

УДК 621.57.011

Э.Г. Братута, д-р техн. наук, проф., Нац. техн. ун-т "ХПИ",

Д.Х. Харлампиди, канд. техн. наук, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков,

В.Г. Шерстюк, инженер, АОЗП НПП "Холод", г. Харьков

## ВЛИЯНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЦИКЛА ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СЛОЖНОСТИ ЕЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

*Е.Г. Братута, Д.Х. Харлампиди, В.Г. Шерстюк.* Вплив гідрравлічних опорів на енергетичну ефективність циклу холодильної машини в залежності від складності її технологічної схеми. Розроблено методику, що дозволяє визначити вплив гідрравлічних опорів в контурі циркуляції холодоагенту на енергетичну ефективність холодильної машини з урахуванням рівня складності її технологічної схеми. Проведено аналіз чутливості холодильного коефіцієнту щодо зміни сумарного гідрравлічного опору в циклі в залежності від параметру складності технологічної схеми для різних холодоагентів.

*E.G. Bratuta, D.Kh. Kharlampidi, V.G. Sherstyuk.* Influence of hydraulic pressure drop on the energetic efficiency of refrigeration machine cycle depending on its the technologic scheme complexity. The technique allowing to determine the influence of hydraulic pressure drop in the circulation refrigerant loop on the energetic efficiency of a refrigeration machine in view of a level of complexity of its technological scheme is developed. The analysis of sensitivity of coefficient of performance to change of total hydraulic pressure drop in a cycle determining on the parameter of complexity of the technological scheme for various refrigerants is carried out

Гидравлические сопротивления в элементах трубной обвязки технологической схемы холодильной машины (ХМ) оказывают существенное влияние на ее энергетическую эффективность [1...3].

В связи с этим представляется целесообразным провести анализ чувствительности холодильного коэффициента к влиянию гидравлических потерь по тракту циркуляции хладагента при различной сложности технологической схемы.

В отечественной и зарубежной литературе исследования в указанной постановке не обнаружены.

Рассмотрим следующие циклы и схемы: простой одноступенчатый; регенеративный одноступенчатый; двухступенчатый с неполным промежуточным охлаждением; двухступенчатый цикл с полным охлаждением в промежуточном сосуде; двухступенчатый цикл с промежуточным испарителем (рис. 1).

Оценка сложности технологической схемы проводилась по критерию сложности [4].

Для схем, состоящих из элементов одинаковой сложности, этот параметр

$$S = 2m + p, \quad (1)$$

где  $m$  — суммарное число технологических связей между элементами;

$p$  — суммарное число взаимодействий системы с окружающей средой.

В табл. 1 представлены значения параметра  $S$  для технологических схем ХМ, представленных на рисунке 1.

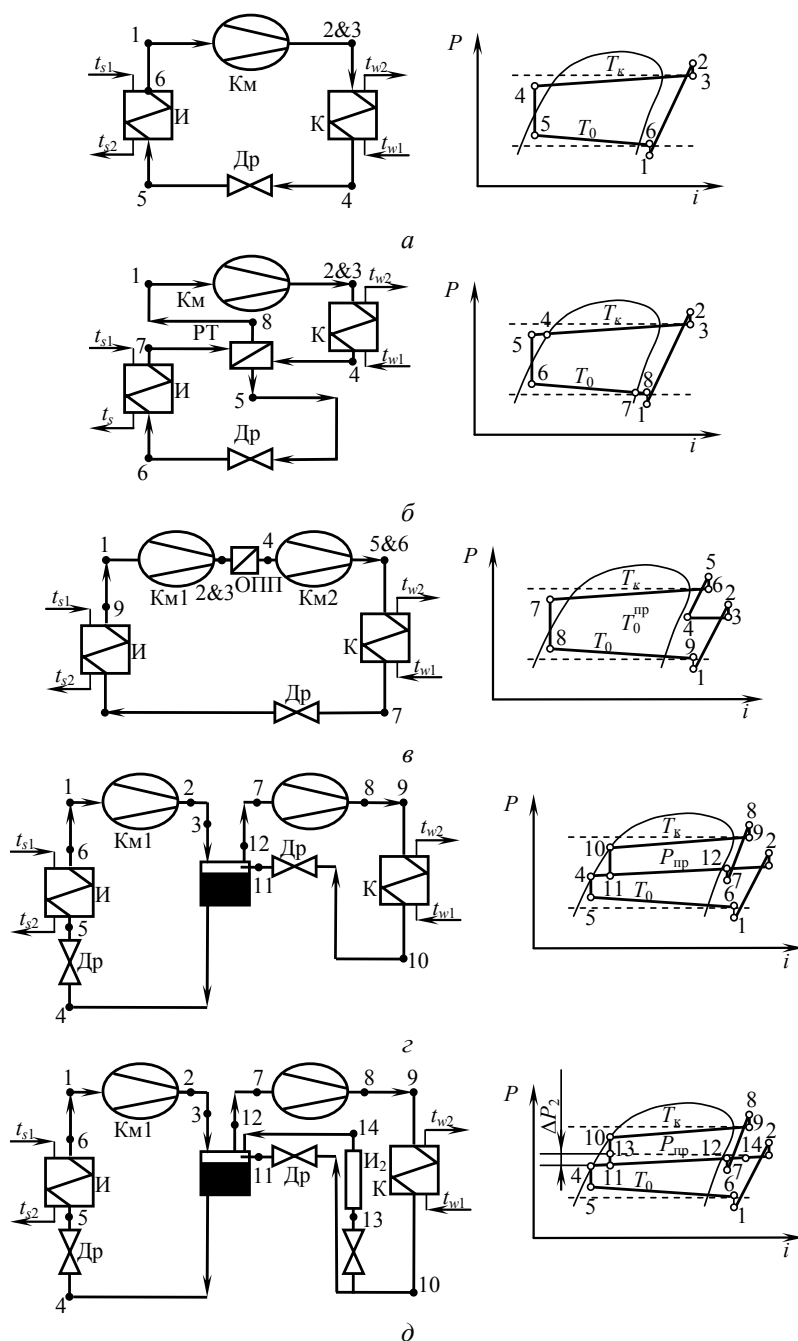


Рис. 1. Термодинамические циклы и принципиальные технологические схемы одноступенчатых и двухступенчатых циклов ХМ: КМ — компрессор, К — конденсатор, И — испаритель, И<sub>2</sub> — промежуточный испаритель, Др — дроссель, ОП — охладитель перегретого пара, Р — регенеративный теплообменник

Таблица 1

Значения параметра сложности технологических схем ХМ

Схема (рис. 1)	Название схемы	Параметр сложности
а	Простая одноступенчатая	11
б	Одноступенчатая с регенеративным теплообменником	15
в	Двухступенчатая с неполным промежуточным охлаждением	17

г	Двухступенчатая с полным промежуточным охлаждением в промежуточном сосуде	20
д	Двухступенчатая с промежуточным испарителем	27

Для анализа чувствительности холодильного коэффициента одноступенчатых циклов к изменению суммарной величины гидравлических сопротивлений использовалась энтропийная методика учета неизобарности [3, 5]. С небольшими дополнениями она была применена и для расчета двухступенчатых циклов.

Двухступенчатый цикл с неполным промежуточным охлаждением (рис.1, в), характеризуется наличием в технологической схеме охладителя перегретого пара ОПП, установленного между первой и второй ступенью сжатия.

При заданной температуре пара на выходе из ОПП и найденном промежуточном давлении из соотношения  $P_{\text{np}} = \sqrt{P_1 P_2}$  фактически становится определенным состояние пара в точке 4.

Энтальпия перегретого пара в конце процессов сжатия в компрессорах первой и второй ступени

$$i_2 = i_1 + \frac{i_{2a} - i_1}{\eta_I}, \quad (2)$$

$$i_5 = i_4 + \frac{i_{5a} - i_4}{\eta_{II}}, \quad (3)$$

где  $i_{2a}$  и  $i_{5a}$  — энтальпия пара в изоэнтропном процессе сжатия для первой и второй ступеней;  $\eta_I$  и  $\eta_{II}$  — индикаторные к.п.д. компрессоров первой и второй ступени сжатия.

Удельная массовая холодопроизводительность в неизобарном процессе испарения [5]

$$q'_0 = T_9 + 0,5\Delta T'_n(S_9 - S'_8), \quad (4)$$

где  $\Delta T'_n$  — эквивалентное падению давления в испарителе изменение температуры испарения в точке 8;

$S'$  — значение энтропии с учетом  $\Delta T'_n$ .

Холодильный коэффициент двухступенчатого цикла с неполным промежуточным охлаждением

$$\varepsilon = \frac{q'_0}{(i_2 - i_1) + (i_5 - i_4)}. \quad (5)$$

Полное промежуточное охлаждение достигается понижением температуры пара после первой ступени за счет теплообмена с кипящей жидкостью, полученной при первом дросселировании (рис. 1, г). В этом случае компрессор ступени высокого давления засасывает не только пары, сжатые в ступени низкого давления, но и пары, образовавшиеся в промежуточном сосуде.

Расчет двухступенчатых ХМ с полным промежуточным охлаждением удобно вести относительно массовый расход хладагента, проходящий через компрессор второй ступени к 1 кг рабочего вещества, проходящего через испаритель низкого давления [6, 7].

Отношение массовых расходов хладагента, циркулирующих через первую и вторую ступень в схеме 4 (рис. 1), можно представить как

$$\frac{G_{II}}{G_I} = 1 + \alpha + \beta, \quad (6)$$

где  $\alpha$  — доля количества пара, отделенного в промежуточном сосуде после первого дросселирования;

$\beta$  — доля количества пара, образовавшегося в промежуточном сосуде в процессе доведения состояния пара до сухого насыщения.

Величины  $\alpha$  и  $\beta$  определяются из массового баланса промежуточного сосуда как

$$\alpha = \frac{i_{10} - i_4}{i_{12} - i_{10}}, \quad (7)$$

$$\beta = \frac{i_3 - i_{12}}{i_{12} - i_{10}}. \quad (8)$$

Таким образом, общее количество пара, всасываемого компрессором ступени высокого давления, равно

$$1 + \alpha + \beta = 1 + \frac{i_3 - i_4}{i_{12} - i_{10}}. \quad (9)$$

Работа компрессора ступени низкого давления

$$l_1 = (i_2 - i_1) / \eta_1. \quad (10)$$

Работа компрессора ступени высокого давления, совершаемая с учетом долей количества пара  $\alpha$  и  $\beta$

$$(1 + \alpha + \beta)l_2 = \frac{i_3 - i_4}{i_{12} - i_{10}} \left( \frac{i_8 - i_7}{\eta_{II}} \right). \quad (11)$$

Влияние потерь давления в соединительных трубопроводах каждой ступени учитывается как

$$P_1 = P_6 - \Delta P_{вс}^I, \quad (12)$$

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{наг}^I, \quad (13)$$

$$P_7 = P_{12} - \Delta P_{вс}^{II}, \quad (14)$$

$$P_9 = P_8 - \Delta P_{наг}^{II}, \quad (15)$$

где  $\Delta P_{вс}$  и  $\Delta P_{наг}$  — потери давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах соответствующих ступеней сжатия [10, 11].

Холодильный коэффициент двухступенчатого цикла с полным промежуточным охлаждением

$$\varepsilon = \frac{T_6 + 0,5\Delta T'_n(S_6 - S'_5)}{l_1 + (1 + \alpha + \beta)l_2}. \quad (16)$$

В двухступенчатом цикле с промежуточным испарителем (рис.1, д) через компрессор первой ступени проходит дополнительное количество хладагента, необходимое для получения холодопроизводительности на стороне низкого давления.

Поток пара, выходящий из промежуточного сосуда, состоит уже из четырех частей: пара, образующегося в основном испарителе, отделенного после первого дросселирования, полученного в результате полного промежуточного охлаждения, и пара, образующегося во втором испарителе.

Таким образом, отношение массовых расходов рабочего тела, циркулирующих через первую и вторую ступень в схеме (см. рисунок 1, д), определяется как

$$\frac{G_{II}}{G_I} = 1 + \alpha + \beta + \gamma. \quad (17)$$

Величина  $\gamma$  из массового баланса промежуточного сосуда равна

$$\gamma = \bar{q} \frac{i_1 - i_4}{i_{12} - i_{10}}, \quad (18)$$

где  $\bar{q}$  — отношение холодопроизводительностей испарителей.

Холодильный коэффициент двухступенчатого цикла с двумя испарителями

$$\varepsilon = \frac{T_6 + 0,5\Delta T'_n(S_6 - S'_5)}{l_1} + \frac{T_{12} + 0,5\Delta T'_{n2}(S_{12} - S'_{13})}{(1 + \alpha + \beta + \gamma)l_2}, \quad (19)$$

где  $\Delta T'_{n2}$  — эквивалентное падению давления изменение температуры на входе в промежуточный испаритель (точка 13).

Рассмотрим результаты многовариантных расчетов циклов холодильных машин по предложенной методике.

Поскольку количество элементов в одноступенчатых и двухступенчатых технологических схемах различно, то сопоставление проводится по суммарной величине гидравлического сопротивления в цикле. Исходим из того, что при проектировании ХМ требуемой холодопроизводительности в любом конструктивном ее элементе можно обеспечить заданное значение потерь давления по тракту движения хладагента.

В соответствии с рекомендациями [2] потери давления в линии всасывания составляют 50 % от потерь при нагнетании и не должны превышать 24...34 кПа. Падение давления в испарителе, как правило, лежит в пределах 30...50 кПа [8]. Гидравлическое сопротивление конденсатора составляет 10 кПа [9].

Исходными для анализа циклов служили следующие данные: температура испарения  $t_0 = -25$  °С; температура конденсации  $t_k = 35$  °С; перегрев в испарителе  $\Delta t_{пер} = 7$  °С; переохлаждение в конденсаторе  $\Delta t_{по} = 2$  °С; индикаторный к.п.д. компрессоров  $\eta = 0,8$ ; минимальный нагрев в регенеративном теплообменнике  $\Delta t_{т.о} = 5$  °С; промежуточное давление для двухступенчатых циклов  $P_{пр} = \sqrt{P_1 P_2}$ ; температура испарения в промежуточном испарителе двухступенчатой схемы  $t_0^{пр} = 0$  °С; температура пара на выходе из охладителя при двухступенчатой схеме неполного охлаждения  $t_{охл} = 15$  °С; холодопроизводительность ХМ  $Q_0 = 10$  кВт.

На рис.2 представлены обобщенные зависимости чувствительности холодильного коэффициента  $\varepsilon'/\varepsilon$  к изменению суммарной величины гидравлических сопротивлений по тракту движения хладагента  $\Sigma \Delta P_i$  для различных технологических схем и хладагентов.

При этом  $\varepsilon'$  и  $\varepsilon$  — холодильные коэффициенты, найденные с учетом и без учета влияния гидравлических сопротивлений.

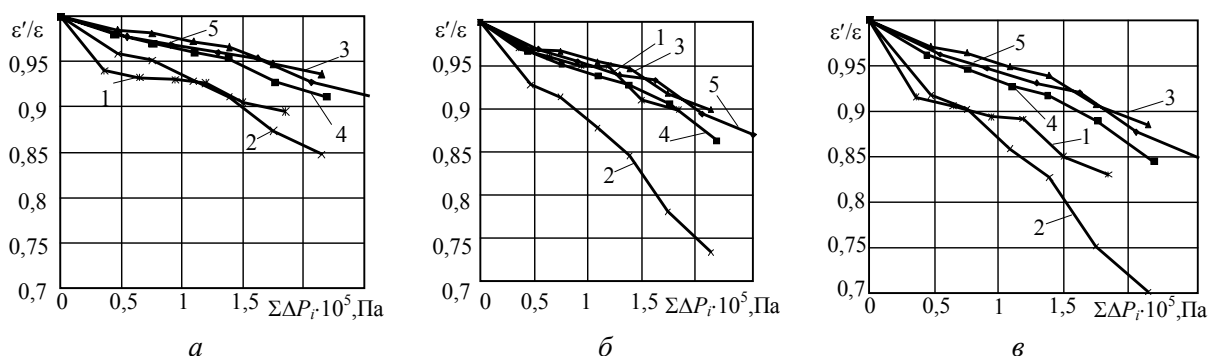


Рис. 2. Зависимость  $\varepsilon'/\varepsilon$  от  $\Sigma \Delta P_i$  для различных схем: хладагент R22 (а); хладагент R134a (б); хладагент R152a (в)

Анализ полученных зависимостей показал, что при прочих равных условиях с усложнением схемы ХМ, а именно при переходе к двухступенчатому сжатию, влияние гидравлических сопротивлений на энергетическую эффективность цикла снижается. Вместе с тем, усложнение

технологической схемы ХМ с заданным числом ступеней сжатия не всегда приводит к уменьшению влияния потерь давления в цикле на холодильный коэффициент, что можно объяснить неодинаковым влиянием сопротивлений различных элементов на  $\varepsilon$  [3, 5]. В этом смысле, показательной является регенеративная схема  $b$  для одноступенчатого сжатия, а также схема  $v$  для двухступенчатого сжатия (см. рисунок 2). Как видно из таблицы 1 по параметру сложности схема  $b$  ( $S = 15$ ) превосходит одноступенчатую схему  $a$  ( $S = 11$ ). Однако, влияние сопротивления регенеративного теплообменника, установленного на всасывающей линии, сводит к минимуму положительный эффект от регенерации, и в целом, для хладагентов R134a и R152a она становится неэффективной. Аналогично, для двухступенчатой схемы  $v$  ( $S = 17$ ) и более сложной схемы  $d$  ( $S = 27$ ). Здесь преимущество схемы  $v$  обусловлено следующим. Снижение удельного объема пара при всасывании в компрессор второй ступени, вследствие влияния гидравлического сопротивления теплообменника неполного промежуточного охлаждения, становится тем меньше, чем выше температура промежуточного охлаждения.

Для оценки влияния свойств хладагента на абсолютную величину изменения холодильного коэффициента при различных гидравлических сопротивлениях  $\Sigma \Delta P_i$  по тракту (рис. 3) представлены соответствующие результаты расчета.

Как видно наиболее сильно сказывается влияние потерь давления для схемы  $b$  с хладагентом R152a. С увеличением суммарного сопротивления по тракту  $\Sigma \Delta P_i$  холодильный коэффициент снижается на 18 %. Вместе с тем, следует отметить, что технологические схемы, использующие в качестве хладагента R22, в меньшей степени подвержены влиянию потерь давления в цикле, чем схемы с R134a и R152a.

По результатам численного эксперимента получена регрессионная зависимость чувствительности  $\varepsilon'/\varepsilon$  от наиболее влияющих факторов

$$\varepsilon'/\varepsilon = a_0 + a_1 \Sigma \Delta P_i + a_2 S, \quad (20)$$

где  $S$  — параметр сложности схемы;

$\Sigma \Delta P_i$  — суммарное гидравлическое сопротивление в цикле,  $10^5$  Па.

Зависимость (20) справедлива для диапазона изменения  $\Sigma \Delta P_i = 0 \dots 2,5 \cdot 10^5$  Па;

$S = 11 \dots 27$ . Среднестатистическое отклонение не превышает 2 %. Влияние температурных границ цикла  $\Delta t = t_k - t_0$  в диапазоне  $55 \dots 75$  °C на величину  $\varepsilon'/\varepsilon$  незначительно.

Значения корреляционных коэффициентов в уравнении (20), полученные для различных хладагентов, приведены в табл. 2. Степень влияния каждого фактора на величину  $\varepsilon'/\varepsilon$  представлена в табл. 3.

Таблица 2

Коэффициенты корреляции

R134a	R22	R152a
$a_0 = 9,625133 \cdot 10^{-1}$	$a_0 = 9,482794 \cdot 10^{-1}$	$a_0 = 9,143931 \cdot 10^{-1}$
$a_1 = -6,622611 \cdot 10^{-2}$	$a_1 = -4,13402 \cdot 10^{-2}$	$a_1 = -7,770153 \cdot 10^{-2}$
$a_2 = 2,080138 \cdot 10^{-3}$	$a_2 = 2,631783 \cdot 10^{-3}$	$a_2 = 4,409011 \cdot 10^{-3}$

Таблица 3

Степень влияния факторов на величину  $\varepsilon'/\varepsilon$ 

R134a	R22	R152a
$\Sigma \Delta P_i = -6,918097 \cdot 10^{-1}$	$\Sigma \Delta P_i = -6,089857 \cdot 10^{-1}$	$\Sigma \Delta P_i = -6,964758 \cdot 10^{-1}$
$S = 9,939232 \cdot 10^{-2}$	$S = 2,634065 \cdot 10^{-2}$	$S = 2,463538 \cdot 10^{-2}$

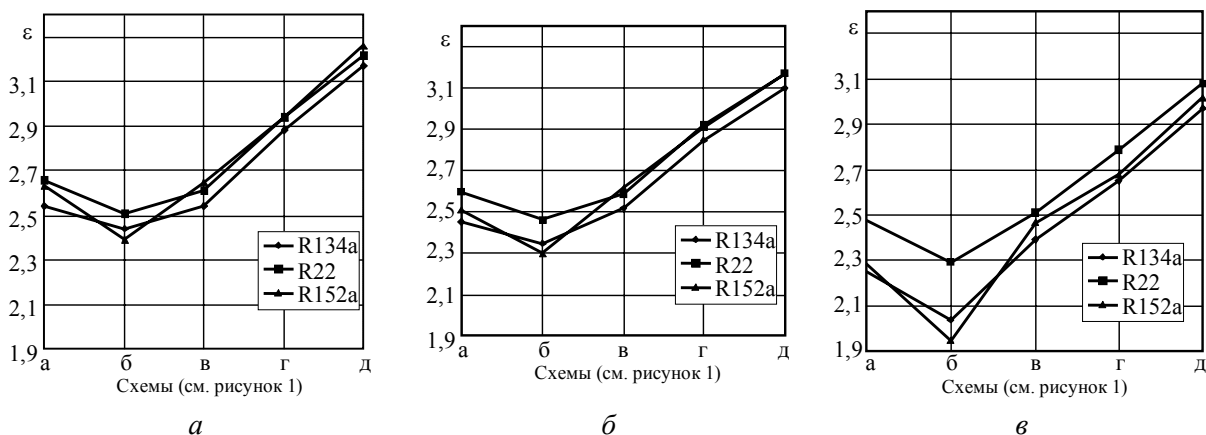


Рис. 3. Изменение холодильного коэффициента  $\varepsilon$  при заданном суммарном гидравлическом сопротивлении  $\Sigma\Delta P_i$  для различных схем и хладагентов:  $\Sigma\Delta P_i = 1 \cdot 10^5$  Па (а),  $\Sigma\Delta P_i = 1,5 \cdot 10^5$  Па (б),  $\Sigma\Delta P_i = 2 \cdot 10^5$  Па (в)

Учитывая изложенное, можно сделать основные выводы:

1. Впервые предложена методика, позволяющая на стадии проектно-конструкторских работ проводить анализ влияния гидравлических сопротивлений по тракту циркуляции хладагента на энергетическую эффективность холодильной машины в зависимости от уровня сложности технологической схемы.

2. Установлено, что влияние параметра сложности схемы  $S$  на  $\varepsilon'/\varepsilon$  более существенно, нежели влияние температурных границ цикла  $\Delta t = t_k - t_0$ .

3. Полученные в работе регрессионные зависимости для различных рабочих веществ, дают возможность прогнозировать влияние потерь давления в цикле на эффективность холодильных машин с учетом сложности их технологической схемы.

## Литература

1. Маяке В. Учебник по холодильной технике / В. Маяке, Ю. Эккерт, Ж.-Л. Кошпен. — М.: Моск. ун-т, 1998. — 1138 с.
2. Зеликовский И. Х. Малые холодильные машины: Справ. / И.Х. Зеликовский, Л.Г. Каплан /. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Агропромиздат, 1989. — 672 с.
3. Братута Э. Г. Анализ влияния сопротивления соединительных трубопроводов холодильной машины на ее эффективность / Э. Г. Братута, В. Г. Шерстюк, Д. Х. Харлампиди // Интегровані технології та енергозбереження.— 2007. — № 1. — С. 16 — 23.
4. Таубман Е.И. Анализ и синтез теплотехнических систем. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 176 с.
5. Братута Э.Г. Влияние неизобарности процессов конденсации и испарения на энергетические показатели холодильных машин и тепловых насосов / Э.Г. Братута, Д.Х. Харлампиди, В.Г. Шерстюк // Восточ.-европ. журн. передовых технологий. — 2006. — № 3/3(21). — С. 91 — 93.
6. Розенфельд Л.М. Холодильные машины и аппараты / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев — М.: Госторгиздат, 1955. — 543 с.
7. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Кошкин Н.Н, Стукаленко А.К. и др.; Под ред. Кошкина Н.Н — Л.: Машиностроение, 1976. — 463 с.
8. Нимич Г.В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха / Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь — К.: Аванпост Прим, 2003. — 626 с.
9. Москвичева В.Н., Использование тепловых насосов в опытной системе геотермального тепло-снабжения жилой зоны / Москвичева В.Н., Петин Ю.М. // Тр. СО АН СССР, Ин-т теплофизики. Использование фреонов в энергет. установках. — Новосибирск, 1974.
10. Chwla J.M., Thaw E.A. // Kaltetechnik-Klinatisierung. — 1967. Bd. 19. — № 10. — P. 28 — 32.
11. Теплообменные аппараты холодильных установок / Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О. П. и др. Под ред. Даниловой Г. Н. — Л.: Машиностроение, 1986. — 303 с.

Поступила в редакцию 6 марта 2007 г.

---