

УДК 621.59

Восстановление термодинамической работоспособности теплообменника в цикле высокого давления путем варьирования технических потерь от необратимости

Д-р техн. наук А. В. ТРОЦЕНКО, М. В. ПОДДУБНАЯ

Одесская государственная академия холода

65026, Украина. г. Одесса, ул. Дворянская, 1/3

Computer experiments were carried out to restore the thermodynamic operational capabilities of expander heat exchanger and high-pressure cycle for cryogenic refrigeration plant. As the control actions on the restoring process, it was selected the heat leaks from surroundings and hydraulic resistance of the working fluid flows in the heat exchanger. It is shown that actually restoring of these operational capabilities is possible only by increasing the heat leaks from surroundings. The changes in energy performances of the test heat exchanger and cycle were obtained and analyzed.

Keywords: cryogenics, cycle, heat exchanger, thermodynamic operational capability, exergetic analysis, technical losses.

Ключевые слова: криогеника, цикл, теплообменник, термодинамическая работоспособность, эксергетический анализ, технические потери.

Введение

Под термодинамической работоспособностью теплообменника понимается возможность выполнения второго закона термодинамики при параметрах в узловых точках данного аппарата, удовлетворяющих ее первому началу. Термин «термодинамическая работоспособность» введен в работе [1] для того, чтобы выделить среди множества технических задач, связанных с неисправностями теплообменника, проверку ограничений, обусловленных вторым законом термодинамики. Для реально созданного теплообменника будут выполняться оба начала термодинамики, однако если теплообмен будет осуществляться при других условиях, это будет сопровождаться существенным изменением термодинамических параметров на его концах [2]. В свою очередь это может привести как к ухудшению энергетических характеристик всей установки, так и ее неработоспособности. Поэтому анализ термодинамической работоспособности теплообменных аппаратов является актуальным при проектировании криогенных систем и тепловых сетей. Известны графические [3, 4] и аналитические способы [5] проведения такого анализа, основанные на различных формулировках второго начала термодинамики.

Вопрос восстановления термодинамической работоспособностью теплообменников в литературе практически не изложен. В данной работе представлены результаты компьютерного моделирования процесса такого восстановления для двухпоточного теплообменника детандерной ступени охлаждения в цикле высокого давления. При этом в качестве управляющего воздействия на данный процесс выбрано изменение технических потерь. Формально осуществлять его можно варьировав любой термодинамический параметр, энергетический поток или расход рабочего тела, связанный с исследуемым теплообменником. Однако интерес представляют лишь способы восстановления, ко-

торые могут быть реализованы при конструировании аппарата. В статье [1], например, рассматривалась аналогичная задача для случая, когда управляющим воздействием являлось отношение расходов рабочих тел.

В соответствии с классификацией потерь от необратимости, переменные по причинам их возникновения могут быть отождествлены либо с технической, либо с собственной потерей [6]. Данная классификация позволяет решать данную задачу восстановления, варьировав для теплообменника значения теплопритоков из окружающей среды и гидравлическими сопротивлениями рабочих тел. Такой подход дает возможность сохранять при решении задачи схему криогенной установки.

Постановка задачи

Основная цель задачи восстановления термодинамической работоспособности состоит в установлении принципиальной возможности его осуществления путем изменения технических потерь в теплообменном аппарате. При положительном решении задача позволяет:

- выявить наиболее эффективные с точки зрения термодинамической эффективности виды технических потерь, которые могут быть использованы в качестве независимых переменных для решения этой задачи;

- определить и проанализировать изменения энергетических и технических показателей исследуемого теплообменника в процессе восстановления;

- изучить взаимосвязь между одноименными энергетическими показателями восстанавливаемого аппарата и установки.

В качестве объекта исследования выбран цикл высокого давления в рефрижераторном режиме, схема которого показана на рис. 1. В данном цикле из-за разности расходов прямого и обратного пото-

где h — энтальпия; q_{31} — удельные теплопритоки из окружающей среды к теплообменнику Т1.

Поскольку из уравнения (3) может быть найдена только одна величина, то считается постоянной и заданной температура потоков T_2 и T_7 на входе в аппарат. Далее рассчитываются варианты, когда одна из температур T_3 или T_8 находилась из уравнения (3), а вторая принималась постоянной и равной значению в начальном состоянии термодинамически неработоспособного теплообменника. Точка, в которой задавалось значение температуры, считается фиксированной, а другая точка — определяемой. Результаты процесса восстановления рассматриваются в зависимости от величины $\Delta T_{\min}$, соответственно для ее нахождения реализуется алгоритм, используемый при построении q , T -диаграммы теплообменника. Он сводится к условному разбиению аппарата на n элементов, одинаковых по тепловой нагрузке q . Далее на основании энергетического баланса, составленного для элементов ($k = 0, 1, \dots, n$), определяется температура в k -ом сечении теплообменника

$$q = h_m - h_3 + q_{31k} = \frac{M_n}{M_m}(h_8 - h_n), \quad (4)$$

где h_m , h_n — текущие значения энтальпий прямого и обратного потоков; q_{31k} — теплопритоки к k -ым элементам аппарата.

Из полученного массива температурных напоров в сечениях находится их минимальное значение. Затем величина n удваивается до тех пор, пока разность двух последних результатов определения $\Delta T_{\min}$ превышает заданную точность.

Равенство (4) предполагает отсчет теплового потока с холодного конца теплообменника. В этом равенстве Величина q_{31k} принимается пропорциональной тепловой нагрузке для k -ых элементов теплообменника.

Результаты процесса восстановления термодинамической работоспособности теплообменника

В соответствии с классификацией потерь от необратимости по признаку их происхождения [6] в качестве технических потерь рассматривались теплопритоки q_{31} , гидравлические сопротивления прямого $\Delta p_{\text{пр}}$ и обратного $\Delta p_{\text{обр}}$ потоков.

При варьировании в процессе восстановления теплопритоков q_{31} имеет смысл фиксировать только узловую точку 8. При этом остается неизменной суммарная мольная тепловая нагрузки q_c , вычисляемая из соотношения

$$q_c = \frac{M_n}{M_m}(h_8 - h_7). \quad (5)$$

В случае постоянства параметров точки 3, увеличение величины теплопритоков в аппарате сопровождается повышением температуры T_8 . В свою очередь это влечет, как показывают наши исследования, уменьшение величины $\Delta T_{\min}$ и, следовательно, дальнейшее ухудшение ситуации с термодинамической работоспособностью теплообменника.

На рис. 2 показаны q , T - и q , d_e -диаграммы теплообменника Т1 в исходном и конечном состояниях при фиксированной узловой точке 8. Символы d_e означают текущее значение мольных потерь от необратимости в аппарате, через T_m и T_n соответственно обозначены кривые прямого и обратного потоков.

Величина d_e вычисляется из равенства, полученного из энергетического и эксергетического балансов теплообменника Т1

$$d_e = T_{\text{ос}} \left[s_3 - s_m + \frac{M_n}{M_m}(s_n - s_7) \right] - q_{31k}, \quad k = 0, 1, \dots, n, \quad (6)$$

где s — энтропия; s_m , s_n — значения энтропий прямого и обратного потоков, соответствующие тепловой нагрузке q .

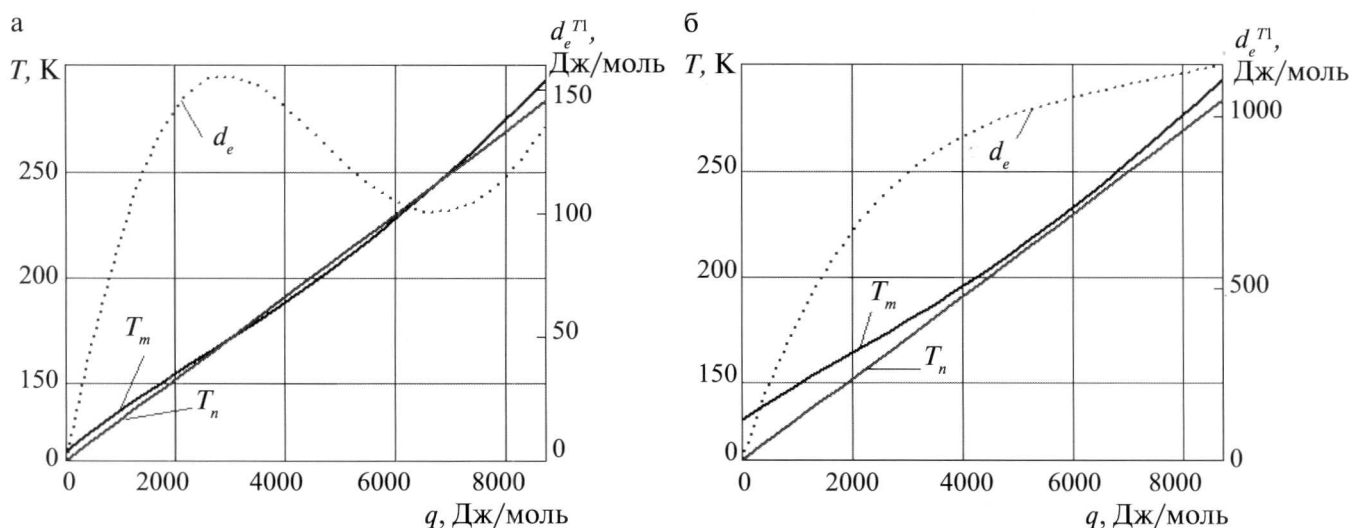


Рис. 2. Виды q , T - и q , d_e -диаграмм для состояний теплообменника Т1 при определенной узловой точке 3: а — исходное состояние; б — конечное состояние

В соответствии с общим принципом работоспособности теплообменных аппаратов [5] кривая $d_e(q)$ при термодинамически неработоспособном аппарате должна иметь экстремумы в точках пересечения линий $T_m(q)$ и $T_n(q)$. Для случая термодинамически работоспособного аппарата кривая $d_e(q)$ является монотонно возрастающей функцией.

В табл. 2 приведены результаты, характеризующие изменение показателей теплообменника Т1 при его переходе из исходного в конечное состояние в зависимости от мольных теплопритоков q_{31} . Для теплообменника Т1 величина эксергетического КПД η_e^{T1} рассчитывается по формуле

$$\eta_e^{T1} = \frac{M_m e_3 + M_n e_8}{M_m e_2 + M_n e_7}, \quad (7)$$

где e — эксергетическая функция [6].

Из данных табл. 2 следует, что в процессе увеличения мольных теплопритоков к аппарату происходит ухудшение всех энергетических показателей теплообменника Т1. При этом эксергетический КПД уменьшается на $\sim 6\%$, эксергетические потери возрастают приблизительно в 8,5 раза, доля теплопритоков в тепловой нагрузке увеличивается до 8,5%.

Далее представлены результаты восстановления работоспособности теплообменника путем увеличения гидравлических сопротивлений по прямому и обратному потокам. Зависимость $\Delta T_{\min}$ от гидравлических сопротивлений по прямому потоку изображены на рис. 3.

Увеличение гидравлических сопротивлений по прямому потоку при фиксации точки 8, привело к уменьшению значения $\Delta T_{\min}$ относительно исходного состояния, что делает невозможным использование такого подхода для восстановления работоспособности аппарата. Наличие гидравлических сопротивлений по прямому потоку приводит к росту температур прямого потока, вследствие чего и уменьшается минимальный температурный напор в аппарате.

Таблица 2

Изменение характеристик теплообменника Т1 при восстановлении его работоспособности

q_{31} , Дж/моль	$\Delta T_{\min}$, К	η_e^{T1}	d_e^{T1} , Дж/моль	q_{31}/q_e
0	-3,0	0,992	133,8	0
150	-1,9	0,979	354,2	0,017
300	-0,6	0,966	565,0	0,034
450	0,6	0,954	767,2	0,051
600	1,8	0,942	959,8	0,068
750	3,0	0,930	1147,1	0,085

В случае увеличения гидравлических сопротивлений при фиксации точки 8, величина $\Delta T_{\min}$ возрастает, но недостаточно для восстановления работоспособности теплообменника в пределах реально возможного увеличения данного гидравлического сопротивления. Это иллюстрируется наклоном кривой 1 на рис. 3. Как показывают расчеты, полное восстановление работоспособности возможно в случае, если гидравлическое сопротивление по прямому потоку будет составлять примерно 50% от давления p_2 .

Результаты позволили сделать вывод о том, что увеличение гидравлических сопротивлений по обратному потоку, вне зависимости от выбора фиксированной узловой точки, на величину $\Delta T_{\min}$ практически не влияет. Поэтому данный способ не рекомендован для восстановления термодинамической работоспособности теплообменника Т1.

Кроме изменения в процессе восстановления энергетических показателей теплообменника Т1, интерес представляет вариация его технических характеристик. В частности, это касается поверхности теплообмена F анализируемого аппарата. Относительное ее изменение δF определяется соотношением

$$\delta F = F_{\text{КС}} / F_{\text{ИС}},$$

где индексы «ис», «кс» обозначают соответственно исходное и конечное состояния теплообменника Т1.

Из основного уравнения теплопередачи и условий постоянства коэффициента теплопередачи, расходов материальных потоков и тепловой нагрузки теплообменника следует выражение для нахождения значений δF

$$\delta F = (\Delta T_{\log}^{\text{ИС}} / \Delta T_{\log}^{\text{КС}}).$$

Величина $\Delta T_{\log}$, представляющая собой средний логарифмический температурный напор, рассчитывается по формуле, приведенной в работах [3, 7]. Исходное состояние теплообменника характеризовалось параметрами, соответствовавшими условию $\Delta T_{\min} \geq 0$. Такой выбор обусловлен особенностями формулы для вычисления значения $\Delta T_{\log}$. Результаты определения характеристики δF представлены в табл. 3.

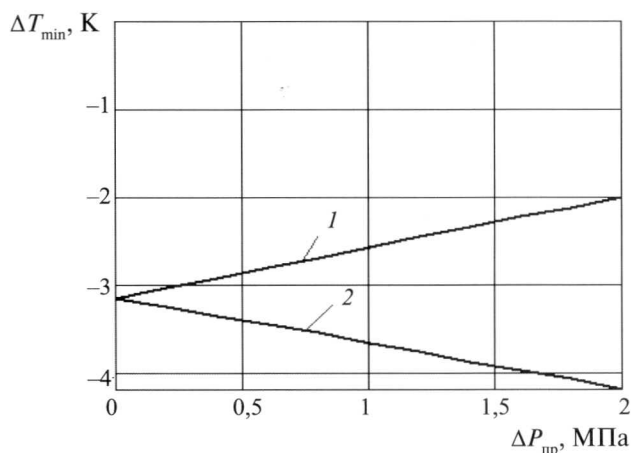


Рис. 3. Зависимость $\Delta T_{\min}$ от гидравлических сопротивлений по прямому потоку: 1 — для фиксированной точки 3; 2 — для фиксированной точки 8

Таблица 3

Изменение относительной поверхности теплообмена для аппарата Т1 при восстановлении его работоспособности

q_3 , Дж/моль	$\Delta T_{\min}$, К	$\Delta T_{\log}^{KC}$, К	δF
380	0	10,99	1,00
500	1,0	12,04	0,92
600	1,8	12,87	0,85
700	2,6	13,66	0,81
750	3,0	14,09	0,78

Из приведенных в табл. 3 данных следует, что при восстановлении работоспособности теплообменника Т1 путем изменения теплопритоков из окружающей среды наблюдается рост величины $\Delta T_{\log}$. Это в свою очередь сопровождается существенным уменьшением поверхности теплообмена этого аппарата. Таким образом, в данном процессе наблюдается противоречие между энергетическими и технико-экономическими показателями исследуемого теплообменника.

Влияние процесса восстановления термодинамической работоспособности теплообменника на энергетические показатели цикла

Одной из частных, но важных задач, связанных с восстановлением термодинамической работоспособности теплообменника Т1, является исследование влияния этого процесса на энергетические показатели цикла. Не исключается вариант, когда имеющее место снижение этих показателей для теплообменника Т1 может привести к их росту, возникающему из-за перераспределения потерь между элементами установки [6].

При заданной холодопроизводительности, показателями этого цикла являются значения L_k , L_d , полные затраты работы в цикле L и эксергетический КПД установки η_e

$$L_k = M_n [T_{oc}(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)] / \eta_k;$$
 (8)

$$L_d = (M_n - M_m)(h_2 - h_7);$$
 (9)

$$L = L_k - L_d;$$
 (10)

$$\eta_e = L_{\min} / L,$$
 (11)

где минимальная работа охлаждения $L_{\min}$ равна

$$L_{\min} = Q_x (T_{oc} - T_x) / T_x$$
 (12)

Изменение характеристик цикла при восстановлении работоспособности теплообменника Т1 путем увеличения теплопритоков q_{31} показано в табл. 4.

Как видно из табл. 4, восстановление работоспособности теплообменника Т1 методом увеличения теплопритоков к аппарату сопровождается монотонным ростом как затраченной в компрессоре, так и полученной в детандере работ. Суммарные

Таблица 4

Изменение характеристик цикла в зависимости от величины теплопритоков

q_{31} , Дж/моль	L_k , Вт	L_d , Вт	L , Вт	η_e
0	799,1	72,3	726,8	0,379
150	849,5	76,9	772,6	0,357
300	906,6	82,1	824,5	0,334
450	971,9	88,0	883,9	0,312
600	1047,3	94,8	952,5	0,289
750	1135,5	102,8	1032,7	0,267

затраты энергии при этом увеличиваются на 42,1%, что приводит к уменьшению КПД цикла на 29,6%. Та же тенденция наблюдается и в процессе восстановления теплообменника методом изменения расходов потоков рабочих тел. Как показывает сравнение с данными работы [1], изменение расходов является более эффективным способом восстановления по энергозатратам в сравнении с увеличением теплопритоков. Естественно, ухудшение энергетических показателей, как самого аппарата, так и цикла будет зависеть от параметров исходного и конечного состояний неработоспособного теплообменника.

При данной постановке задачи все величины, входящие в расчетные соотношения для определения энергетических показателей цикла (8)–(12), являются прямо пропорциональными значению Q_x . По этой причине КПД цикла η_e не зависит от холодопроизводительности.

Заключение

Анализ полученных результатов дает возможность сделать следующие выводы относительно восстановления термодинамической работоспособности детандерного теплообменника криогенной установки, работающей по циклу высокого давления, методом изменения теплопритоков:

1. Увеличение теплопритоков из окружающей среды дает принципиальную возможность восстановить работоспособность теплообменника. В то же время увеличение гидравлических сопротивлений потоков рабочих тел реально не позволяет осуществить эту процедуру.
2. Процесс восстановления работоспособности теплообменника сопровождается ухудшением энергетических показателей как самого аппарата, так и всей криогенной установки.
3. Для исследованных диапазонов изменения холодопроизводительности и давления в цикле, энергетические показатели теплообменника и установки в зависимости от этих величин носят монотонный характер.
4. Использованный подход может быть применен не только для восстановления работоспособности, но и для поиска компромисса между технико-экономическими и энергетическими показателями теплообменника.

Список литературы

1. Троценко А. В., Поддубная М. В. Восстановление термодинамической работоспособности двухпоточного теплообменника в цикле высокого давления путем изменения расходов рабочих тел // Технические газы. 2012. № 1.
2. Смит Р., Клемеш Й., Товажнянский Л. Л., Капустенко П. А., Ульев Л. М. Основы интеграции тепловых процессов/Харьков. НТУ ХПИ. 2000.
3. Расчет криогенных установок. Под ред. С. С. Будневича. — Л.: Машиностроение, 1979.
4. Троценко А. В., Табачник Э. И. Метод анализа q , T -диаграммы двухпоточного теплообменника // Инженерно-физический журнал. 1986. Т. 1. № 1.
5. Троценко А. В. Анализ работоспособности многопоточных теплообменных аппаратов // Технические газы. 2003. № 2.
6. Бродянский В. М., Семенов А. М. Термодинамические основы криогенной техники. — М.: Энергия, 1980.
7. Григорьев В. А., Крохин Ю. И. Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учеб. пособие для вузов. — М.: Энергоиздат, 1982.
8. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика: Учебник для вузов. — М.: Энергоатомиздат, 1983.
9. Wilson G. M. Vapour-liquid equilibria correlation by means of a modified Redlich-Kwong equation of state // Adv. cryog. eng. 1964. Vol. 5. № 5.