

Автореферат
К 89

М

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Кузнецов Віталій Владиславович



УДК 621.59

**ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОВИХ
ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ПРИ ПОМІРНИХ ТЕМПЕРАТУРАХ
ОХОЛОДЖЕННЯ**

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

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Одеса –2015

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в "Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут" Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри Технічної кріофізики Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Кухаренко Володимир Миколайович.

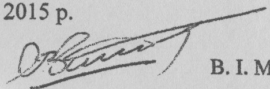
Офіційні опоненти: Доктор технічних наук, доцент, провідний науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, Костіков Андрій Олегович.

Кандидат технічних наук, доцент кафедри теплотехніки та енергозбереження, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Студенець Віктор Петрович

Дисертація відбудеться «7» грудня 2015 р. о 14³⁰ в ауд. 108 на засіданні вченої ради Д41.088.03 в Одеській національній академії технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65082.

Для ознайомлення в бібліотеці Одеської національної академії технологій за адресою: вул. Дворянська, 1/3, м. Одеса, Україна, 65082.

1 листопада 2015 р.


В. І. Мілованов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Холодильні машини мають широке використання в різних галузях промисловості та життєдіяльності людини: зберігання і транспортування продовольства; створення та підтримка штучного клімату; охолодження і термостатування різних об'єктів. В даний час на розвиток холодильної техніки великий вплив мають екологічні проблеми, які пов'язані з обмеженнями на використання в парокompресійних холодильних машинах (ПКХМ) ряду енергоефективних фреонів з відмінним від нуля озоноруйнуючим потенціалом і високим потенціалом глобального потепління (Монреальський і Кіотський протоколи). Ці обмеження впливають на енергетичну ефективність ПКХМ. Тому з'явився новий напрямок розвитку холодильної техніки — використання газових холодильних машин (ГХМ) при помірних температурах.

ГХМ мають дві головні переваги: висока термодинамічна ефективність (теоретична ефективність циклів Стірлінга і Карно збігаються); робочі тіла цих пристроїв екологічно безпечні (гелій, повітря, аргон). Основний досвід проектування цих пристроїв накопичений для кріогенних температур охолодження. Використання тільки цього досвіду при створенні ГХМ для помірних температур охолодження може призвести до того, що показники ефективності нових пристроїв будуть низькими.

В даний час серійно випускаються машини малої продуктивності з об'ємом камер не більш ніж 365 л. Такі об'єми характерні для побутових холодильників та лабораторного обладнання. Для використання цих пристроїв в промисловості і торгівлі потрібно вивчення впливу різних геометричних і режимних параметрів на показники ефективності при зміні холодопродуктивності.

Також з переходом до більш високих температур охолодження з'являється можливість застосовувати альтернативні гелію робочі тіла, що може дозволити зменшити вартість ГХМ (всі альтернативні робочі тіла, як правило, значно дешевше гелію). Також вимоги до якості поршневого ущільнення можуть бути знижені через більш низьку проникаючу здатність альтернативних робочих тіл.

Тому завдання дослідження впливу геометричних і режимних параметрів ГХМ на їх ефективність є актуальною. Через складні нестационарні процеси, що протікають в цих пристроях, переважно використовувати теоретичне дослідження. Це дозволить скоротити часові та матеріальні витрати на експериментальні дослідження.

Розвитком цього напрямку займаються великі організації Global Cooling BV (США), Twinbird Corp. (Японія), LG Electronics (Республіка Корея), General Electric (США), ТОВ «Стірлінг-технології» (Росія) та ін.

Дисертаційне дослідження базується на роботах авторів Глухова С. Д., Грезина О. К., Кириллова М. Г., Новотельнова В. М., Подольського А. Г., Полторауса В. Б., Сулова О. Д., Шнайда И. М., Радебуга Р. (Radebaugh R.), Жао Т. С. (Zhao T. S.), Гіфорда У. (Gifford W.), Жюнга С. (Jeong S.), Корнхаузера А. (Kornhauser A.), Берчовіца Д. (Berchowitz D.) та інш.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота була виконана з урахуванням таких законодавчих актів: «Основні положення енергетичної стратегії України до 2030 р.», затвердженої Кабінетом Міністрів

xv 772
ІНСТИТУТ ХОЛОДА
ОНАХТ
Бібліотека

України 15.03.2006; Постанова Верховної Ради України №75/94-ВР від 1.07.94 р, яка затвердила Закон України «Про енергозбереження», пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки, а саме, «Екологічно чиста енергетика та енергозберігаючі технології»; Постанова Кабінету Міністрів України №583 від 14.04.99 р «Про міжвідомчу комісію із забезпечення виконання Рамкової Конвенції ООН про зміну клімату».

Мета і завданнями дослідження – аналіз впливу геометричних і режимних параметрів ГХМ з метою отримання рекомендацій для проектування енергетично ефективних пристроїв, які працюють при помірних температурах охолодження.

Об'єктом дослідження є нестационарні термогазодинамічні процеси, що протікають в ГХМ, і їх теоретичний аналіз.

Предметом дослідження є режимні та геометричні параметри ГХМ та їх вплив на термогазодинамічні процеси і показники (холодопродуктивність, холодильний коефіцієнт) цих пристроїв при помірних температурах охолодження.

Для досягнення поставленої мети:

1. Створена математична модель, яка на базуються на структурно-модульному підході (СМП) і враховує нестационарність тепловіддачі в елементах ГХМ.
2. Розроблено алгоритм розрахунку параметрів робочого тіла ГХМ, який враховує знакозмінні течії в каналах.
3. Апробована математична модель на СМП, а також отримані рекомендації для оцінки емпіричних коефіцієнтів моделі з використанням результатів дослідження експериментальних ГХМ.
4. Досліджено вплив режимних і геометричних параметрів ГХМ на інтегральні характеристики в діапазоні температур охолодження 150-250 К.
5. Проведено аналіз процесів роботи ГХМ при використанні альтернативних гелію робочих тіл (неон, метан, азот, аргон).

Методи дослідження:

1. Математичне моделювання процесів ГХМ за допомогою одновимірних диференціальних рівнянь газової динаміки у частинних похідних.
2. Скінченно-різницєва апроксимація на нерівномірній просторовій сітці диференціальних одновимірних рівнянь параболічного та гіперболічного типів.
3. Метод Ньютона для розв'язання систем нелінійних алгебраїчних рівнянь.
4. Метод ортогональної прогонки для векторних двоточкових рівнянь.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій базуються на детальному вивченні та критичному аналізі науково-технічної літератури за темою дисертації, збіжності результатів теоретичних розрахунків з експериментальними даними інших авторів. Про достовірність отриманих результатів свідчить їх взаємоузгодженість, відповідність літературним даним, кореляція теоретичних розрахунків з результатами експериментальних і теоретичних досліджень інших авторів у цій галузі.

Наукова новизна отриманих результатів:

1. Отримані нові емпіричні вирази для розрахунку теплового потоку від робочого газу до стінки пульсаційної трубки, які враховують амплітуду коливання газу в трубці.

2. Досліджено вплив основних параметрів (тиск, геометричні параметри регенератора, робоча частота і т. п.) на показники ГХМ Стірлінга в помірному діапазоні температур охолодження і вперше показано, що кут зсуву фаз компресорної та розширювальної порожнин має бути рівним $90-140^\circ$, а не $50-100^\circ$, як рекомендується в літературі.

3. Вивчено вплив відношення максимальних об'ємів компресорної і розширювальної порожнин та визначена, з урахуванням відомих літературних даних, область значень цього параметра для оптимізації ГХМ Стірлінга.

4. Вперше встановлено, що використання в ГХМ Стірлінга альтернативних гелію робочих тіл (азот і метан) при малих робочих частотах циклу (до 10 c^{-1}) може дозволити створити машини, які не поступаються за ефективністю гелієвим пристроям.

5. Введені безрозмірні критерії подібності, які були отримані при аналізі емпіричних формул роздільного аналізу втрат ГХМ Стірлінга та вперше показано, що рівність безрозмірних комплексів втрат холодопродуктивності в регенераторах різних машин при заданій температурі охолодження досягається за рахунок збереження довжини цього апарату за умови рівності симплексів об'ємів машин (ділення об'єму апарату на описаний об'єм розширювальної порожнини).

Практичну цінність мають такі результати:

1. Модифікована математична модель, яка базуються на СМП та враховує нестационарність тепловіддачі в магістралях і порожнинах різних типів ГХМ, а також дозволяє проводити розрахунки нестационарних параметрів робочого тіла та інтегральних характеристик теплових і холодильних машин Стірлінга, розраховувати параметри течії газу в трубопроводах складної конфігурації.

2. Рекомендації з вибору параметрів (робоча частота, тиск, геометричні параметри регенератора) ГХМ Стірлінга, які значно спрощують процес оптимізації (за холодильним коефіцієнтом або холодопродуктивністю) при проектуванні нової машини.

3. Методика проектування ГХМ Стірлінга, за допомогою якої можна конструювати нові машини на основі існуючої конструкції при заданій температурі охолодження та введених критеріях подібності без використання складного математичного апарату.

Особливий висок здобувача полягає в самостійному аналізі літературних джерел, модифікації математичної моделі на СМП, розробці програми для розрахунку параметрів ГХМ, проведенні розрахунків і аналізу отриманих в результаті даних. Всі результати, винесені на захист дисертації, були отримані самостійно.

Апробація результатів дисертації: основні положення, результати, висновки були представлені на Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса 2007, 2009, 2011, 2013), 1-й Міжнародній науково-технічній конференції «Холод в енергетиці та на транспорті» (м. Миколаїв 2008), на Міжнародних науково-технічних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків 2011, 2014), на VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Сталий розвиток і штучний холод» (м. Одеса 2012).

Публікації: за матеріалами дисертації опубліковано 13 наукових робіт. Із них — 5 в спеціалізованих виданнях, які затверджені ВАК, із яких 1 — в наукометричній базі даних elib.rig.u.

Структура та об'єм роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, 4-х розділів, висновку, списку джерел інформації. Загальний об'єм дисертації — 184 стор., у том числі 54 рисунки, 10 таблиць, список джерел інформації із 106 найменувань. Об'єм основного тексту дисертації 131 стор.

ОСНОВНИЙ ВМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми дисертації, сформульовані цілі та завдання дослідження, визначені наукова новизна та практична цінність отриманих результатів, представлена інформація о публікаціях, особовому внеску здобувача та апробації наукових результатів.

У першому розділі «Області використання та методи аналізу робочого процесу газових холодильних машин» розглянуті основні типи і принципи роботи ГХМ, а також області використання цих пристроїв. За принципом дії виділено три основних типи машин: ГХМ Гіффорда-Макмагона, ГХМ Стірлінга, низькотемпературний охолоджувач на пульсаційній трубці (НОПТ).

Проведений аналіз показав, що ГХМ Стірлінга, які працюють у помірному температурному діапазоні, можуть не поступатися в ефективності ПКХМ. При цьому вони мають ряд переваг при їх експлуатації:

1. Збереження ефективності в широкому діапазоні зміни температур охолодження та навколишнього середовища, холодопродуктивності.
2. Мають відносно невелику масу.
3. Відсутні втрати пуску/зупинки із-за безперервної роботи машини.
4. Робочі тіла цих машин екологічно безпечні (мають рівний нулю озоноруйнівний потенціал).

В даний час різними компаніями (Twinbird Corp., Global Cooling та інш.) випускаються серійні моделі для помірних температур охолодження (до 10 °С).

НОПТ має ряд переваг перед ГХМ Стірлінга: простота конструкції, більш висока надійність і низький рівень вібрації. Але при цих перевагах, пристрій має невеликий, у порівнянні з циклом Стірлінга, теоретичний холодильний коефіцієнт. Експериментальні дослідження при помірних температурах охолодження не були виявлені, що може бути обумовлено низькою термодинамічною ефективністю циклу.

Дослідження способів підвищення термодинамічної ефективності НОПТ не дозволяє отримати однозначну відповідь стосовно можливості їх використання при помірних температурах охолодження. Тим не менш розрахунок параметрів цих пристроїв може дозволити перевірити адекватність розробленої математичної моделі. Зокрема, адекватність розрахунку нестационарних параметрів робочого тіла в регенераторі.

Використання ГХМ Гіффорда-Макмагона недоцільно в помірному температурному діапазоні через те, що система впуску-випуску робочого тіла ускладнює конструкцію машини, дає обмеження на робочу частоту машини та вносить додаткові незворотні втрати. Таким чином, ГХМ Гіффорда-Макмагона програє машині Стірлінга в ефективності, а НОПТ - у надійності.

Встановлено, що перелік параметрів, які впливають на інтегральні показники ГХМ, не змінився у порівнянні з криогенними температурами охолодження.

Показано, що в ГХМ можуть бути використані альтернативні гелію робочі тіла. Їх властивості значно відрізняються від гелію (наприклад, щільність). Отже, область режимних і геометричних параметрів, при яких досягається найбільша ефективність машини, може змінитися.

Оскільки на показники ГХМ впливає велика кількість параметрів, то найбільш прийнятною задачею є теоретичне дослідження цих машин з використанням адекватних математичних моделей. Такий підхід дозволяє отримати великий обсяг інформації стосовно впливу різних параметрів на інтегральні показники. При цьому значно можуть бути зменшені матеріальні та часові витрати на дослідження (у порівнянні з експериментальними дослідженнями).

Встановлено, що існують програми, які дозволяють з достатньо високою точністю розраховувати характеристики різних ГХМ (Regen 3, ARCOPTR, Sage, DeltaE). Математична модель, яка розроблена на кафедрі Технічної кріофізики НТУ «ХПІ» у 80-х роках ХХ століття і яка базується на СМП, має ряд переваг: для створення розрахункових схем використовується об'єктно-орієнтований підхід (на відміну від ARCOPTR і Regen 3); для побудови моделі використовуються два елементарних компоненти (порожнина та магістраль). Нестационарні процеси в магістралі описуються одновимірними диференціальними рівняннями газової динаміки у частинних похідних для усереднених у поперечному перерізі каналу параметрів потоку робочого тіла (враховуються подовжні градієнти параметрів — теплообмінники навантаження, регенератори):

Процеси в порожнинах описуються звичайними диференціальними рівняннями збереження маси і енергії (не враховуються просторові градієнти параметрів робочого тіла у межах об'єму, який займає порожнина — компресорні та розширювальні порожнини).

Створення інструменту розрахунку на основі СМП може дозволити перевизначити залежності для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі та гідравлічного опору в елементах машин.

Для більшої загальності та адекватності опису реальних процесів в різних ГХМ, по-перше, необхідна модифікація базових рівнянь цієї моделі для розрахунку нестационарного теплового потоку за формулою (запропонована Корнхаузером)

$$q = \Re(\alpha)(T - T_c) + \Im(\alpha) \frac{\partial(T - T_c)}{\partial \omega t}, \quad (1)$$

де α — коефіцієнт тепловіддачі;

T, T_c — температури газу і стінки;

ω — циклічна частота.

По-друге, необхідна зміна розрахункової схеми (створення алгоритму розрахунку знакозмінних течій).

На основі проведеного аналізу сформульовані основні задачі дослідження:

У другому розділі «Математична модель і алгоритм розрахунку газової холодильної машини» сформульовано поняття модулю (магістраль і дві кінцеві порожнини), як елементарного компонента, який необхідний для побудови розрахункових схем

пристроїв. Розглянуто математичний опис нестационарних процесів модуля, який будуються при таких припущеннях: теплопередача теплопровідністю в газовому потоці мала та її можна не враховувати; оболонки елементів можна розглядати як тонкостінні об'єкти; робоче тіло задовольняє рівнянню стану ідеального газу; течія газу відбувається при швидкості, яка не перевищує швидкість звуку; гравітаційними силами можна знехтувати.

З урахуванням прийнятих припущень і після переходу до системи координат, яка пов'язана з витіснювачем, рівняння збереження імпульсу та маси приймуть вид

$$\frac{\partial G}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{FPu_g}{RT} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(FP + \frac{G^2 RT}{FP} \right) = -\frac{\zeta}{2d_g} \frac{G^2 RT}{FP} + P \frac{\partial F}{\partial x}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{FP}{RT} \right) + \frac{\partial G}{\partial x} = 0, \quad (3)$$

де G, P — масова витрата, тиск газу;
 F — площа прохідного перерізу каналу;
 ζ — коефіцієнт гідравлічного опору;
 d_g — гідравлічний діаметр каналу;
 u_g — швидкість руху витіснювача;
 R — газова стала.

З урахуванням формули (1) були модифіковані рівняння енергії в магістралі

$$\frac{1}{k-1} \frac{\partial(FP)}{\partial t} + \frac{\partial(Gc_p T)}{\partial x} = -\frac{4F}{d_g} \left[\Re(\alpha)(T - T_c) + \Im(\alpha) \frac{\partial(T - T_c)}{\partial \omega t} \right] \quad (4)$$

та порожнині

$$\frac{d(m_n c_v T_n)}{dt} = -P_n \frac{dV_n}{dt} + \sum_{j=R, M} G_j c_p T_j - F_i \left[\Re(\alpha)(T_n - T_c) + \Im(\alpha) \frac{d(T_n - T_c)}{d\omega t} \right] \quad (5)$$

де c_p, c_v — теплоємності при сталому тиску та об'ємі;
 m_n, T_n, P_n — маса, температура та тиск газу в порожнині;
 V_n — об'єм порожнини;
індекси R, M — ресивер, магістраль.
Баланс маси в порожнині

$$\frac{\partial m_n}{\partial t} = \sum_{j=R, M} G_j \quad (6)$$

Рівняння теплового балансу для стінки (насадки)

$$\rho_c c_c \left(\frac{\partial T_c}{\partial t} + u_c \frac{\partial T_c}{\partial x} \right) = \Re(A)(T - T_c) + \Im(A) \frac{\partial(T - T_c)}{\partial \omega t} + B(T - T_a) + \lambda_c \frac{\partial^2 T_c}{\partial x^2} + q_c, \quad (7)$$

де ρ_c, c_c — щільність, теплоємність матеріалу стінки;
 T_a — температура навколишнього середовища;
 λ_c — теплопровідність стінки (насадки);
 q_c — внутрішній тепловий потік.

Значення коефіцієнтів A і B для стінки визначаються із співвідношень:

$$A = \frac{1}{\delta_c} [\Re(\alpha) + i\Im(\alpha)], \quad B = \frac{\alpha_a}{\delta_c},$$

де δ_c — товщина стінки;

α_a — коефіцієнт тепловіддачі з боку навколишнього середовища.

Значення коефіцієнтів A та B для насадки

$$A = \frac{4\Re(\alpha)}{d_g} \frac{\varepsilon_0}{1 - \varepsilon_0}, \quad B = \frac{\alpha_a P_a}{F} \frac{\varepsilon_0}{1 - \varepsilon_0},$$

де ε_0 — пористість насадки;

P_a — змочений периметр теплообмінника.

Рівняння теплового балансу для стінки порожнини

$$\rho_{cn} c_{cn} \delta_{cn} \frac{dT_{cn}}{dt} = \Re(\alpha_n)(T_n - T_{cn}) + \Im(\alpha_n) \frac{d(T_n - T_{cn})}{d\omega t} \quad (8)$$

де $\rho_{cn}, c_{cn}, \delta_{cn}$ — щільність, теплоємність матеріалу та товщина стінки порожнини.

Умови сполучення порожнини та магістралі: на вході до магістралі використовуються дві умови ($x=0$)

$$P_n = P_0 + \frac{1 + \zeta_0}{2} \frac{G_0^2 RT_0}{F_0^2 P_0}, \quad T_n = T_0, \quad (9)$$

де ζ_0 — місцевий коефіцієнт опору;

T_0 — температура газу на вході в магістраль;

на виході з магістралі ($x=L$)

$$P_n = P_L + \frac{1 - \zeta_L}{2} \frac{G_L^2 RT_L}{F_L^2 P_L}, \quad (10)$$

де ζ_L — місцевий коефіцієнт опору.

Для розв'язування системи диференціальних рівнянь (2)-(10) використовується метод скінченних різниць. Вихідні рівняння апроксимуються неявно лівосторонню різницевою схемою з першим порядком апроксимації за просторовою координатою та часом (\downarrow). Рівняння теплового балансу для стінки апроксимуються за явною різницевою схемою (\downarrow).

В результаті такої апроксимації була отримана система нелінійних алгебраїчних рівнянь, які лінеаризуються за методом Ньютона для розв'язання систем нелінійних алгебраїчних рівнянь і записуються у вигляді

$$L_{j+1} X_{j+1}^i - M_j X_j^i = H_{j+1}, \quad (11)$$

де $0 \leq j \leq N-1$,

L_{j+1}, M_j — квадратні матриці;

H_{j+1} — вектор;

N — число вузлів просторової сітки;

s — номер ітерації,

$X_j^i = (G_j^{is} P_j^{is} T_j^{is})^T$ — вектор шуканих функцій.

Умови сполучення магістралі та порожнин після лінеаризації записуються у вигляді

$$L_0 X_0^i = H_0, \quad (12)$$

$$M_N X_N^i = H_{N+1}, \quad (13)$$

де L_0, M_N — прямокутні матриці.

Рівняння (11)-(13) утворюють систему векторних двохточкових рівнянь і розв'язуються методом ортогональної прогонки.

Для розрахунку температур стінок на поточному часовому шарі використовуються співвідношення, які отримані у результаті скінченно-різницевої апроксимації рівнянь (7) і (8).

Цей алгоритм розрахунку параметрів робочого тіла і температур теплообмінних поверхонь може ставати нестійким при появленні зміни знаку швидкості в магістралі із-за того, що кількість граничних умов надлишкова для зустрічної течії (при наповненні газом магістралі з обох кінцевих порожнин модуля) або недостатньою для потоку що розтікається (при витіканні газу з кінцевих порожнин модуля в магістраль). Це обумовлено поведінкою характеристик системи диференціальних рівнянь (2)-(4). Тому був побудований алгоритм розрахунку знакозмінних течій.

В області зміни знаку значення масової витрати газу близько до нуля. З цієї умови рівняння енергії (4) з урахуванням рівняння суцільності та врахуванням скінченно-різницевої апроксимації перетворюється до виду

$$\begin{aligned} (1-k)P_{N_f}^{i,s} + T_{N_f}^{i,s} \left[k \frac{P_{N_f}^{i-1}}{T_{N_f}^{i-1}} + \frac{4\Delta t(k-1)}{d_g} \left(\Re(\alpha) + \frac{\Im(\alpha)}{\omega\Delta t} \right) \right] = \\ = P_{N_f}^{i-1} + \frac{4\Delta t(k-1)}{d_g} \left[\Re(\alpha) T_{c,N_f}^{i-1} + \Im(\alpha) \frac{T_{N_f}^{i-1} + T_{c,N_f}^{i-1} - T_{c,N_f}^{i-2}}{\omega\Delta t} \right] \end{aligned} \quad (14)$$

де N_f — точка зміни знаку швидкості.

Для розрахунку зустрічної течії робочого тіла побудована зустрічна прогонка.

Умовно її можна розділити на ліву та праву до точки N_f . В цій точці, для правої та лівої прогонки, лінеаризовані рівняння енергії замінюються співвідношенням (14). Таким чином, умови рівності тисків лівосторонньої та правосторонньої прогонки забезпечує рівність температур для цих двох прогонок. Рівняння руху в лівій прогонці замінюється умовою рівності масової витрати робочого тіла нулю.

Рівність тиску та масової витрати газу для цих двох прогонки дозволяє обчислити значення коефіцієнтів прогонки у точці N_f .

У випадку потоку, що розтікається розрахунок параметрів газу складається з двох ортогональних прогонки, граничні матриці яких збігаються в точці N_f :

$$L_{N_f}^{i-1} X_{N_f}^i = H_{N_f}^{i-1},$$

де

$$\begin{aligned} L_{N_f}^{i-1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1-k & k \frac{P_{N_f}^{i-1}}{T_{N_f}^{i-1}} + \frac{4\Delta t(k-1)}{d_g} \left[\Re(\alpha) + \frac{\Im(\alpha)}{\omega\Delta t} \right] \end{pmatrix}; \\ H_{N_f}^{i-1} = \begin{pmatrix} 0 \\ P_{N_f}^{i-1} + \frac{4\Delta t(k-1)}{d_g} \left[\Re(\alpha) T_{c,N_f}^{i-1} + \Im(\alpha) \frac{T_{N_f}^{i-1} + T_{c,N_f}^{i-1} - T_{c,N_f}^{i-2}}{\omega\Delta t} \right] \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Область зміни знаку визначається за допомогою алгоритму розрахунку односпрямованої течії газу.

Рівняння (11)-(14) дозволяють розраховувати параметри робочого тіла в модулі. Але розрахункова схема ГХМ формується, як правило, з двох або більше модулів

(рис. 1). Для обчислення параметрів таких систем використовується алгоритм сполучення модулів.

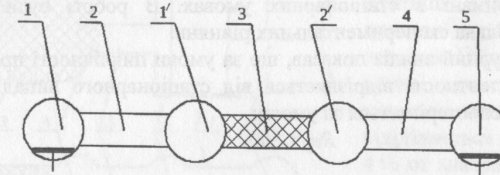


Рис. 1 — ГХМ Стірлінга: 1 — компресорна порожнина, 2 — конденсатор; 3 — регенератор; 4 — теплообмінник навантаження; 5 — детандерна порожнина; 1', 2' — фіктивні порожнини.

Газові канали сполучаються таким чином: кінцеві порожнини, що з'єднують суміжні магістралі, можна розглядати як порожнини, що належать одночасно декільком модулям. Тоді для стінок магістралей і порожнин можна записати рівність

$$(T_{c,N}^i)^{D-1} = (T_{c,n}^i)^{D-1,D} = (T_{c,0}^i)^D,$$

де D — порядковий номер модуля.

Для кожної порожнини закон збереження маси з урахуванням скінченно-різницевої апроксимації записується у вигляді

$$m_n^D = m_n^{i-1} + \Delta t(G_{R1} - G_{R1}) + \Delta t G^* + \Delta t \sum_{j=1, j \neq D}^{D_1} G_j, \quad (15)$$

де D_1 — кількість модулів, які сполучаються з кінцевою порожниною;

G_j — доданки, що враховують газообмін з іншими магістралями.

Рівняння збереження енергії для порожнини

$$\frac{(U^i)^D - U^{i-1}}{\Delta t} = B_D + C_D + \sum_{j=1, j \neq D}^{D_1} C_j, \quad (16)$$

де U — внутрішня енергія;

B — доданок, що враховує тепловіддачу між стінкою і газом;

C — доданок (ентальпія), що враховують енергообмін з іншими магістралями.

Величини G_j і C_j розраховуються з використанням поточних параметрів робочого тіла.

Використання рівнянь (11)-(16) дозволяє розраховувати параметри будь-якої ГХМ.

В одновимірній математичній моделі використовуються емпіричні коефіцієнти (гідралічного опору, тепловіддачі). Точність завдання цих коефіцієнтів для конкретної математичної моделі може значно впливати на похибку визначення інтегральних характеристик машини. Тому були вивчені літературні дані щодо розрахунку коефіцієнтів гідралічного опору та тепловіддачі в теплообмінниках ГХМ.

Аналіз відомих експериментальних даних показав, що пульсації параметрів робочого тіла в регенераторі можуть значно впливати на його гідралічний опір. Також визначено, що існує ряд залежностей для оцінки коефіцієнта гідралічного

опору, які отримані в нестационарних умовах.

Різними авторами відзначається, що ефективність тепловіддачі при пульсаціях робочого тіла зростає максимум на 20 %, що дозволяє розглядати емпіричні рівняння, які отримані в стаціонарних умовах. В роботі були розглянуті та рекомендовані декілька експериментальних рівнянь.

Також літературний аналіз показав, що за умови циклічності процесу механізм виникнення турбулентності відрізняється від стаціонарного випадку і ламінарна течія газу в каналі спостерігається за умови:

$$Re_s \leq 500,$$

де

$$Re_s = \frac{u_w \delta}{\nu}; \quad \delta = \sqrt{\frac{2\mu_s}{\rho\omega}}$$

Ця нерівність не обмежує область ламінарної течії газу числом Рейнольдса 2300, що призводить до невизначеності при використанні стаціонарних емпіричних рівнянь для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі та гідравлічного опору.

Вивчення застосовності рівнянь для оцінки гідравлічного опору і тепловіддачі в магістралях ГХМ було включено в задачу апробації математичної моделі, яка сформульована в першому розділі.

У **третьому розділі** «Розрахунок параметрів газових холодильних машин» наведені основні рівняння для розрахунку інтегральних характеристик машин, показані функціональні залежності для обчислення значень об'ємів порожнин різних механічних приводів і площі прохідного перерізу клапанів впуску-випуску газу. Також наведені основні формули та рекомендації, які використані для розрахунку теплофізичних властивостей робочих тіл і конструкційних матеріалів.

Наведений короткий опис програми CGMcalculation, яка була розроблена автором на основі СМП для побудови розрахункових схем і обчислення нестационарних параметрів ГХМ.

Використання методу скінчених різностей для розв'язання системи диференціальних рівнянь призводить до необхідності вивчення впливу просторових і часових кроків на точність результату розрахунку.

Для вивчення впливу цих кроків була вибрана ГХМ Макмагона (рис. 2) з відомими експериментальними інтегральними характеристиками. Для цієї машини існують рекомендації для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі та гідравлічного опору у всіх її елементах, що дозволяє перевірити адекватність використаної математичної моделі.

Встановлено, що вибір просторового кроку важливий для магістралей з великими градієнтами параметрів робочого тіла. Для зменшення загальної кількості точок просторової сітки було виконано додаткове подрібнення на границях магістралі (статична адаптація сітки).

При використанні статичної адаптації просторова сітка будується у два етапи. На першому етапі вибирається кількість точок N_x рівномірної сітки та визначається величина $\Delta x = L/N_x$. На другому етапі вибирається параметр A , з використанням якого розраховується величина $\Delta x_1 = \Delta x/A$.

Достатня величина відрізка, на якому проводиться додаткове подрібнення сітки,

становить $3 \cdot \Delta x$. Схема адаптації для $A=3$ показана на рис. 3. Адаптація виконується на обох кінцях магістралі.

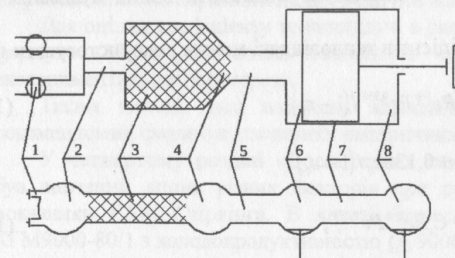


Рис. 2 — Принципова та розрахункова схеми ГХМ Макмагона: 1 — клапани впуску-випуску; 2 — канали; 3 — регенератор; 4 — допоміжна порожнина; 5 — теплообмінник навантаження; 6 — холодна порожнина; 7 — зазор; 8 — картер.

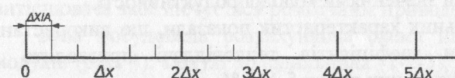


Рис. 3 — Схема статичної адаптації границь.

Використання статичної адаптації ($A \neq 1$) в регенераторі привело до того, що величина холодопродуктивності Q_0 практично не змінюється при кількості точок от 100 до 200 і відрізняється не більше ніж на 4 % от значення Q_0 для $N=1000$, що пояснюється великими градієнтами параметрів на границях магістралі та циклічною зміною граничних умов. Розбіжність експериментальної та розрахованої Q_0 для $N_x=1000$ становить 22 %.

Для пульсаційної трубки (ПТ), яка є елементом НОПТ, статична адаптація не може бути виконана внаслідок зміни градієнтів параметрів по всій довжині протягом всього робочого циклу.

Розрахунки характеристик різних ГХМ показали, що не можна однозначно визначити кількість точок за часом N_t і координатою N_x . Але можна сформулювати такий алгоритм їх визначення для регенератора:

1. Методом підбору визначаються N_t і N_x для кожної магістралі, при яких розрахунок стійкий (як правило, N_x можна задавати в діапазоні від 50 до 200).
2. Для регенератора та ПТ визначається кількість точок N_x^p при рівномірному подрібненні сітки, для якого вплив просторового кроку на цільовий параметр мінімальний.
3. У регенераторі параметр адаптації A для нового значення кількості точок N_x ($N_x \leq 0,5N_x^p$) може бути вибраний за співвідношенням

$$A = N_x^p / N_x.$$

4. Уточнення кількості точок N_t для зменшення похибки визначення інтегральних характеристик машини.

Також в третьому розділі проведена апробація математичної моделі на СМП, яку умовно можна розділити на два етапи.

На першому етапі були вивчені емпіричні рівняння для оцінки коефіцієнта тепловіддачі в регенераторі. Для цього були вибрані машини Макмагона, Г'форда-Макмагона, Вюлем'є-Таконіса. Для цих ГХМ були відомі експериментальні значення холодопродуктивності при різних температурах охолодження. Можливість

використання емпіричної формули визначалась через порівняння обчислених значень програмою CGMcalculation з експериментальними величинами.

Низька частота циклу f (до 5 c^{-1}) дозволила виключити вплив пульсацій на гідравлічний опір регенератора.

Отримано, що для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі можна використовувати два вирази

$$Nu_r = 0,2 Re_r^{1-n} Pr^{0,333} / (1 - \varepsilon_0), \quad (17)$$

де

$$n = 0,370 + 0,136 \varepsilon_0 / (1 - \varepsilon_0),$$

і

$$Nu_r = C_1 Re_r^{1-n} Pr^{0,333}, \quad (18)$$

де

$$C_1 = 1,415 - 2,490(1 - \varepsilon_0), \quad n = 0,483 - 0,236(1 - \varepsilon_0).$$

Розбіжність розрахованих і експериментальних значень холодопродуктивності не перевищила 22 %.

На другому етапі були досліджені НОПТ. Для вивчення були вибрані п'ять пристроїв з різними режимними, геометричними параметрами та конструкціями, а також відомими експериментальними значеннями холодопродуктивності.

Попередні розрахунки інтегральних характеристик показали, що використання стаціонарних формул для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі призводить до розбіжності обчислених і експериментальних даних 5-110 %.

Велика похибка обчислення інтегральних характеристик НОПТ обумовила необхідність визначення нових формул для оцінки емпіричних коефіцієнтів в пульсаційній трубці. Для цього був використаний метод, який раніше застосовував А. Г. Подольский при вивченні ГХМ Макмагона, Гіфорда-Макмагона і Вюлем'є-Таконіса.

Вважалось, що оцінка емпіричних коефіцієнтів в усіх структурних елементах НОПТ дозволяє забезпечити необхідну точність розрахунку параметрів робочого тіла.

Шукане рівняння було записано у вигляді

$$Nu = a \cdot A_0^b Re_w^d$$

де a, b, d — шукані числові коефіцієнти,

A_0 — безрозмірна амплітуда коливання робочого тіла,

$Re_w = \rho \omega d_g^2 / \mu_z$ — кінетичний Рейнольдс;

ρ, μ_z — щільність, динамічна в'язкість газу.

Вид цього рівняння відповідає відомим емпіричним даним по теплообміну в пульсаційній трубці.

В результаті проведення розрахункових експериментів, аналізу літературних і експериментальних даних були отримані дві формули для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі в ПТТ:

$$Nu = 0,769(A_{0T} Re_w)^{0,536} Pr^{0,333}, \quad Re_w \leq 2000; \quad (19)$$

$$Nu = 0,515 A_{0T}^{0,704} (Re_w Pr)^{0,503} + i 0,558 A_{0T}^{0,695} (Re_w Pr)^{0,496}, \quad Re_w > 2000 \quad (20)$$

де A_{0T} — безрозмірна амплітуда коливання робочого тіла на теплову кінці

пульсаційної трубки.

Використання формул (19) і (20) привело до того, що максимальна розбіжність розрахованих і експериментальних величин холодопродуктивності становила 25 %.

Для оцінки коефіцієнту тепловіддачі в регенераторах НОПТ використовувались формули (17) і (18). Отже, можливість їх використання показана на восьми експериментальних пристроях.

Таким чином, була виконана апробація математичної моделі на СМП і рекомендовані формули для оцінки емпіричних коефіцієнтів моделі.

У четвертому розділі «Дослідження газової холодильної машини Стірлінга» був вивчений вплив різних факторів при різних температурах охолодження на показники ГХМ Стірлінга. В якості базового пристроєм була вибрана машина КГМ9000-80/1 з холодопродуктивністю Q_0 9000 Вт, що серійно-випускається.

Поршень і витіснювач цієї машини розташовуються на одній осі. Основні характеристики: описаний об'єм розширювальної порожнини $V_0=980 \text{ см}^3$; зовнішній $D_{\text{ен}}$ і внутрішній $d_{\text{ен}}$ діаметри кільцевого регенератора були рівні відповідно 0,284 м і 0,136 м, а його довжина становить 0,073 м; діаметр дроту сітчастої насадки регенератора дорівнює 50 мкм; теплообмінник навантаження та холодильник — пучок труб з внутрішнім діаметром 0,0016 м та довжиною 0,12 м. Рух поршня і витіснювача забезпечується ромбічним приводом. Робочий газ гелій.

Була побудована розрахункова схема цієї машини, яка складається з 4-ох модулів (рис. 4): модулі холодильника (1-2-3), регенератора (3-4-5), теплообмінника навантаження (5-6-7) і каналу щільності витіснювача (7-8-1).

Робота машини W розраховувалася як різниця модулів термодинамічних робіт порожнин стискання та розширювання.

Відносний холодильний коефіцієнт розраховувався як відношення обчисленого холодильного коефіцієнту до холодильного коефіцієнту циклу Карно

$$E = \frac{Q_0}{W} \cdot \frac{T_x - T_0}{T_0},$$

де T_x — температура середовища що охолоджує.

Обчислені значення холодопродуктивності на 17 % перевищило реальну величину.

З метою зменшення витрат машинного часу при дослідженні впливу різних параметрів ГХМ на

інтегральні характеристики розрахункова схема машини, що досліджується, була спрощена до трьох модулів (рис. 1). Обчислена величина Q_0 становила 11200 Вт, що на 4 % більше значення, яке було отримано при використанні 4^а-модульної моделі.

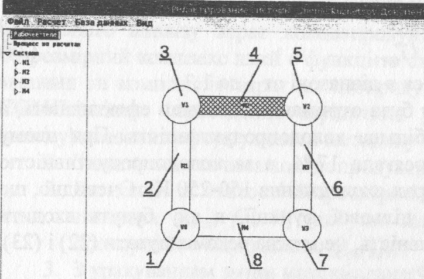


Рис. 4 — Розрахункова схема КГМ9000-80/1: 1, 7 — компресорна та розширювальні порожнини; 2 — холодильник; 3, 5 — технологічні порожнини; 4 — регенератор; 6 — теплообмінник навантаження; 8 — канал щільності витіснювача.

Попередній аналіз показав, що геометричні параметри регенератора мають значний вплив на ефективність ГХМ Стірлінга. Тому був досліджений вплив основних характеристик (геометричний об'єм V_r , відношення довжини регенератора до його діаметру L_r/D_r , гідравлічний діаметр d_{gr}) цього апарату на інтегральні показники машини при різних температурах охолодження. У дослідженні враховувався вплив кута зсуву фаз об'ємів компресорної та розширювальної порожнин φ .

Встановлено, що збільшення гідравлічного діаметру дозволяє підвищити відношення L_r/D_r . Значення цього діаметру повинно бути менше теплового пограничного шару

$$\delta_i = \sqrt{2\lambda/\omega\rho c_p} \quad (21)$$

де λ — теплопровідність робочого тіла.

Ця умова забезпечує високу ефективність тепловіддачі.

Також було отримано, що для досягнення найбільшої ефективності (холодильного коефіцієнта) при температурах охолодження 150-250 К кут зсуву фаз φ повинен задаватися в діапазоні 90-140° (в літературі для криогенних T_0 рекомендують 50-100°). З підвищенням цього кута об'єм регенератора повинен бути зменшений.

Вивчення впливу відношення максимальних об'ємів компресорної та розширювальної порожнин w показало, що його зменшення при температурах охолодження більше ніж 140 К призводить до зростання холодильного коефіцієнту і зменшенню холодопродуктивності ГХМ Стірлінга.

При вивченні літературних даних було виявлено дві рекомендації з вибору w :

$$w = 1 \div 1,3; \quad (22)$$

$$w = AT_x/T_0, \quad (23)$$

де A — числовий коефіцієнт, який задається в діапазоні от 1 до 1,3

При використанні (22) для вибору w була отримана найбільша ефективність, а при використанні формули (23) — найбільша холодопродуктивність. При цьому різниця за холодильним коефіцієнту досягала 17%, а за холодопродуктивністю 87% (результати отримані при температурах охолодження 150-250 К). Очевидно, що для оптимізації ГХМ з використанням цільової функції, в яку будуть входити холодильний коефіцієнт і холодопродуктивність, не можна рекомендувати (22) і (23). Але їх можна об'єднати однією нерівністю

$$1 \leq w \leq AT_x/T_0 \quad (24)$$

Використання нерівності (24) дозволяє зменшити область пошуку оптимальних значень w .

Вивчений вплив альтернативних гелію робочих тіл (аргон, метан, неон, азот).

Було показано, що зміна робочого тіла ГХМ, яка працює на гелії, може призвести до значного зменшення холодильного коефіцієнту.

Для підвищення ефективності та холодопродуктивності повинна бути замінена насадка регенератора у відповідності до величини теплового пограничного шару робочого тіла що використовуються (21).

Використання аргону в якості робочого тіла не дозволить створити ГХМ Стірлінга з високими показниками ефективності. Це обумовлено тим, що величина

теплового пограничного шару аргону менше ніж у неону та подібна товщині цього шару азоту та метану. При цьому аргон має найбільшу щільність, що призводить до великих втрат холодопродуктивності із-за гідравлічних втрат в регенераторі.

Проведення варіантних розрахунків з підвищення ефективності неонові та азотної ГХМ показало, що їх холодильні коефіцієнти можуть бути близькі один до одного. Виходячи з того, що неон має більш високу ціну, то його використання недоцільно.

Азотна та метанова ГХМ має низьку, у порівнянні з гелієвою машиною, холодопродуктивність. Для її збільшення кут зсуву фаз φ повинен задаватися у діапазоні от 75 до 90°. При цьому, геометричні параметри регенератора можуть змінитися у порівнянні з базовою конструкцією машини.

Найбільшу ефективність має метанова ГХМ (може перевищувати ефективність гелієвої ГХМ при f менше 10 с⁻¹).

Було досліджено питання проектування нових ГХМ на основі існуючих конструкцій зі зміненою у порівнянні з оригіналом холодопродуктивністю і такою ж ефективністю. Для створення таких ГХМ може бути використана безрозмірна холодопродуктивність

$$Q_V = \frac{Q_0}{fP_{max}V_0}$$

Величина Q_V остається сталою для заданих температур охолодження та навколишнього середовища, безрозмірних об'ємів ГХМ (нормуються на величину описаного об'єму розширювальної порожнини V_0).

Після введення цього критерію були отримані безрозмірні формули методу роздільного аналізу втрат холодопродуктивності. Таким чином був отриманий безрозмірний комплекс який є функцією симплексів об'ємів теплообмінних апаратів машини та комплексів втрат холодопродуктивності, аналіз якого з використанням CGMCalculator (проведення варіантних розрахунків для підтвердження виводів аналізу) дозволив сформулювати методику проектування нової ГХМ:

1. Задається величина холодопродуктивності нової ГХМ Q_{np} ;
2. Виходячи зі сталості безрозмірної холодопродуктивності Q_V , вибираються значення P_{max} , f і V_0 (добуток цих трьох величин повинен змінюватися пропорційно відношенню Q_{np}/Q_0);
3. З урахуванням зміни максимального тиску P_{max} і робочої частоти f задаються параметри насадки регенератора (враховується зміна теплового пограничного шару);
4. Якщо параметри сітки міняються, то робиться оцінка зміни безрозмірних втрат і приймається розв'язання щодо необхідності уточнення значення кута зсуву φ , об'єму регенератора та довжини L_r , з ціллю мінімізації втрат Q_{np} ;
5. Після уточнення параметрів, величини об'ємів теплообмінних апаратів і описаний об'єм порожнини стискання ГХМ змінюються пропорційно зміні V_0 (довжина регенератора повинна бути сталою для забезпечення подібності втрат холодопродуктивності).

Крім того, проведено порівняння показників ефективності ГХМ Стірлінга та ПКХМ. Значення холодильних коефіцієнтів були обчислені для фреонів R134a,

R407c, R410a, R404a, R507a, R600a і R717 для одноступеневих і двоступеневих холодильних машин по програмах Solkane і CoolPack.

Показано, що ГХМ Стірлінга не поступається за ефективністю ПХХМ.

ВИСНОВКИ

В роботі розв'язана наукова задача, яка присвячена підвищенню енергетичної ефективності екологічно безпечних газових холодильних машин, а саме:

1. Були отримані нові емпіричні вирази для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в пульсаційній трубці

$$Nu = 0,769(A_{0T} Re_{\omega})^{0,536} Pr^{0,333}, Re_{\omega} \leq 2000;$$

$$Nu = 0,515 A_{0T}^{0,704} (Re_{\omega} Pr)^{0,503} + i 0,558 A_{0T}^{0,695} (Re_{\omega} Pr)^{0,496}, Re_{\omega} > 2000$$

де A_{0T} — безрозмірна амплітуда коливання робочого тіла на теплому кінці пульсаційної трубки;

Re_{ω} — кінетичний Рейнольдс;

i — уявна одиниця;

що дозволило розширити клас пристроїв, які можна розраховувати за допомогою математичної моделі на основі структурно-модульного підходу.

Ці вирази були отримані за допомогою одновимірної моделі та аналізу відомих теоретичних і експериментальних досліджень. Такий підхід можна використовувати за умови того, що емпіричні коефіцієнти в інших просторових елементах машин розраховуються за раніше апробованими залежностями.

Таким чином, проведення поетапної апробації багатозадачної одновимірної моделі може бути використано для отримання нових емпіричних залежностей в елементах, для яких відсутні однозначні вирази оцінки емпіричних коефіцієнтів.

2. При дослідженні ГХМ Стірлінга кут зсуву фаз зміни об'ємів компресорної та розширювальної порожнин розглядався як незалежний параметр. Визначено, що величину цього кута при температурах охолодження 150-250 К для забезпечення максимальної ефективності треба задавати в діапазоні 90 до 140° (для гелієвої ГХМ).

Кут зсуву фаз визначає структуру циклу машини і є функцією великої кількості параметрів приводу робочих поршнів ГХМ. Вид цієї функції визначається типом приводу (лінійний, пневматичний, механічний). Таким чином значення кута зсуву фаз може бути використовується для розв'язання зворотної задачі пошуку параметрів роботи приводу.

Ці рекомендації можна використовувати для машин з будь-яким приводом поршня/витіснювача.

3. Багатоваріантні розрахунки з урахуванням взаємодії багатьох параметрів ГХМ Стірлінга та аналіз літературних даних показали, що для оптимізації ГХМ Стірлінга за холодопродуктивністю та холодильним коефіцієнтом виходячи з вибору величини відношення максимальних об'ємів компресорної та розширювальної порожнин w може бути використана нерівність

$$1 \leq w \leq AT_x / T_0,$$

де A — числовий коефіцієнт (задається в діапазоні від 1 до 1,3).

T_0, T_x — температури охолодження та холодильника.

Видно, що з ростом температури охолодження область зміни параметра w

зменшується. Це може суттєво спростити оптимізацію машин при високих температурах T_0

4. Гелій в ГХМ Стірлінга можна замінити іншими робочими тілами (азотом чи метаном). Аналіз проведено з урахуванням впливу властивостей цих газів на термогазодинамічні процеси в ГХМ Стірлінга (гидравлічний опір, ефективність тепловіддачі).

Використання нового робочого тіла потребує проектування нової ГХМ з урахуванням властивостей газу. Параметри гелієвого пристрою можуть бути використані у якості першого наближення для оптимізації ГХМ з новим робочим тілом. В цій новій машині, у порівнянні з гелієвим пристроєм, необхідно змінити геометричні параметри насадки регенератора згідно з величиною теплового пограничного шару. Треба враховувати те, що альтернативні робочі тіла мають більш високу щільність. Як наслідок, вони можуть мати близьку до гелієвої машини ефективність при відносно невеликих робочих частотах.

5. На основі варіантних розрахунків, введення критерію подібності ГХМ Стірлінга та отриманих аналітичних безрозмірних комплексів була розроблена методика проектування подібних за ефективністю машин. Це дозволяє на основі деякої базової ГХМ спроектувати нову машину з геометричними та режимними параметрами, що відрізняються від оригінальної машини при заданій холодопродуктивності.

Внаслідок того, що використовувався метод роздільного аналізу, кількість безрозмірних комплексів може бути легко змінена тому, що вони є лінійною комбінацією у виразі для обчислення холодопродуктивності. Це дозволяє використовувати цю методику для проектування машин в широкому діапазоні температур охолодження.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

1. Кухаренко В. Н. Математическое моделирование теплофизических процессов низкотемпературных газовых машинах при помощи структурно-модульного подхода [Текст] / В. Н. Кухаренко, В. В. Кузнецов // Холодильна техніка і технологія. — 2009. — № 5(121). — С. 11-14.

Особистий внесок автора: модифікація розрахункової схеми математичної моделі варіантні розрахунків параметрів ГХМ.

2. Кузнецов В. В. Анализ влияния эмпирических соотношений на интегральные характеристики низкотемпературных охладителей с пульсационной трубкой [Текст] / В. В. Кузнецов, В. Н. Кухаренко // Технические газы. — 2012. — №1. — С. 35-40.

Особистий внесок автора: модифікація математичної моделі для врахування нестационарності тепловіддачі та розрахунки параметрів ГХМ. Отримав нові формули для оцінки коефіцієнтів тепловіддачі в пульсаційній трубці.

3. Кузнецов В. В. Обзор использования газовых холодильных машин в умеренном температурном диапазоне [Текст] / В. В. Кузнецов, В. Н. Кухаренко // Интегрированные технологии и энергосбережение. — 2012. — т. 2. — С. 110-113.

Особистий внесок автора: аналіз сучасного стану використання ГХМ Стирлінга при помірних температурах охолодження.

4. Кузнецов В. В. Исследование влияния эмпирических уравнений в регенераторе на интегральные показатели криогенных газовых машин [Текст]/ В. В. Кузнецов, В. Н. Кухаренко // Зб. наук. праць, Інститут проблем моделювання в енергетиці ім. Г. Є. Пухова НАН України. – Київ. – 2012. – Вип. 63 – С. 34-41.

Особистий внесок автора: аналіз літературних даних з розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі та гідравлічного опору в регенераторах; проведення розрахунків параметрів ГХМ і узагальнення отриманих результатів.

5. Кухаренко В. Н. О возможности создания газовых холодильных машин на основе существующих конструкций [Текст]/ В. Н. Кухаренко, В. В. Кузнецов // Холодильная техника і технологія. – 2015. – Т. 51. – № 2. – С. 13-17.

Особистий внесок автора: аналіз літературних даних стосовно розрахунку параметрів ГХМ Стирлінга; проведення розрахунків параметрів ГХМ і узагальнення отриманих результатів з використанням елементів теорії подібності.

Основні праці апробаційного характеру

1. Кухаренко, В. Н. Математическое моделирование теплофизических процессов криогенных газовых машин [Текст]/ В. Н. Кухаренко, В. В. Кузнецов// Зб. тез доп. П'ятої міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». – 19-21, вересня 2007. – Одеса, Україна. – С.77-78.

2. Кухаренко В. М. Математична модель газової холодильної машини [Текст]/ В. М. Кухаренко, В. В. Кузнецов// Матеріали Першої міжнародної науково-технічної конференції «Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації». – 5-6, листопада 2008. – Миколаїв, Україна. – С.254-255.

3. Кухаренко, В. Н. Математическое моделирование теплофизических процессов низкотемпературных газовых машин при помощи структурно-модульного подхода [Текст]/ В. Н. Кухаренко, В. В. Кузнецов// Зб. тез доп. Шостої міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». – 22-24, вересня 2009. – Одеса, Україна. – С.131-133.

4. Кузнецов, В. В. Анализ теплофизических и гидродинамических параметров низкотемпературных охладителей на пульсационной трубке [Текст]/ В. В. Кузнецов, В. Н. Кухаренко// Зб. тез доп. XIX міжнародної науково-технічної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – 1-3, червня 2011. – Харків, Україна – С. 245.

5. Кухаренко, В. Н. Исследование теплоотдачи и гидравлического сопротивления в элементах низкотемпературных охладителей на пульсационной трубке [Текст]/ В. Н. Кухаренко, В. В. Кузнецов// Зб. тез доп. Сьомої міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». – 14-16, вересня 2011. – Одеса, Україна. – Ч. 2. – С.93-95.

6. Кухаренко В. Н., Кузнецов В. В. Исследование режимных и геометрических параметров газовой холодильной машины Стирлинга при температурах охлаждения 77-250 К. / В. В. Кузнецов, В. Н. Кухаренко // Зб. наук. праць VIII Міжнародної

науково-технічної конференції «Сталій розвиток і штучний холод». – м. Одеса. – 2012. – С. 305-310

7. Кухаренко, В. Н. Об эффективности ГХМ Стирлинга с альтернативными рабочими телами [Текст]/ В. Н. Кухаренко, В. В. Кузнецов// Зб. тез доп. Дев'ятої міжнародної науково-технічної конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». – 10-12, вересня 2013. – Одеса, Україна. – С.171-173.

8. Кухаренко, В. Н. Способы повышения эффективности ГХМ Стирлинга при умеренных температурах охлаждения [Текст]/ В. Н. Кухаренко, В. В. Кузнецов// Зб. тез доп. XXI міжнародної науково-технічної конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я». – 15-17, жовтня 2014. – Харків, Україна – Ч. 1. – С. 281.

АННОТАЦІЯ

Кузнецов В. В. Теоретический анализ характеристик газовых холодильных машин при умеренных температурах охлаждения. — Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.14 — Холодильная, вакуумная и компрессорная техника, системы кондиционирования. — Одесская национальная академия пищевых технологий, МОН Украины, 2015.

В диссертационной работе проведено изучение влияния различных параметров на интегральные показатели (холодопроизводительность, холодильный коэффициент) газовых холодильных машин при умеренных температурах охлаждения. Для исследования были разработаны одномерная математическая модель, основанная на структурно-модульном представлении криосистем и алгоритм расчета нестационарных параметров рабочего тела.

При изучении свойств модели и ее апробации были получены рекомендации по оценке эмпирических коэффициентов (коэффициенты теплоотдачи и гидравлического сопротивления), а также новые эмпирические формулы для оценки коэффициента теплоотдачи в пульсационной трубке.

Исследована ГХМ Стирлинга при температурах охлаждения до 250 К. При изучении учитывалось взаимовлияние различных параметров на интегральные показатели устройства. Также рассмотрена возможность замены основного рабочего тела этих машин (гелий) на альтернативные газы (аргон, неон, метан, азот).

Получены рекомендации по выбору параметров насадки сетчатого регенератора, которые определяются величиной теплового пограничного слоя. Угол сдвига фаз компрессорной и расширительной полостей должен быть в диапазоне от 90° до 140°. Также получены рекомендации по выбору отношения описанных объемов этих полостей.

Изучение влияния альтернативных гелию рабочих тел показало, что аргон и неон использовать в машине нецелесообразно. Применение азота и метана может позволить сконструировать машину с холодильным коэффициентом и холодопроизводительностью не меньше чем у гелиевого устройства.

Также получены критерии подобия газовых холодильных машин Стирлинга, что позволило разработать методику проектирования этих машин с использованием существующих конструкций.

Ключевые слова: холодильный коэффициент, холодопроизводительность, газовая холодильная машина, пульсационная трубка, регенератор, альтернативное рабочее тело, температура охлаждения.

АНОТАЦІЯ

Кузнецов В. В. Теоретичний аналіз характеристик газових холодильних машин при помірних температурах охолодження. — Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 — Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування. — Одеська національна академія харчових технологій, МОН України, 2015.

В дисертаційній роботі проведено дослідження впливу різних параметрів на інтегральні показники (холодопродуктивність, холодильний коефіцієнт) газових холодильних машин при помірних температурах охолодження. Для дослідження були розроблені одновимірні математичні моделі, які базуються на структурно-модульному представленні кріосистем і алгоритм розрахунку нестационарних параметрів робочого тіла.

При вивченні властивостей моделі та її апробації були отримані рекомендації для оцінки емпіричних коефіцієнтів (коефіцієнти тепловіддачі та гідравлічного опору), а також нові емпіричні формули для оцінки коефіцієнта тепловіддачі в пульсацийній трубці.

Досліджена ГХМ Стірлінга при температурах охолодження до 250 К. При вивченні враховувався взаємовплив різних параметрів на інтегральні показники пристрою. Також розглянута можливість зміни основного робочого тіла цих машин (гелій) на альтернативні гази (аргон, неон, метан, азот).

Отримані рекомендації для вибору параметрів насадки сітчастого регенератора, які визначаються величиною теплового пограничного шару. Кут зсуву фаз компресорної та розширювальної порожнин повинен бути в діапазоні від 90° до 140° . Також отримані рекомендації для вибору відношення описаних об'ємів цих порожнин.

Вивчення впливу альтернативних гелію робочих тіл показало, що аргон і неон використовувати в машині недоцільно. Використання азоту та метану може дозволити сконструювати машину з холодильним коефіцієнтом і холодопродуктивністю не менше ніж у гелієвого пристрою.

Також отримані критерії подібності газових холодильних машин Стірлінга, що дозволило розробити методику проектування цих машин з використанням існуючих конструкцій.

Ключові слова: холодильний коефіцієнт, холодопродуктивність, газова холодильна машина, пульсация трубка, регенератор, альтернативне робоче тіло, температура охолодження.

ABSTRACT

Kuznetsov V. V. Theoretical analysis of the characteristics of the gas refrigeration machines of at moderate cooling temperatures.

Thesis for a degree of candidate of engineering sciences for Specialty 05.05.14 – Refrigeration, vacuum and compression engineering, air conditioning systems. – Odessa

National Academy of Food Technology, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2015.

In the dissertation the influence of the different parameters on the integral indexes (cooling capacity, COP) of the gas refrigerating machine (GCM) under the moderate cooling temperatures were studied. The one-dimensional model based on structural-modular conception of the cryosystems and calculation algorithm of the time-varying parameters of the working fluid had been developed for the investigation.

During the analysis of model's properties and its testing, the recommendations were received to assess the empirical coefficients (coefficients of heat transfer and flow resistance), as well as new empirical formulas for estimating the heat transfer coefficient in the pulse tube.

The Stirling GCM under cooling temperature to 250 K had been investigated. The interaction of the different parameters on the integral values of the device was being allowed during study. The possibility of the substitution of the main working fluid of this machines (helium) by alternative gases (argon, neon, methane, nitrogen) also had been considered.

The recommendations about selection of the parameters of the regenerator wire mesh matrix witch was determined by the value of the thermal penetration depth had been received. The phase shift angle of the compressor and extended cavities must be in the range of 90° to 140° . The recommendations about selection of the ratio of the described volumes of this cavity also had been received.

The investigation of the influence of the helium alternatives working fluids showed that the use of argon and neon is unpractical. The use of nitrogen and methane can allow to design machine with refrigerator coefficient and cooling capacity as much as helium device.

The similarity criteria of the Stirling GCM had been received, this enabling designing method of this machines with exist constructions using be developed.

Keywords: COP, cooling capacity, gas refrigerating machine, pulse tube, regenerator, alternative working fluid, temperature of cooling.

Підписано до друку 26.10.2015 р.
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура Times. Друк різнографічний.
Зам. № 35. Тираж 100 прим.

Надруковано ТОВ "Зовнішрекламсервіс"
65011, м.Одеса, вул. Успенська, 40.
тел. 37-70-76, 777-70-76