

Нвторесор М
П 44

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

ПОДДУБНА МАРИНА ВОЛОДИМИРІВНА

М. Поддубна · УДК 621.59

**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ І ЦИКЛІВ КРІОГЕННИХ
СИСТЕМ НА ОСНОВІ МЕТОДУ ПОСЛІДОВНОГО ВИКЛЮЧЕННЯ
СКЛАДОВИХ ЕКСЕРГЕТИЧНИХ ВТРАТ**

Спеціальність 05.05.14 – Холодильна, вакуумна й компресорна техніка,
системи кондиціонування

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Одеса – 2012

На правах рукопису

Робота виконана в Навчально-науковому інституті холоду, кріотехнологій та екоенергетики ОНАХТ Міністерства освіти, науки, молоді й спорту (МОНмолодьспорту) України

Науковий керівник – доктор технічних наук, професор кафедри кріогенної техніки Одеської національної академії харчових технологій МОНмолодьспорту України
Троценко Олександр Володимирович

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри холодильних машин і установок Одеської національної академії харчових технологій МОНмолодьспорту України
Хмельнюк Михайло Георгійович

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної, загальної й нетрадиційної енергетики, Одеського національного політехнічного МОНмолодьспорту України
Нікульшин Володимир Русланович

Захист дисертації відбудеться " 17 " грудня 2012 р. в 14⁰⁰ г. в ауд. 108 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.41.087.01 в ОНАХТ за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, 65026, Україна.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці ОНАХТ за адресою: вул. Дворянська, 1/3 м. Одеса, 65026, Україна.

Звісний "16" листопада 2012 року.

І. Рей Д.,
англ. / Д.,
1982.

М. Рей Д.,
англ. / Д.,
1982.

Р. Рей Д.,
англ. / Д.,
1982.

HEAT PUMP

Мілованов В.І.

1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Однією із головних проблем сучасної України є енергозбереження. Це стосується як модернізації існуючих, так і проектування нових енергетичних установок. Як відомо, теоретичні основи дослідження енергетичних потоків в установках базуються на методах термодинамічного аналізу. Їх використання є необхідним, наприклад, для вирішення таких завдань як створення теплових мереж хіміко-технологічних виробництв, використання енергії стиснутого природного газу.

В теперішній час залишаються невирішеними багато проблем термодинамічного аналізу, зокрема, розробка алгоритмів зменшення енергозатрат в установці, при відомих втратах від незворотності процесів в її елементах, деякі з яких обумовлені обмеженнями II закону термодинаміки. Відповіді на багато з цих проблем можуть бути отримані тільки з допомогою комп'ютерних експериментів.

До актуальних завдань термодинамічного аналізу відносяться і розглянуті в даній роботі питання зменшення енергозатрат і встановлення термодинамічної працездатності елементів в кріогенній системі.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Наукові дослідження й матеріали, представлені в дисертаційній роботі, відповідають Постанові Кабінету Міністрів від 22.02.2001 р. №2274-111 (2274-14) «Енергетична стратегія України на період до 2030 року», а також програмам по енергозбереженню в рамках держбюджетних досліджень по темах МК 06/07 Ф «Розробка термодинамічних основ формування багатокомпонентних енергозберігаючих робочих тіл для дросельних рефрижераторів на температурний рівень охолодження (100..80) К», державний реєстраційний номер - № 0100U002619, МК 09/05 Ф «Термодинамічні основи створення сучасного програмного забезпечення для проектування й аналізу енергетичних установок», державний реєстраційний номер - № 0109U000413.

Метою і завданням дослідження є розвиток методів ексергетичного аналізу низькотемпературних установок різного призначення. У рамках даної роботи вирішувалися наступні наукові завдання:

1. Систематизація особливостей ексергетичних втрат як критерію термодинамічної ефективності енергетичних установок.
2. Розробка моделюючих алгоритмів для термодинамічних розрахунків процесів і циклів кріогенної техніки.
3. Використання методу послідовного виключення складових ексергетичних втрат для дослідження впливу технічних втрат в окремих елементах на показники термодинамічної ефективності різних кріогенних систем.
4. Проведення і аналіз комп'ютерних експериментів з відновлення термодинамічної працездатності двопоточних теплообмінних апаратів без зміни схем кріогенних систем.

Об'єктами дослідження є розповсюджені на практиці процеси й цикли кріогенних систем.

Предметом дослідження є показники енергетичної ефективності низькотемпературних систем і термодинамічна працездатність теплообмінних апаратів.

XV 1140
ІНСТИТУТ ХОЛОДУ
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

ГАЛУЗЕВИЙ

Методи дослідження: ексергетичний метод термодинамічного аналізу, математичне моделювання процесів і циклів низькотемпературних систем, комп'ютерні експерименти.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1. Метод послідовного виключення втрат від незворотності процесів вперше використаний для всієї системи в цілому, а не для окремих її елементів, що слід розглядати як етап створення алгоритму мінімізації втрат в цій системі.
2. Для двопоточних криогенних теплообмінних апаратів з допомогою комп'ютерних експериментів вперше показано, що власні втрати в них практично не залежать ні від кількості, ні від якості, ні від порядку одночасно виключених технічних втрат, що свідчить про автономність складових ексергетичних втрат в цих апаратах.
3. Вперше для ряду рефрижераторних та зріджувальних криогенних систем досліджений вплив режиму роботи установки на розподілення втрат від незворотності по елементах, що дозволяє використовувати отримані результати для проектування комбінованих криогенних установок.
4. Вперше поставлене і вирішене завдання відновлення термодинамічної працездатності двопоточного теплообмінного апарата без зміни схеми криогенної установки, що дає можливість розповсюджувати отриманий в роботі підхід на теплові мережі хіміко-технологічних систем.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій підтверджується конкретністю постановок завдань, що вирішуються в роботі, використанням теоретичних основ термодинаміки та криогенної техніки, тестуванням створеного програмного забезпечення і добрим збігом отриманих результатів.

Наукове значення мають:

- дані з дослідження впливу технічних втрат від незворотності процесів на енергетичну ефективність основних циклів криогенних установок, що дозволить використати їх для створення алгоритмів підвищення термодинамічної ефективності низькотемпературних систем;

- розроблена методика аналізу процесу відновлення термодинамічної працездатності теплообмінних апаратів без зміни схеми установки в циклах середнього і високого тисків криогенних систем, яка може бути застосована при проектних розрахунках циклів криогенних систем та теплових мереж хіміко-технологічних виробництв.

Практичне значення отриманих результатів підтверджується можливістю використання створеного програмного забезпечення в організаціях, що займаються проектуванням криогенних установок з ціллю підвищення якості термодинамічних розрахунків та вирішення завдань, пов'язаних з відновленням термодинамічної працездатності двопоточних теплообмінних апаратів. Ці результати використовуються в лекційних курсах, курсовому і дипломному проектуванні при навчанні студентів по спеціальності 05060404 «Криогенна техніка та технологія».

Особистий внесок здобувача полягає в розробці і створенні математичних моделей і програм для термодинамічних розрахунків криогенних систем, проведенні комп'ютерних експериментів і аналізі отриманих результатів.

Апробація роботи. Основні результати проведених досліджень представлені автором на Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні наукові досягнення», м. Перемишль, 2008; Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної і криогенної техніки», м. Одеса, 2009; VII Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки й технології», м. Одеса, 2011, м. Одеса, 2012 р. а також конференціях професорсько-викладацького складу ОДАХ у травні 2011 року, квітні 2012 року.

Публікації. Основний зміст дисертації викладений в 4 статтях, опублікованих у професійних періодичних журналах, і 3 друкованих працях, опублікованих у формі доповідей і тез у збірниках наукових праць міжнародних конференцій.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається із введення, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури, що складається з 126 джерел. Робота містить 132 сторінки тексту, 37 малюнків, 31 таблицю.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **введенні** обґрунтована актуальність теми дисертації, відображений її зв'язок з існуючими державними програмами й держбюджетною науковою тематикою ОНАХТ, сформульована мета й визначені завдання дослідження. Наведена наукова новизна й практична цінність виконаних досліджень, зазначений особистий внесок здобувача, представлені відомості про апробацію результатів дисертаційної роботи і про публікації дисертанта.

У **першому розділі** представлений аналітичний огляд проведених досліджень в області термодинамічного аналізу криогенних систем. Серед численних робіт, присвячених термодинамічному аналізу, слід виділити монографії Мартинівського В.С., Гохштейна Д.П., Шаргута Я., Петели Р., Бродяньського В.М., Семенова О.М.

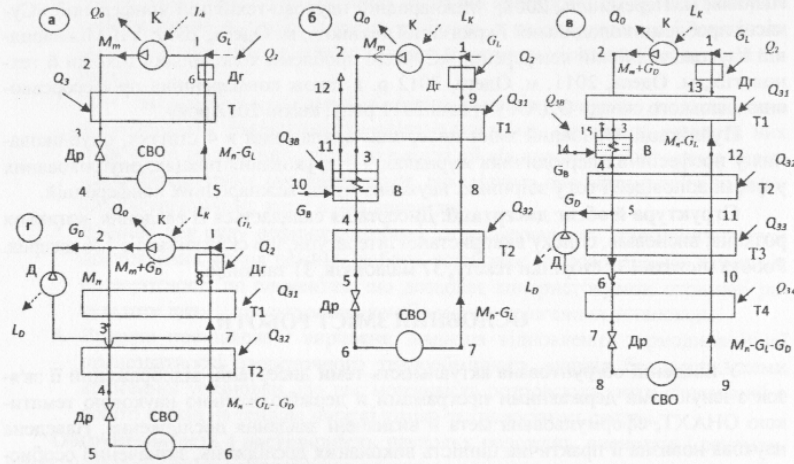
Проаналізовані джерела літератури, у яких викладено застосування ексергетичного методу термодинамічного аналізу в різних галузях науки й техніки. В огляді розглянуті роботи, присвячені термодинамічній працездатності теплообмінників.

Виходячи із проведеного інформаційного пошуку й виконаного аналізу зроблений висновок про практичну відсутність у літературних джерелах викладу питань, досліджуваних у даній дисертації. Зокрема, це стосується дослідження процесів відновлення термодинамічної працездатності теплообмінних апаратів.

У **другому розділі** проведено обґрунтування вибору ексергетичних втрат як критерію термодинамічної ефективності, систематизовані їхні основні властивості. Були досліджені особливості ексергетичних втрат як критерію термодинамічної ефективності.

У даному розділі представлені результати теоретичних досліджень для чотирьох класичних схем криогенних установок у рефрижераторному та зріджуваль-

ному режимах роботи, зображених на мал. 1: простий дросельний цикл (цикл Лінде) на азоті; водневий дросельний цикл із зовнішнім ступенем проміжного охолодження; водневий дросельний цикл із зовнішнім і детандерним ступенями проміжного охолодження; цикл високого тиску (цикл Гейландта) на водні й азоті.



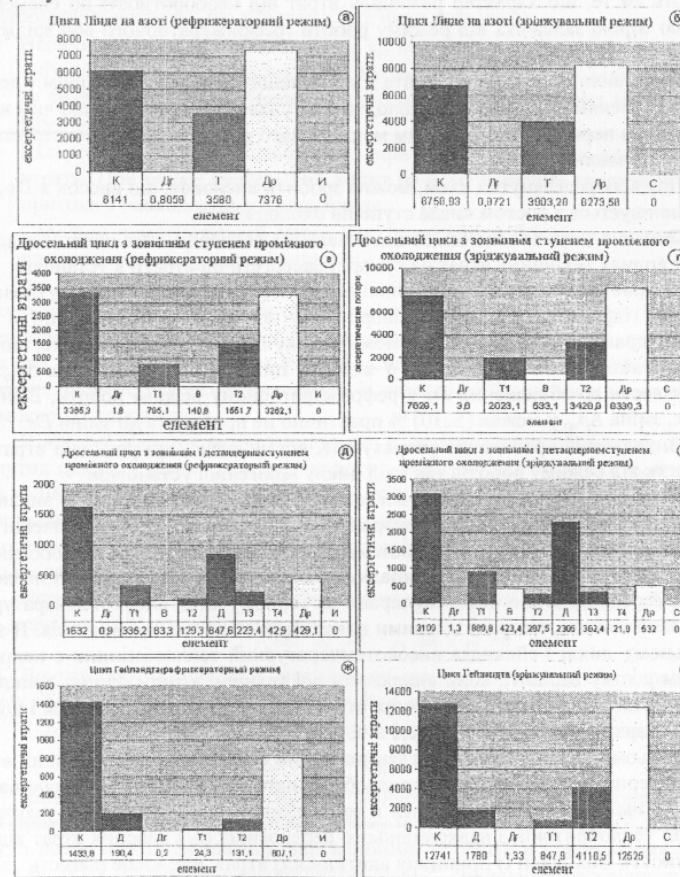
Мал. 1. Схеми циклів кріогенних установок

а - цикл Лінде на азоті; б - водневий дросельний цикл з зовнішнім ступенем проміжного охолодження; в - водневий дросельний цикл з зовнішнім і детандерним ступенями проміжного охолодження; г - цикл Гейландта

Використані наступні умовні позначення: елементи схем: К – компресор, Д – детандер, Т1, Т2, Т3, Т4 – теплообмінники, Др – дросель, В – ванна з рідким азотом, Дг – догрівач; витрати матеріальних потоків: G_L – витрата рідкого продукту, M_m – витрата робочого тіла по прямому потоку, M_n – витрата робочого тіла по зворотному потоку, G_D – витрата робочого тіла через детандер, G_B – витрата рідкого азоту у ванні; енергетичні потоки: Q_x – холодопродуктивність циклу, Q_{31} , Q_{32} , Q_{33} , Q_{34} , Q_{35} , Q_2 – теплопритоки з навколишнього середовища до теплообмінників Т1, Т2, Т3, Т4, ванни, догрівача відповідно, Q_0 – тепло, що віддається в навколишнє середовище, L_K – робота, витрачена в компресорі, L_D – робота, отримана в детандері.

На мал. 2 наведені гістограми розподілу втрат по елементах, зображених на мал. 1 циклів, для рефрижераторного і зріджувального режимів роботи кріогенних установок. Величини втрат на мал. 2 виражені у Вт, нижній рядок під малюнком на кожному з них містить чисельні значення ексергетичних втрат у зазначеному елементі. Елементи розглянутих установок розташовані за ознакою зменшення найбільшої температури середовища вхідних у ці елементи ма-

теріальних потоків. Ціль такої побудови гістограм – встановити чи дотримується принцип нерівноцінності втрат для досліджених систем і прийятих вихідних даних. Відповідно до нього в міру зниження температури робочого тіла необхідно прагнути до зменшення втрат від необоротності процесів в елементах циклу.



Мал. 2. Гістограми розподілу втрат по елементах

При виконанні принципу нерівноцінності на гістограмах мал. 2 повинне мати місце монотонне зменшення висоти прямокутників, чого насправді не спостерігається. Незважаючи на обґрунтованість даного принципу, залишають-

ся не конкретизованими питання його практичного застосування. Зокрема, це стосується процедури вибору характерної температури процесів в елементі установки. Можливо, прийнятний спосіб розподілу елементів по температурі не придатний для аналізу виконання принципу нерівноцінності втрат.

Проведені розрахунки схем криогенних установок, наведених на мал. 1 вказують на те, що характер розподілу втрат від необоротності по елементах меншою мірою залежить від режиму роботи (рефрижераторного або зріджувального), ніж від виду циклу.

З порівняння циклу Гейландта й дросельного циклу із зовнішнім і детандерним ступенями проміжного охолодження, удалося встановити, що чим вища температура перед детандером, тим менший його внесок у сумарні ексергетичні втрати установки D_s .

Для всіх розглянутих схем, можна зробити висновок, що внесок в D_s дроселя зменшується з ростом числа ступенів охолодження.

Основна мета виконаних обчислювальних експериментів полягає в дослідженні впливу технічних втрат на сумарні ексергетичні втрати в установці.

Із проведених досліджень випливає, що величина D_s більш чутлива до величини гідравлічних опорів по зворотному потоку Δp_{zv} у порівнянні зі значенням гідравлічних опорів по прямому потоку Δp_{np} , незважаючи на те, що має місце співвідношення $\Delta p_{np} \gg \Delta p_{zv}$. У випадку циклу Лінде, зменшення Δp_{np} може призвести до збільшення D_s у рефрижераторному режимі роботи. В інших циклах, зміна Δp_{np} у межах (5..10) % практично не приводить до зміни D_s .

Виходячи із проведених розрахунків, встановлено, що розподіл втрат залежить як від режиму роботи, так і від циклу криогенної установки.

Як показали розрахунки, не всі технічні втрати можна повністю виключити. У циклі Гейландта на водні (рефрижераторний режим) при виключенні гідравлічних втрат по зворотному потоку, високотемпературний теплообмінник виявляється непрацездатним; у випадку виключення теплопритоків з навколишнього середовища або недорекуперації на теплому кінці високотемпературного теплообмінника, непрацездатними виявляються обоє теплообмінників. В зріджувальному циклі Гейландта високотемпературний теплообмінник є непрацездатним у тому варіанті, коли виключити всі технічні втрати. Із цих прикладів випливає, що складові ексергетичних втрат можуть служити критерієм і управляючим параметром працездатності циклу.

У цьому розділі також розглянуто вплив складових ексергетичних втрат на характеристики двопоточних теплообмінників. Крім гідравлічних опорів потоків робочого тіла загальні втрати в теплообміннику D_s^{HE} залежать також від величин теплопритоків з навколишнього середовища Q_3 і власних втрат від необоротності. Виходячи із принципу адитивності втрат, має місце рівність

$$D_s^{HE} = D_{Q_3}^{HE} + D_{np}^{HE} + D_{zv}^{HE} + D_T^{HE} \quad (1)$$

де $D_{Q_3}^{HE}$ – втрати від теплопритоків з навколишнього середовища; D_{np}^{HE} – втрати від гідравлічних опорів по прямому потоку; D_{zv}^{HE} – втрати від гідравлічних опорів по зворотному потоку; D_T^{HE} – власні втрати теплообмінника.

Відповідно до використаного методу, послідовно вважаючи рівним нулю значення однієї зі складових змінних Q_3 , Δp_{np} , Δp_{zv} з розгляду виключалася одна зі складових втрат.

У результаті термодинамічного розрахунку дросельного циклу із зовнішнім і детандерним ступенями проміжного охолодження встановлено, що для теплообмінних апаратів, що входять у цей цикл, має місце:

- Величина теплового навантаження Q_c практично не залежить від виду технічної втрати, що виключається. Таким чином, значення Q_c у першу чергу визначається термодинамічними властивостями робочих тіл і параметрами вузлових точок.
- Ексергетичний ККД збільшується при виключенні будь-якої складової втрати. При цьому найбільший вплив на його значення виявляють теплопритоки з навколишнього середовища.
- Середній температурний напір між потоками робочих тіл зменшується при виключенні будь-якої складової втрати.

Такі ж дослідження й аналогічні висновки були проведені для водневого дросельного циклу із зовнішнім ступенем проміжного охолодження. При аналізі отриманих даних встановлено, що характер зміни характеристик теплообмінника при виключенні технічних втрат в загальному відповідає результатам дослідження водневого дросельного циклу із зовнішнім й детандерним ступенями проміжного охолодження.

Широкий діапазон зміни температур включення теплообмінників для розглянутих циклів у різних режимах роботи установки дає можливість протестувати надійність і обґрунтованість самого методу виключення втрат. Ця перевірка полягає в порівнянні величин власних втрат теплообмінника D_T^{HE} , розрахованих різними способами. Дані способи відрізняються кількістю й видом втрат, що одночасно виключаються.

Перший спосіб полягає в послідовному визначенні внеску кожної із втрат, тоді значення D_T^{HE} обчислюється з

$$D_T^{HE} = D_s^{HE} - D_{Q_3}^{HE} - D_{np}^{HE} - D_{zv}^{HE} \quad (2)$$

Другий спосіб полягає в знаходженні сумарного внеску від гідравлічних опорів обох потоків D_H^{HE} ($\Delta p_{np} = \Delta p_{zv} = 0$), а потім складової від теплопритоків $D_{Q_3}^{HE}$ ($Q_3 = 0$). Тоді величина D_T^{HE} розраховується зі співвідношення

$$D_T^{HE} = D_s^{HE} - D_H^{HE} - D_{Q_3}^{HE} \quad (3)$$

Відповідно до третього способу спочатку визначаються загальні втрати від гідравлічних опорів по прямому потоку й теплопритоків D_{np, Q_3}^{HE} ($\Delta p_{np} = Q_3 = 0$), а потім втрати зумовлені гідравлічними опорами по зворотному потоку D_{zv}^{HE} ($\Delta p_{zv} = 0$). По даному способу значення D_T^{HE} обчислюється з рівності

$$D_T^{HE} = D_s^{HE} - D_{np, Q_3}^{HE} - D_{zv}^{HE} \quad (4)$$

Згідно з четвертим способом спочатку визначаються загальні втрати від гідравлічних опорів по зворотному потоку й теплопритоків D_{zv, Q_3}^{HE} ($\Delta p_{zv} = Q_3 =$

0), потім втрати, зумовлені Δp_{np} . Формула для розрахунків значення D_T^{HE} в цьому випадку має вигляд

$$D_T^{HE} = D_S^{HE} - D_{m,Q3}^{HE} - D_{np}^{HE} \quad (5)$$

По п'ятому способу одночасно виключаються всі технічні втрати ($\Delta p_{np} = \Delta p_{m,Q3} = Q_3 = 0$), тоді

$$D_T^{HE} = D_S^{HE} \quad (6)$$

Порівнюючи отримані значення власних втрат від нерівноважного теплообміну для теплообмінників дросельного циклу із зовнішнім й детандерним ступенем проміжного охолодження, можна зробити висновок, що вони практично рівні – відхилення становлять не більше 2 %. Цей факт свідчить про певну «автономність» втрат, тобто незалежність результатів обчислення величини D_T^{HE} від порядку й кількості втрат, що одночасно виключаються. У свою чергу даний висновок є аргументом на користь застосування методу послідовного виключення втрат для термодинамічного аналізу двопоточних теплообмінників.

Аналогічні дослідження проведені для водневого дросельного циклу із зовнішнім ступенем проміжного охолодження. Отримані значення власних втрат від нерівноважного теплообміну для дросельного циклу із зовнішнім ступенем проміжного охолодження практично рівні, як і для дросельного циклу із зовнішнім і детандерним ступенями проміжного охолодження.

У розділі 3 описана загальна постановка завдань відновлення термодинамічної працездатності двопоточних теплообмінників без зміни схеми розглянутого циклу. Під термодинамічною розуміється працездатність теплообмінника при умовах, що задовольняють першому й другому законам термодинаміки.

Як відомо, у натурних дослідах неможливо відтворити умови, характерні для термодинамічно непрацездатного теплообмінника, тому що порушення II закону термодинаміки на практиці неприпустимі. Тому єдиним способом дослідження процесу відновлення термодинамічної працездатності є проведення обчислювальних експериментів.

Умова термодинамічної працездатності для теплообмінника основана на формулюванні II закону по Клаузіусу, відповідно до якого в будь-якому перетині теплообмінника по тепловому навантаженню температура прямого потоку T_m повинна бути не нижче температури зворотного потоку T_n . Це призводить до вимоги виконання умови

$$\Delta T_{\min} \geq 0, \quad (7)$$

де ΔT_{\min} – мінімальний температурний напір між прямим і зворотним потоками в перетині теплообмінника. При проектуванні кріогенних теплообмінників на практиці використовується більш строга, ніж нерівність (7), умова

$$\Delta T_{\min} \geq \Delta T_0, \quad (8)$$

де $\Delta T_0 = (3..5) \text{ K}$. Це зумовлено економічними й технічними вимогами, зокрема, до компактності й металосмістості теплообмінника.

Формально для двопоточного апарата на термодинамічному рівні величину ΔT_{\min} можна розглядати як функцію 10 незалежних змінних: по дві термодина-

мічні властивості у вузлових точках теплообмінника, мольні теплопритоки з навколишнього середовища q_3 і відношення витрат M_n/M_m .

Постановка даного завдання спочатку передбачає дослідження впливу зміни відношення витрат M_n/M_m і технічних втрат на основні характеристики теплообмінника й циклу в рефрижераторному і зріджувальному режимах роботи в процесі відновлення термодинамічної працездатності цього теплообмінника. При цьому одна з температур знаходилась з рівняння енергобалансу досліджуваного теплообмінника для питомих величин, а друга приймалась постійної й рівної значенню в початковому стані термодинамічно непрацездатного теплообмінника. Точка, у якій задавалося значення температури, вважається фіксованою, а інша точка – визначальною. Початковий стан процесу відновлення визначався з умови, щоб у ньому мало місце $\Delta T_{\min} \approx -3 \text{ K}$. Кінцевий стан відповідав наближеній рівності $\Delta T_{\min} \approx 3 \text{ K}$.

Додатково робилося допущення про відсутність технічних втрат, зумовлених гідравлічними опорами потоків робочого тіла й теплопритоків з навколишнього середовища. На нашу думку усяка втрата від необоротності сприяє відновленню термодинамічної працездатності, що може бути обґрунтоване загальним формулюванням II закону стосовно до розглянутого завдання. Тому дане допущення в певній мірі ускладнює відновлення термодинамічної працездатності й, у той же час, дозволяє використовувати в завданні менше число незалежних змінних. Необхідно також підкреслити, що в даній постановці завдання зберігалася не тільки кількість і якість продукту, але й схема установки.

У даному розділі також представлені результати відновлення термодинамічної працездатності детандерного теплообмінника T1 циклу високого тиску, зображеного на мал. 1г.

Вибір аналізованої схеми циклу високого тиску обумовлений тим, що представлені в даній роботі результати є частиною більш загального завдання, яке полягає в дослідженні процедури відновлення термодинамічної працездатності теплообмінника в широкому діапазоні температур і тисків. У циклі високого тиску в найбільшій мірі піддається порушенню термодинамічної працездатності теплообмінник T1, що зумовлено відмінністю витрат прямого й зворотного потоків у ньому. Для даного апарата характерні температури близькі до температури навколишнього середовища і великі тиски (10..20) МПа в прямому потоці.

У розділі наведені результати комп'ютерних експериментів, при яких вважалися заданими й фіксованими значення повної холодопродуктивності Q_x і температури охолодження T_x . Продуктивність установки в зріджувальному режимі роботи прийнята за умови, що

$$G_i = Q_i / r, \quad (9)$$

де r – теплота паротворення азоту.

У якості основних вихідних даних при термодинамічному розрахунку циклу приймалися значення: температури T_{0c} , тисків p_1, p_2 , адіабатного ККД детандера η_s , ізотермічного ККД компресора η_k . У якості робочого тіла обраний азот.

Таким чином, розглядався випадок відновлення термодинамічної працездатності теплообмінника Т1 без зміни якості отриманого в установці продукту.

Наведені далі результати відповідають початковому стану досліджуваного теплообмінника $T_7 = 113,0$ К, $T_8 = 283$ К, $T_3 = 117,5$ К, $M_n/M_m = 1,73$ і $\Delta T_{\min} = -3,0$ К. Мольні ексергетичні втрати d_e розраховувалися зі співвідношення

$$d_e = T_{oc} \left[s_3 - s_m + \frac{M_n}{M_m} (s_n - s_7) \right] - q_{31}, \quad (10)$$

де s_m, s_n – значення ентропій прямого й зворотного потоків, відповідні до поточних величин теплового навантаження.

Головною особливістю процедури відновлення термодинамічної працездатності, що залежить від вибору визначальної вузлової точки, при використанні методу варіювання витратами робочих тіл, є напрямок зміни відношення M_n/M_m . Якщо визначається точка 8, то дане відношення збільшується. При визначенні параметрів точки 3 воно зменшується. Причому абсолютне відхилення цього відношення слабо залежить від напрямку за умови, що кінцеві величини ΔT_{\min} є однаковими.

У таблиці 1 представлені зведені значення енергетичних характеристик циклу для апарата Т1 щодо його початкового стану при виконанні умови $\Delta T_{\min} \approx -3$ К при різних методах відновлення працездатності теплообмінника Т1. В ній символ δ означає відносне значення відповідної величини, ε – холодильний коефіцієнт, x – коефіцієнт зріджування, η_c – ексергетичний ККД циклу. Верхній індекс ВТ означає цикл високого тиску.

Таблиця 1

Зміни відносних енергетичних характеристик циклу високого тиску при різних методах відновлення працездатності теплообмінника Т1

Показники	Варіювання витратами робочих тіл				Варіювання теплопритоками	
	Режим R		Режим L		Режим R	Режим L
	Визначальна точка 8	Визначальна точка 3	Визначальна точка 8	Визначальна точка 3		
δL_K^{BT}	1,07	1,10	1,05	1,07	1,42	1,30
δL_D^{BT}	1,19	0,96	1,09	0,98	1,42	1,21
δL^{BT}	1,06	1,12	1,05	1,09	1,42	1,31
$\delta \varepsilon^{BT}$	0,93	0,89	0,95	0,93	0,70	0,77
$\delta \eta_c^{BT}$	0,94	0,89	0,95	0,92	0,70	0,76

Виходячи з отриманих даних можна зробити висновок, що відновлення працездатності апарата Т1 приводить до менших додаткових енерговитрат при визначенні точки 8 і виборі методу варіювання витратами робочих тіл. Крім того, зріджувальний режим роботи характеризується більшими відносними енерговитратами, ніж рефрижераторний режим при виборі методу варіювання ви-

тратами робочих тіл. У випадку відновлення працездатності методом варіювання теплопритоками з навколишнього середовища, більшими енерговитратами характеризується рефрижераторний режим.

Крім еволюції в процесі відновлення енергетичних показників теплообмінника й циклу, виконані обчислення зміни ряду технічних характеристик апарата Т1. Зокрема, це стосується поверхні теплообміну F . Відносна її зміна δF визначається співвідношенням

$$\delta F = F_{KC} / F_{BC}, \quad (11)$$

де індекси ВС, КС означають відповідно вихідний і кінцевий стани апарата.

З основного рівняння теплопередачі й умови сталості коефіцієнта теплопередачі випливає вираження для знаходження значень δF для випадку, при якому відновлення працездатності проводилося шляхом варіювання витратами робочих тіл

$$\delta F = \left[\left(\frac{M_n}{M_m} \right)^{KC} / \left(\frac{M_n}{M_m} \right)^{BC} \right] \cdot (q_c^{KC} / q_c^{BC}) \cdot (\Delta T_{loc}^{BC} / \Delta T_{loc}^{KC}). \quad (12)$$

Величина ΔT_{loc} представляє собою середній логарифмічний температурний напір. Вихідний стан теплообмінника характеризувався параметрами, що відповідали умові $\Delta T_{\min} \geq 0$. Такий вибір обумовлений особливостями формули для обчислення значення ΔT_{loc} .

У таблиці 2 наведені значення характеристик теплообмінника Т1 при відновленні працездатності в його кінцевому стані у випадку виконання умови $\Delta T_{\min} \approx 3$ К щодо його початкового стану, який характеризується умовою $\Delta T_{\min} \approx -3$ К. В ній величина η_{eHE} представляє собою ексергетичні втрати теплообмінника Т1, q_c – мольне теплове навантаження апарата Т1.

Таблиця 2

Відносні характеристики теплообмінника Т1 циклу високого тиску при різних методах відновлення його працездатності

Показники	Варіювання витратами робочих тіл		Варіювання теплопритоками
	Визначальна точка 8	Визначальна точка 3	
$\delta \eta_{eHE}^{BT}$	0,98	0,97	0,94
δd_c^{BT}	3,57	5,31	8,57
$\delta \Delta T_{loc}^{BT}$	1,22	1,28	1,28
δq_c^{BT}	1,00	0,91	1,00
δF^{BT}	0,84	0,71	0,78

Із цієї таблиці випливає, що при визначенні точки 8, характеристики теплообмінника кращі, ніж при виборі точки 3. Крім того, вибір методу варіювання витратами робочих тіл кращий ніж вибір методу варіювання мольними теплопритоками з навколишнього середовища, тому що він характеризується більш високим значенням ККД теплообмінника Т1.

Варіювання гідравлічними опорами по прямому потоку не приводить до бажаних результатів. Величина ΔT_{\min} збільшується, але недостатньо для віднов-

лення працездатності теплообмінника в межах можливого збільшення гідравлічних опорів. Збільшення гідравлічних опорів по зворотному потоку на величину ΔT_{\min} практично не впливає.

Встановлено, що при відновленні працездатності теплообмінника Т1 шляхом зміни витрат робочих тіл спостерігається ріст величини середнього логарифмічного температурного напору ΔT_{\log} , а також зменшення поверхні теплообміну апарата. У випадку визначення вузлової точки 8 відносна поверхня теплообміну зменшується на 16 %, при визначенні точки 3 – на 29 %.

У випадку, коли працездатність апарата Т1 відновлювалася шляхом варіювання мольними теплопритоками з навколишнього середовища, вираження для знаходження значень δF має вигляд

$$\delta F = (q_c^{KC} / q_c^{BC}) \cdot (\Delta T_{\log}^{BC} / \Delta T_{\log}^{KC}). \quad (13)$$

При відновленні працездатності теплообмінника Т1 шляхом зміни мольних теплопритоків з навколишнього середовища спостерігається ріст величини середнього логарифмічного температурного напору ΔT_{\log} , а також зменшення поверхні теплообміну апарата до 22 %.

Отримані в розрахунках істотні зменшення поверхонь теплообміну дають підстави для застосування створеного програмного забезпечення в завданнях проектування криогенних установок, коли однією з основних вимог до них є компактність системи.

У розділі 4 описані результати експериментального дослідження відновлення термодинамічної працездатності двопоточного теплообмінника в циклі середнього тиску. Ціль даного експерименту – вивчити вплив температури включення теплообмінника й тиску на зміну характеристик теплообмінника й циклу.

У циклі середнього тиску, схема якого зображена на мал. 1в, у найбільшій мірі піддається порушенню термодинамічної працездатності теплообмінник Т3, що обумовлено відмінністю витрат прямого й зворотного потоків у ньому. Для даного апарата характерні температури, близькі до азотних і тиски (7..10) МПа в прямому потоці.

При розрахунках даного циклу вважалися заданими й фіксованими значення продуктивності установки Q_X і температури охолодження T_X . Таким чином, розглядався випадок відновлення термодинамічної працездатності теплообмінника Т3 без зміни якості отриманого в установці продукту. Продуктивність установки в зріджувальному режимі роботи прийнята з умови (9). Також у якості основних вихідних даних при термодинамічному розрахунку циклу приймалися значення: температури T_{OC} , тисків p_1, p_2 , адиабатного ККД детандера η_s , ізотермічного ККД компресора η_K .

Початковий стан досліджуваного теплообмінника відповідав $T_{10} = 27,3$ К, $T_{11} = 55,9$ К, $T_6 = 24,2$ К, $T_3 = 65$ К, $M_n/M_m = 1,94$ і $\Delta T_{\min} = -3,0$ К і відсутності теплових втрат. Як показали розрахунки, відновлення працездатності теплообмінника Т3 при визначенні точки 11 не має змісту, тому що для даного апарата при виконанні умови $\Delta T_{\min} \approx -3$ К спостерігається перетинання кривих розподілу температур поблизу холодного кінця теплообмінника. У зв'язку із цим, при-

йнята раніше умова відновлення $\Delta T_{\min} \approx -3$ К недосяжна при визначенні точки 11.

Поточні мольні ексергетичні втрати від необоротності d_e у загальному випадку розраховувалися по формулі

$$d_e = T_{OC} \left[s_6 - s_m + \frac{M_n}{M_m} (s_n - s_{10}) \right] - q_{33}, \quad (14)$$

У таблиці 3 наведено порівняння енергетичних характеристик циклу при виконанні умови $\Delta T_{\min} \approx 3$ К для теплообмінника Т3 щодо початкового стану, при різних режимах роботи й методах відновлення працездатності апарата Т3. В ній верхній індекс СТ означає цикл середнього тиску.

Таблиця 3

Відносна зміна енергетичних характеристик циклу середнього тиску при різних методах відновлення працездатності теплообмінника Т3

Показники	Варіювання витратами робочих тіл		Варіювання теплопритоками	
	Режим R	Режим L	Режим R	Режим L
δL_K^{CT}	1,07	1,03	1,57	1,38
δL_D^{CT}	0,89	0,96	1,57	1,33
δL_B^{CT}	1,07	1,01	1,57	1,33
δL^{CT}	1,07	1,03	1,57	1,38
$\delta \epsilon^{CT}, \delta \chi^{CT}$	0,94	0,97	0,64	0,72
$\delta \eta_e^{CT}$	0,94	0,97	0,64	0,72

З таблиці 3 видно, що рефрижераторний режим роботи супроводжується більшими відносними енергетичними втратами при відновленні працездатності, ніж зріджувальний режим. Також при варіюванні витратами робочих тіл відносні енергетичні показники циклу кращі, ніж у випадку зміни мольних теплопритоків з навколишнього середовища q_{33} .

У таблиці 4 наведені відносні характеристики теплообмінника Т3 при відновленні його працездатності. З таблиці видно, що при виборі методу варіювання витратами робочих тіл, характеристики теплообмінника кращі, ніж при виборі методу варіювання мольними теплопритоками q_{33} . Крім того, для зріджувального режиму роботи для обох методів енергетичні характеристики теплообмінника кращі, ніж для рефрижераторного режиму.

Оцінка відносної зміни поверхні теплообміну апарата Т3 у процесі відновлення його працездатності проводилася по співвідношеннях (12) і (13). Відновлення працездатності теплообмінника Т3 супроводжується ростом величини середнього логарифмічного температурного напору ΔT_{\log} для обох методів відновлення. У випадку застосування способу варіювання витратами робочих тіл, поверхня теплообміну апарата зменшується на 76 %, для зріджувального режиму роботи установки – до 71 %. При відновленні працездатності теплообмінника Т3 шляхом зміни теплопритоків з навколишнього середовища спостерігається зменшення поверхні теплообміну апарата до 67 %, для зріджувального режиму роботи установки – до 72 %.

Варіювання гідравлічними опорами в межах припустимих значень не приводить до відновлення працездатності теплообмінника ТЗ.

Таблиця 4
Відносні зміни характеристик теплообмінника ТЗ у циклі середнього тиску при різних методах відновлення його працездатності

Показники	Варіювання витратами робочих тіл		Варіювання теплопритоками	
	Режим R	Режим L	Режим R	Режим L
$\delta\eta_{eHE}^{CT}$	0,98	0,99	0,96	0,96
δd_e^{CT}	2,15	1,42	4,33	2,42
$\delta\Delta T_{воз}^{CT}$	3,50	3,39	2,95	3,54
δq_c^{CT}	0,93	0,91	1,00	1,00
δF^{CT}	0,24	0,29	0,33	0,28

У таблиці 5 наведені результати зіставлення показників циклів середнього й високого тисків при різних методах відновлення працездатності детандерного теплообмінника. Порівнювались однойменні показники циклів при виборі в якості визначальної точки, що знаходиться на холодному кінці теплообмінника (точка 3 для циклу високого тиску і точка 6 для циклу середнього тиску).

Таблиця 5
Порівняння відносних показників циклів середнього й високого тисків при різних методах відновлення працездатності детандерного теплообмінника

Показники	Варіювання витратами робочих тіл		Варіювання теплопритоками	
	Режим R	Режим L	Режим R	Режим L
$\delta L_K^{BT} / \delta L_K^{CT}$	1,03	1,04	0,90	0,94
$\delta L_D^{BT} / \delta L_D^{CT}$	1,08	1,02	0,90	0,91
$\delta L^{BT} / \delta L^{CT}$	1,05	1,06	0,90	0,98
$\delta \epsilon^{BT} / \delta \epsilon^{CT}, \delta x^{BT} / \delta x^{CT}$	0,95	0,96	1,09	1,07
$\delta \eta_e^{BT} / \delta \eta_e^{CT}$	0,95	0,95	1,09	1,06

При варіюванні витратами робочих тіл аналіз представлених у таблиці 5 даних показує, що відносні витрати енергії, пов'язані з відновленням термодинамічної працездатності детандерних теплообмінників, у циклі високого тиску більші, ніж у циклі середнього тиску. Зворотна картина спостерігається при порівнянні відносних значень ексергетичних ККД циклів, їх холодильних коефіцієнтів і коефіцієнтів зрідження.

Відновлення працездатності досліджених теплообмінників за рахунок збільшення теплопритоків з навколишнього середовища характеризується більшими відносними витратами енергії в циклі середнього тиску в порівнянні із циклом високого тиску. Це може бути пояснено нерівноцінністю втрат від теплопритоків у роз-

глянутих детандерних теплообмінниках. Як наслідок цього відносні енергетичні показники циклу середнього тиску гірші, ніж у циклі високого тиску.

З даних таблиці 5 також можна зробити висновок, що відмінність між однойменними показниками не перевищує 10 % для будь-якого режиму установки й способу відновлення розглянутої працездатності.

У таблиці 6 представлені результати для порівняльного аналізу відносних показників відновлюваних теплообмінників циклів високого й середнього тисків.

Таблиця 6
Порівняння відносних показників теплообмінників циклів середнього й високого тисків при різних методах відновлення їх працездатності

Показники	Варіювання витратами робочих тіл		Варіювання теплопритоками	
	Режим R	Режим L	Режим R	Режим L
$\delta\eta_{eHE}^{BT} / \delta\eta_{eHE}^{CT}$	0,99	0,98	0,98	0,97
$\delta d_{eHE}^{BT} / \delta d_{eHE}^{CT}$	2,47	3,74	1,98	3,54
$\delta\Delta T_{воз}^{BT} / \delta\Delta T_{воз}^{CT}$	0,37	0,38	0,43	0,36
$\delta q_c^{BT} / \delta q_c^{CT}$	0,98	1,00	1,00	1,00
$\delta F^{BT} / \delta F^{CT}$	2,96	2,45	2,36	2,79

Як випливає з цих даних, відносні ексергетичні ККД цих теплообмінників практично не залежать ні від виду циклу, ні від режиму роботи установки, ні від способу відновлення. Це може бути пояснено тим, що кріогенні теплообмінники є досить досконалими елементами.

Відносне збільшення ексергетичних втрат детандерного теплообмінника в циклі високого тиску у два й більше разів перевищує цей показник для аналогічного апарата в циклі середнього тиску. Таким чином, для досягнення того самого ефекту в процесі відновлення в циклі Гейландта потрібно буде збільшити суттєво величину ексергетичних втрат у порівнянні із циклом середнього тиску. Інтерес представляє той факт, що відносна зміна поверхонь теплообміну для циклу високого тиску більше ніж у два рази перевищує цю ж величину для циклу низького тиску.

ВИСНОВКИ

Основні висновки даної роботи зводяться до наступного:

1. Метод послідовного виключення складових ексергетичних втрат дає можливість аргументовано вирішувати різноманітні завдання низькотемпературної техніки, пов'язані з підвищенням енергетичної ефективності систем і відновленням термодинамічної працездатності їх елементів.
2. Характер розподілу втрат від необоротності по елементах установки меншою мірою залежить від режиму роботи, ніж від структури циклу.
3. Якісно характер зміни енергетичних і ексергетичних показників двопоточних теплообмінників у процесі відновлення їх термодинамічної працездатності

- визначається температурним рівнем їх включення і не залежить від режиму роботи установки.
4. Величина власних втрат від необоротності в досліджуваних теплообмінних апаратах головним чином залежить від режиму роботи установки, при цьому її величина в рефрижераторному режимі значно менша, ніж у зріджувальному. Наприклад, для дросельного циклу з зовнішнім і детандерним ступеннями проміжного охолодження ця величина у рефрижераторному режимі роботи майже на 50 % менша ніж у зріджувальному режимі роботи.
 5. Порівняння методів відновлення термодинамічної працездатності детандерних теплообмінників показало, що при варіюванні витратами робочих тіл, показники теплообмінника й циклу крапці для схем середнього й високого тисків, ніж при використанні методу зміни технічних втрат від необоротності. Наприклад, величина ККД циклу високого тиску при використанні методу варіювання витратами робочих тіл в процесі відновлення працездатності теплообмінника Т1 зменшується на 4 % в рефрижераторному режимі (режим R) і на 1 % у зріджувальному режимі (режим I), зміна величина ККД апарата Т1 при використанні цього методу становить 3 %. При зміні технічних втрат, величина ККД цього циклу знижується в режимі R на 11 %, в режимі I на 8 %, ККД теплообмінника Т1 зменшується на 6 %.
 6. Кожний із представлених способів відновлення термодинамічної працездатності теплообмінника призводить до зменшення його поверхні теплообміну. Ця величина може досягати 29 % у циклах високого тиску й більших величин у циклах середнього тиску.
 7. Відновлення термодинамічної працездатності теплообмінних апаратів у всіх розглянутих випадках супроводжується ростом ексергетичних втрат як у самих апаратах, так і в циклах.
 8. Представлені підходи до відновлення термодинамічної працездатності теплообмінників можуть бути використані для розв'язку різноманітних завдань, пов'язаних із принципом регенерації тепла або холоду. Зокрема, це відноситься до теплових мереж хіміко-технологічних виробництв.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Троценко, А.В. Особенности эксергетических потерь в криогенных системах [Текст] / А.В. Троценко, М.В. Поддубная // Технические газы. – 2009. – № 2. – С.56-59.
Особистий внесок автора: виконано постановку завдання дослідження ексергетичних втрат в криогенних установках; досліджено ексергетичні втрати в циклі Лінде.
2. Троценко, А.В. Термодинамический анализ циклов криогенных систем методом исключения потерь [Текст] / А.В. Троценко, М.В. Поддубная // Технические газы. – 2009. – №4. – С. 60-64.
Особистий внесок автора: використано метод послідовного виключення втрат для аналізу циклів криогенних установок.

3. Троценко, А.В. Влияние составляющих эксергетических потерь на характеристики двухпоточных теплообменников [Текст] / А.В. Троценко, М.В. Поддубная // Технические газы. – 2010. – № 2. – С.58-62.
Особистий внесок автора: застосовано метод послідовного виключення втрат для дослідження характеристик двопоточного теплообмінника; досліджено метод послідовного виключення втрат на різних температурних рівнях включення теплообмінників.
4. Троценко, А.В. Восстановление термодинамической работоспособности двухпоточного теплообменника путем изменения расходов рабочих тел [Текст] / А.В. Троценко, М.В. Поддубная // Технические газы. – 2012. – № 1. – С.56-61.
Особистий внесок автора: досліджено можливість відновлення термодинамічної продуктивності детандерного теплообмінника в циклі криогенної установки без зміни її схеми, продуктивності і якості отриманого продукту методом зміни величини відношення витрат робочих тіл.
5. Троценко, О.В. Анализ эксергетичных втрат как критерия термодинамической эффективности криогенных систем [Текст] / О.В. Троценко, М.В. Поддубная // Наук. пр. ОНАХТ. – О., 2009. – Вып. 35, том 1. – С. 241-244.
Особистий внесок автора: встановлено характер розподілення втрат від незворотності в елементах класичних циклів криогенних установок; досліджено вплив технічних втрат на сумарні ексергетичні втрати в криогенній установці.
6. Троценко, А.В. Восстановление термодинамической работоспособности детандерного теплообменника в цикле высокого давления [Текст] / А.В. Троценко, М.В. Поддубная // Тез. докл. 7-й Международной научно-технической конференции “Современные проблемы холодильной техники и технологии”, 14–16 сентября 2011 г. – Одеса: ОГАХ, 2011, – С. 99-100.
Особистий внесок автора: створено програми для термодинамічного розрахунку та аналізу детандерних теплообмінників криогенних установок; встановлено можливість відновлення термодинамічної продуктивності теплообмінних апаратів без зміни схеми установки в циклі високого тиску.
7. Троценко, А.В. Исследование эксергетических потерь как критерия термодинамической эффективности низкотемпературных систем [Текст] / А.В. Троценко, М.В. Поддубная // Тез. докл. 4-й Международной научно-практической конференции «Новейшие научные достижения», 1-14 февраля 2008 г. – Перемышль, 2008. – С. 52-54.
Особистий внесок автора: визначено залежність критеріїв оптимальності від тиску прямого потоку.

АНОТАЦІЯ

Поддубная М.В. Термодинамічний аналіз процесів і циклів криогенних систем на основі методу послідовного виключення складових ексергетичних втрат. – Рукопис.

Дисертація присвячена розвитку ексергетичного методу термодинамічного аналізу стосовно до процесів і циклів криогенної техніки. Систематизовані й розглянуті особливості ексергетичних втрат як універсального критерію термоди-

XV 1140

ІНСТИТУТ ХОЛОДУ
ОНАХТ
БІБЛІОТЕКА

намічної ефективності енергетичних систем. Метод визначення складових ексергетичних втрат розповсюджений на ряд циклів криогенних установок. Показана автономність складових цих втрат щодо порядку й числа технічних видів втрат від необоротності, що виключаються одночасно.

Уперше поставлене й вирішене завдання відновлення термодинамічної працездатності двофазних теплообмінників для криогенних циклів високого й середнього тиску. У якості незалежних змінних для цього обрані відношення витрат потоків робочого тіла й технічні втрати. Досліджені зміни енергетичних показників цих теплообмінників і складових циклів у процесах відновлення термодинамічної працездатності.

Ключові слова: ексергетичний аналіз, теплообмінний апарат, цикли криогенних установок, показники термодинамічної ефективності, термодинамічна працездатність.

АННОТАЦИЯ

Поддубная М.В. Термодинамический анализ процессов и циклов криогенных систем на основе метода последовательного исключения составляющих эксергетических потерь. – Рукопись.

Диссертация посвящена развитию эксергетического метода термодинамического анализа применительно к процессам и циклам криогенной техники (цикл Линде на азоте, водородный дроссельный цикл с внешней ступенью промежуточного охлаждения, водородный дроссельный цикл с внешней и детандерной ступенями промежуточного охлаждения, цикл Гейландта на водороде и азоте). Систематизированы и рассмотрены особенности эксергетических потерь как универсального критерия термодинамической эффективности энергетических систем. Распространен метод определения составляющих эксергетических потерь на ряд циклов криогенных установок. Показана автономность составляющих этих потерь относительно порядка и числа одновременно исключаемых технических видов потерь от необратимости.

Впервые поставлена и решена задача восстановления термодинамической работоспособности двухпоточных теплообменников для криогенных циклов высокого и среднего давления. Для того чтобы выделить задачи, связанные с термодинамическим анализом рассматриваемых аппаратов в данной работе применяется термин “термодинамическая работоспособность”, под которым подразумевается проверка на этапе проектирования выполнения II начала термодинамики при условиях на концах теплообменника, удовлетворяющих закону сохранения энергии (I началу термодинамики). В качестве независимых переменных для этого выбраны отношения расходов потоков рабочего тела и технические потери. Исследованы изменения энергетических показателей этих теплообменников и составляющих циклов в процессах восстановления термодинамической работоспособности. Сравнение методов восстановления термодинамической работоспособности детандерных теплообменников показало, что при варьировании расходами рабочих тел, показатели теплообменника и цикла лучше для схем среднего и высокого давлений, чем при использовании метода

изменения технических потерь от необратимости. Например, величина КПД цикла высокого давления при использовании метода варьирования расходами рабочих тел в процессе восстановления работоспособности теплообменника T1 уменьшается на 4 % в рефрижераторном режиме работы (режим R) и на 1 % в ожижительном режиме работы (режим L), изменение величины КПД аппарата T1 при использовании этого метода составляет 3 %. При изменении технических потерь, величина КПД этого цикла понижается в режиме R на 11 %, в режиме L на 8 %, КПД теплообменника T1 уменьшается на 6 %.

Ключевые слова: эксергетический анализ, теплообменный аппарат, циклы криогенных установок, показатели термодинамической эффективности, термодинамическая работоспособность.

ABSTRACT

Poddubnaya M.V. Thermodynamic analysis of cryogenic systems processes and cycles, based on the method of successive elimination of the exergetic losses components. – Manuscript.

The thesis is devoted to the development of the exergy method of thermodynamic analysis as applied to processes and cycles of refrigeration. The peculiarities of exergetic losses as a universal criterion of the thermodynamic efficiency of the energy-tems were considered and systematized. The method of determining the components of exergetic losses in the number of cryogenic plants cycles was extended. The autonomy of these losses components of the order and the number of the same time excluded technical losses of irreversibility was shown.

The problem of recovering the thermodynamic performance dual-flow heat exchangers for cryogenic cycles of high and medium pressure was solved for the first time. The independent variables selected for the flow rate of the working relationship of the body and the technical losses. The changes in the energy performance of these heat exchangers and cycles in rebuilding the thermodynamic efficiency were explored.

Keywords: exergy analysis, heat exchanger, cryogenic systems cycles, indicators of thermodynamic efficiency, the thermodynamic performance.