

ЗАВИСИМОСТЬ ЭКОНОМИЧНОСТИ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ОТ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕГЕНЕРАТОРА

В [1], показано, что охлаждение жидкости перед регулирующим вентилем за счет перегрева пара приводит к снижению потерь от необратимости в процессе дросселирования. Кроме того, величина перегрева оказывает непосредственное влияние на коэффициент подачи λ , являющийся показателем конструктивного совершенства компрессора. С увеличением перегрева растет λ , при этом с понижением T_0 его рост более значительный [2].

На результативность перегрева оказывают влияние теплофизические свойства хладагента, уровень температурных границ цикла, гидравлические сопротивления по тракту регенеративного теплообменника, а также его эффективность. Известно [3], что с ростом перегрева пара в регенеративном теплообменнике (РТ) снижается плотность пара на всасывании в компрессор, при этом уменьшается массовый расход хладагента, возрастают потери давления пара в РТ, что при заданном компрессоре приводит к увеличению удельной работы сжатия из-за снижения давления на всасывании. Таким образом, принятие решения об эффективности применения регенерации требует анализа большого числа факторов.

Для оценки влияния перегрева на холодильный коэффициент целесообразно использовать многовариантный расчет параметров термодинамического цикла.

На рис. 1–3 приведены зависимости для величины $\epsilon_{рт}/\epsilon$, представляющей отношение холодильного коэффициента цикла с РТ к холодильному коэффициенту простого одноступенчатого цикла от эффективности РТ $\eta_{рт}$. Зависимости получены для различных температурных границ цикла при постоянных значениях величины перегрева в испарителе $\Delta T_{пер} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, величины переохлаждения в конденсаторе $\Delta T_{по} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$. Величина потерь давления во всасывающей линии $\Delta P_{вс}$ эквивалентна заданному снижению температуры испарения на $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Эффективность РТ оценивается по соотношению [4,5]

$$\eta_{рт} = \frac{T_{вых}^{пар} - T_{вх}^{пар}}{T_{вх}^{ж} - T_{вх}^{пар}} \cdot 100 \%,$$

где $T_{вх}^{пар}$, $T_{вых}^{пар}$ – температура пара на входе и выходе из РТ; $T_{вх}^{ж}$ – температура жидкости на входе в РТ.

Влияние теплофизических характеристик представилось целесообразным учитывать с помощью критерия Клаузиуса

$$K_L = r / (T_{кр} \cdot C_{рж}),$$

где r – теплота парообразования; $T_{кр}$ – критическая температура; $C_{рж}$ – изобарная теплоемкость жидкого хладагента при температуре конденсации.

Как видно из рис. 1–3 при снижении KI^* величина $\epsilon_{рт}/\epsilon$, характеризующая результативность перегрева, возрастает. Для хладагентов с малыми значениями KI^* при сохранении постоянной разности между температурой испарения и конденсации в цикле ($T_k - T_0 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$) и одновременном увеличении T_0 и T_k величина $\epsilon_{рт}/\epsilon$ возрастает. В целом характер изменения $\epsilon_{рт}/\epsilon$ от KI^* при постоянном значении $\eta_{рт}$ носит монотонный характер. Исключение составляет хладагент R410A ($KI^* = 0,315$), являющийся неазеотропной смесью.

Для детального анализа влияния теплофизических свойств на эффективность применения регенерации на рис. 4–6 приведены расчетные диаграммы относительной величины изменения холодильного коэффициента цикла с РТ $\Delta \epsilon$ от KI^* . Зависимости получены при постоянной величине $\eta_{рт} = 50 \%$ и различных температурных границах цикла. Как видно из рис. 4–6, при увеличении температур испарения и конденсации имеет место неодинаковый характер изменения $\Delta \epsilon$ для хладагента R410A ($KI^* = 0,315$). Для этого хладагента по всей вероятности определяющее значение на эффективность регенерации оказывает критерий $L = c_p''/c_p'$, характеризующий относительный наклон пограничных кривых, который при обобщении результатов не учитывался.

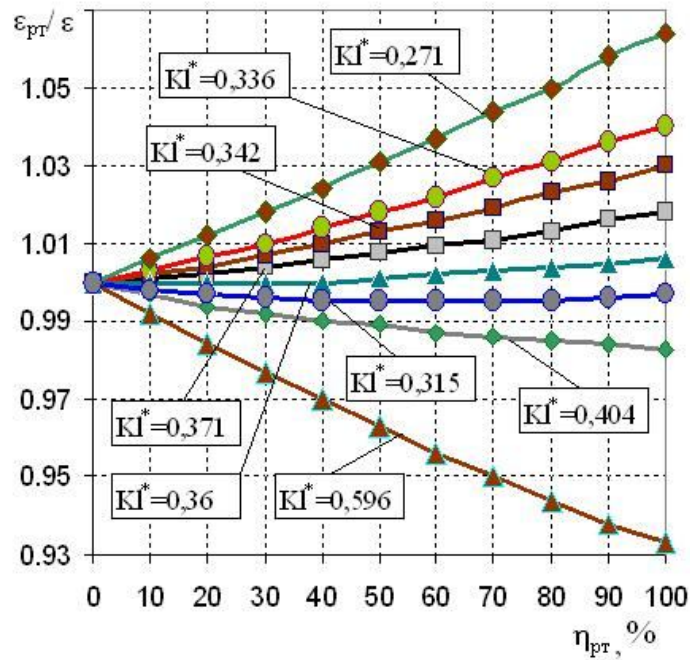


Рисунок 1 – Зависимость показателя $\epsilon_{рт}/\epsilon$ от эффективности РТ $\eta_{рт}$ для различных значений критерия Клаузиуса при $T_0 = -10\text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 35\text{ }^\circ\text{C}$

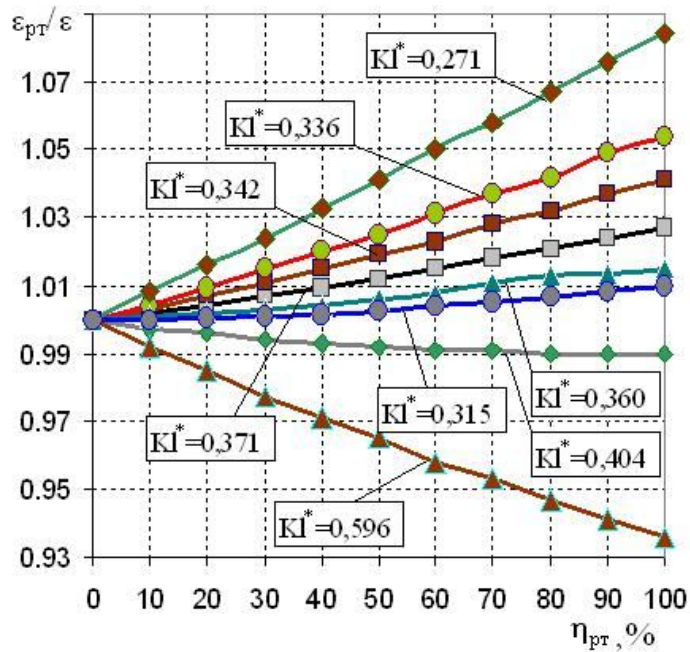


Рисунок 2 – Зависимость показателя $\epsilon_{рт}/\epsilon$ от эффективности РТ $\eta_{рт}$ для различных значений критерия Клаузиуса при $T_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 45\text{ }^\circ\text{C}$

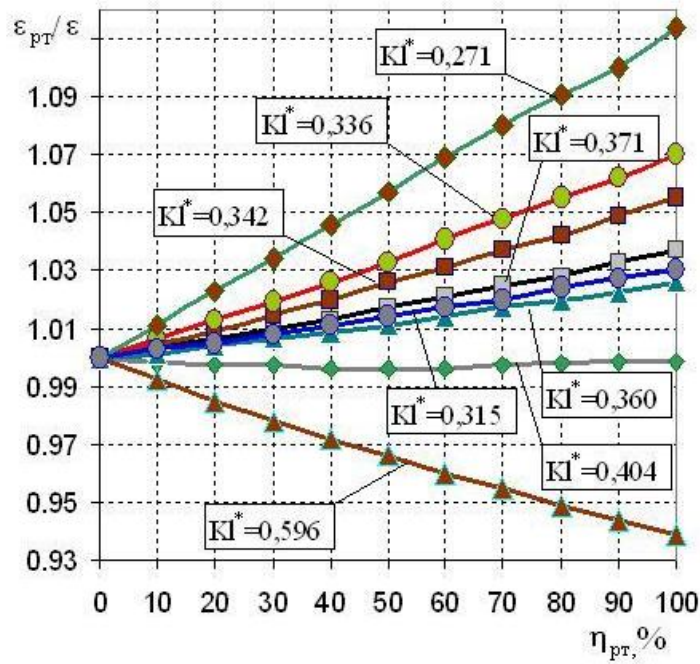


Рисунок 3 – Зависимость показателя $\varepsilon_{PT}/\varepsilon$ от эффективности РТ η_{PT} для различных значений критерия Клаузиуса при $T_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$

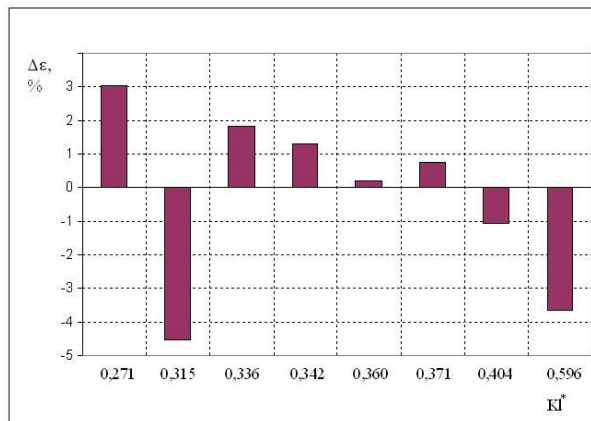


Рисунок 4 – Зависимость $\Delta\varepsilon$ от KI^* при $T_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

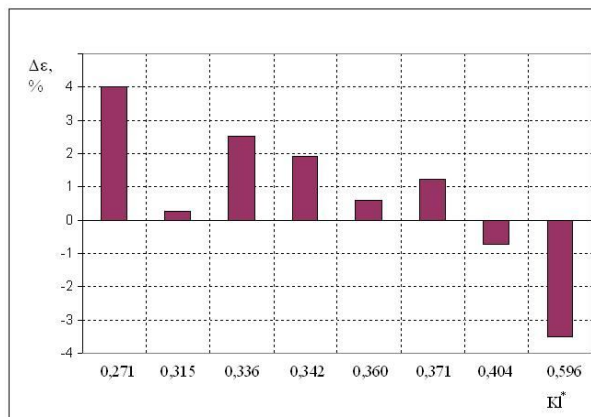


Рисунок 5 – Зависимость $\Delta\varepsilon$ от KI^* при $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 45 \text{ }^\circ\text{C}$

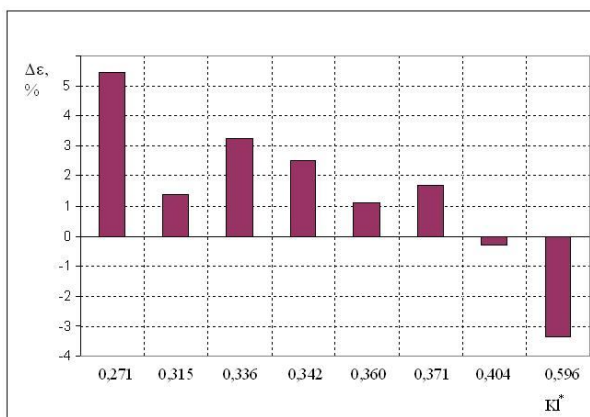


Рисунок 6 – Зависимость $\Delta \epsilon$ от $K1^*$ при $T_0 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$

1. По результатам численных исследований не установлено существование оптимальной величины перегрева, соответствующей максимальному значению коэффициента преобразования ТНУ.

2. Максимальные значения μ_{\max} , полученные в работе [6] при варьировании величины перегрева пара, а также температуры испарения при сохранении постоянными температурных границ цикла, в данном случае, следует объяснить приближением температуры конденсации к критической температуре, а это, как известно, приводит к уменьшению теплоты парообразования и снижению эффективности.

Литература

1. Быков А.В. Холодильные машины и тепловые насосы / А.Б. Быков, И.М. Калнинь, А.С. Крузе. – М.: Агропромиздат. – 1988. – 287 с.
2. Везиришвили О. Ш. Характеристики парокompрессионных холодильных машин в режиме теплонасосных установок// Холодильная техника. – 1984. – №8. – С. 7–9.
3. Калнинь И.М. Энергетическая эффективность одноступенчатой компрессорной системы/ И.М. Калнинь, А.А. Лебедев, С.Л. Серова//Прогрессивные методы исследования и проектирования холодильного и компрессорного оборудования. Тематический сборник трудов ВНИИХолодмаш. – 1988. – С. 3–8.
4. Domanski P. A. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle/ P.A. Domanski, D.A. Didion//International Journal of Refrigeration. – 1994. – Vol. 17. – № 7.– P. 487–493.
5. Klein S.A. Refrigeration System Performance using Liquid-Suction Heat Exchangers/ S.A. Klein, D.T. Reindal, K. Brownell//International Journal of Refrigeration.– 2000.– Vol. 23.– № 8. – P. 588–596.
6. Чайченец Н.С. Способы повышения эффективности теплонасосных сушильных установок //Холодильная техника. – 1987.– №7. – С. 15–20.

УДК 620.9: 657.471

Шерстюк А.В., Братута Е.Г.

ЗАЛЕЖНІСТЬ ЕКОНОМІЧНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН І ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ВІД ЕФЕКТИВНОСТІ РЕГЕНЕРАТОРА

В роботі проведено чисельне дослідження термодинамічних режимів роботи холодильних установок які включають регенератор з метою отримання узагальнених залежностей для аналізу холодильного коефіцієнту регенеративного циклу від основних визначальних факторів.

Sherstyuk AV., Bratuta E.G.

EFFICIENCY OF REFRIGERATING MACHINE AND HEAT PUMPS – REGENERATOR'S EFFECTIVENESS RELATION

Numerical study of thermodynamic modes of refrigerating machine and heat pumps has been done with varying efficiency of regenerator's operating.