

4. Вэйли, Л. Температурное поле ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением с подпазовыми и радиальными каналами : Дис. ... канд. техн. наук / Вэйли Ли. – СПб., 1997. – 15 с.
5. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
6. Хмельник, С. И. Уравнения Навье–Стокса. Существование и метод поиска глобального решения / С.И. Хмельник / Израиль: Mathematics in Computer Comp, 2010. – 106 р.
7. Теплотехнический справочник: в 2-х т. / Под ред. В. Н. Юренева и П.Д. Лебедева. – М.: Энергия, 1976. – Т. 2. – 896 с.
8. Исаченко, В. П. Теплопередача: учеб. для вузов, 3-е изд. / В. П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
9. Эксплуатация и ремонт турбогенератора ТГВ-300 / Л. Я. Станиславский, Г. П. Езовит, П. Я. Карташевский и др. – Киев: Техника, 1973. – 196 с.
10. Гуревич, Э. И. Тепловые испытания турбогенераторов большой мощности / Э. И. Гуревич. – Л.: Энергия, 1969. – 168 с.

Поступила в редакцию 14.08.15

**Д. Х. Харлампи,**

д-р техн. наук

Институт проблем  
машиностроения  
им. А. Н. Подгорного  
НАН Украины

г. Харьков, e-mail:

[kharlampidi@ipmach.kharkov.ua](mailto:kharlampidi@ipmach.kharkov.ua)

**Ключові слова:** теплонасосна установка, холодильна машина, коефіцієнт структурних зв'язків, ексергетичні втрати.

УДК 621.577

## СИСТЕМНО-СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

*На основі сучасних методів прикладної термодинаміки розроблено методику системно-структурного аналізу циклів холодильних машин і теплонасосних установок. З використанням структурних коефіцієнтів проведено аналіз впливу міжелементних зв'язків в технологічних схемах пароконденсуючих холодильних машин і теплонасосних установок на термодинамічну ефективність циклу. Оцінюється вплив структурної складності технологічної схеми теплонасосних установок на термодинамічну ефективність, для цього вперше в термодинамічний аналіз вводиться критерій складності схеми.*

### 1. Введение

В настоящее время элементы холодильных машин (ХМ) и теплонасосных установок (ТНУ) в ряде случаев достигли своего «технического предела», когда совершенствование конструкций отдельных узлов уже не дает существенного повышения эффективности всей установки. Между тем возможности совершенствования структуры технологической схемы еще далеко не исчерпаны. Последнее требует глубокого изучения особенностей межэлементных связей в технологических схемах ХМ и ТНУ, а также исследования взаимосвязи и взаимовлияния эксергетических потерь в основных элементах. В этой связи актуальной представляется задача направленного поиска технологических схем в противоположность «слепой» процедуре их перебора. Преимущества такого подхода бесспорны, поскольку это позволит еще на этапе предпроектного анализа ХМ или ТНУ исключить из рассмотрения те схемы, совершенствование элементов которых не окажет существенного влияния на повышение эффективности всей установки.

Одним из направлений системных исследований является системно-структурный анализ, цель которого – выявление системных закономерностей проявления потерь от необратимости в различных технологических схемах, поскольку еще на этапе предпроектных разработок важно предвидеть, как отреагирует конкретная технологическая схема термотрансформатора на изменение внешних условий.

В настоящей работе впервые предпринята попытка создания общей методики системно-структурного анализа пароконденсационных ХМ и ТНУ.

© Д. Х. Харлампи, 2015

## 2. Термодинамическая неэквивалентность эксергетических потерь в технологических схемах термотрансформаторов

Термодинамическая неэквивалентность эксергии и эксергетических потерь непосредственно связана со структурой технологической схемы установки [1], поэтому различным технологическим схемам ХМ и ТНУ свойственны специфические проявления потерь от необратимости. Один и тот же элемент, имеющий одинаковое конструктивное исполнение, но при этом включенный в разные технологические схемы или же участки конкретной схемы, имеет различный уровень эксергетических потерь [2]. Таким образом, совершенствование отдельно взятого элемента в отрыве от структуры технологической схемы, в которой он находится, не может привести к повышению эффективности всей системы. Эксергетические потери в элементах пароконденсационных термотрансформаторов взаимосвязаны. Любое изменение потерь, скажем их увеличение в одном элементе, обязательно вызовет изменение в другом, взаимосвязанном с ним элементе, причем это изменение вовсе не означает рост эксергетических потерь в этом элементе, а иногда, даже наоборот (хотя и редко), потери могут уменьшиться. Другими словами, необратимость одного из элементов может быть уменьшена необратимостью другого. Подобный эффект в термотрансформаторах не парадокс, а типичное проявление системных интегративных свойств.

Оценить влияние изменения параметров одного процесса на необратимые потери в элементе, а также влияние этих потерь на потери во всей системе можно с помощью коэффициентов структурных связей [1–3].

Для анализа влияния потерь от необратимости в технических системах любой сложности Ю. Байером предложен структурный коэффициент следующего вида [1, 2]:

$$\pi_{ik} = \left( \frac{\partial E_{D, \text{сум}}}{\partial x_{ik}} \right) / \left( \frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_{ik}} \right),$$

где  $E_{Dk}$  – эксергетические потери в элементе;  $E_{D, \text{сум}}$  – суммарные эксергетические потери в системе;  $x_{ik}$  – параметр, влияющий на величину эксергетических потерь.

Структурные коэффициенты указывают на возможности и направление повышения эффективности всей системы в целом, позволяют оценить силу межэлементных связей, а также вскрыть системные закономерности проявления потерь от необратимости в технологических схемах энергопреобразующих систем. Значение  $\pi_{i,k}$  может изменяться от  $\pi_{ik} \approx 0$  до  $\pi_{ik} \geq 1$ . Конструктивному совершенствованию должны подлежать те элементы, для которых  $\pi_{ik} \geq 1$ . В этом случае имеется резерв для снижения суммарных потерь от необратимости в системе за счет снижения потерь в отдельных элементах. Если  $0 < \pi_{ik} < 1$ , то уменьшение необратимости в одном элементе схемы компенсируется увеличением необратимости в других. Поэтому устранение так называемых технических потерь эксергии в элементе [1] не приведет к повышению эффективности всей схемы, поскольку для нее характерна высокая жесткость структурных связей между элементами.

При проведении структурного анализа ХМ или ТНУ в качестве варьируемого параметра  $x_{ik}$  выбираются величины, которые непосредственно связаны с конструктивными особенностями установки и, как правило, задаются при проектировании. К таким переменным относятся величины гидравлических сопротивлений испарителя, конденсатора, трубопроводов обвязки основного и вспомогательного оборудования холодильного контура, а также значения минимальных температурных напоров в аппаратах. При этом заданной характеристикой является холодопроизводительность установки. Возможен и другой способ проведения анализа, когда для заданного гидравлического контура циркуляции хладагента с известным типом компрессора необходимо оценить влияние структурных связей и характер распределения эксергетических потерь при варьировании режимно-конструктивных характеристик оборудования. В качестве варьируемых параметров может быть выбрана геометрия поверхности испарителя или конденсатора, диаметры трубопроводов обвязки.

Для исследования влияния локальной необратимости  $E_{Dk}$  на суммарные потери в установке  $E_{D, \text{сум}}$  необходимо знать, как другие параметры процессов в цикле среагируют на изменение величины потерь в элементе. К примеру, снижение гидравлических сопротивлений по тракту испарителя ХМ скажется на значении минимального температурного напора. С одной стороны, эксергетические потери в процессе сжатия в холодильном компрессоре зависят не только от индикаторного КПД ком-

прессора, но и от величины минимальных температурных напоров в испарителе и конденсаторе, а также уровня потерь давления в гидравлическом контуре хладагента. С другой стороны, чем более необратимым будет процесс сжатия в компрессоре, тем большими будут потери эксергии в самом компрессоре, но также и потери в конденсаторе, обусловленные теплообменом с окружающей средой. Для учета взаимовлияния эксергетических потерь в элементах ХМ и ТНУ ниже предлагается многоэтапная процедура построения цикла, деформированного термогидравлической необратимостью.

### 3. Анализ потерь от необратимости в элементах ХМ и ТНУ

Рассмотрим методику построения цикла ХМ и ТНУ деформированного термогидравлической необратимостью.

Если в первом приближении при формировании действительного цикла пренебречь гидравлическими сопротивлениями на трактах конденсации и испарения, а также сопротивлениями в узлах соединения всех основных блоков ТНУ, то в  $P - i$  диаграмме цикл будет иметь вид (рис. 1), показанный пунктирной линией. Этот цикл является базовым для построения на следующем этапе деформированного термогидравлической необратимостью цикла.

Первый этап (рис. 1, а) предусматривает внесение уточнений, обусловленных неизобарностью процессов в гидравлическом контуре циркуляции хладагента и наличием неизоэнтропного характера процесса сжатия в компрессоре, в уже сформированный базовый цикл. При этом фиксированными считаются точки 3 и 7.

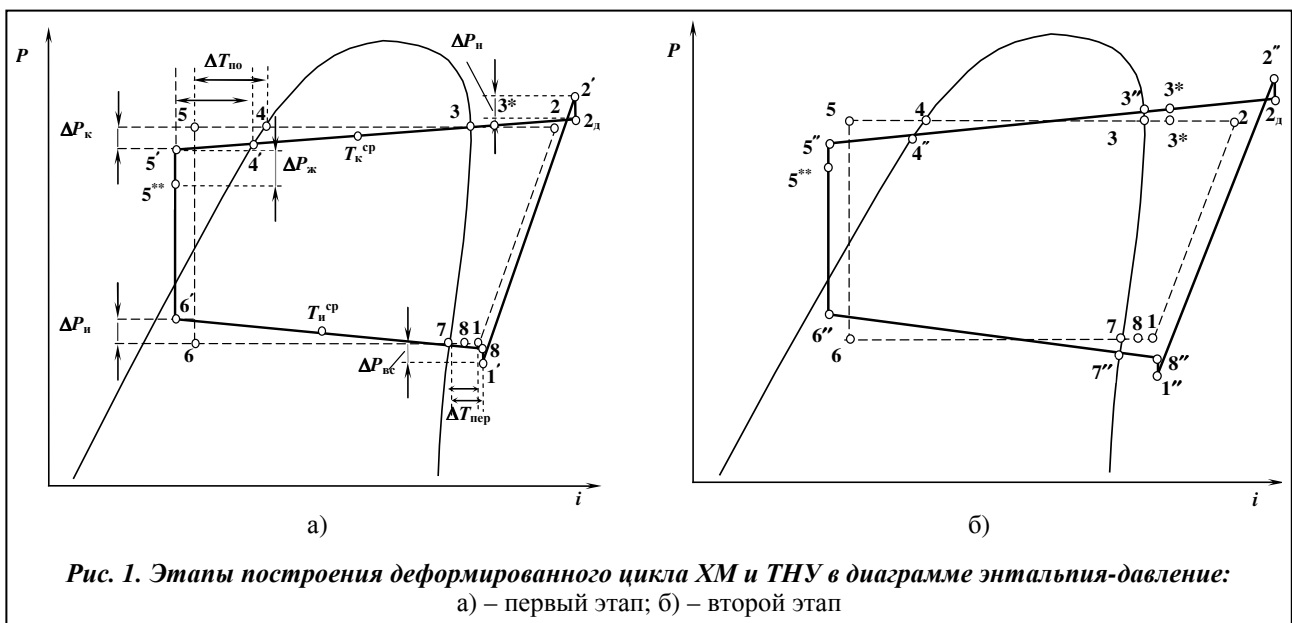
На рис. 1 приняты следующие обозначения:  $\Delta P_k$  – падение давления в конденсаторе;  $\Delta P_n$  – падение давления в испарителе;  $\Delta P_{вс}$  – потери давления в линии всасывания;  $\Delta P_n$  – потери давления в линии нагнетания;  $\Delta P_{ж}$  – потери давления в жидкостной линии;  $\Delta T_{пер}$  – величина перегрева в цикле;  $\Delta T_{по}$  – величина переохлаждения в цикле;  $T_k^{cp}$ ,  $T_n^{cp}$  – среднетермодинамические температуры конденсации и испарения в неизобарных процессах.

Среднетермодинамические (диссипативные) температуры хладагента в неизобарных процессах испарения и конденсации находятся как

$$T^{cp} = \int_{вх}^{вых} di / \sum_{j=1}^n \frac{di}{T_j}$$

где  $T_j$  – среднелогарифмическая температура в выделенной зоне теплообменника.

Диссипация энергии, вызванная силами вязкости в потоке и трением на внутренних поверхностях элементов ХМ и ТНУ, приводит к термодинамической неравновесности состояния хладагента, а следовательно, и к необратимому характеру процессов испарения и конденсации. В этой связи



можно лишь условно изображать процессы 3–4' и 6'–7 прямыми линиями. Вместе с тем, если точки 3 и 4', а также 6' и 7 зафиксированы на основе построения цикла и гидравлического расчета испарителя и конденсатора, то в силу линейного характера падения давления, обусловленного законом Дарси, можно с достаточной степенью обоснования считать процессы 3–4' и 6'–7 соответствующими реальному характеру истечения [4].

Второй этап построения деформированного цикла (рис. 1, б) заключается в процедуре перепостроения точек 3 и 7. Она учитывает влияние увеличения температуры начала конденсации на величину, эквивалентную изменению средней температуры  $T_k^{cp}$ , вызванной потерями давления в конденсаторе, и влияние уменьшения температуры в конце процесса испарения на величину, эквивалентную изменению средней температуры  $T_n^{cp}$ , вызванной падением давления в испарителе.

Поясним это на примере. По результатам расчета цикла после первого этапа построения можно заключить, что гидравлические сопротивления в испарителе не оказывают никакого влияния на изменение работы сжатия в компрессоре. Это происходит ввиду того, что на первом этапе построения цикла точка 7 считается фиксированной и от нее должна откладываться величина  $\Delta P_n$ , чтобы получить положение точки 6'. Между тем, из рис. 1, а видно, что средняя температура в процессе 6'–7 поднялась по сравнению с базовым циклом на некоторую величину  $\Delta T_n'$ . Таким образом, температура низкопотенциального источника теплоты уже не будет соответствовать тому заданному значению минимального температурного напора в испарителе, которое принято при проектировании. Поэтому на втором этапе построения деформированного цикла температуру в точке 7 необходимо уменьшить на величину  $\Delta T_n' = T_6 - T_n^{cp}$ . Аналогично следует поступить при построении процесса неизобарной конденсации, т.е. температура в точке 3 должна быть увеличена на  $\Delta T_k' = T_4 - T_k^{cp}$ .

Расчет термодинамических параметров цикла и конструктивных характеристик гидравлического контура циркуляции хладагента проводится с помощью методик [4–6]. Для расчета потерь давления при внутритрубном кипении используются уравнения Мартинелли [6]. Теплофизические свойства хладагентов определяются при помощи базы данных программного продукта «Refrigeration Utilities».

Потери от необратимости со стороны хладагента складываются из потерь в результате теплообмена  $E_{Dk}^{\Delta T}$  и вследствие гидравлических сопротивлений  $E_{Dk}^{\Delta P}$

$$E_{Dk} = E_{Dk}^{\Delta T} + E_{Dk}^{\Delta P}.$$

Потери, связанные с диссипативными явлениями в трубопроводах обвязки элементов ХМ и ТНУ, а также в запорно-регулирующей арматуре  $E_{Dk}^{\Delta P}$ , можно рассматривать как потери в результате дросселирования

$$E_{Dk}^{\Delta P} = m_r T_d (S_j - S_j^{\Delta P}),$$

где  $S_j$  и  $S_j^{\Delta P}$  – значения энтропии в конце процесса в соответствующих точках базового и деформированного цикла;  $m_r$  – массовый расход хладагента, кг/с;  $T_d$  – температура окружающей среды, К.

Эксергетические потери вследствие теплообмена  $E_{Dk}^{\Delta T}$  в испарителе, конденсаторе, промежуточном охладителе перегретого пара, а также трубопроводах обвязки элементов оборудования определяются по уравнению

$$E_{Dk}^{\Delta T} = m_r T_m \left[ (S_{j+1} - S_j) - \frac{(i_{j+1} - i_j)}{T_m} \right],$$

где  $T_m$  – средняя логарифмическая температура теплоносителя в рассматриваемом теплообменном аппарате, К;  $S_{j+1}$ ,  $S_j$  – значение энтропии хладагента в конце и в начале рассматриваемого процесса термодинамического цикла, кДж/(кг·К);  $i_{j+1}$  и  $i_j$  – значение энтальпии хладагента в конце и в начале рассматриваемого процесса термодинамического цикла, кДж/кг.

Приращение энтропии в испарителе вследствие наличия гидравлических сопротивлений в нем по тракту движения хладагента определяется из соотношения [7]

$$\Delta S_{\text{исп}}^{\Delta P} = m_r \left( S_{j+1}'' - S_j - 2,0 \cdot \frac{i_{j+1}'' - i_j}{T_{j+1}'' + T_j} \right),$$

где  $S''$ ,  $i''$  и  $T''$  – энтропия, энтальпия и температура хладагента в состоянии насыщенного пара.

Приращение энтропии вследствие гидравлических сопротивлений по тракту конденсатора

$$\Delta S_{\text{кд}}^{\Delta P} = m_r \left( S_{j+1}' - S_j'' + 2,0 \cdot \frac{i_j'' - i_{j+1}'}{T_j'' + T_j'} \right) + m_r \left( -R \cdot \ln \left( 1,0 - \frac{\Delta P_{dl}}{P_{dis}} \right) \right),$$

где  $S'$ ,  $i'$  и  $T'$  – энтропия, энтальпия и температура хладагента в состоянии насыщенной жидкости;  $\Delta P_{dl}$  – гидравлические сопротивления в конденсаторе на участке снятия перегрева пара;  $P_{dis}$  – давление нагнетания в цикле;  $R$  – универсальная газовая постоянная.

Эксергетические потери в компрессоре определяются из соотношений

$$E_{D_{\text{км}}} = T_d \left[ m_r (S_{j+1} - S_j) - \frac{Q_{\text{км}}}{T_d} \right],$$

$$Q_{\text{км}} = m_r (i_{j+1} - i_j) - N_{\text{км}},$$

где  $Q_{\text{км}}$  – тепловые потери с поверхности компрессора;  $N_{\text{км}}$  – мощность привода компрессора.

Потери от необратимости в дроссельном вентиле

$$E_{D_{\text{др}}} = m_r T_d (S_{j+1} - S_j).$$

Для регенеративного теплообменника эксергетические потери определяются по формуле

$$E_{D_{\text{сл}}}^{\Delta T} = m_r T_d \left[ (S_{j+1} - S_j) - (S_i' - S_{i+1}) \right],$$

где  $S_{i+1}$ ,  $S_i$  – значение энтропии хладагента в конце и в начале процесса для обратного потока в регенеративном теплообменнике, кДж/(кг·К).

Эксергетические потери в конденсаторе, обусловленные необратимостью процесса сжатия в компрессоре (потери за счет взаимовлияния элементов), находим из следующего соотношения:

$$E'_{D_{\text{кд}}} = m_r \left[ (T_{\text{mid}} - T_d) (S_{is} - S_{\text{real}}) \right],$$

$$T_{\text{mid}} = (i_{is} - i_{\text{real}}) / (S_{is} - S_{\text{real}}),$$

где  $i_{is}$ ,  $i_{\text{real}}$ ,  $S_{is}$ ,  $S_{\text{real}}$  – энтальпии и энтропии в конце изоэнтропного и действительного процесса сжатия в компрессоре;  $T_{\text{mid}}$  – среднетермодинамическая температура процесса сжатия.

При вычислении структурных коэффициентов обязательным условием является варьирование только одного параметра, все остальные параметры цикла ТНУ считаются условно фиксированными, т. е. не подвергаются специальному воздействию на них [1].

В настоящей работе в качестве варьируемого параметра выбрана величина гидравлического сопротивления со стороны хладагента для различных элементов ТНУ. Были рассчитаны эксергетические потери в испарителе и конденсаторе при изменении гидравлического сопротивления. Изменение гидравлического сопротивления испарителя и конденсатора достигалось за счет варьирования параметра  $z = L_i / (d_i N_k)$ , где  $L_i$  – длина трубки,  $d_i$  – внутренний диаметр,  $N_i$  – число колонн в теплообменнике.

Расчеты проведены при следующих исходных данных. Температура испарения в первом приближении принимается равной температуре в точке 7 ( $T_7 = 271$  К), а температура конденсации – в точке 3 ( $T_3 = 330$  К). Средняя температура хладоносителя в испарителе  $T_{\text{нп}} = 283$  К. Средняя температура теплоносителя в конденсаторе ТНУ  $T_{\text{т}} = 320$  К. Холодопроизводительность  $Q_{\text{и}} = 7,65$  кВт; хладагент R22. Температура окружающей среды  $T_d = 272$  К.

На рис. 2 и 3 представлены зависимости, показывающие влияние изменения величины гидравлических сопротивлений в испарителе и конденсаторе на характер распределения эксергетических потерь в элементах ТНУ.

Если за 100% принять любые изменения необратимых потерь (как их увеличение, так и уменьшение) в цикле, вызванные варьированием  $\Delta P_{\text{и}}$ , можно представить нормированной гистограм-

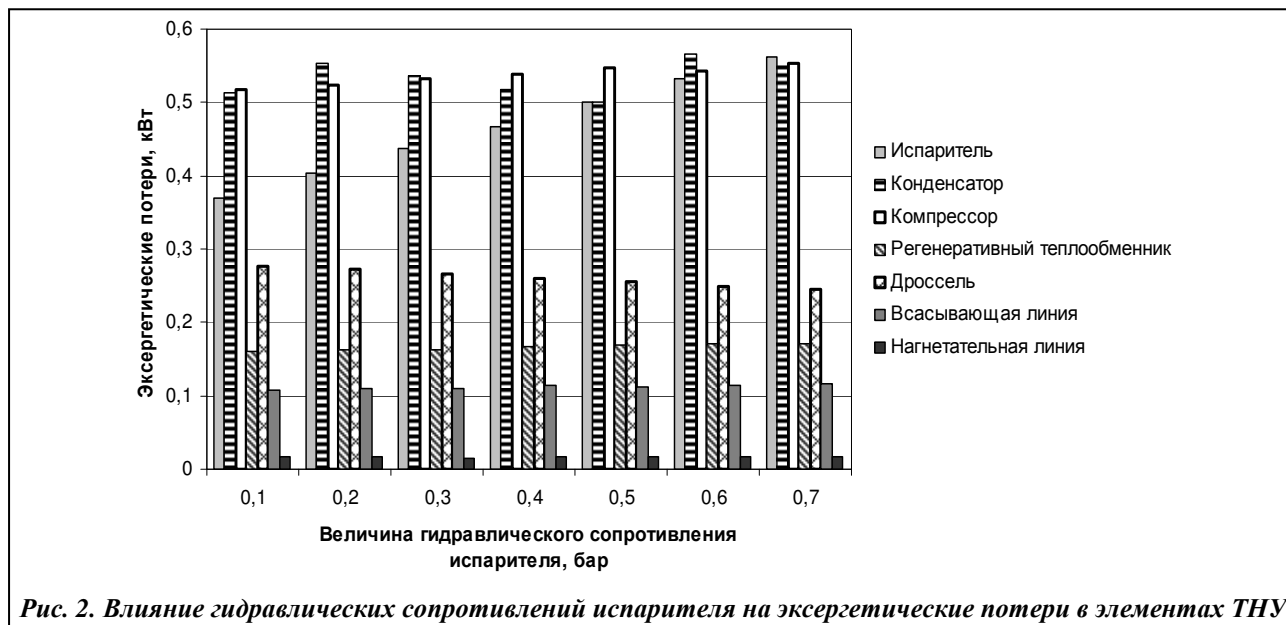


Рис. 2. Влияние гидравлических сопротивлений испарителя на эксергетические потери в элементах ТНУ

мой характер распределения потерь эксергии в элементах, выраженных в долях относительно суммарного их изменения (рис. 4).

Как можно видеть из рис. 4, при низкой жесткости структурных связей в схеме ( $\pi_{исп} = 2,31$  и  $\pi_{исп} = 3,09$ ) существенно изменяются потери в других элементах схемы от 12÷14%.

При высокой жесткости структурных связей (когда  $\pi_{исп} = 0,631$ ) увеличение гидравлического сопротивления испарителя приводит к большему изменению потерь эксергии в испарителе, и к меньшему – в остальных элементах ТНУ.

В табл. 1 приведены значения различных видов эксергетических потерь в испарителе и конденсаторе при варьировании величины гидравлического сопротивления испарителя  $\Delta P_{и}$

В связи с наличием достаточно широкого спектра существующего оборудования ХМ и ТНУ, а также большого числа возможных структурных соединений элементов в технологической схеме возникает задача поиска рациональной структуры технологической схемы ХМ и ТНУ, конфигурации термодинамического цикла и вида рабочего вещества, обеспечивающих в заданных условиях высокую энергетическую эффективность. Для реализации этого подхода необходим единый критерий оценки схемы и оборудования, свободный от влияния субъективных факторов. Таким критерием является структурная сложность объекта.



Рис. 3. Влияние гидравлических сопротивлений конденсатора на эксергетические потери в элементах ТНУ

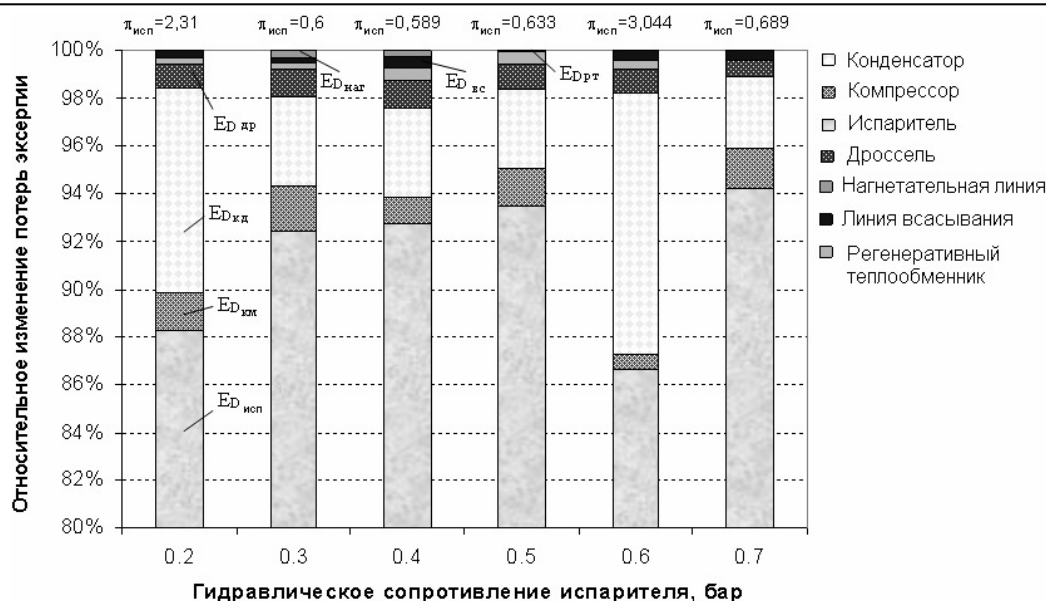


Рис. 4. Изменение потерь эксергии в элементах одноступенчатой схемы ТНУ при варьировании гидравлического сопротивления испарителя

Таблица 1. Характер распределения различных видов потерь от необратимости в ТНУ

Вид потери	Эксергетические потери, кВт						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\Delta P_{ис}$ , бар	0,08227	0,08323	0,08416	0,08509	0,086	0,08693	0,08784
$E_{D_{исп}}^{\Delta P}$	0,01613	0,03246	0,04942	0,0646	0,08246	0,09776	0,11434
$E_{D_{кдл}}^{\Delta P}$	0,0029	0,0029	0,0029	0,0029	0,0029	0,00289	0,00289
$E_{D_{исп}}^{\Delta T}$	0,02609	0,02659	0,02657	0,02794	0,02654	0,02791	0,02928
$E_{D_{исп}}^{\Delta T}$	0,35278	0,37056	0,38711	0,40224	0,41905	0,43445	0,4486
$E_{D_{кдл}}^{\Delta T}$	0,51129	0,55065	0,53327	0,51453	0,49686	0,56422	0,54642
$E'_{D_{кдл}}$	0,22561	0,22863	0,23074	0,23562	0,23861	0,24349	0,24509

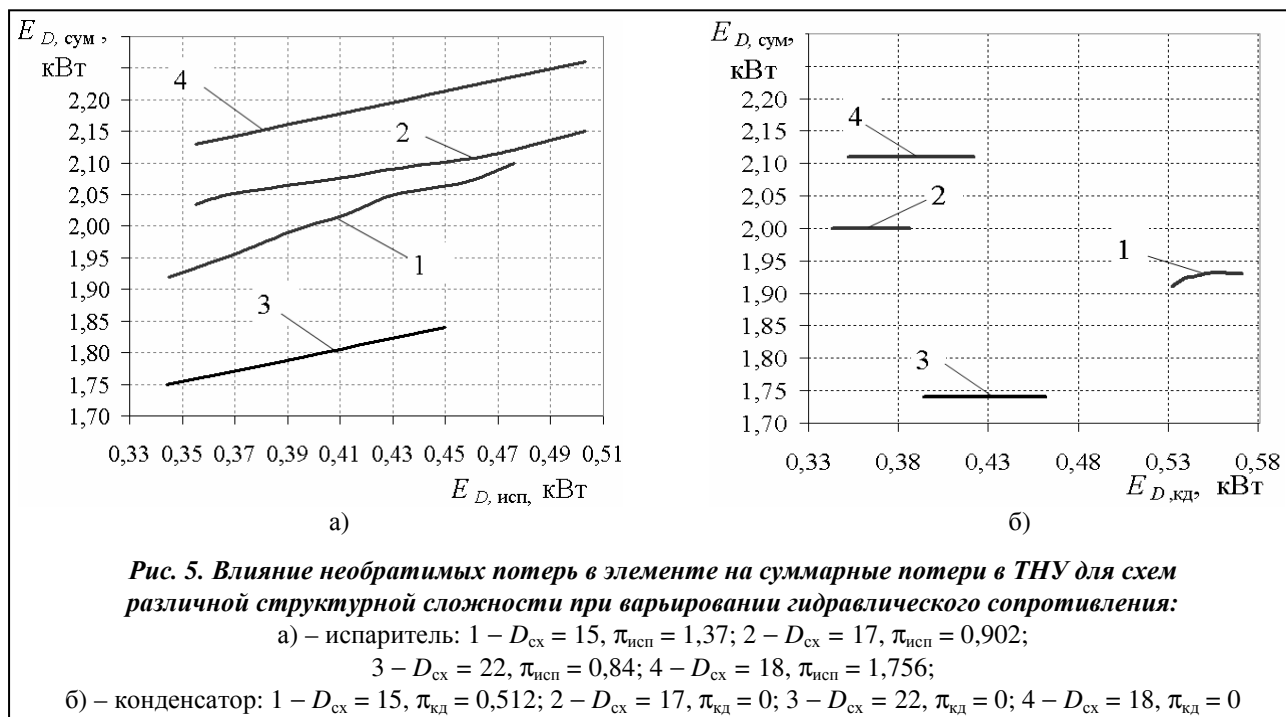
Применительно к схемным решениям ХМ и ТНУ для количественной оценки уровня структурной сложности схемы и ее влияния на термодинамическую эффективность используется критерий, предложенный Е. И. Таубманом

$$D_{cx} = D_i(2m + p), \tag{13}$$

где  $D_i$  – сложность элементов схемы;  $m$  – суммарное число технологических связей между элементами системы;  $p$  – суммарное число взаимодействий теплотехнической системы с окружающей средой (в данном случае – отвод теплоты из конденсатора, подвод низкопотенциального тепла к испарителю, подвод мощности на компрессию пара).

Рассмотрено несколько известных усложненных схем одноступенчатых и двухступенчатых циклов, которым были присвоены следующие значения критерия сложности  $D_{cx}$ : одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником ( $D_{cx} = 15$ ); двухступенчатая схема с неполным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием ( $D_{cx} = 17$ ); двухступенчатая схема с неполным промежуточным охлаждением параллельным дросселированием и переохлаждением жидкости в экономайзере ( $D_{cx} = 22$ ); двухступенчатая схема с промежуточным впрыском пара во всасывающую магистраль второй ступени ( $D_{cx} = 18$ ). Сложность элементов принята  $D_i = \text{const}$ .

На рис. 5 представлены зависимости, показывающие влияние потерь от необратимости в испарителе и конденсаторе на суммарные необратимые потери в ТНУ  $E_{D, сум}$  для технологических схем разного уровня структурной сложности.



Как видно из рис. 5, менее устойчивыми к влиянию гидравлических сопротивлений со стороны хладагента в испарителе являются двухступенчатая схема с промежуточным впрыском во всасывающую магистраль второй ступени ( $\pi = 1,756$ ) и одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником ( $\pi = 1,37$ ). Для практики это означает, что для данных схем не следует использовать развитые поверхности теплообмена с внутренним оребрением трубок испарителя. Такие поверхности можно применять в схемах, имеющих большую жесткость структурных связей по испарителю, а именно, в двухступенчатой схеме с экономайзером ( $\pi = 0,84$ ) или в двухступенчатой схеме с неполным промежуточным охлаждением и однократным дросселированием ( $\pi = 0,902$ ). В этих схемах структурный коэффициент  $0 < \pi < 1$ .

### Выводы

По результатам анализа схем ХМ и ТНУ выявлено, что с увеличением структурной сложности технологической схемы возрастает жесткость структурных связей, что делает их более устойчивыми к влиянию термодинамической необратимости в цикле. Исключение составляет одноступенчатая схема с регенеративным теплообменником. Углубленный термодинамический анализ циклов позволил выявить причины этой устойчивости. С увеличением схемной сложности уменьшается влияние на суммарные потери эксергии внутренней необратимости в цикле, связанной с процессами дросселирования и сжатия, что позволяет скомпенсировать рост потерь эксергии, вызванных гидравлическими сопротивлениями по тракту циркуляции хладагента.

Используя предложенную методику, на этапе проектного анализа ХМ и ТНУ можно обоснованно выбрать рациональные конструктивные характеристики теплообменной поверхности испарителя и конденсатора, а также трубопроводов обвязки основного оборудования в зависимости от уровня структурной сложности технологической схемы.

### Литература

1. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
2. Таубман, Е. И. Анализ и синтез теплотехнических систем / Е. И. Траубман. М.: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.
3. Boer, D. Exergy and structural analysis of an absorption cooling cycle and the effect of efficiency parameters/ D. Boer // Intern. J. Thermodynamics. – 2005. – Vol. 8 (4). – P. 191–198.



4. *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.
5. *Братута, Э. Г.* Анализ влияния сопротивления соединительных трубопроводов холодильной машины на ее эффективность / Э. Г. Братута, В. Г. Шерстюк, Д. Х. Харлампиди // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2007. – № 1. – С. 16–23.
6. *Kim, Y. J.* Development of Performance-Analysis Program for Vapor-Compression Cycle based on Thermodynamic Analysis / Y. J. Kim, I. S. Park // J. Industrial and Eng. Chemistry, 2000. – Vol. 6 (6). – P. 385–394.
7. *Kalaiselvam, S.* Exergy analysis of scroll compressors working with R22, R407C, and R417 as refrigerant for HVAC system / S. Kalaiselvam, R. Saravanan // Thermal Sci. – 2009. – Vol. 13. – P. 175–184.

*Поступила в редакцию 14.10.15*