому, что в начале работы установки холодо- и теплопроизводительность составляли соответственно 16,4 и 20,5 кВт, а в конце цикла охлаждения молока – 7,4 и 10,7 кВт. Уменьшение холодопроизводительности приводит к снижению темпа охлаждения молока (рис. 3б).

Во втором цикле работы установки после добавления в емкость к охлажденному молоку 1000 л молока с температурой 35 °С начальная его температура устанавливается равной 19,6 °С. В результате уменьшения начальной температуры молока снижается производительность холодильно-нагревательной установки. В этом случае первоначальное сжатие в компрессоре и температурный напор в испарителе соответственно равны 3,75 и 18,2 °С, а в конце работы установки – 4,90 и 14,1 °С.

Полученные данные показывают, что в 1-м цикле 1000 л молока охлаждается с 35 до 4,2 °С, что соответствует технологическим нормативам. Во 2-м цикле 2000 л молока охлаждается с 19,6 до 6,4 °С, что близко к норме. Действительные температуры молока в конце циклов охлаждения должны быть получены в процессе испытания молокоохладительной установки.

Вторая задача, выполняемая с помощью установки, – нагрев технологической воды. Так как установка работает в нестационарном режиме, параметры воды будут изменяться во времени. Водоподогреватель (конденсатор) работает при максимальной возможной температуре конденсации хладагента, равной 48 °С. Эта температура ниже предельной (50 °С), что обеспечивает надежную работу компрессора ХГВ-14. Поддержание ее на одном уровне осуществляется изменением расхода воды в конденсаторе. Из рис. 4 видно, что с уменьшением холодопроизводительности установки, а соответственно и ее теплопроизводительности, расход воды падает, а температура ее растет. В конце цикла охлаждения молока температура воды имеет максимальное значение. Это следует из уравнения теплового баланса и связано с тем, что при постоянной температуре конденсации снижение расхода воды приводит к ее большему подогреву на участке конденсации. В начале цикла охлаждения 1000 л молока подогрев воды на участке конденсации составлял 24,9 °С, а в конце цикла – 34,1 °С. Кроме того, с уменьшением холодопроизводительности и ростом сжатия в компрессоре температура хладагента на выходе из него также увеличивается, что приводит к росту температурного напора и дополнительному подогреву воды. При температуре конденсации хладагента 48 °С в первом цикле охлаждения молока вода постепенно нагревалась от 40,0 до 55,2 °С, во втором цикле охлаждения от 47,7 до 53,8 °С. Подогретая вода в соответствии с существующими нормами может быть использована для санитарной обработки коров перед доением (40 °С) и для мойки доильного оборудования (≈60 °С) [14].

При проведении исследования также рассматривалась возможность повышения тепло- и холодопроизводительности установки путем изменения режима ее работы в первом цикле охлаждения молока. При проведении вычислительного эксперимента температура конденсации снижалась с 48 до 42 °С, чтобы уменьшить коэффициент сжатия в компрессоре. В начале цикла охлаждения он уменьшился с 2,84 до 2,57, что привело к росту холодопроизводительности на 6,1%, но при этом температура подогретой воды снизилась с 40 до 31,7 °С (рис. 4). В конце цикла охлаждения коэффициент сжатия уменьшился с 5,13 до 4,73, что привело к росту холодопроизводительности на 0,3% и снижению температуры подогретой воды с 55,4 до 45,7 °С. Падение уровня подогрева воды связано с уменьшением температурного напора в конденсаторе и ростом расхода воды. Увеличение расхода воды необходимо для повышения теплоотдачи, что-

бы компенсировать падение температурного напора на участке конденсации. В начале цикла охлаждения молока он падает с 23,4 до 21,5 °С. Таким образом, если требуется технологическая вода с уровнем температуры выше 40 °С, то незначительное повышение холодопроизводительности за счет снижения температуры конденсации будет нецелесообразным.

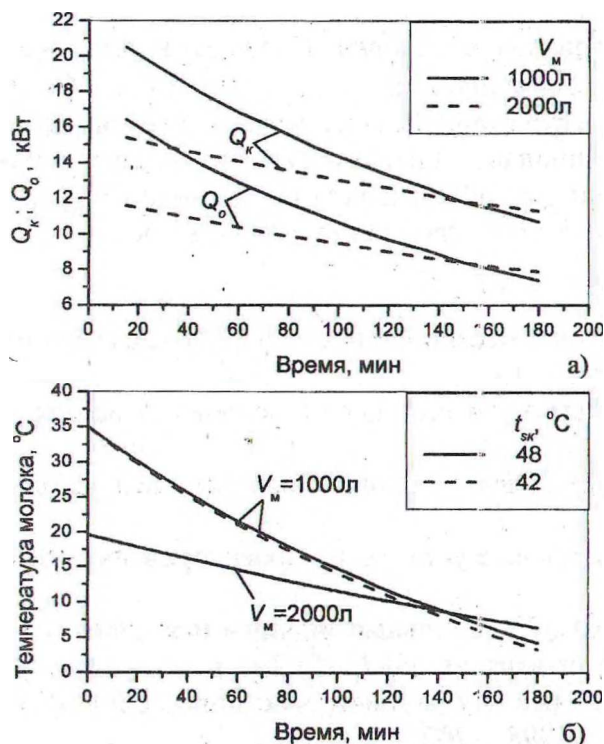


Рис. 3. Изменение параметров холодильно-нагревательной установки (а) и молока (б)

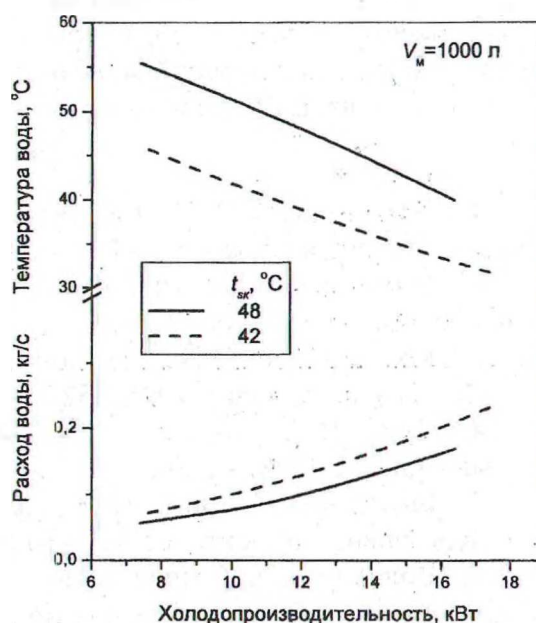


Рис. 4. Изменение параметров воды в конденсаторе

На работу трансформатора тепла существенное влияние могут оказывать потери давления в его элементах. Расчеты для принятого испарителя показывают, что максимальные потери давления на участке кипения не превышают 32 кПа. Кроме этого проводилась оценка потерь давления для участка перегрева пара. Расчеты показали, что при максимальной холодопроизводительности 16,4 кВт скорость пара в канале будет составлять 18,2 м/с, а потери давления – 15,1 кПа. Суммарные потери давления в испарителе в подавляющем большинстве режимов ниже рекомендуемого предельного значения [12]. Потери давления в конденсаторе при максимальной теплопроизводительности составляют 72,0 кПа, а при минимальной – 38,2 кПа. Значение потерь давления в начале цикла охлаждения молока получаются несколько выше рекомендуемых [13]. Для снижения потерь давления в конденсаторе со стороны хладагента внутренний диаметр канала змеевика следует увеличить. Как в испарителе, так и в конденсаторе реальные потери давления будут также зависеть от качества изготовленных аппаратов. Особенно это существенно для более сложной конфигурации и компоновки каналов испарителя.

Энергетическая эффективность холодильно-нагревательной установки определяется суммарным вкладом производства холода и теплоты. Электрический коэффициент

преобразования $\varphi_{эл}$ и холодильный коэффициент $\epsilon_{эл}$ установки в начале цикла охлаждения молока соответственно равны 3,28 и 2,63. В конце цикла охлаждения молока эти параметры равны 2,09 и 1,44. Общую энергетическую эффективность холодильно-нагревательной установки можно охарактеризовать обобщенным коэффициентом преобразования

$$K = \varphi_{эл} + \epsilon_{эл}.$$

Интегральный коэффициент преобразования установки K лежит в интервале 3,53÷5,91, что говорит об ее энергетической эффективности.

Таким образом, проведена адаптация разработанной ранее математической модели для расчета трансформатора тепла в нестационарном режиме работы. Показана пригодность модифицированной модели для анализа работы парокомпрессионного трансформатора тепла, работающего в режиме холодильно-нагревательной установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Везиришвили О.Ш., Меладзе Н.В. Энергосберегающие теплонасосные системы тепло- и хладоснабжения. – М.: МЭИ, 1994. – 157 с.
2. Бубялис Э., Макарявичус В. Процессы энергопереноса в тепловых насосах. – Вильнюс: Мокслас, 1990. – 186 с.
3. Константинов Л.И., Мельниченко Л.Г. Расчет холодильных машин и установок. – М.: Агропромиздат, 1991. – 527 с.
4. Чумак И.Г., Никульшина Д.Г. Холодильные установки. Проектирование. – Киев: Выща школа, 1988. – 280 с.
5. Быков А.В., Калнинь И.М., Крузе А.С. Холодильные машины и тепловые насосы: Повышение эффективности. – М.: Агропромиздат, 1988. – 287 с.
6. Володин В.И. Комплексный подход к расчету параметров компрессионной холодильной машины // Холодильная техника. – 1998. – №2. – С.8–10.
7. Гельперин Н.И. Основные процессы и аппараты химической технологии. Книга первая. – М.: Химия, 1981. – 384 с.
8. Теплопередача в двухфазном потоке / Под ред. Д. Баттерворса и Г. Хьюитта. – М.: Энергия, 1980. – 328 с.
9. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (Ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с.
10. Конвективный тепло- и массоперенос / В. Каст, О. Кришер, Г. Райнике, К. Винтерминтер. – М.: Энергия, 1980. – 49 с.
11. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
12. Теплообменные аппараты холодильных установок / Под ред. Г.Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение, 1986. – 303 с.
13. Гопин С.Р., Шавра В.М. Воздушные конденсаторы малых холодильных машин. – М.: ВО «Агропромиздат», 1987. – 151 с.
14. Правила машинного доения коров. – М.: Колос, 1984. – 29 с.