

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Кваліфікаційна наукова

праця на правах рукопису

ТРАНДАФІЛОВ ВОЛОДИМИР ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 621.59

ДИСЕРТАЦІЯ

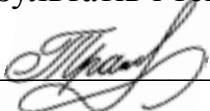
**УДОСКОНАЛЕННЯ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ
СТІРЛІНГА ДЛЯ ОДЕРЖАННЯ ПОМІРНОГО ХОЛОДУ**

05.05.14 - Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи
кондиціювання

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 Трандафілов В.В.

Примірник дисертації ідентичен
за змістом з іншими примірниками

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
Д 41.088.03



д.т.н., професор В.І. Мілованов

Науковий керівник

Хмельнюк Михайло Георгійович

доктор технічних наук, професор



Одеса – 2018

АНОТАЦІЯ

Трандафілов В.В. Удосконалення газової холодильної машини Стірлінга для одержання помірного холоду. – На правах рукопису.

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, Міністерство освіти і науки України, Одеса, 2018.

Дисертація присвячена удосконаленню газової холодильної машини Стірлінга призначеної для охолодження в діапазоні на помірних температурах від 0° до -100°C за рахунок структурної оптимізації.

Мета. На основі нових конструктивних підходів розробити методикую проектування і розрахунку роторно-лопатевої газової холодильної машини (РЛГХМ) двохблочного типу.

Об'єкт дослідження є роторно-лопатева газова холодильна машина, створювана для охолодження в області помірного холоду.

Предмет дослідження: моделі твердотільної конструкції РЛГХМ; режимні та енергетичні характеристики холодильної машини; принципи роботи роторно-лопатевої газової холодильної машини з гармонійним приводом, що складається з ромбоїду, який обертається і нерухомого диску з профільованою доріжкою кочення.

Методи дослідження: аналітичні; чисельне моделювання; експерименти на моделі твердотільної конструкції роторно-лопатевої газової холодильної машини із залученням апарату обчислювальної математики і програмних засобів як існуючих, так і спеціально створених в процесі роботи.

Дисертація присвячена удосконаленню газової холодильної машини Стірлінга призначеної для одержання холоду в діапазоні помірних температур від 0° до -100°C за рахунок структурної оптимізації.

Запропоновано принципово нова роторно-лопатева конструкція газової холодильної машини.

Розроблена і представлена модель роторно-лопатевої газової холодильної машини з використанням комп'ютерного моделювання. Розроблено математичну модель робочого процесу в РЛГХМ у вигляді диференціальних рівнянь. Розбіжності в отриманих результатах теоретичних і комп'ютерних даних не більше 5%, що свідчить не тільки про якісну збіжність даних, але і про кількісну.

Проведено дослідження впливу режимних і конструктивних параметрів на характеристики РЛГХМ в діапазоні помірних температур охолодження. Показано, що при однаковій холодопродуктивності 12 кВт, ефективність РЛГХМ у порівнянні з поршневими ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються вище на 15%. За масовими характеристиками РЛГХМ менше в 2,5 рази. Такі добрі показники можна підтвердити габаритними характеристиками РЛГХМ, які складають 510мм×560мм×300мм (Д×Ш×В).

Виконаний аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні різних робочих тіл (гелій, азот, метан) показав, що при заміні гелію в РЛГХМ азотом холодопродуктивність стала менше на 30%, а максимальне значення ε – менше на 6% ніж для гелію. При використанні метану холодопродуктивність знизилась більш, ніж на 9% у порівнянні з гелієм.

Розроблено, досліджено та оптимізовано теплообмінне обладнання для РЛГХМ. Виконано оцінку життєвого циклу РЛГХМ.

Проаналізовано вплив на навколишнє середовище. Було визначено, що виробництво монтаж і експлуатація, а також утилізація РЛГХМ завдає на 37% менше шкоди навколишньому середовищу в порівнянні з ГХМ Стірлінга SPC-1.

Ключові слова: Екологічна безпека – Енергетична ефективність – Газова холодильна машина Стірлінга – Роторно-лопатева газова холодильна машина – Масогабаритні характеристики – Математична модель – Життєвий цикл.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Трандафилов В.В. Перспективы развития газовых холодильных машин Стирлинга умеренного холода [Текст] / В.В. Трандафилов, О.Ю.

Яковлева, М.Г. Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – №3 (51). – С. 26-33.

Особистий внесок: проаналізовано характерні особливості конструктивного виконання газової холодильної машини Стірлінга.

2. Trandafilov V. V. Computer simulation of a Stirling refrigerating machine [Text] / Trandafilov V.V., Khmelniuk M. G. //Холодильна техніка та технологія. – 2015. – №5 (51). – С. 92-98.

Особистий внесок: розроблена повна нелінійна математична модель машини.

3. Trandafilov V. V. The Stirling gas refrigerating machine mechanical design improving [Text] / Trandafilov V. V., Khmelniuk M.G., Yakovleva O. Y., Ostapenko A. V. // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №1 (52). – С. 18-22.

Особистий внесок: показані перспективи використання роторно-лопатевої машини для холодильної техніки.

4. Trandafilov V. V. Mathematical model for study and design of a rotary-vane gas refrigerating machine [Text] / Trandafilov V. V., Khmelniuk M.G., Yakovleva O. Y. // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №3 (52). – С. 4-8.

Особистий внесок: розроблена математична модель розрахунку основних параметрів робочого циклу роторно-лопатевої газової холодильної машини.

5. Trandafilov V. V. Numerical study of compact plate-fin heat exchanger for rotary-vane gas refrigeration machine [Text] / Trandafilov V.V., Khmelniuk M.G.// Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №2 (53). – С. 14-18.

Особистий внесок: розроблена математична модель для розрахунку, проектування і оптимізації пластинчасто-ребристого теплообмінника для роторно-лопатевої газової холодильної машини.

Опубліковані роботи апробаційного характеру

1. Трандафилов В.В. Двусторонние машины Стирлинга. [Текст] / В.В. Трандафилов// X Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – 21 квітня 2015 року м. Одеса. – С. 28-29.
2. Трандафилов В.В. Математическое моделирование цикла газовой холодильной машины Стирлинга.[Текст] / В.В. Трандафилов, А.В. Остапенко//X Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології». – 11-12 вересня 2015 року м. Одеса. – С.123-124.
3. Трандафилов В.В. Численное моделирование газовой холодильной машины Стирлинга.[Текст] / В.В. Трандафилов//III Міжнародна науково-технічна конференція «Холод в енергетиці і на транспорті» 24-25 вересня 2015 року м. Миколаїв.
4. Трандафилов В.В. Холодоснабжение пищевых технологий. [Текст] / В.В. Трандафилов // VIII Всеукраїнська науково-практична конференції молодих вчених і студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді» 10-11 листопада 2015 року м. Одеса.
5. Трандафилов В.В. Усовершенствование конструкции газовых холодильных машин Стирлинга.[Текст] / В.В. Трандафилов, М.Г. Хмельнюк, О.Ю. Яковлева// «Енергія. Бізнес. Комфорт». – 2015. – С. 56-58.
6. Трандафилов В.В. Расчет температур и давлений в роторно-лопастной холодильной машине. [Текст] / В.В. Трандафилов// XI Всеукраїнська науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології». – 14-15 квітня 2016 року м. Одеса. – С. 28-29.
7. Трандафилов В.В. Исследование характеристик рабочего процесса роторно-лопастной холодильной машины.[Текст] / В.В. Трандафилов, М.Г. Хмельнюк, О.Ю. Яковлева//VIII Міжнародна науково-технічна конференція

«Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» 12-14 жовтня 2016 року м. Миколаїв.

8. Trandafilov V.V. Effects of working fluid parameters on expansion process of a rotary-vane refrigeration machine.[Текст] / Trandafilov V.V., Khmelniuk M.G// VIII Міжнародна науково-технічна конференція «КАЗАХСТАН – ХОЛОД 2017», 15-16 березня 2017 року в м. Алмати.– С. 234-235.

9. Trandafilov V. Numerical investigation of working fluid influence on Stirling refrigeration machine performance [Text] / Trandafilov V., Khmelniuk M., Ostapenko O., Baidak Y.// IX Міжнародна конференція «Compressors Conferences». – 6-8 вересня 2017 року м. Братислава. – DOI: 10.18462/iir.compr.2017.0211.

10. Трандафілов В.В. Исследование роторно-лопастной газовой холодильной машины для получения умеренного.[Текст] / В.В. Трандафілов, М.Г. Хмельнюк, //XI Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології», м. Одеса, 2017р. – С. 125-126.

ABSTRACT

Trandafilov V. Improvement of the Stirling gas refrigerating machine for obtaining moderate cold. – The manuscript.

The thesis for candidate of science degree by specialty 05.05.14 – «Refrigerating, vacuum and compressor technique, air conditioning systems». – Odessa National Academy of Food Technologies, Ministry of Education and Science of Ukraine, Odessa, 2018.

The dissertation is devoted to the improvement of the Stirling gas refrigerating machine designed for obtaining moderate cold in the range at moderate temperatures from 0° to -100°C due to structural optimization.

A fundamentally new rotary-vane design of a gas refrigerating machine is proposed. The model of rotary-vane gas refrigerating machine with the use of

computer simulation is developed and presented. The mathematical model of the working process in the RVGRM in the form of differential equations is developed.

Differences in the results of theoretical and computer data are not more than 5%, which indicates not only the qualitative convergence of data, but also the quantitative. The study of the influence of regime and structural parameters on the characteristics of RVGRM in the range of moderate cooling temperatures was carried out. It has been shown that with the same cooling efficiency of 12 kW, the efficiency of RVGRM in comparison with the piston Stirling gas refrigerating machine, which is serially produced higher by 15%. By mass characteristics RVGRM is less than 2.5 times. Such good indexes can be confirmed by the dimensional characteristics of RVGRM, which make up 510mm×560mm×300mm (L×W×H).

The analysis of the processes of RVGRM at the use of different working fluids (helium, nitrogen, methane) is carried out. It was shown that when replacing helium in RVGRM with nitrogen, the cooling capacity was less by 30%, and the maximum value ε – less by 6% than for helium. When using methane, cooling capacity decreased by more than 9% compared to helium.

Heat-exchange equipment for RVGRM has been developed, investigated and optimized. An estimation of life cycle of RVGRM is carried out.

The influence on the environment is analyzed. It was determined that the production of assembly and operation, as well as the utilization of RVGRM, caused 37% less damage to the environment compared to the Stirling gas refrigerating machine SPC-1.

Keywords: Ecological safety – Energy efficiency – Stirling gas refrigerating machine – Rotary - vane gas refrigerating machine – Mass-dimensional characteristics – Mathematical model – Life cycle.

ЗМІСТ

	Стр.
АНОТАЦІЯ	2
ЗМІСТ	8
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	10
ВСТУП	12
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН РОЗВИТКУ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ СТІРЛІНГА У ОБЛАСТІ ПОМІРНОГО ХОЛОДУ	19
1.1. Принцип роботи газової холодильної машини Стірлінга.....	19
1.2. Етапи удосконалення ГХМ Стірлінга.....	27
1.3. Типи конструктивного виконання ГХМ Стірлінга	30
1.4. Критерії ефективності ГХМ Стірлінга	33
1.5. Застосування ГХМ Стірлінга для отримання помірною холоду.....	36
1.6. Системи реконденсації газів на базі ГХМ Стірлінга.....	42
1.7. Конструктивні схеми і особливості роботи роторно-лопатевої машини	46
1.8. Висновки до розділу. Постановка цілі та задач дисертаційної роботи	48
РОЗДІЛ 2. РОТОРНО-ЛОПАТЕВА ГАЗОВА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА.....	50
2.1. Принцип дії РЛГХМ	50
2.2. Оптимізація параметрів конструкції передаточного механізму	58
2.3. Висновки по розділу 2.	62
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ЧИСЕЛЬНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОЇ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	64
3.1. Цикл ідеалізованої машини.....	65
3.2. Цикл з адіабатними процесами стиснення і розширення	72
3.3. Аналіз процесів, що реалізуються в РЛГХМ	75

3.4. Методика розрахунку параметрів циклу	77
3.5. Висновки по розділу 3	80
РОЗДІЛ 4. ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОЇ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	82
4.1 Результати математичного моделювання РЛГХМ	82
4.2. Дослідження впливу частоти обертання валу на показники холодопродуктивності машини	86
4.3. Вплив тиску заправки в циклі на холодопродуктивність	87
4.4. Дослідження впливу мінімального кута між лопатями	87
4.5. Геометричні параметри лопатей які впливають на енергетичні показники	89
4.6. Порівняння параметрів газових холодильних машин Стірлінга з РЛГХМ.....	90
4.7. Дослідження впливу робочих тіл на продуктивність РЛГХМ.....	91
4.8. Порівняння параметрів РЛГХМ і ПХМ.....	93
4.9. Розробка і дослідження теплообмінників для РЛГХМ.....	94
4.10. Компонування і основні вузли РЛГХМ.....	106
4.11. Висновки по розділу 4	111
РОЗДІЛ 5. ОЦІНКА ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ	114
5.1. Аналіз життєвого циклу РЛГХМ.....	114
5.2. Визначення цілі і сфери застосування РЛГХМ	116
5.3. Оцінка впливу.....	118
5.4. Метод оцінки	120
5.2. Виготовлення РЛГХМ	125
РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ	131
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	134

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ГХМ	– газова холодильна машина;
РЛГХМ	– роторно-лопатєва газова холодильна машина;
ПКХМ	– парокompресійна холодильна машина;
МПР	– механізм перетворення руху ;
A	– робота термодинамічного циклу, Дж;
T	– температура, К;
T_C	– температура середовища, що охолоджує, К;
T_E	– температура охолодження, К;
v	– питомий об'єм, м ³ /кг;
V_e	– максимальний об'єм порожнини розширення, см ³ ;
Q_C	– кількість тепла, що відводиться у навколишнє середовище через холодильник, Вт ;
Q_E	– холодопродуктивність, Вт;
s	– ентропія, кДж/(кг·К);
p	– тиск, МПа (бар);
n	– частота обертання валу, хв ⁻¹ ;
G	– витрата робочого тіла в циклі машини, кг/с;
M	– маса, кг;
h	– коефіцієнт тепловіддачі Вт/(м ² ·К);
W	– споживана потужність, Вт;
k	– показник адіабати;
R	– газова стала, Дж/(моль·К);
j	– модуль Колбурна;
Nu	– число Нусельта;
Pr	– число Прандтля;
Re	– число Рейнольдса;

St	–	число Стантона;
Nu	–	число Нуссельта;
c_p	–	ізобарна теплоємність;
c_v	–	ізохорна теплоємність;
α	–	кут оберту приводного вала, °
β	–	кут між діагоналями ромбоїда, °
δ	–	конструктивний параметр, що визначає ступінь стиснення в циклі;
ε	–	холодильний коефіцієнт;
ϕ	–	кут зсуву зміни об'ємів стиснення і розширення, °;
η	–	ступінь термодинамічної досконалості;
φ	–	кут між важелями лопатей, °;
μ	–	коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;
π	–	число Пі;
θ	–	кут відповідний мінімальному тиску, °;
σ	–	ступінь стиснення;
τ	–	відношення температур холодильника і рефрижератора;

ВСТУП

Актуальність теми. У всьому світі в сфері енергозбереження та вирішенням завдань, спрямованих на зменшення техногенного впливу на навколишнє середовище, все більшого значення набувають холодильні машини, що працюють на природних робочих тілах. З цієї причини актуальним стає застосування газової холодильної машини (ГХМ), що працює за циклом Стірлінга.

В даний час в холодильній техніці загальнопромислового призначення (побутові і промислові холодильні установки та кондиціонери) використовуються в основному парокомпресійні холодильні машини (ПХМ). Робочими тілами в таких машинах є різні фреони або аміак. Однак дані холодильні агенти небезпечні з екологічної точки зору. Так аміак є високотоксичним речовиною, і його витік з контуру холодильної машини може спричинити серйозні ураження обслуговуючого персоналу і навколишнього середовища. Застосування ж фреонів в холодильній техніці в даний час також прагнуть обмежити і до 2005 року за рішенням Монреальського протоколу використання фреонів необхідно повністю виключити в зв'язку з їх здатністю до інтенсивного руйнування озонового шару земної атмосфери.

У цих умовах надзвичайно актуальним стає пошук технічних рішень і розробка альтернативних холодильних машин для області помірних температур охолодження від 0°C до -100°C . Нове покоління холодильних машин повинно, по-перше, працювати на ознобезпечних холодильних агентах, по-друге, бути конкурентоспроможними з енергетичних показників з парокомпресійними машинами, що застосовуються. Одним з можливих шляхів вирішення зазначеної вище проблеми є використання в даній температурній області газової холодильної машини, яка працює за зворотнім циклом Стірлінга.

У промислово розвинених країнах перспективність використання машин Стірлінга в області помірного холоду стає очевидною. Сьогодні в світі проблемами створення нових зразків машин Стірлінга і їх виробництва займається не менше 140 великих компаній і науково-дослідних організацій, багато з яких досягли значних успіхів, і вийшли на серійне виробництво. Так, з 2003 року в ряді європейських країн і Південної Кореї вже розпочато масовий випуск побутових холодильників на базі холодильної машини Стірлінга з лінійним приводом. Результати досліджень показують, що досягнутий рівень в проектуванні машин Стірлінга дозволяє створювати машини помірного холоду продуктивністю до 100 кВт з ефективністю в 1,5 рази вище, ніж у кращих зразків парокомпресійних холодильних машин, при цьому масогабаритні характеристики зменшуються до 20 - 30%.

Крім провідних країн в галузі проектування і створення машин Стірлінга, якими є США, Великобританія, Японія, ФРН, Швеція і Нідерланди останнім часом почалися інтенсивні дослідження в даній області техніки в Китаї, ПАР, Австралії, Ізраїлі, Канаді, Індії та низці інших країн.

Слід зазначити, що машини Стірлінга широко застосовуються в кріогенних пристроях і на сьогодні накопичено чималий досвід з розрахунку і конструюванню ГХМ Стірлінга на так званий азотний рівень температур (77 К). Однак перехід від кріогенних температур до помірних температур не дозволяє без відпрацювання на макетних і дослідних зразках перенести наявні розрахункові методики, конструкторські та технологічні рішення для газових кріогенних машин на газові холодильні машини. Наявні розрахункові методики широко використовують експериментальні дані, тому що до теперішнього часу не існує теплообмінних і масообмінних процесів, що протікають в реальних газових холодильних машинах Стірлінга.

Підвищення технічного рівня виробництва з застосуванням сучасного технологічного обладнання дозволяє нам вирішити проблеми створення та впровадження високоефективної ГХМ Стірлінга для одержання холоду на помірному температурному діапазоні від 0° до -100°С.

Аналіз зарубіжних літературних джерел науково-технічного напрямку дозволяє стверджувати, що в країнах ЄС та Північної Америки в останні 10 років почалися інтенсивні науково-дослідні і дослідно-конструкторські роботи по холодильній машині Стірлінга. Сучасні тенденції розвитку ГХМ Стірлінга визначили як предмет дослідження цієї дисертаційної роботи удосконалення конструктивних і режимних характеристик машини.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконувалася відповідно до програми фундаментальних і пошукових досліджень згідно з Постановою Верховної Ради України про виконання вимог Кіотського Протоколу від 1 березня 2010 року, а також указу Президента України №174 від 28.02.2008 р. «Про невідкладні заходи щодо забезпечення ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів», Енергетичної стратегії України на період до 2030 року, затвердженою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 24.07.2013 року № 1071-р.

Мета і завдання дослідження. На основі нових конструктивних підходів розробити методику проектування і розрахунку роторно-лопатевої газової холодильної машини (РЛГХМ) двохблочного типу.

Для досягнення поставленої мети були поставлені та вирішені наступні **основні задачі:**

1. виявити фактори, що дозволяють забезпечити ефективну роботу РЛГХМ;
2. розробити математичну модель для чисельного дослідження параметрів і характеристик РЛГХМ;
3. дослідити вплив режимних і геометричних параметрів на енергетичні характеристики холодильної машини;
4. провести аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні в ній різних робочих тіл (гелій, азот, метан);
5. розробити трьохпоточні пластинчасто-ребристі теплообмінники для РЛГХМ, які є її холодильником і рефрижератором;

6. провести оцінку життєвого циклу роторно-лопатевої газової холодильної машини.

Об'єктом дослідження є роторно-лопатева газова холодильна машина, створювана для охолодження в області помірного холоду.

Предметом дослідження: моделі твердотільної конструкції РЛГХМ; режимні та енергетичні характеристики холодильної машини; принципи роботи роторно-лопатевої газової холодильної машини з гармонійним приводом, що складається з ромбоїду, який обертається і нерухомого диску з профільованою доріжкою кочення.

Методи дослідження: аналітичні; чисельне моделювання; експерименти на моделі твердотільної конструкції роторно-лопатевої газової холодильної машини із залученням апарату обчислювальної математики і програмних засобів як існуючих, так і спеціально створених в процесі роботи.

Наукова новизна отриманих результатів. У роботі вперше:

- розроблена працездатна і ефективна модель конструкції роторно-лопатевої газової холодильної машини; створені твердотільні моделі деталей і вузлів, що входять в конструкцію РЛГХМ;

- створена математична модель термодинамічного циклу реальної РЛГХМ у вигляді диференціальних рівнянь, що описують процеси стиснення і розширення робочого тіла в ізолюваному об'ємі порожнини. Ці рівняння складені з урахуванням зміни маси газу в парних порожнинах, а також зміни в залежності від кута оберту приводного вала, тисків і температур робочого тіла;

- розраховано і спроектовано обладнання для РЛГХМ з метою організації ефективного теплообміну в трьохпоточних протиточних теплообмінниках;

- проведено дослідження впливу режимних і конструктивних параметрів на енергетичні характеристики РЛГХМ в діапазоні температур помірного охолодження (від 0° до -100°C); показано, що використання

створеної машини дозволяє досягти підвищення енергоефективності та зменшення масогабаритних характеристик у порівнянні з поршневими ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються;

- виконано аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні різних робочих тіл (гелій, азот, метан); показано, що при заміні гелію у РЛГХМ на інший газ енергетичні показники машини погіршуються.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендації визначаються:

- коректністю постановки задачі у вигляді системи рівнянь, яка характеризується замкнутістю;

- використанням основних теоретичних положень термодинаміки, газової динаміки, теплофізики, теорії робочих процесів ГХМ при аналізі процесів, що відбуваються в холодильній машині, а також обґрунтованістю припущень, прийнятих при побудові математичної моделі робочих процесів РЛГХМ.

- забезпеченням адекватності математичних моделей результатом чисельного експерименту з максимальними розбіжностями не більше 5%.

- використанням сучасних математичних методів і апробованих програмних засобів проведення чисельних експериментів для оцінки основних показників РЛГХМ.

Практичне значення отриманих результатів:

- показано, що розроблена роторно-лопатєва конструкція має ряд переваг у порівнянні з ГХМ Стірлінга в яких використовується громіздкий кривошипно-шатунний привод;

- створено методику, яка дозволяє визначити закономірності протікання робочих процесів у двохблочній РЛГХМ;

- розроблена математична модель робочого процесу двохблочної РЛГХМ (математична модель може бути використана при створенні перспективних машин РЛГХМ іншого типу);

– розроблена програма чисельного рішення диференціальних рівнянь, що лежать в основі математичної моделі РЛГХМ, дає можливість проектувати машини вказаного типу на інші температурні рівні і холодопродуктивності;

– результати розрахункових досліджень дозволяють більш обґрунтовано задаватися параметрами двохблочної РЛГХМ;

– заміна гелію в РЛГХМ азотом знижує холодопродуктивність на 30%, а холодильний коефіцієнт на – 6%.

Особистий внесок здобувача в отриманні наукових результатів полягає в розробці методів чисельного моделювання робочих процесів, що відбуваються в РЛГХМ, виконанні моделювання та отриманні рекомендацій по конструюванню РЛГХМ та її основних елементів.

Апробація результатів роботи. Результати дисертаційної роботи широко обговорювалися на наступних конференціях, що відбулися як в Україні, так і за кордоном:

1. X Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», м. Одеса, 2015 р.;

2. X Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології», м. Одеса, 2015 р.;

3. III Міжнародній науково-технічній конференція «Холод в енергетиці і на транспорті», м. Миколаїв, 2015 р.;

4. VIII Всеукраїнській науково-практичній конференції молодих вчених і студентів з міжнародною участю «Проблеми формування здорового способу життя у молоді», м. Одеса, 2015 р.;

5. «Енергія. Бізнес. Комфорт», м. Одеса, 2015 р.;

6. XI Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології», м. Одеса, 2016 р.;

7. VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці», м. Миколаїв, 2016 р.;
8. VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Казахстан – Холод 2017», м. Алмати, 2017 р.;
9. «IIR Compressors Conferences», м. Братислава, 2017р.;
10. XI Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології», м. Одеса, 2017 р.;

Публікації. Основний обсяг дисертації відображений в 5 публікаціях, з яких 5 статей опубліковані в спеціалізованих науково-технічних журналах, затверджених ДАК МОН України, які входять до міжнародних наукометричних баз.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел із 82 найменувань. Зміст роботи викладено на 142 сторінках основного тексту, включаючи 55 рисунків, 13 таблиць.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН РОЗВИТКУ ГАЗОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН СТІРЛІНГА, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ В ОБЛАСТІ ПОМІРНОГО ХОЛОДУ

1.1. Газова холодильна машина Стірлінга

В кінці 18-го – початку 19-го століть для промисловості, що зароджувалась стали розроблятися різноманітні теплові повітряні машини. Першою працюючою машиною такого типу був тепловий повітряний двигун відкритого циклу, створений Г. Кайлеєм в 1807 р. [1, 2].

У 1816 р. Роберт Стірлінг, священик із Шотландії, отримав патент на тепловий машину з регенератором, який міг працювати по замкнутому термодинамічному циклу.

Розробкою цієї машини Стірлінг випередив свій час. Дійсно, не тільки сам винахідник, а і його сучасники були не в змозі зрозуміти і оцінити ряд виключно важливих достоїнств машини.

Така ж доля спіткала і наукові роботи *Саді Карно*, включаючи і запропонований ним зворотній гранично ефективний цикл, званий його ім'ям. І це незважаючи на те, що в 1824 році він опублікував свій знаменитий твір «Роздуми про рушійну силу вогню і про машини, здатні розвивати цю силу». Як зазначається в [3], чудова праця Карно, яка випередила на багато десятиліть свою епоху, стала основою нової науки – термодинаміки, яка остаточно сформувалася лише через 30 років після виходу у світ зазначеної книги. Цьому сприяли наукові роботи *Рудольфа Клаузіуса*, що є одним з основоположників термодинаміки, який багато зробив не тільки для обґрунтування і формулювання другого закону термодинаміки, а й для встановлення багатьох її положень. Статті Клаузіуса різних років (1848-1862 рр.) Були зібрані в його класичний твір «Механічна теорія тепла» [4].

Термодинамічний метод дослідження, що спирається на роботи Р. Клаузиуса, дозволив визначити характеристики машин Карно і Стірлінга, отримати граничні значення їх ефективності. Виявилося, що термічні ККД η циклу Карно, що складається з двох ізотермічних і двох адіабатичних процесів, і циклу Стірлінга, що містить два ізотермічних і два ізохорно регенеративних процеси, рівні при одних і тих же заданих температурних межах (рис. 1.1). Також було встановлено, що термічні ККД η прямих циклів Карно і Стірлінга і холодильні коефіцієнти ϵ цих зворотних циклів залежать лише від температур верхнього і нижнього джерел теплоти. Рівність значень η і ϵ у розглянутих циклів обґрунтував *І. Вишнеградський*, ввівши поняття узагальнених циклів Карно [5, 6].

Одним з таких циклів є круговий процес Еріксона, в якому регенерація тепла відбувається в ізобарических умовах. Винахідник в 1853 р. побудував двигун для морського судна, що розвиває потужність в 220 кВт.

Поява приблизно в середині XIX ст. двигунів внутрішнього згоряння, а також електродвигунів знизило інтерес до машин Стірлінга. Однак теоретичні дослідження циклу Стірлінга тривали. На початковому етапі, як відомо, розглядалася ідеалізована машина, в якій поршні рухаються переривчасто. Теоретичний опис показників двигуна Стірлінга з гармонійним рухом поршнів виконав *Г. Шмідт* в 1861 р. Створена ним теорія, по-перше, виявилася реалістичною в порівнянні з теорією ідеального циклу; по-друге, давала уявлення про характеристики механізму руху машин Стірлінга, на які до сих пір орієнтуються їх розробники.

Двигуни Стірлінга допускають термодинамічну звороність, тобто можливість на їх основі після внесення ряду змін створювати холодильні машини. На це звернув увагу *Д. Хершель*, який побудував в 1834 р. газову холодильну машину, що працює по зворотному циклу Стірлінга. Машини того часу виробляли холод з відносно високими температурами (273 ... 243 К), що було обумовлено їх застосуванням в харчовій промисловості. Але лише в кінці 1940-х років фірмою «Філіпс» («Ейдохвен») була розпочата

розробка комерційних зразків машин. Одночасно створювалися і двигуни Стірлінга різної потужності, і ГХМ. У 1950-х роках співробітники фірми *Келер і Джонкерс* [7, 8] виготовили газову холодильну машину Стірлінга.

Трохи пізніше на основі ГХМ була сконструйована, створена і випробувана проста і економічна установка для отримання рідкого азоту з повітря [9].

Вражаючі результати, отримані фахівцями компанії «Філіпс», підвищили інтерес до ГХМ Стірлінга, сприяли створенню досконаліших її зразків. Багато уваги приділялося пошуку більш ефективних схемних і конструкторських рішень. Так, *Мейером* була запропонована і потім виготовлено холодильна машина Стірлінга з ромбічним приводом [10]. Гідність цієї машини - можливість повного урівноваження в ній сил інерції першого і другого порядків.

Створення сучасних і досить ефективних ГХМ в 50–60-х роках минулого століття компанією «Філіпс» та іншими фірмами викликало підвищений інтерес до газових холодильних машин в цілому і до холодильної машині Стірлінга зокрема. Цей період ознаменований бурхливим розвитком холодильної техніки, появою нових циклів і машин, високоефективних теплообмінних апаратів і теплоізоляційних матеріалів.

НЕ залишалися осторонь від науково-технічного прогресу і фахівці Одеського технологічного інституту харчової і холодильної промисловості (ОТІХХП). В інституті після публікації статей Келера і Джонкерса стали займатися теоретичними і експериментальними дослідженнями газових холодильних машин Стірлінга, а потім пізніше – і інших типів ГХМ.

Дослідження машини Стірлінга виконували І.І. Караванський [11, 12] і Л.З. Мельцер [13]. Перший з них, використовуючи результати експериментів і розрахунків, підготував і захистив кандидатську дисертацію з цієї тематики.

Участь в цих роботах *І. М. Шнайда* призвела до істотного розширення діапазону виконуваних досліджень. Йому вдалося на основі обмеженого числа термодинамічних ознак систематизувати різні ГХМ класу G_1 з

нестационарними потоками робочого тіла [14]. До речі, ГХМ Стірлінга виявилася однією з машин, що відносяться до цього класу.

Зазначені роботи виконувались за ініціативою і за підтримки професора *В.С. Мартиновського*, який почав займатися повітряними регенеративними циклами ще в 30-і роки попереднього століття. Проаналізувавши цикл Стірлінга, він зазначив ряд його особливостей, які необхідно враховувати при удосконаленні цієї ГХМ [15].

Визначимо характеристики зворотних циклів Стірлінга. Будемо розглядати два як правило досліджуваних цикли: з переривчастим і гармонійним рухом поршнів.

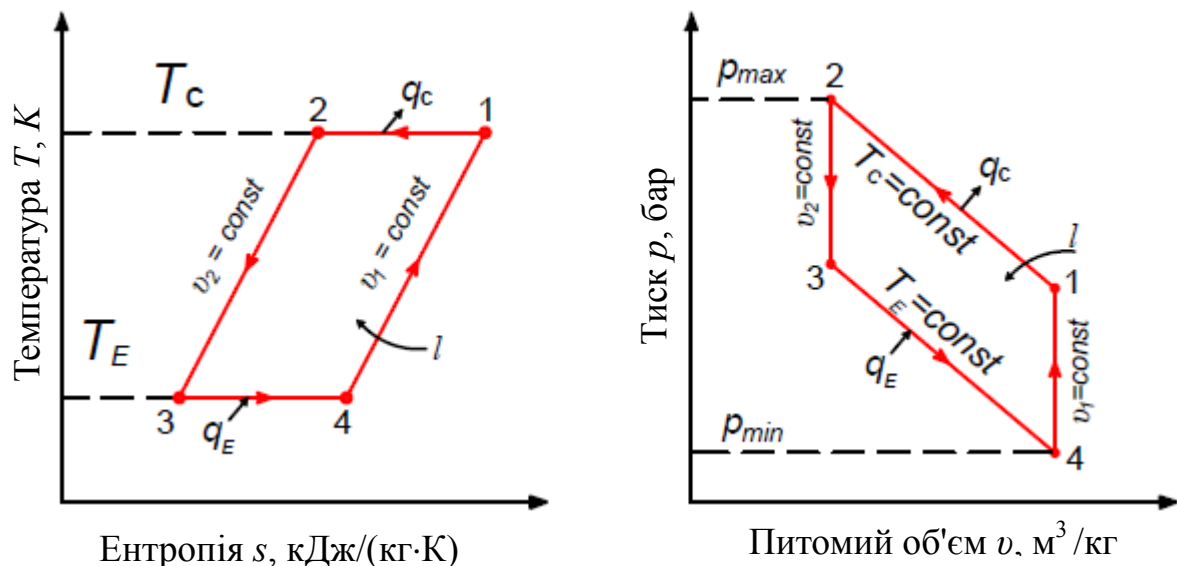


Рис. 1.1. Зворотні цикли Стірлінга в $T-s$ і $p-v$ координатах:

q_C – питома кількість відведеного тепла при T_C ;

q_E – питома кількість одержаного холоду при T_E ;

l – питома робота затрачувана в циклі

Зворотність циклів буде досягатися тоді, коли забезпечуються ізотерічність процесів стиснення і розширення газу і повна регенерація тепла. На рис. 1.1 в $T-s$ і $p-v$ координатах наведені зворотні цикли ГХМ Стірлінга. З рисунка видно, що цикли складаються з двох ізоTERM T_C і T_E ($T_C > T_E$) і двох ізохор v_1 і v_2 ($v_1 > v_2$).

На рис. 1.2 пунктиром показано зміна об'ємів порожнин стиснення V_C і розширення V_E в I–IV фазах циклу. Питомі роботи стиснення l_C (процес 1–2 на рис. 1.1) і розширення l_E (процес 3–4) ідеального газу представимо у вигляді:

$$l_C = - \int_{v_1}^{v_2} p dV = -RT_C \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT_C \ln(v_1 / v_2); \quad (1.1)$$

$$l_E = - \int_{v_3}^{v_4} p dV = -RT_E \int_{v_3}^{v_4} \frac{dv}{v} = RT_E \ln(v_4 / v_3). \quad (1.2)$$

З урахуванням ізохоричності процесів 1–2 і 3–4 ($v_1 / v_2 = v_3 / v_4$), а також рівності для ідеального газу питомої холодопродуктивності q_E і роботи розширення l_E , отримаємо

$$\varepsilon_s = \frac{q_E}{l} = \frac{q_E}{l_C - l_E} = \frac{T_E}{T_C - T_E} = \varepsilon_C, \quad (1.3)$$

де ε_s і ε_C – холодильні коефіцієнти циклів Стірлінга і Карно; $l_C - l_E = l$ – робота, що витрачається в циклі.

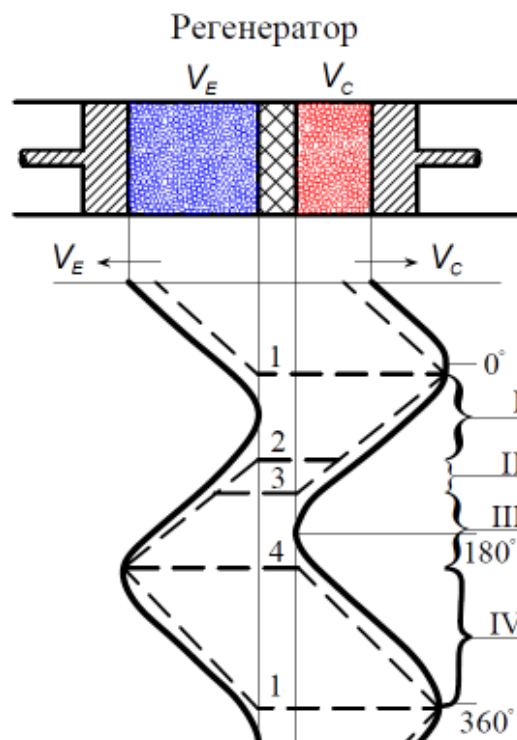


Рис. 1.2. Характер зміни V_C і V_E в залежності від кута оберту вала α при переривчастому (пунктир) і гармонійному руху поршнів

З (1.3) випливає цілком очікуваний результат: $\varepsilon_s = \varepsilon_c$. Це обумовлено тим, що в здійснюваному циклі беруть участь лише два зовнішні джерела тепла при постійних температурах T_C і T_E . Що ж стосується інших процесів, наприклад регенеративного теплообміну, то вони реалізуються при дотриманні умов зворотності.

Розглянутий регенеративний холодильний цикл можна здійснити також у машині, поршні якої рухаються по гармонійному закону. Зміна V_C і V_E в цьому випадку представлено суцільною лінією на рис. 1.2. При використанні механізму з таким характером руху поршнів (див. рис. 1.2 і 1.3) буде забезпечуватися плавний перехід від однієї фази циклу до іншої.

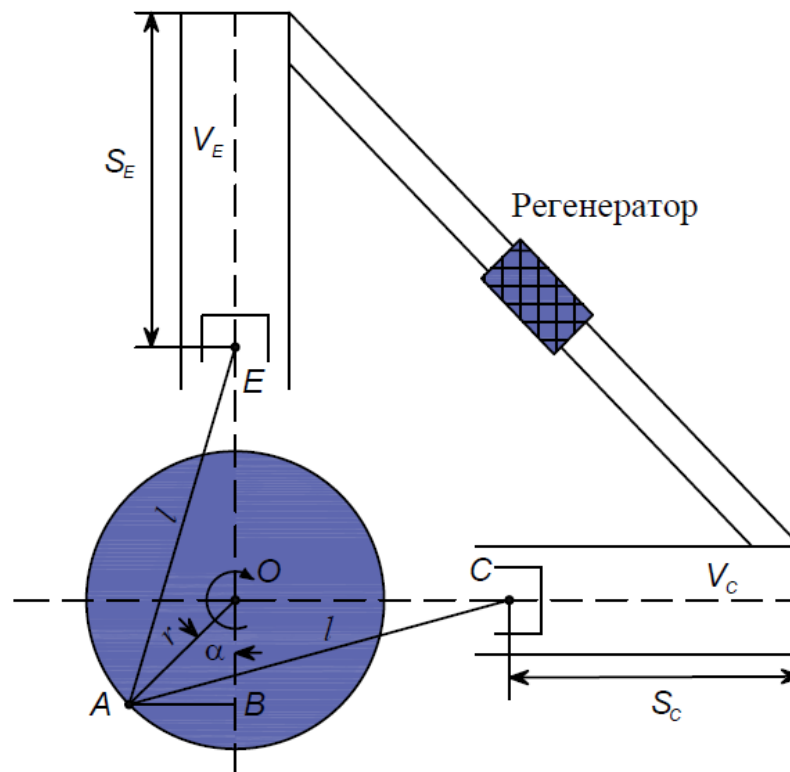


Рис. 1.3. Схема регенеративної ГХМ з гармонійним рухом поршнів:

V_C і V_E – об'єми порожнин стиснення і розширення

S_C і S_E – переміщення поршня в об'ємах порожнин стиснення і розширення;

l – довжина шатуна; r – радіус кривошипа; α – кут оберту кривошипа від нижньої мертвої точки

Із рис. 1.4 видно, що об'єми V_C і V_E і сумарний об'єм $V = V_C + V_E$, а також тиск p в машині змінюються за законами гармонійних функцій.

Через ϕ , ψ і θ на рис. 1.4 позначені зсув фаз відповідно для V_C і V_E ; V_E і V ; V_E і p . Зсув по фазах зазначених характеристик встановлюється щодо максимального значення об'єму розширення V_E , причому зміна об'єму розширення повинна випереджати відповідну зміну об'єму стиснення V_C .

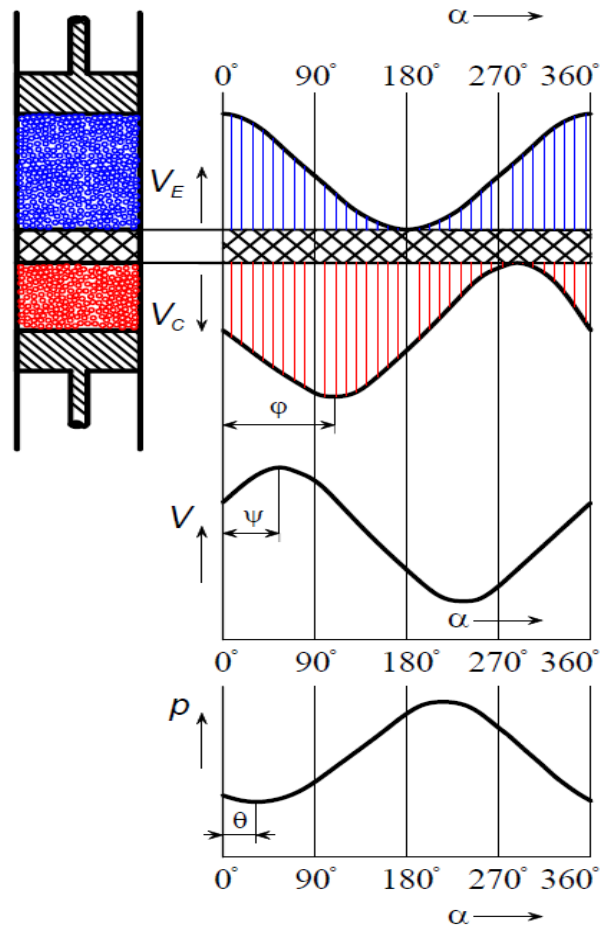


Рис. 1.4. Залежності об'ємів V_C , V_E і V , а також тиску p в машині від кута оберта кривошипа α холодильної машини

У літературі при викладенні теорії ГХМ Стірлінга в більшості випадків обмежуються розглядом ідеального циклу, який реалізується за допомогою гіпотетичного механізму з переривчастим характером руху поршнів. Практично ж здійсненням є цикл цієї машини з механізмом, що забезпечує гармонійний рух поршнів. Енергетичні характеристики такої машини не можна вже розраховувати на основі співвідношень для ідеального циклу (1.1) і (1.2). Здійснюючи виведення точніших залежностей, необхідно враховувати, що на енергетичні характеристики холодильної машини

впливають кінематичні співвідношення, що визначаються конструктивними особливостями механізму перетворення руху (МПР). Від цих співвідношень залежить характер зміни як об'ємів порожнин стиснення і розширення, так і поточних значень тисків у них.

Дослідженнями *Л.З. Мельцера* і *І.І. Караванського* [11-13] була створена уточнена теорія холодильних машин Стірлінга, що дозволяє забезпечити найкраще наближення розрахункових результатів до експериментальних даних. З цією метою всі процеси, що формують цикл машини, описували з використанням апарату термодинаміки змінної кількості газу. Крім цього, на окремих ділянках циклу брали до уваги адіабатність процесів стиснення і розширення газу.

Наявність ближчої до дійсності термодинамічної моделі циклу Стірлінга дозволила авторам показати помилковість висновків Кодегоне [18], який стверджував, що з урахуванням запропонованої ним схеми теплообміну в регенераторі в ньому повинен реалізовуватися процес з $c_p = \text{const}$ замість $c_v = \text{const}$.

Дослідженнями ГХМ займалися в МДТУ ім. Н.Е. Баумана [5, 19] і в Омському НВО «Мікріогенная техніка» [20]. В останньому було організовано виробництво ефективних мікро ГХМ Стірлінга поряд з іншими мікроохолоджуючими пристроями.

Однак теоретичний опис процесів в ГХМ Стірлінга по точності поступалися результатам численних експериментів з використанням високошвидкісної (на той час) ЕОМ, особливо при необхідності варіювання великого числа змінних з урахуванням ряду обмежень у вигляді рівностей і нерівностей.

Перші чисельні експерименти з ГХМ Стірлінга були успішно виконані Т. Фінкельштейном, Г. Уокером і Дж. Йоші [21].

В даний час ГХМ Стірлінга застосовується в хімічній промисловості, металургії, радіоелектроніці, авіації, космонавтиці, медицині і сільському господарстві. Газова холодильна машина, що працює по циклу Стірлінга,

широко застосовуються в кріогенній техніці і на сьогодні накопичено чималий досвід з розрахунку і конструюванню ГХМ Стірлінга на азотному рівні температур (77 К). Пристрої великої продуктивності (КГМ - 9000/80, ЗІФ - 700, ЗІФ - 100, РЛА - 107), як правило, використовуються в системах розділення повітря, зрідження гелію, водню, азоту та інших. Мікро ГХМ Стірлінга мають умовну межу холодопродуктивності в 500 Вт при 77 К [27], застосовуються в кріомедицині для зберігання заморожених біологічних об'єктів, для термостатування пристроїв електроніки (інфрачервоні сенсори, високотемпературні надпровідники) [28]. Відмінними рисами цієї машини є підвищені вимоги до надійності і ресурсу; малий пусковий період; висока компактність і ефективність. ГХМ Стірлінга, стала важливим інструментом досліджень, що проводяться в різних галузях науки.

Можливість використання в помірному температурному діапазоні цієї ГХМ розглядається в контексті з традиційними пристроями, що використовуються в цьому температурному діапазоні від 0° С до -100°С (як правило, ПХМ).

ГХМ Стірлінга має високу термодинамічної ефективністю (теоретична ефективність циклів Стірлінга і Карно співпадають). В даний час розглядається питання застосування цієї холодильної машини в помірному температурному діапазоні. Так, корпорація Twinbird [29] і Stirling Ultracold (підрозділ Global Cooling B.V.) [30] випускають морозильні камери різного призначення на базі машини Стірлінга, що працює в помірному температурному діапазоні, які за ефективністю не поступаються традиційним ПХМ. Проводяться теоретичні та експериментальні дослідження цих машин на помірних температурах охолодження [30, 31, 32].

1.2. Етапи удосконалення ГХМ Стірлінга

Ефективно працюючі ГХМ Стірлінга вперше були створені і досліджені в лабораторіях компанії «Філіпс» в 50-х роках минулого століття.

В цей же час з'явилася інформація про результати успішних випробувань нової ГХМ співробітниками фірми «Артур Д. Літл» (США) *Гіффордом і Мак-Магоном*. На X конгресі Міжнародного інституту холоду (Копенгаген, Данія) в 1959 р. були заслухані та обговорені дві доповіді про характеристики ГХМ Стірлінга і зазначеної машини Гіффорда–Мак-Магона, яку автори назвали «тепловим насосом» [22].

Пізніше з'явилися й інші нові КГМ: пульсаційна трубка [23]; тепловикористовуючі холодильні машини Вілльомьєра (Таконіса) [24] і МДТУ (з детандерним поршнем) [25].

Сьогодні в світі перспективність використання машин Стірлінга в області помірного холоду стає очевидною [33]. Проблемами створення нових зразків машин Стірлінга і їх виробництва займається не менше 140 великих компаній і дослідницьких організацій, багато з яких досягли значних успіхів, і вийшли на серійне виробництво.

Так, вже найближчим часом в ряді європейських країн і Південній Кореї планується почати масовий випуск побутових холодильників на основі холодильних машин Стірлінга з лінійним приводом. Результати досліджень показують, що досягнутий рівень в проектуванні машин Стірлінга дозволяє створювати холодильні машини Стірлінга помірного холоду продуктивністю до 100 кВт з ефективністю в 1,5 рази вище, ніж у кращих зразків ПХМ, при цьому масогабаритні характеристики зменшуються до 20-30% [33].

Крім провідних країн в галузі проектування і створення машин Стірлінга, якими є США, Великобританія, Японія, ФРН, Швеція та Нідерланди, останнім часом почалися інтенсивні дослідження в даній області техніки в Китаї, ПАР, Австралії, Ізраїлі, Канаді, Індії та низці інших країн.

На ринку холодильного обладнання великих магазинів і складів для зберігання продуктів харчування з'явилися високоефективні екологічно чисті ГХМ Стірлінга помірного холоду. Так, в Інституті прикладної термодинаміки і холодильної техніки в університеті міста Ессен (Німеччина) створена холодильна машина Стірлінга продуктивністю 10 кВт при температурі мінус

35°C (238 K) для великих магазинів, яка конкурує за своїми характеристиками і ціною з ПХМ на R404 [34].

В даний час найбільш серйозних результатів в серійному виробництві високоефективних машин Стірлінга помірного холоду домоглися американці. Ще в кінці 90-х років фірма Sunpower Inc. на основі серійно випускаємих кріогенераторов Стірлінга створила холодильну машину помірного холоду для крилатого літального апарату багаторазового використання Space Shuttle. Бортовий холодильник працював на двох температурних рівнях +4 °C і - 22°C і успішно пройшов цикл літних випробувань під час польоту Space Shuttle STS-60 [35].

Також фірмою створена нова холодильна машина Стірлінга для побутового холодильника, що має ступінь термодинамічної досконалості близько 60%, холодопроизводительностью 200 Вт на рівні 258 K. Вартість цієї моделі, за попередніми розрахунками, становитиме 88 USD за одиницю при серійному виробництві 250 тис. холодильників на рік.

Фірмою Cryodynamics Inc. (США) створено домашній холодильник з машиною Стірлінга, який на температурному рівні 250...271 K по ефективності також перевершує існуючі парокомпресійні холодильники. Холодильник має два контейнери, один з яких призначений для заморожування продуктів, а інший для зберігання охолоджених продуктів.

Фірма Stirling Ultracold підрозділ Global Cooling B.V. вважається однією з провідних компаній в області створення вільнопоршневих холодильних машин Стірлінга. Цією фірмою випускаються морозильні камери (SU780UE, SU105U, ULT-25N) з холодильною машиною Стірлінга [36].

Зарубіжний досвід створення сучасних високоефективних машин Стірлінга показує, що без точного математичного моделювання робочих процесів і оптимального конструювання основних вузлів, доведення проєктованих машин перетворюється в багаторічні виснажливі експериментальні дослідження.

В даний час західні фірми, провідні розробки в цій галузі, в основному спираються на теоретичні і експериментальні дослідження своїх наукових підрозділів, технічних університетів або створюють технопарки по розробки окремих типів машин Стірлінга. Далі, це складність конструктивного виконання окремих вузлів, проблеми в області ущільнень, регулювання потужності і т.д. [28].

В результаті дослідження, кажучи про етапи розвитку газової холодильної машин Стірлінга, необхідно зробити ряд висновків:

1. Перехід від рівня кріогенних температур до помірних не дозволяє без обробки на макетних і дослідних зразках перенести існуючі розрахункові методики і технологічні рішення на ГХМ Стірлінга. Так, наприклад, гелій, володіє надтекучістю, що визначає підвищені вимоги до ущільнюючим елементам робочий поршнів, штока витіснювача і т.д.

2. Формування образу перспективних, передбачуваних до виробництва машин Стірлінга неможливо без розробки нових технічних рішень основних вузлів.

3. Високий рівень технології виробництва. Дана проблема пов'язана з необхідністю застосування в машинах Стірлінга кольорових металів, їх зварювання і пайки. Окреме питання виготовлення регенератора і насадки для нього, для забезпечення з одного боку високої теплоємності, а іншого боку, низького гідравлічного опору. Все це вимагає високої кваліфікації робочого персоналу і сучасного технологічного обладнання.

4. Для широкого використання ГХМ Стірлінга має бути вивчено вплив геометричних і режимних параметрів на енергетичні показники для підвищення їх ефективності.

1.3. Типи конструктивного виконання ГХМ Стірлінга

Із розмаїття існуючих компонувальних схем і конструктивного виконання окремих вузлів ГХМ Стірлінга, можна виділити три основні конфігурації α , β і γ - Стірлінг [37]. Конструкції зображені на малюнку 1.5.

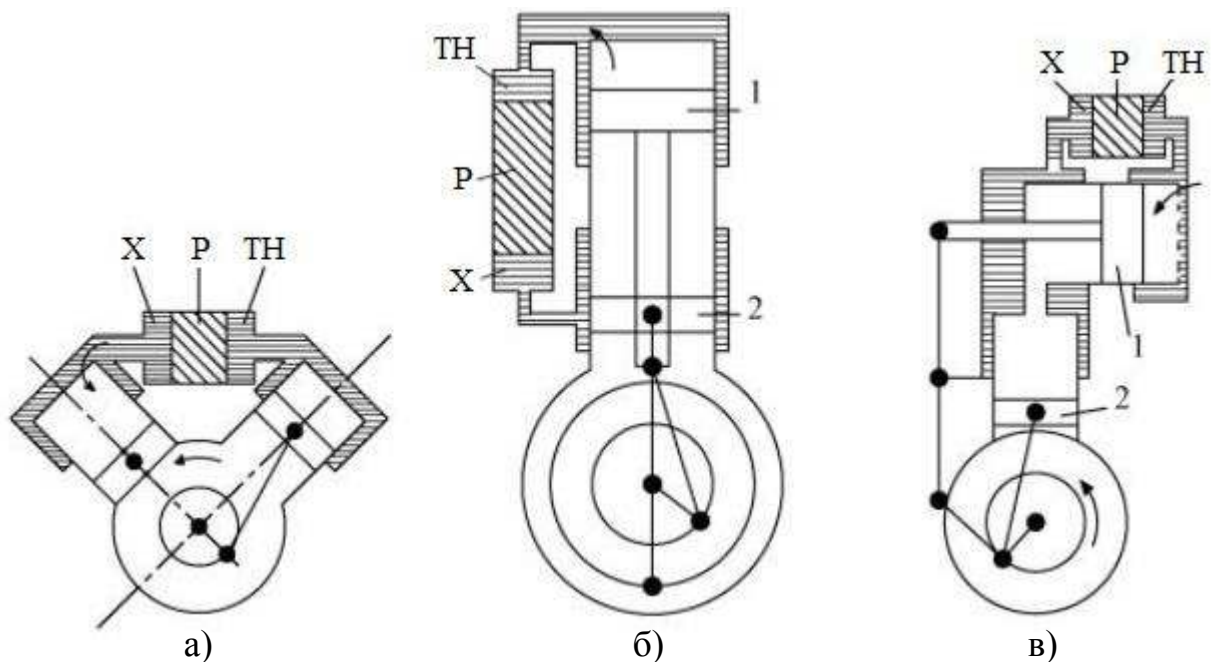


Рисунок 1.5. Основні конструктивні схеми ГХМ Стірлінга [37]:

а - α (з двома поршнями); б - β (з робочим поршнем і витіснювачем);
 в - γ (з робочим і витіснювальним поршнями); 1 - витіснювач; 2 - робочий поршень; ТН – теплообмінник навантаження; Р - регенератор; Х-холодильник

Відмінною особливістю α -типу є відсутність спеціального поршня-витіснювача. Кожен поршень виконує функції і робочого і витіснювача і в кожному циліндрі розміщується по одному поршню. У конструкції β -типу поршні розташовуються в одному циліндрі. Витіснювальний поршень циклічно перекачує робоче тіло з гарячої порожнини в холодну і назад, а робочий поршень стискає і розширює газ. γ -тип характеризується тим, що робочий поршень і витіснювач знаходяться в різних циліндрах. Зазначимо, що це призводить до збільшення «мертвого» об'єму робочого газу в порівнянні з β -модифікацією. Основна відмінність між робочим поршнем і витіснювачем полягає в тому, що в робочому поршні для запобігання витоків газу від одного його торця до іншого є газонепроникне (теоретично) ущільнення. Тому без урахування гідравлічного опору тиск робочого тіла над і під витіснювачем один і той же, і при зворотно-поступальному русі

витіснювач не виробляє роботи над газом, а лише перекачує газ з однієї порожнини в іншу.

Витіснювач може бути вільним (пневматичний привід). Рух робочого поршня може забезпечувати механічний привід (наприклад, машина Стірлінга PLA - 107). Прикладом першого типу може служити ГХМ Стірлінга з V-подібним картером PPG - 2500 фірми Philips [28].

При всій надійності машин, що працюють за циклом Стірлінга, недоліком є наявність регенератора, що призводить до ускладнення машин, значним вільним об'ємам і збільшення гідравлічного опору, спільний впливу яких призводить до скруглення p - v діаграми холодильної машини, тобто до зниження її питомої холодопродуктивності. З цього випливає висновок, що для підвищення ефективності машини потрібне постійне удосконалення конструкції регенератора.

Представлену завдання можна вирішити наступним чином, змінити спосіб отримання холоду в ГХМ Стірлінга, що дозволить істотно знизити вільні обсяги, що в свою чергу дасть можливість відмовитися від регенератора [38]. Робоче тіло після виходу з морозильника надходить в приймальну порожнину компресора, це дозволяє використовувати залишковий після морозильної камери холод, що знижує теплові втрати. Спосіб отримання холоду в ГХМ Стірлінга шляхом стиснення робочого тіла в надпоршневій компресорній порожнині, його ізохоричного перепуску і розширення в надпоршневій детандерній порожнині, що відрізняється тим, що стиснення і розширення ведуть адіабатично, а перепуск робочого тіла після стиснення і розширення здійснюють одночасно із забезпеченням з'єднання підпоршневої і надпоршневої порожнин відповідно. На малюнку 1.6а представлена p - v діаграма циклу; на малюнку 1.6б схема машини, що працює за пропонованим способом, у якого фази детандера Д і компресора К зсуві на 180° .

Досягнення герметичності робочих камер вимагає установки контактних ущільнень в разі застосування кривошипно-шатунного

механізму, а «безконтактність» поршнів, що є частиною лінійного електроприводу, досягається ускладненням конструкції, що в підсумку знижує ресурс.

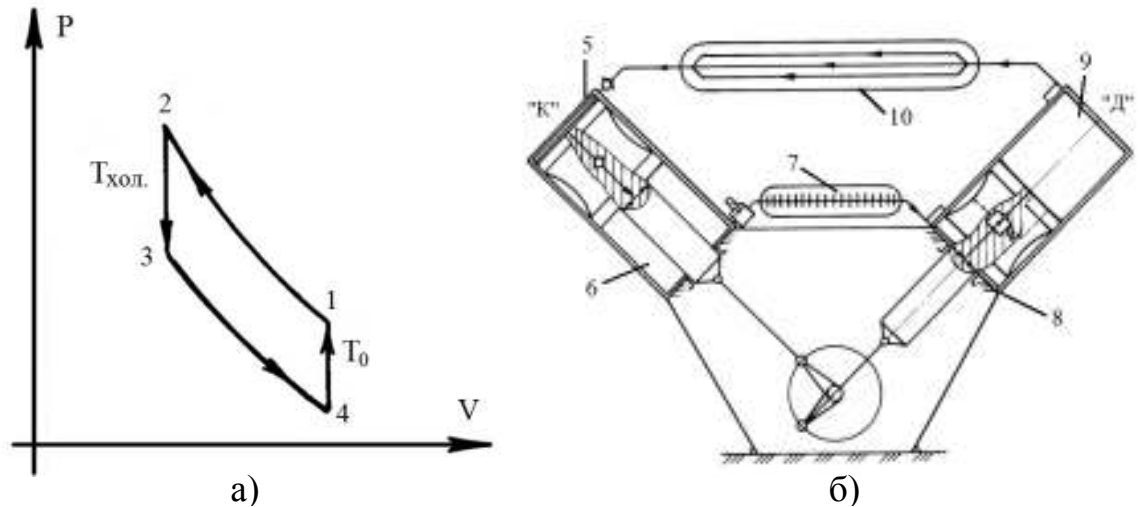


Рисунок 1.6. Газова холодильна машина, що працює за пропонованим способом [38]:

а) $p - v$ діаграма циклу Стірлінга; б) принципова схема; К - компресор; Д - детандер; 5 - надпоршневу приймальню порожнину К; 6 - штокова порожнину стиснення К; 7 - холодильник; 8 - штокова приймальня порожнину Д;

9 - надпоршневу порожнину розширення Д; 10 - морозильник

Також існують різновиди машини Стірлінга, що не підпадають під вищевказані 2 основні конфігурації - це роторні машини Стірлінга. Вони знайшли своє застосування в якості двигунів систем когенерації. Є великий потенціал розвитку роторно-лопатевих машин об'ємного розширення по циклу Стірлінга який може бути використаний для розвитку технологій виготовлення холодильних машин і теплових насосів [39].

1.4. Критерії ефективності ГХМ Стірлінга

Для помірних температурах охолодження виділяють наступні параметри роботи машин Стірлінга, які мають значний вплив на показники ефективності: робоча частота обертання валу n , тиск робочого газу, відношення максимальних обсягів компресорної і розширювальної порожнини та ін. [28].

Наприклад, експериментальні дослідження ГХМ Стірлінга з V-подібним картером компресора для температури охолодження 232 К показали значний вплив n на її показники Q_E (рис. 1.7) [32].

Значний вплив на показники Q_E ГХМ Стірлінга чинить тиск заправки [32]. Аналогічні результати були отримані в експерименті *Н.Г. Кирилова* для видозміненої ЗІФ-1000 [31].

Також ще одним параметром від якого сильно залежать енергетичні показники ГХМ Стірлінга – хід поршня / витіснювача. Про це говорять експериментальні залежності Q_E від потужності, що підводиться для різних температур охолодження (від 175 до 283 К) ГХМ Стірлінга з вільним поршнем [40, 41].

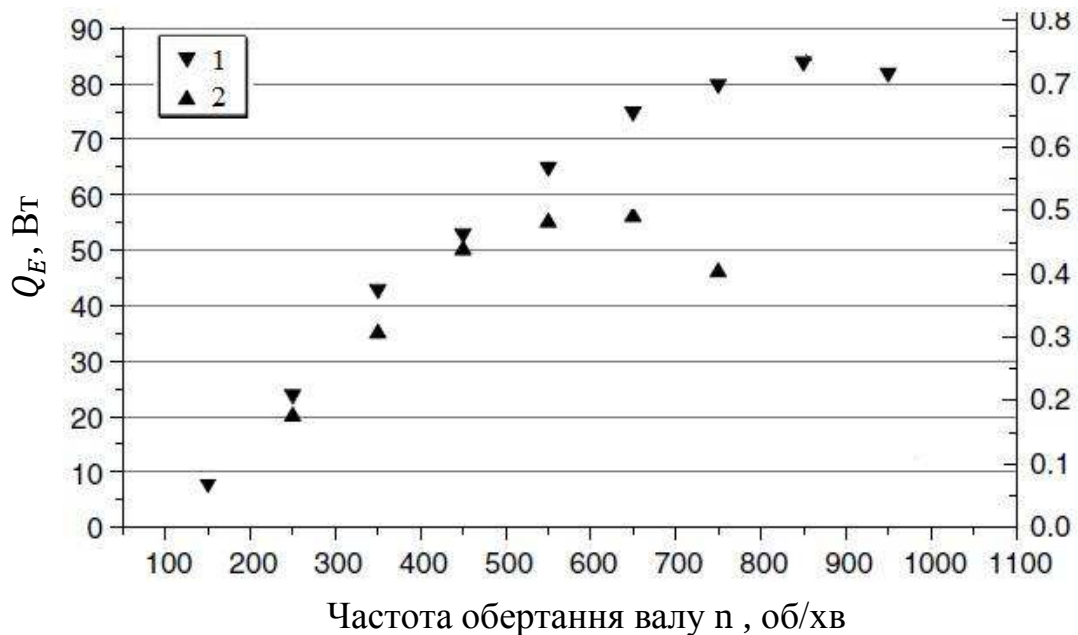


Рисунок 1.7. Залежність холодопродуктивності від робочої частоти експериментальної ГХМ Стірлінга [32]: 1 - робоче тіло гелій;
2 - робоче тіло азот

Тобто, безліч геометричних і режимних параметрів, які суттєво впливають на показники ефективності ГХМ Стірлінга для помірного холоду, так само підтверджується і теоретичними дослідженнями [42, 43].

Також з підвищенням температури охолодження розширюється перелік робочих тіл, які можуть бути використані в ГХМ Стірлінга – азот, повітря,

метан [44]. Це може дозволити відмовитися (повністю або частково) від використання гелію, який є традиційним робочим тілом ГХМ через його малої щільності та низької температури конденсації (4,2 К при нормальних умовах). Це може дозволити зменшити вартість машин, так як альтернативні робочі тіла мають більш низьку вартість і для них потрібні менш якісні поршневі ущільнення. Енергетичні показники ГХМ з альтернативними робочими тілами можуть бути подібні гелієвим машинам.

Наприклад, в експерименті Фінкільштейна і Полонски показано, що повітряна ГХМ Стірлінга може не поступатися за ефективністю ПХМ [45].

Відомо, що значення холодопродуктивності для азотної ГХМ при малих робочих частотах циклу n ненабагато менше, ніж для гелієвої машини (рис.1.7) [32]. Конструкція машини в експериментах не змінювалась, з цього можна припустити, що існують такі параметри ГХМ Стірлінга з азотом, при яких вона не поступається за показниками газової холодильної машини працює на гелії.

Отже, дослідження впливу різних параметрів ГХМ Стірлінга з альтернативними робочими тілами на її енергетичні характеристики є також актуальним.

Таким чином, на енергетичні показники ГХМ Стірлінга впливає велика кількість параметрів. Це говорить про те, що актуальним завданням є теоретичне вивчення характеристик ГХМ Стірлінга за допомогою адекватних математичних моделей. Такий підхід дозволить значно скоротити кількість експериментальних досліджень і, як наслідок, скоротити часові і матеріальні витрати.

Для вивчення способів підвищення ефективності ГХМ Стірлінга можуть бути обрані наступні параметри: тиск в циклі, робоча частота n , геометричні параметри вузлів стиснення і розширення.

Складність математичного опису термодинамічних процесів, що відбуваються в машинах Стірлінга (з вбудованими теплообмінними апаратами) ускладнює розробку теорії і методів розрахунку.

1.5. Застосування ГХМ Стірлінга для отримання помірної холоду

Перше дослідження ГХМ Стірлінга на помірний холод було проведено Фінкільштейном і Полонски в 1959 році [45]. Результати, отримані в під час цього дослідження, показали, що машина Стірлінга може досягати близьких або кращих показників, ніж ПХМ. Після тривалої перерви в 1990 році дослідження відновилися. Компанія General Electric зробила замовлення Sunpower Inc. на дослідження охолоджувача Стірлінга для отримання холоду в помірному температурному діапазоні, що стало новим етапом розвитку ГХМ Стірлінга в цьому температурному діапазоні [46].

У 1995 р. Американське агентство з захисту навколишнього середовища склало рейтинг холодильних технологій для отримання помірної холоду (ПХМ, ГХМ Стірлінга і АХМ) по 5 критеріям [47]: ефективність, рівень розвитку технології, складність конструкції, компактність і маса, експлуатаційні витрати..

В результаті, було отримано, що традиційні холодильні цикли, а саме ПХМ і абсорбційні холодильні машини (АХМ), перевершують всі альтернативні холодильні технології. При цьому зазначалося, що ГХМ Стірлінга має найбільш високий потенціал для використання в помірному холоді, ніж інші альтернативні технології отримання холоду. Результати порівняння наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Рейтинг ГХМ Стірлінга серед технологій для отримання помірної холоду [47]

Область використання	Місце в рейтингу		
	ГХМ Стірлінга	ПХМ	АХМ
Побутові холодильники	3	1	2
Побутові кондиціонери	4	1	2
Транспортні кондиціонери	2	1	3
Промисловий холод	3	1	2
Промислові кондиціонери	5	1	2

Однак, незважаючи на високі позиції в цьому рейтингу, автори відкинули можливість використання ГХМ Стірлінга в помірному температурному діапазоні. Але в одній із доповідей на національній конференції CIBSE був зроблений висновок, що потрібні додаткові дослідження для однозначної відповіді про застосування цих машин в холодильній техніці [48]. Однак відмова від цілого ряду найбільш енергоефективних фреонів ПХМ може вплинути на перерозподіл позицій в рейтингу холодильної техніки [49].

Беручи до уваги всі названі перспективи застосування ГХМ Стірлінга в області помірного холоду, основний акцент все ж робиться на порівнянні енергетичних параметрів ГХМ Стірлінга з енергетичними параметрами традиційних ПХМ які є переважаючими в цій області. Для порівняння ефективності ГХМ Стірлінга і ПХМ були виділені їх основні відмінності один від одного.

По-перше, холодильний коефіцієнт ГХМ Стірлінга слабо залежить від холодопродуктивності в порівнянні з ПХМ (рис. 1.8). Температура в конденсаторі і випарнику (холодильнику і теплообміннику навантаження) постійні і однакові для двох типів холодильних машин [50].

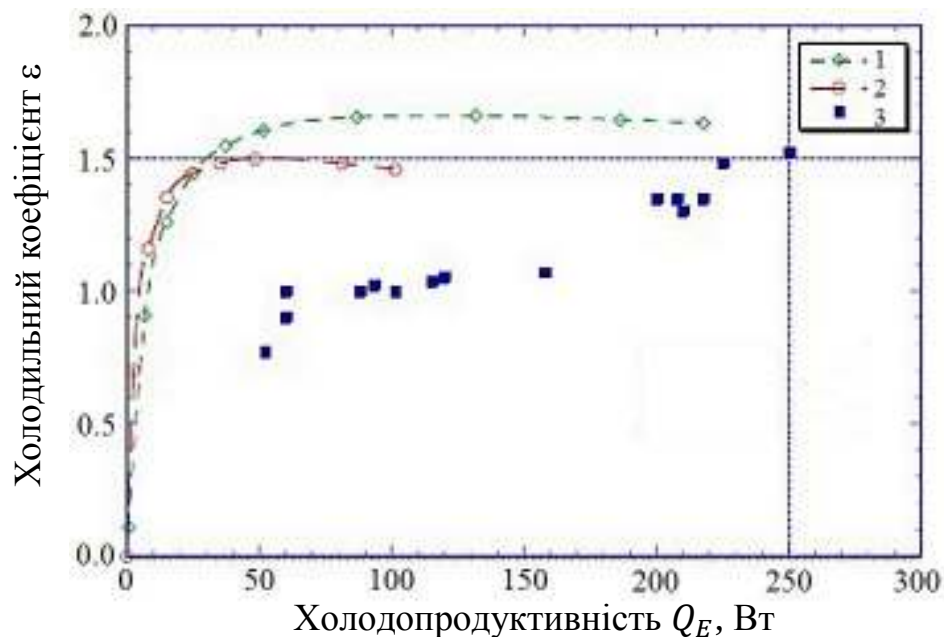


Рисунок 1.8. Залежність ε від Q_E [50]:

1,2 – ГХМ Стірлінга з 200 Вт і 100 Вт відповідно; 3 – ПХМ

По-друге, при малих значеннях Q_E масогабаритні характеристики ГХМ Стірлінга значно нижче маси ПХМ (рис. 1.9) [51].

По-третє, набагато менше енергоспоживання при однакових значеннях температур T_E охолодження і зовнішнього середовища $T_C = 25^\circ\text{C}$ (рис. 1.10) [50].

По-четверте, газова холодильна машина Стірлінга, на відміну від ПХМ, працює безперервно. Ця особливість дозволяє виключити такі втрати [52, 53]:

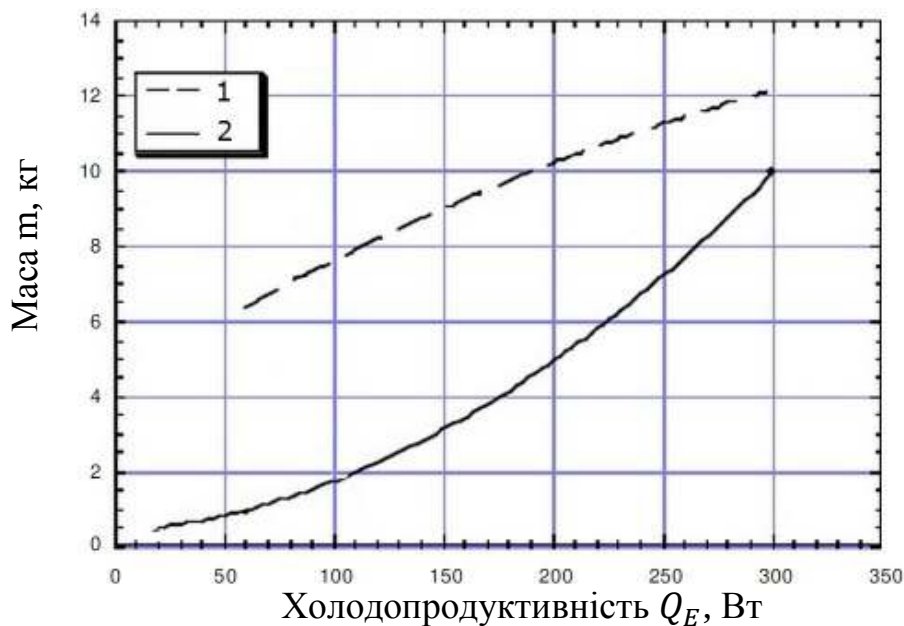


Рисунок 1.9. Порівняння маси холодильних машин при різних значеннях Q_E [51]: 1 - ПХМ; 2 - ГХМ Стірлінга

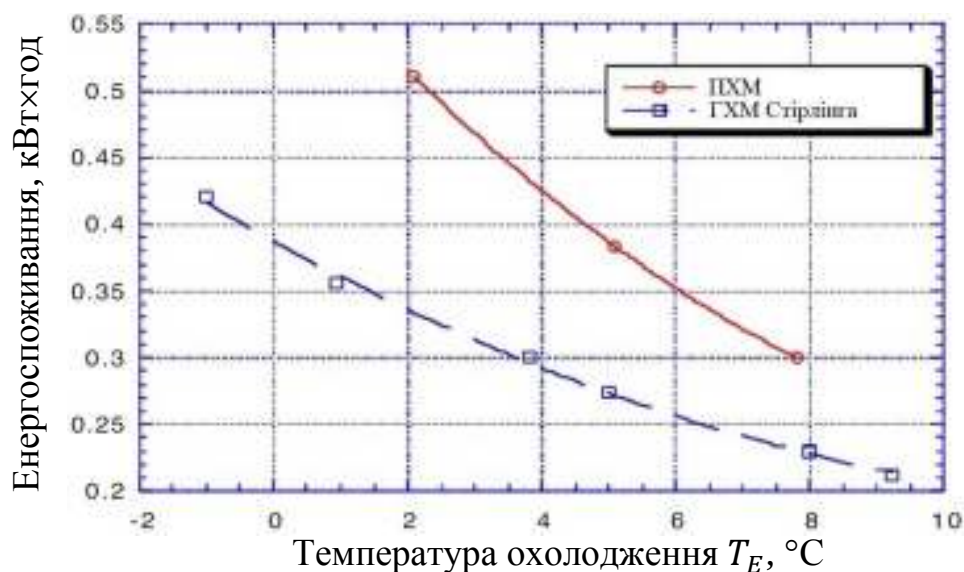


Рисунок 1.10. Енергоспоживання [50]

1. Термодинамічні. Середня температура конденсації вище, а середня температура кипіння нижче в порівнянні з безперервно працюючим компресором при заданому навантаженні, тому що холодильної машині потрібно забезпечити запас холоду на період простою.

2. Втрати пуску/зупинки. В момент вимкнення гаряча пара з конденсатора може надходити в випарник, де конденсується. Це призводить до додаткової теплового навантаження.

3. Сухе тертя під час пуску.

4. Втрати пов'язані з високим пусковим струмом.

Ще однією відмінною особливістю ПХМ є те, що холодильний агент, як правило, є середовищем, за допомогою якого відводиться тепло від охолоджуваного об'єкта (наприклад, побутовий холодильник), а для ГХМ Стірлінга необхідні додаткові способи перенесення холоду до цього об'єкта [54]: вторинна среда, перекачувана насосом; вентилятори; термосифони (забезпечують безнасосної циркуляцію проміжного холодоносія). Це обумовлено тим, що ГХМ Стірлінга має малий мертвий об'єм, що накладає обмеження на розміри теплообмінників пристрою. У свою чергу це не дозволяє розмістити їх безпосередньо в холодильній або морозильній камері.

Застосування термосифонів для циркуляції проміжного холодоносія дозволяє знизити енергоспоживання холодильної системи через відсутність енерговитрат на насос або вентилятор [51, 53].

З іншого боку, на великих промислових і торгових об'єктах ПХМ охолоджує, як правило, вторинне робоче середовище (система чілер-фанкойл). У цих системах можна стверджувати про безпосередню заміну ПХМ на ГХМ Стірлінга.

Ще одна перевага ГХМ Стірлінга - це збереження ефективності в широкому діапазоні зміни зовнішніх умов роботи (холодопродуктивність, температури охолодження і т.д.) [46, 55].

Чутливість ГХМ Стірлінга $S = \Delta\varepsilon/\varepsilon_d$ до зміни температури навколишнього середовища менше в порівнянні з ПХМ (табл. 1.2) [47].

Таблиця 1.2

Чутливість холодильного коефіцієнта до зміни зовнішніх умов роботи
[47]

Тип машини	S, %	
	Апарат зовнішнього теплообміну	Конденсатор/ Теплообмінник навантаження
ГХМ Стірлінга	3	2
ПХМ	4	3

Ще однією перевагою ГХМ Стірлінга є те, що холодопродуктивність Q_E і температура в камері регулюється зміною потужності приводу [31] (у випадку використання лінійного приводу ГХМ).

В роботі [56] зазначається, що в області значень температури нижче 243 К ефективність ГХМ Стірлінга значно вище, ніж у ПХМ. Це пов'язане з необхідністю переходу до двоступінчастого стискання в ПХМ, що призводить до підвищення вартості цих установок [33]. Тому при цих температурах було б енергоефективніше використовувати ГХМ Стірлінга. До інших практичних переваг, характерних тільки для ГХМ Стірлінга, відноситься можливість використання для приводу замість електричної енергії будь-якого виду теплової енергії і можливість зворотного перетворення холоду в електричну енергію.

При температурах режиму кондиціювання 18...25°C коефіцієнт енергетичної ефективності ГХМ Стірлінга стає рівним коефіцієнту енергетичної ефективності ПХМ при втратах потужності на тертя не більше 40% від дійсної потужності циклу ГХМ Стірлінга. У цій області значень температури, при рівних холодильних коефіцієнтах описані об'єми циліндрів ГХМ Стірлінга істотно більше, ніж у ПХМ [45].

Недоліками ГХМ Стірлінга є її більш складна конструкція по механіці в порівнянні з конструкцією ПХМ і труднощі з використанням рідкого

мастила механізму перетворення руху, що призводить, в кінцевому рахунку, до її підвищеної вартості.

Однак існують схемні рішення, при яких експлуатація ГХМ Стірлінга може бути менше ніж у ПХМ. Наприклад, тепловикористовуюча ГХМ з трьома поршнями (рис. 1.11), що працює по Стірлінг-Стірлінг циклу, з температурою охолодження 247 К і холодопродуктивністю 250 Вт [57], вимагає більш ніж у 2 рази менше фінансових витрат на експлуатацію. Основні переваги таких ГХМ Стірлінга: не використовується CFC-холодильні агенти; джерело палива – природний газ; низька вартість експлуатації; компактність; висока надійність і великий ресурс; низький шум і мала вібрація. Ще одна область використання ГХМ Стірлінга - це теплові насоси. Великий потенціал використання в цій галузі машин на базі циклу Стірлінга в системах тепlopостачання різних об'єктів відзначається *С.А. Горжанкіним* і *В.Ф. Губарем* [58].

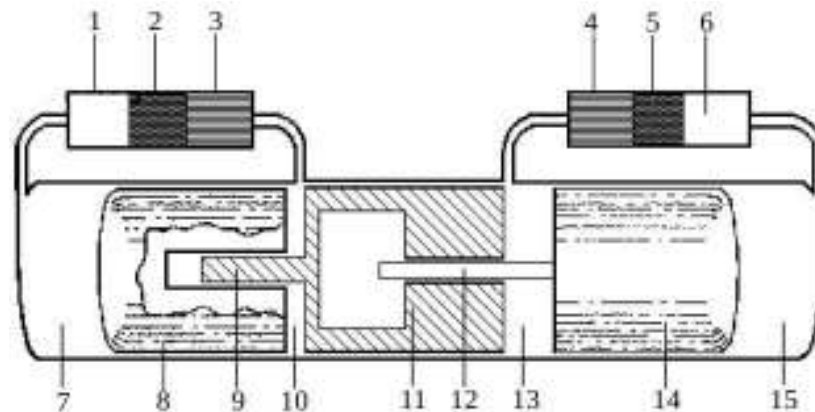


Рис. 1.11. Принципова схема машини, що працює за Стірлінг-Стірлінг циклом [58]: 1, 4 — холодильники; 2, 5 — регенератори; 3 — теплий теплообмінник; 6 — нагрівач; 7 — розширювальна порожнина; 8, 14 — витіснювачі; 9, 11 — стрижні витіснювачів; 10, 13, 15 — компресорні порожнини; 14 — поршень

Для цих двох областей (теповикористовуючі машини і теплові насоси) характерно те, що вони використовують зворотній цикл. При цьому рекомендації щодо підвищення їх ефективності можуть бути отримані з досліджень ГХМ Стірлінга, які будуть частиною більш складної конструкції

(тепловикористовуючі ГХМ) або для машини будуть підвищені температурні рівні (теплові насоси).

Наприклад, в [57] частина конструкції, в якій реалізується зворотній цикл, практично ідентична конструкції іншої не тепловикористовуючої експериментальної ГХМ Стірлінга.

1.6 Системи реконденсації газів на базі ГХМ Стірлінга

В основі Стірлінг-технологій лежить ідея створення установок повторної реконденсації газів (УПРГ) з використанням ГХМ Стірлінга. Процес зрідження природного газу йде без попереднього стиснення при атмосферному тиску. Це дозволяє робити УПРГ на основі ГХМ Стірлінга (рис.1.9) компактними і простими в обслуговуванні. ГХМ Стірлінга є вдале поєднання в одному агрегаті компресора, детандера і теплообмінних пристроїв, при цьому реконденсація газів забезпечується на спеціальному пристрої – конденсаторі. Реконденсація домішок дозволяє без додаткових витрат на хімічну очистку газів отримувати рідкий продукт, що відповідає вимогам ТУ 51-03-03-85 і ГОСТ 27.577-87 на моторне паливо.

При створенні установок продуктивністю понад 1 т/год УПРГ передбачається використовувати як традиційні способи зрідження, широко відомі в кріогеніці (наприклад, установки ЗАТ "Сигма-газ", ВАТ "Уралтрансгаз", американської фірми «Stirling Cryogenics» та ін.), так і новий цикл скраплення природного газу, заснований на принципі комбінованого внутрішнього і зовнішнього охолодження. Внутрішнє охолодження досягається за рахунок ізобарного розширення природного газу і його часткового зрідження, після чого неконденсована частина, представлена у вигляді насичених парів низького тиску, піддається зовнішньому охолодження в конденсаторі ГХМ Стірлінга великої продуктивності. В залежності від необхідної продуктивності по УПРГ індивідуальні комплекси оснащуються серійно випускаємими промисловістю одно- і двоциліндровими ГХМ Стірлінга (ЗІФ-1000, ЗІФ-2002) (рис. 1.12) .

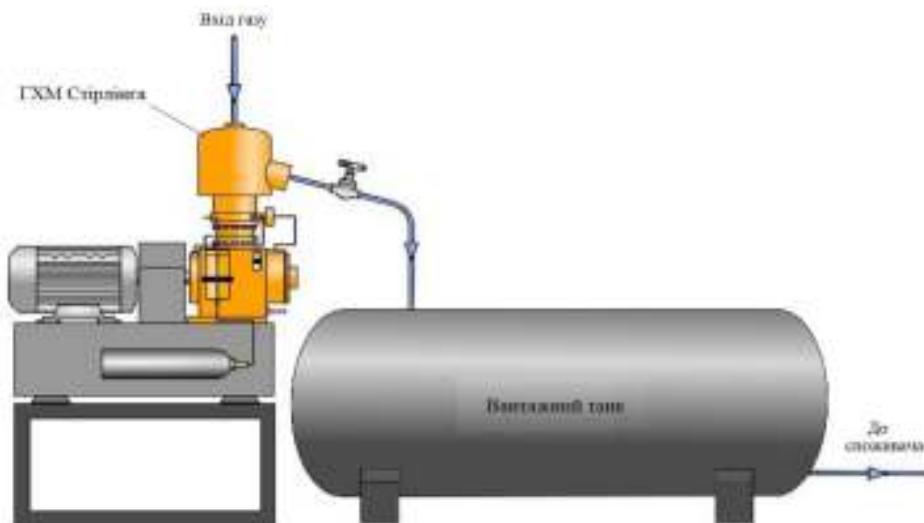


Рис. 1.12. Установка ПРГ на базі ГХМ Стірлінга [59]

Проведено техніко-економічний розрахунок порівнянні різних типів ГХМ, в умовах одиничного і серійного виробництва заправних пунктів з ГХМ Стірлінга (таблиця 1.3).

Таблиця 1.3

Характеристики різних типів ГХМ Стірлінга

Модель ГХМ	Продуктивність, л / год	Маса машини, кг	Потужність електродвигуна, кВт	Фірма виробник
PPG-2500	700	5500	120	North American
Werkspoor	900	6000	170	Philips Werkspoor
Модель D	1100	7000	280	North American Philips
Модель A1	14	250	10	North American Philips
SPC-1	18	250	11	“Stirling Cryogenics”
КГМ-9000/80	120	1500	110	Гелиймаш
ЗІФ-700	14	500	17	МЗ”Арсенал”

У якості аналогу була обрана ГХМ Стірлінга SPC-1, яка входить до складу установок повторної реконденсації газів. SPC-1 представляє собою одноступінчатий кріогенератор, який забезпечує холодопродуктивність в діапазоні 0,8-12 кВт при 40-170 К [59]. ГХМ SPC-1 в основному використовується для скраплення азоту, а також для інших газів, таких як кисень, метан, аргон, гелій, CO₂ і т.д. Розглянемо більш детально конструкцію ГХМ Стірлінга SPC-1, представлену на рисунку 1.13. В таблиці 1.4 приведені основні характеристики.

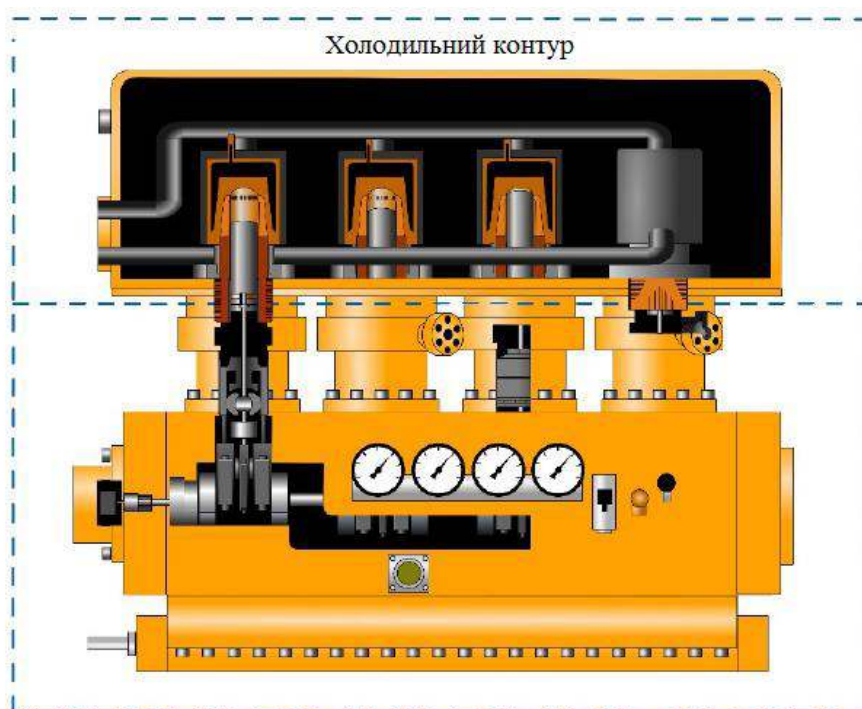


Рис. 1.13. Конструкція ГХМ SPC-1[59]

Холодильна установка з ГХМ Стірлінга, включає порожнини відведення тепла з холодильної камери, утворені на тепловідвідній стороні установки, і порожнини передачі тепла на теплопередавальній стороні установки. Холодильна машина забезпечена чотирма герметичними циліндрами і двома газовими теплообмінниками з двома з'єднувальними трубопроводами в кожному потоці. В кожному з циліндрів розташовані порожнини відведення тепла з холодильної камери, утворені циліндрами і поршнями на тепловідвідній стороні машини. Паралельно порожнинам

відведення тепла в капсулах розташовані порожнини передачі тепла радіатору охолодження, утворені циліндрами і поршнями на теплопередавальній стороні машини. Порожнини відведення тепла з холодильної камери з'єднані трубопроводами потоків теплообмінників, камерами потоків теплообмінників з порожнинами передачі тепла на теплопередавальній стороні установки. Внутрішній простір камер заповнений робочим тілом – гелієм. Теплообмінник для зрідження можна безпосередньо розміщувати всередині великого резервуару для зберігання рідкого газу таким чином, щоб уникнути переміщення (і його втрат).

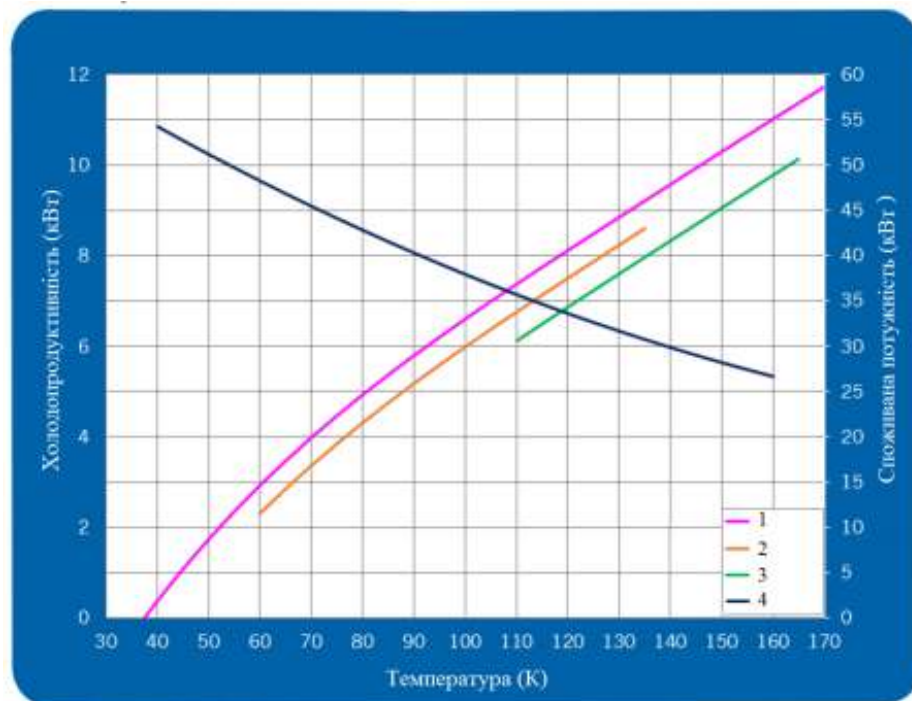


Рис. 1.14. Енергетичні показники ГХМ SPC-1[59]:

1 – повна холодопродуктивність; 2 – холодопродуктивність N_2 і O_2 ;

3 – холодопродуктивність CH_4 ; 4 – споживана потужність

Недоліками даної холодильної установки є громіздкість і матеріалоємність конструкції, яка базується на зворотно-поступальному русі поршнів реалізованому через кривошипно-шатунний привід (КШМ), що створює високий рівень вібрацій. Крім цього, наявність впускних і випускних клапанів створює додатковий мертвий об'єм в циліндрах і обмежує ресурс і надійність установки [60].

Таблиця 1.4

Характеристики ГХМ Стірлінга ГХМ SPC-1[59]

Величина		Холодо-продуктивність	(див. Рис. 1.10)
Тиск гелію	30 бар	Споживання енергії	(див. Рис. 1.10)
обертів /хв.	1455	Умови навколишнього середовища	5°C - 45°C 20% - 95% вологості
Температура води	15°C	Вага	250 кг
Споживання води	4.000 л/год	Розмір системи (Д x Ш x В)	1.74 м 0.75 м 1.22 м
Електроживлення	3ф 400В, 50Гц	Одержувані газу	Азот Кисень Метан
	3ф 450В, 60Гц		
Максимальний тиск газу	20 бар		

Досягнення герметичності робочих камер вимагає установки контактних ущільнень в разі застосування КШМ, а «безконтактність» поршнів, що є частиною лінійного електроприводу, досягається ускладненням конструкції, що в підсумку знижує ресурс [61].

1.7. Конструктивні схеми і особливості роботи роторно-лопатевої машини

В останнє десятиліття з новою силою зріс інтерес до роторно-лопатевої машини. Така підвищена увага зумовлена, перш за все, пошуком

нових перспективних машин в умовах енергетичних криз і екологічних проблем в холодильній техніці [60].

Схема роторно-лопатевої машини включає в себе (рис. 1.15):

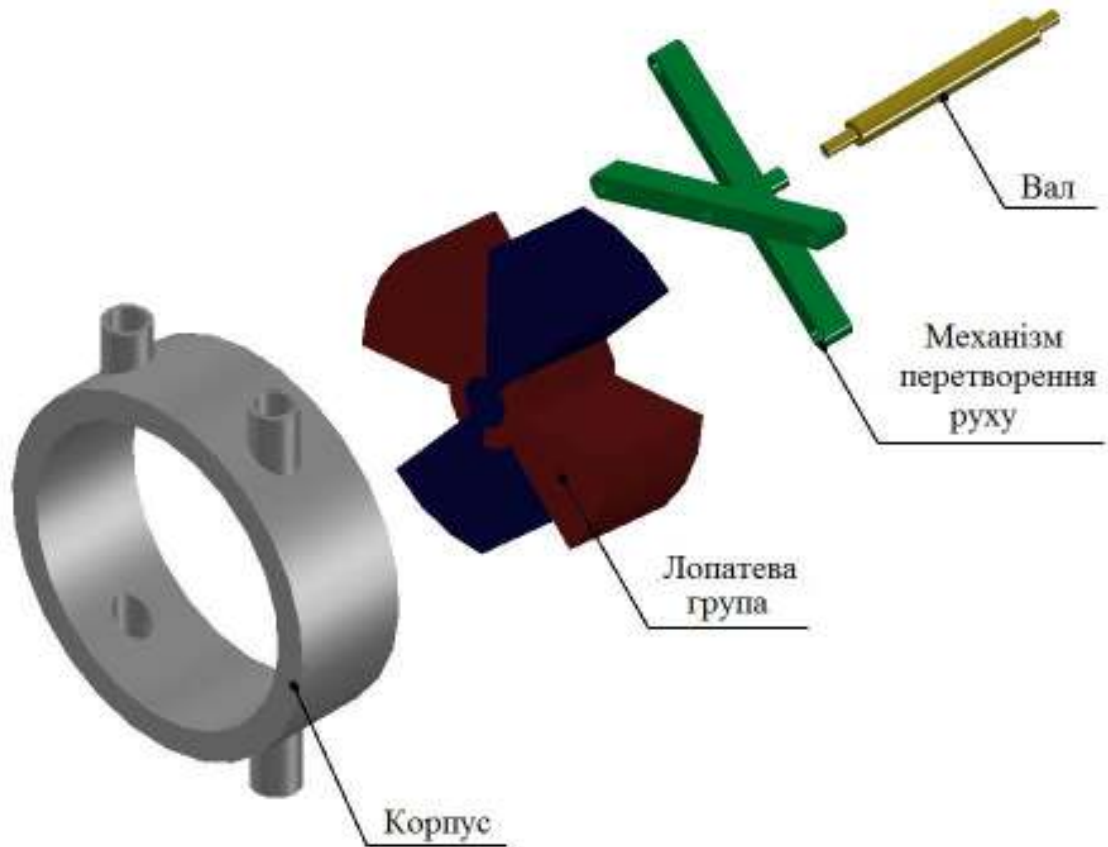


Рис. 1.15. роторно-лопатевої машини [60]

- 1) Нерухомий циліндр з всмоктуючими і нагнітальними вікнами;
- 2) Лопатева група, яка здійснює обертально-коливальний рух відносно корпусу;
- 3) Механізм перетворення руху;
- 4) Вал приводу.

Робоча область роторно-лопатевої машини, в якій відбуваються процеси стиснення і розширення, являє собою кільцеподібну порожнину змінного об'єму, наприклад прямокутного перетину, усередині якої здійснюють коливальний рух на зразок руху ножиць, дві пари лопатей, що виконують функцію поршнів.

Замкнутий об'єм кожної з чотирьох робочих камер створюється між нерухомими стінками корпусу і двома рухомими лопатями, які здійснюють обертально-коливальний рух відносно корпусу. Всмоктування і нагнітання робочого тіла здійснюється через отвори, розташовані в місцях на корпусі, де лопаті сходяться.

Стримуючим фактором широкому поширенню роторно-лопатевих машин є відсутність надійної довговічної конструкції. При цьому має бути приділена увага створенню оптимального передаточного механізму обертового руху вихідного валу у обертально-коливальний рух лопатей.

Саме з цієї причини невирішеності даної проблеми пропонувані до теперішнього часу конструкції роторно-лопатевих машин не знаходять широкого застосування. Проте, можна говорити про конкретні напрями машинобудування, в яких є певні досягнення в використанні роторно-лопатевих конструкцій [60].

1.8. Висновки по розділу 1. Постановка цілі та задач дисертаційної роботи

Аналітичне дослідження літературних джерел показує, що ГХМ Стірлінга працюють в помірному температурному діапазоні від 0°C до -100°C , можуть не поступатися в ефективності ПХМ. При цьому вони мають ряд переваг при їх експлуатації.

Серед усіх розглянутих типів газових холодильних машини Стірлінга найбільший потенціал для виробництва холоду в діапазоні помірних температур, як показав аналіз, має роторно-лопатева ГХМ. Ця машина характеризується рядом переваг перед іншими типами машин Стірлінга, в тому числі і такими, як висока ефективність, добра врівноваженість, багатоканальність, можливість роботи з безконтактними ущільненнями і т.п.

В даний час низкою компаній, наприклад Global Cooling B.V., Cryodynamics Inc., випускаються серійні моделі цих машин для температур охолодження до 173 K . Різними авторами проводяться експериментальні та

теоретичні дослідження ГХМ, створюються машини з новими конструктивними схемами, вивчається вплив найбільш важливих енергетичних характеристик машини. Було встановлено перелік основних параметрів, які впливають на показники ГХМ Стірлінга.

Показано, що в ГХМ Стірлінга можуть бути використані альтернативні гелію робочі тіла. Їх властивості істотно відрізняються від властивостей гелію (наприклад, щільність). Виконаний аналітичний огляд дав можливість вибрати в якості об'єкта дослідження роторно-лопатеву ГХМ, а також сформулювати перелік основних науково-технічних завдань, що підлягають вирішенню.

На основі проведеного аналітичного дослідження сформульовані наступні задачі:

1. Виявити фактори, що дозволяють забезпечити ефективну роботу РЛГХМ;
2. Розробити математичну модель для чисельного дослідження параметрів і характеристик РЛГХМ;
3. Дослідити вплив режимних і геометричних параметрів на енергетичні характеристики холодильної машини;
4. Провести аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні в ній різних робочих тіл (гелій, азот, метан);
5. Розробити трьохпоточні пластинчасто-ребристі теплообмінники для РЛГХМ, які є її холодильником і рефрижератором;
6. Провести оцінку життєвого циклу роторно-лопатєвої газової холодильної машини.

РОЗДІЛ 2

РОТОРНО-ЛОПАТЕВА ГАЗОВА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА

В даний час комп'ютерне моделювання є необхідним інструментом створення сучасних технічних об'єктів. Дедалі ширше коло предметів і явищ стають об'єктами комп'ютерної симуляції. Вона проникла практично в усі сфери інженерної діяльності. Поряд з системами автоматизованого проектування (Computer - Aided Design, CAD), останнім часом широкого поширення набувають програми і програмні пакети, призначені для вирішення різних інженерних завдань (розрахунків, аналізу та симуляції фізичних процесів) (Computer-Aided Engineering, CAE). CAE системи дозволяють оцінити, як поведе себе комп'ютерна модель виробу в реальних умовах експлуатації.

Застосування CAE систем в інженерній діяльності дає ряд істотних переваг:

1. Дозволяють виконати основні розрахунки механізму (силові, динамічні і т.д.) з високим рівнем точності;
2. Зменшують терміни виготовлення виробів і відповідно вартість виробу.

У зв'язку з усіма зазначеними перевагами на етапі проектування макету РЛГХМ використовувалися, як CAD системи, так і CAE системи. Для розрахунку динаміки РЛГХМ, отримання необхідних рівнянь руху модель РЛГХМ аналізується за допомогою CAE системи Cosmos Motion.

2.1. Принцип дії РЛГХМ

В ідеалізованій машині, в якій відсутні технічні втрати, реалізується термодинамічний цикл, що складається з двох ізотерм і двох изохор (див. рис. 2.1). На ізотермі навколишнього середовища T_c і ізотермі охолодження

T_E виконуються, відповідно, процеси стиснення і розширення робочого тіла. Ізохоричні процеси здійснюються в регенераторі.

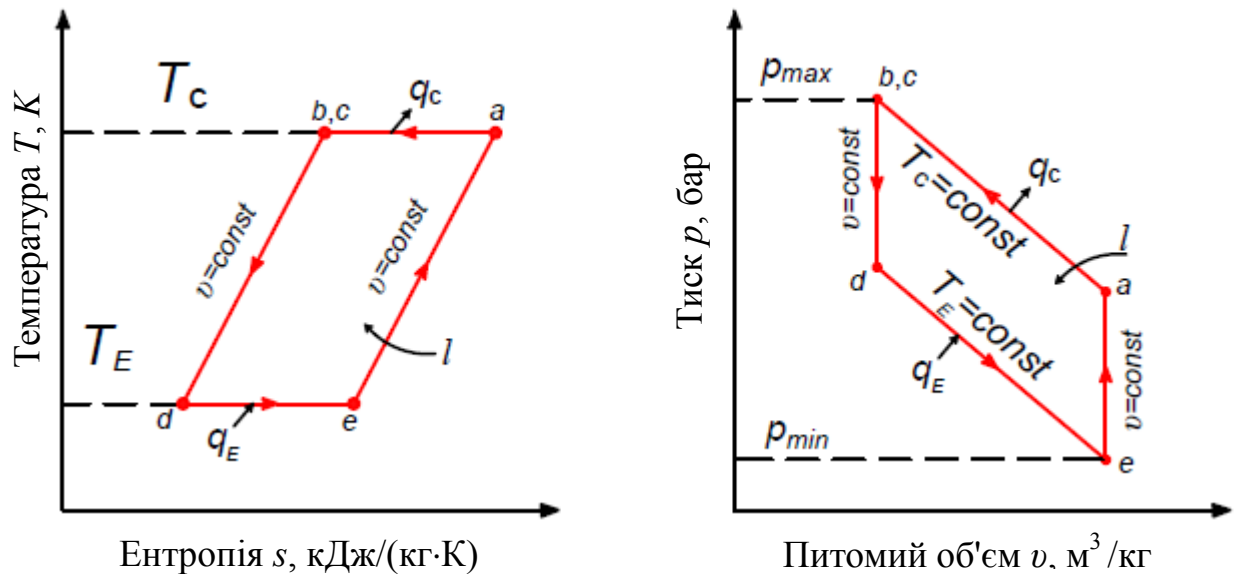


Рис. 2.1. Термодинамічний цикл ідеалізованої РЛГХМ

в T - s і p - v координатах: q_c – питома кількість відведеного тепла при T_c ;

q_E – питома кількість одержаного холоду при T_E ;

l – питома робота затрачувана в циклі

Роторно-лопатова газова холодильна машина (див. рис. 2.2.) складається з двох робочих блоків (РБ) 1 і 2, в яких із зсувом на 45° проводиться стиснення і розширення робочого тіла. Робочі блоки мають один загальний приводний вал 3. Холодильник (Х) 6 і рефрижератор Р (теплообмінник навантаження) 7 з'єднані з робочими блоками магістралями стисненого високотемпературного і розширеного холодного робочого тіла. Відведення тепла від нього здійснюється теплоносієм через магістраль 16, яка підключена до трьохпоточного холодильника 6; до рефрижератора підключена магістраль 17 підведення тепла від охолоджуваного об'єкта.

При роботі РЛГХМ всередині порожнин першого і другого робочих блоків здійснюються процеси стиснення і розширення. Рисунки 2.1. і 2.2. показують, яким чином у порожнинах 15 і 9 відбувається стиснення і розширення робочого тіла.

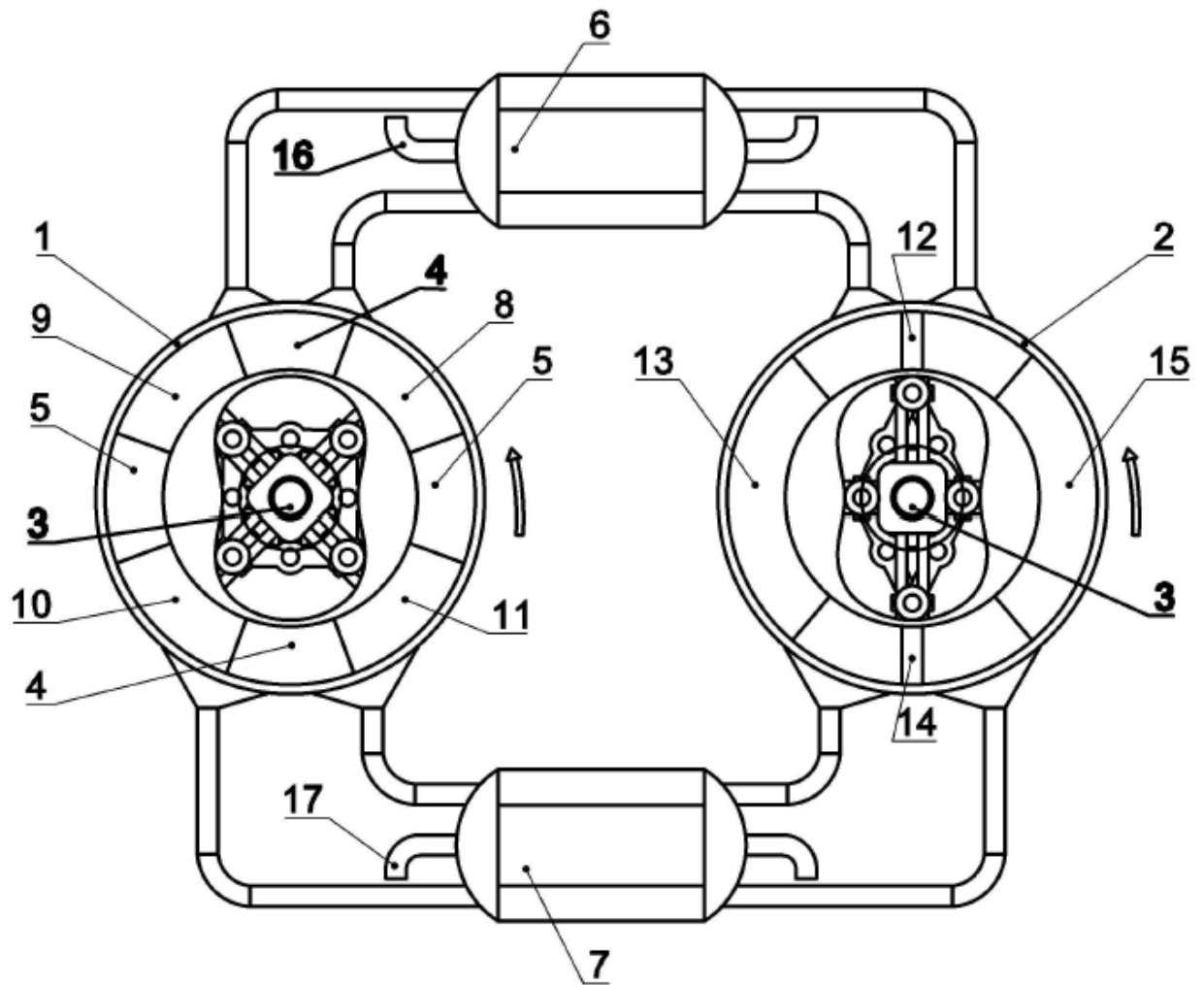


Рис. 2.2. Пристрій РЛГХМ:

1, 2 – робочі блоки; 3 – вал; 4, 5 – пари лопатей; 6 – холодильник;
 7 – рефрижератор; 8, 9, 10, 11 – порожнини РБ 1; 12, 13, 14, 15 – порожнини
 РБ 2; 16 – магістраль відведення тепла; 17 – магістраль підведення тепла

Робочий процес в РЛГХМ можна умовно розділити на чотири положення лопатей з плавним переходом з одного до іншого при обертанні приводного валу 3 проти годинникової стрілки (див. рис. 2.2–2.5). При цьому процес зміни об'єму кожної робочої порожнини в РБ 1 зміщений на заданий кут щодо процесу зміни сполученого з ним РБ 2.

Початкове положення зображено на рис. 2.2. Кут оберту приводного валу 3 дорівнює 0 градусів.

У порожнині 15 РБ 2 закінчився процес всмоктування робочого тіла з теплообмінника навантаження 7 з порожнини 10 РБ 1, починається процес стиснення робочого тіла (процес $a - b$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнинах 12 і 14 РБ 2 утворюються мертві об'єми, причому, в порожнині 12 тиск відповідний стислому робочому тілу (точка b на термодинамічній циклі, рис. 2.1), а в порожнині 14 - тиск холодного робочого тіла (точка a на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнині 8 РБ 1 закінчився процес стиснення, починається процес витиснення робочого тіла через холодильник 6 в порожнину 12 РБ 2 (точка c на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

Всмоктування охолодженого T_c газу з холодильника в порожнину 9 РБ 1, де при контакті газу в 9 з холодними лопатями він охолоджується (процес $b - d$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

Розширення газу з одночасним його охолодженням і здійсненням зовнішньої роботи (процес $d - e$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнині 13 РБ 2 закінчився процес розширення, перестав збільшуватися замкнутий об'єм порожнини, починається процес перепуску робочого тіла через теплообмінник навантаження 7 в порожнину 11 РБ 1 (точка e на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

Порожнини 10 і 11 РБ 1 сполучені з теплообмінником навантаження 7 і мають тиск, що відповідає тиску холодного робочого тіла (точка a на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

При оберті приводного валу 3 на 13° лопаті з відповідними порожнинами займають положення, зображене на рис. 2.3.

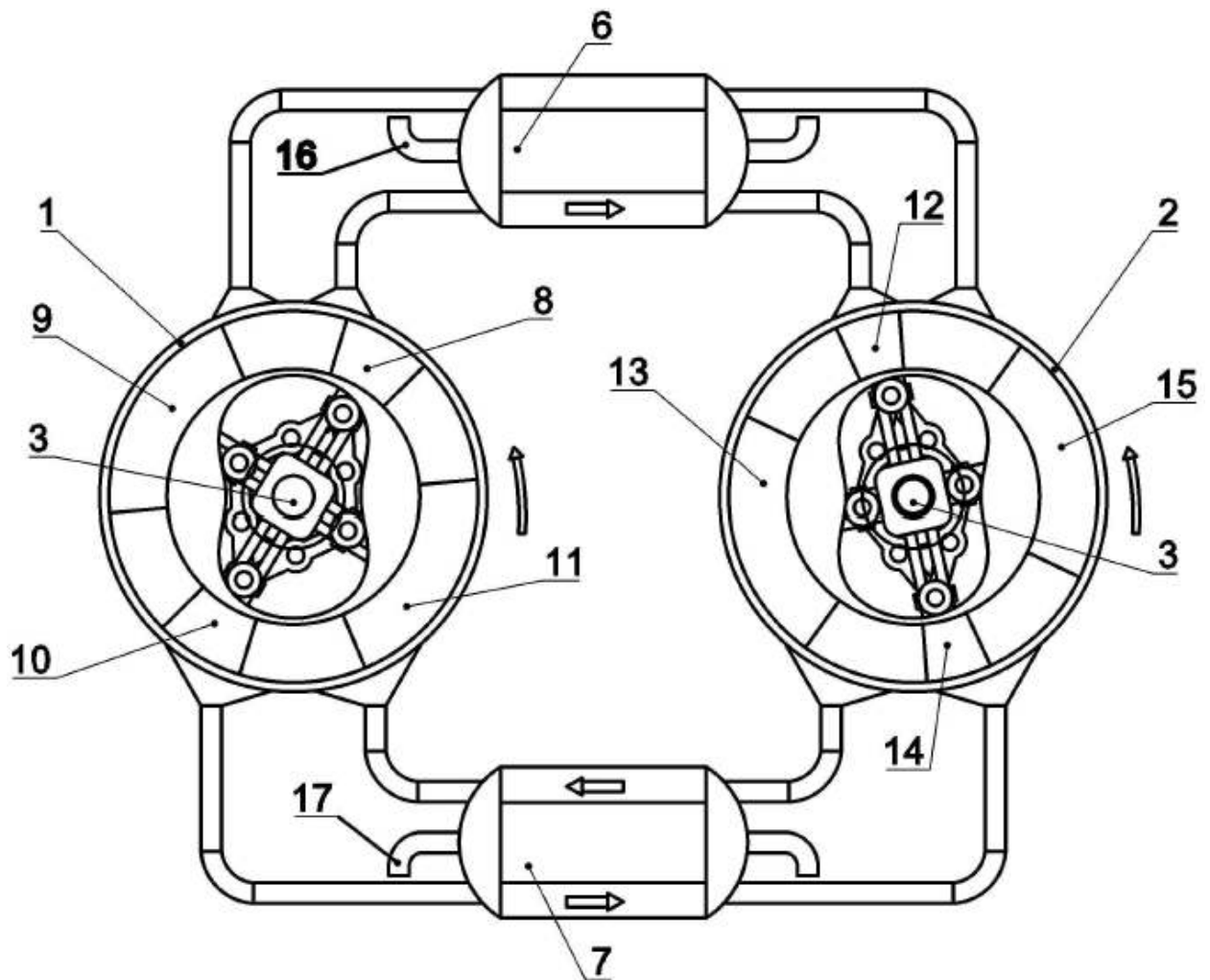


Рис 2.3. Положення лопатей при куті оберту валу $\alpha=13^\circ$

У порожнині 9 РБ 1 триває процес розширення, при цьому тиск зменшується при одночасному збільшенні замкнутого об'єму порожнини (процес d – e на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

В результаті переміщення лопатей відкривається вікно в порожнині 13 РБ 2, пов'язане з магістраллю холодного робочого тіла, вікно в порожнині 11 РБ 1 вже відкрито, починається процес підведення тепла до газу від охолоджуваного об'єкта через магістраль 17 в теплообміннику навантаження 7 (процес e – a на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

У порожнинах 8 РБ 1 і 12 РБ 2 в результаті переміщення лопатей відкриваються вікна, пов'язані з магістраллю стисненого робочого тіла, починається процес перепуску робочого тіла з порожнини 8 через

холодильник 6 в порожнину 12 з відведенням тепла в навколишнє середовище (процес $b - d$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

У порожнині 15 РБ 2 триває процес стиснення робочого тіла (процес $a - b$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

У порожнині 14 РБ 2, відкривається вікно, пов'язане з магістраллю холодного робочого тіла, вікно в порожнині 10 РБ 1 вже відкрито, починається процес перепуску робочого тіла з порожнини 10 через теплообмінник навантаження 7 в порожнину 14 РБ 2 (процес $e - a$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

При оберті приводного валу 3 на 45° лопаті з відповідними порожнинами займають положення, зображене на рис. 2.4.

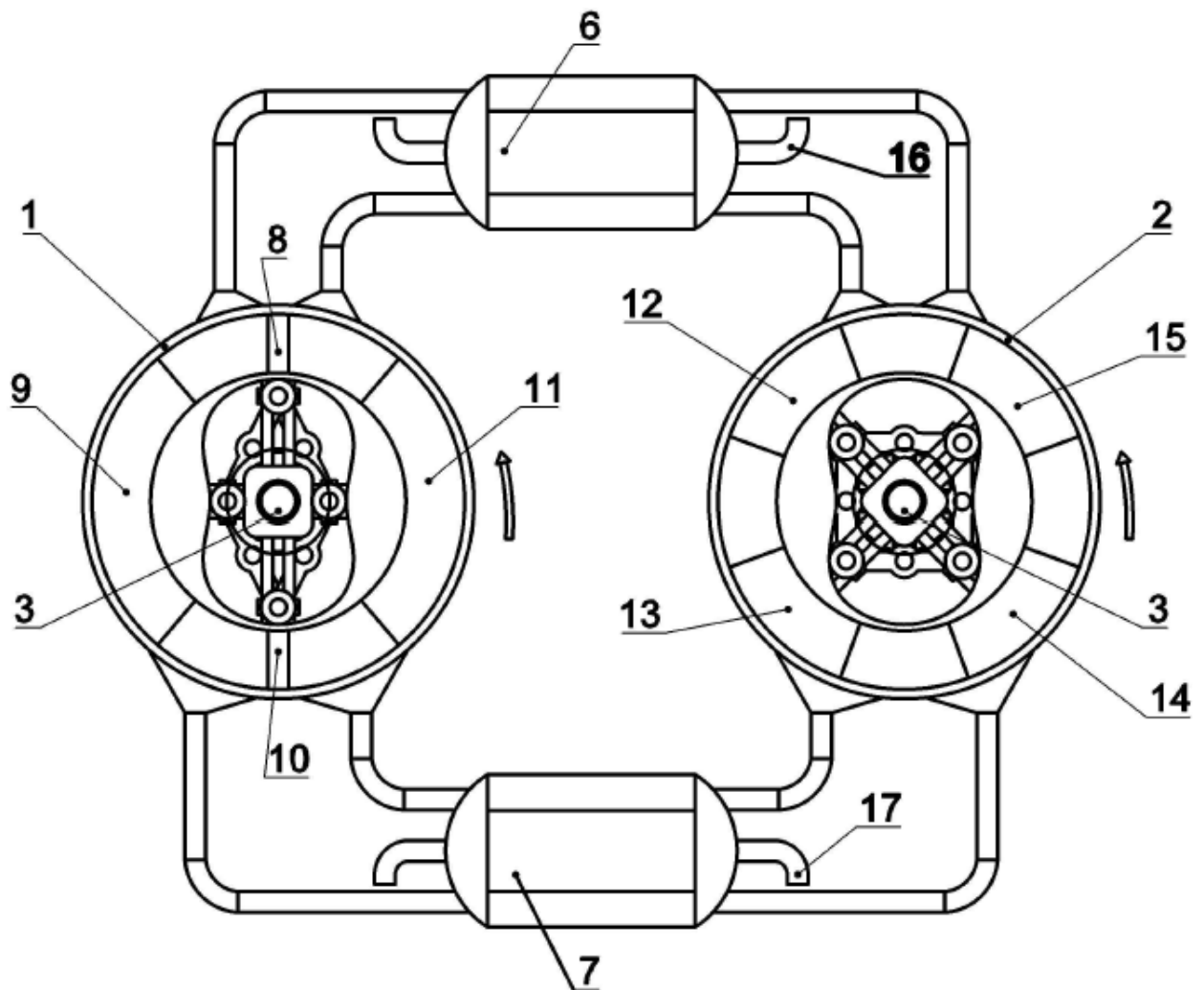


Рис 2.4. Положення лопатей при куті оберту валу $\alpha=45^\circ$

У порожнині 9 РБ 1 закінчився процес розширення робочого тіла, перестав збільшуватися замкнутий об'єм порожнини, починається процес перекачування робочого тіла через теплообмінник навантаження 7 в порожнині 14 (точка *e* на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнинах 8 і 10 РБ 1 утворюються мертві об'єми, причому, в порожнині 8 тиск відповідний стисненому робочому тілу (точка *b* на термодинамічному циклі, рис. 2.1), а в порожнині 10 - тиск холодного робочого тіла (точка *a* на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

У порожнині 11 РБ 1 закінчився процес всмоктування робочого тіла через теплообмінник навантаження 7 з порожнини 13, починається процес стиснення робочого тіла (точка *a* на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнині 12 РБ 2 закінчився процес перекачування робочого тіла через холодильник 6 з порожнини 8 і починається процес розширення, при цьому тиск буде зменшуватися при одночасному збільшенні замкнутого об'єму (точка *d* на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнині 15 РБ 2 закінчився процес стиснення, починається процес перекачування робочого тіла через холодильник 6 в порожнину 8 (точка *c* на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

Порожнини 9 і 14 сполучені з теплообмінником навантаження 7 і мають тиск, що відповідає тиску в холодного робочого тіла (точка *a* на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

При оберті приводного валу 3 на 77° лопаті з відповідними порожнинами займають положення, зображене на рис. 2.5.

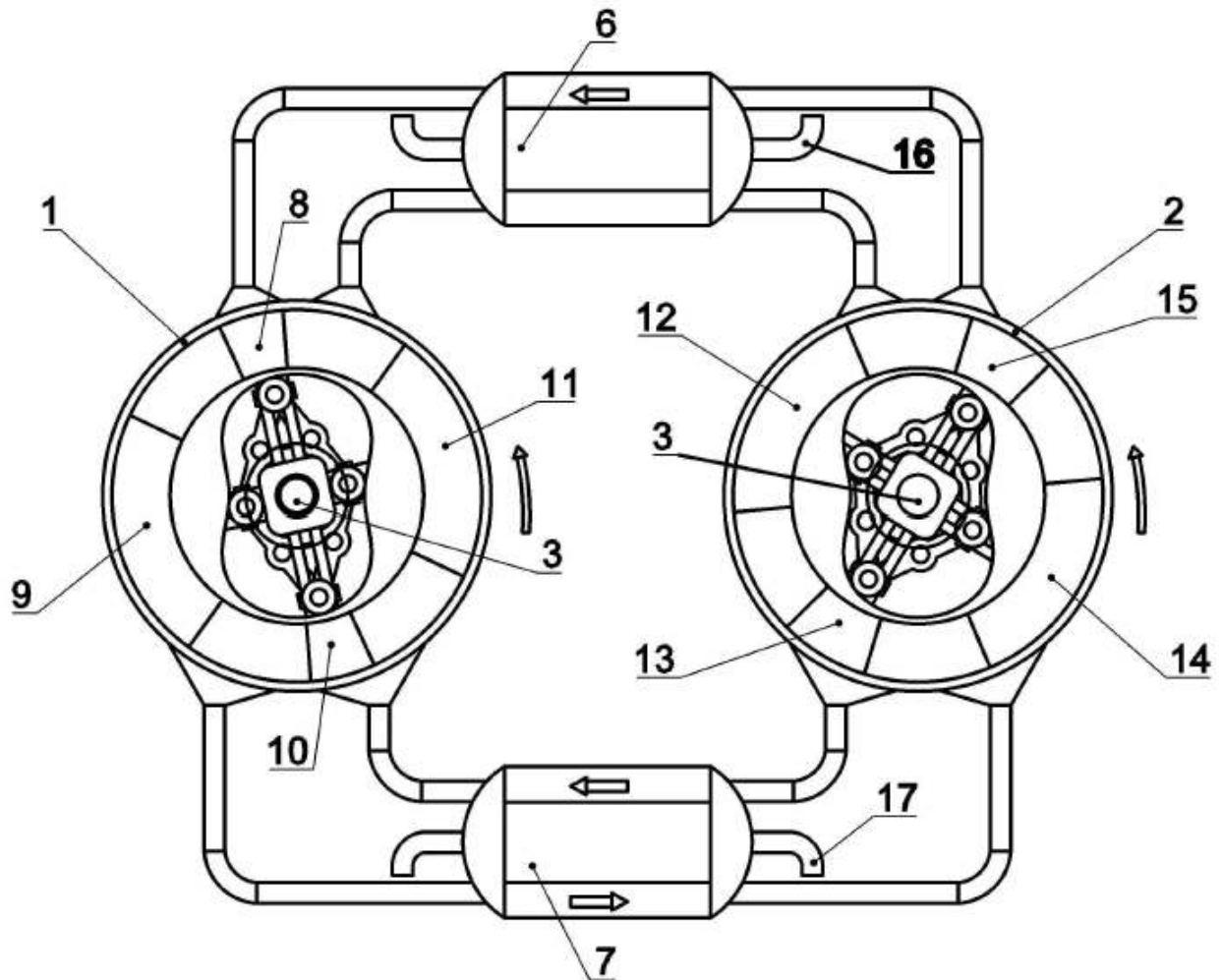


Рис 2.5. Положення лопатей при куті оберту $\alpha=77^\circ$

В результаті переміщення лопатей відкривається вікно в порожнині 9 РБ 1, сполучене з магістраллю холодного робочого тіла, вікно в порожнині 14 вже відкрито, починається процес перепуску робочого тіла з порожнини 9 через теплообмінник навантаження 7 в порожнину 14 (процес $e - a$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнині 13 РБ 2 відкривається вікно, пов'язане з магістраллю холодного робочого тіла і відбувається перекачування робочого тіла через теплообмінник навантаження 7 з порожнини 13 в порожнину 10, що відповідає процесу всмоктування робочого тіла (процес $e - a$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1).

У порожнині 11 РБ 1 триває процес стиснення робочого тіла (процес $a - b$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнинах 8 і 15 РБ 1 і 2 в результаті переміщення лопатей відкриваються вікна, пов'язані з магістраллю стисненого робочого тіла, починається процес перепуску робочого тіла з порожнини 15 через холодильник 6 в порожнину 8 (процес $b - d$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

У порожнині 12 РБ 2 триває процес розширення робочого тіла, при цьому тиск зменшується при одночасному збільшенні замкнутого об'єму порожнини (процес $d - e$ на термодинамічному циклі, рис. 2.1);

Таким чином, при оберті приводного вала 3 на кут 90° відбуваються один повний термодинамічний цикл в РБ 1 і 2. При оберті приводного вала машини на 360° , тобто на один його оберт, в РЛГХМ здійснюються 4 термодинамічні цикли.

З вищевикладеного випливає, що в роторно-лопатевій газовій холодильній машині реалізовано різноспрямований рух газоподібного робочого тіла по тракту, утвореному робочими порожнинами робочих блоків 1 і 2, з'єднаних через холодильник 6 і теплообмінник навантаження 7, завдяки чому потреба в регенераторі відпадає (див. рис. 2.1. і 2.2.).

Завдяки симетричній конструкції РЛГХМ добре врівноважена і створює мінімальний рівень вібрації. На відміну від ГХМ Стірлінга з шатунно - поршневим механізмом руху, у роторно-лопатевій газовій холодильній машині менша кількість деталей – корпус і два ротори з лопатями. Місця стикування рухомих деталей утворюються великими поверхнями, що дозволяє досить просто і надійно їх ущільнювати.

2.2. Оптимізація параметрів конструкції механізму перетворення руху

На основі даного прототипу [62] був запропонований механізм перетворення руху для роторно-лопатевої газової холодильної машини.

Механізм перетворення руху перетворює обертання приводного вала в обертально-коливальний рух роторів з лопатями. Механізм складається з ромбоїду, що обертається і нерухомого диска з профільованою доріжкою кочення (рис. 2.6.).

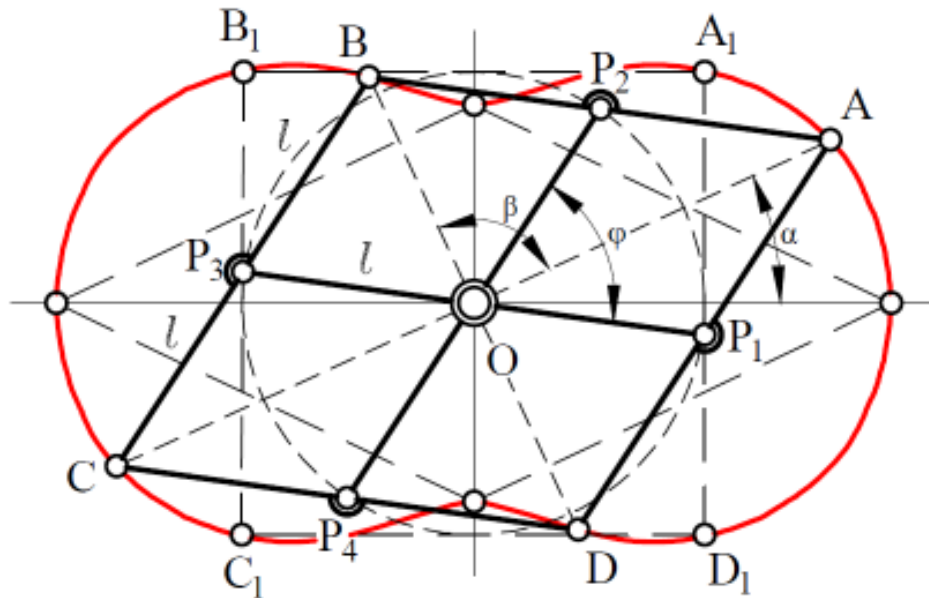


Рис. 2.6. Кінематична схема механізму перетворення руху

У ромбоїд входять чотири шарнірно пов'язані ланки однакової довжини $2l$ ($AB=BC=CD=DA$). До середини ланок шарнірно прикріплені важелі лопатей, які назовемо лопатями P_1 - P_3 і P_2 - P_4 . Рух точок A , B , C , D перетворюється в рух точок A_1 , B_1 , C_1 , D_1 , завдяки специфічній формі профілю доріжки кочення.

В якості основного кута (кута оберту) для розрахунків вибраний кут α . Полудіагональ $r=OA$ (полярний радіус) і кут α між OA і віссю x (полярний кут) формують функцію $r(\alpha)$, тим самим описуючи теоретичний профіль доріжки кочення.

Виходячи з властивостей ромба, кут β між діагоналями ромбоїда OA і OB є постійним і рівним $\pi/2$. Зміна кута між важелями $\varphi(\alpha)$ є гармонійною з періодом, рівним π , тому рух лопатей буде плавним і безударним.

Робочий процес в РЛГХМ організований так, що кут φ між осями важелів лопатей змінюється циклічно в заданих межах:

$$\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2. \quad (2.1)$$

Щоб отримати рівняння профілю контура диска $r(\alpha)$, потрібно задатися залежністю зміни кута між важелями φ . З фізичних міркувань функція $\varphi(\alpha)$ повинна бути гармонійною з періодом, рівним π , тому рух лопатей буде плавним і безударним.

Розкладемо тригонометричними поліномами:

$$\Delta = a_0 + \sum_{k=1}^r (a_k \cos 2k\alpha + b_k \sin 2k\alpha), \quad (2.2)$$

де, a_0, a_k, b_k , — коефіцієнти розкладу; r — число гармонік.

У найпростішому, але практично важливому випадку, функція $\varphi(\alpha)$ містить тільки першу гармоніку. В цьому випадку $a_3 = a_5 = \dots = 0, b_3 = b_5 = \dots = 0$, а значить і $b_1 = 0$. Залишається лише $a_1 = \pi/2 - \varphi$, і функція $\varphi(\alpha)$ набуває вигляду:

$$\varphi(\alpha) = \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos 2\alpha. \quad (2.3)$$

Підставивши в (2.3) отримаємо потрібну формулу для профілю контура диска:

$$r = r_A = 2l \cos \frac{\varphi + \beta}{2}. \quad (2.4)$$

Залежність (2.4) служить основою для математичного опису кінематики механізму перетворення руху лопатей в робочих блоках роторно-лопатевої газової холодильної машини, який впливає на характер реалізованих в ній процесів.

У реальному механізмі встановлення катків ромбоїда і пов'язане з цим перепрофілювання дійсного профілю контура диска призводить до того, що дійсний закон зміни кута між лопатками $\bar{\varphi}(\alpha)$ буде відрізнятися від теоретичного $\varphi(\alpha)$. Звідси впливає завдання визначення відхилення:

$$\Delta\varphi(\alpha) = \bar{\varphi}(\alpha) - \varphi(\alpha). \quad (2.5)$$

На рис. 2.7 представлені графіки залежностей теоретичного кута $\varphi(\alpha)$ і дійсного кута $\bar{\varphi}(\alpha)$ між осями лопаток від кута оберту приводного валу α .

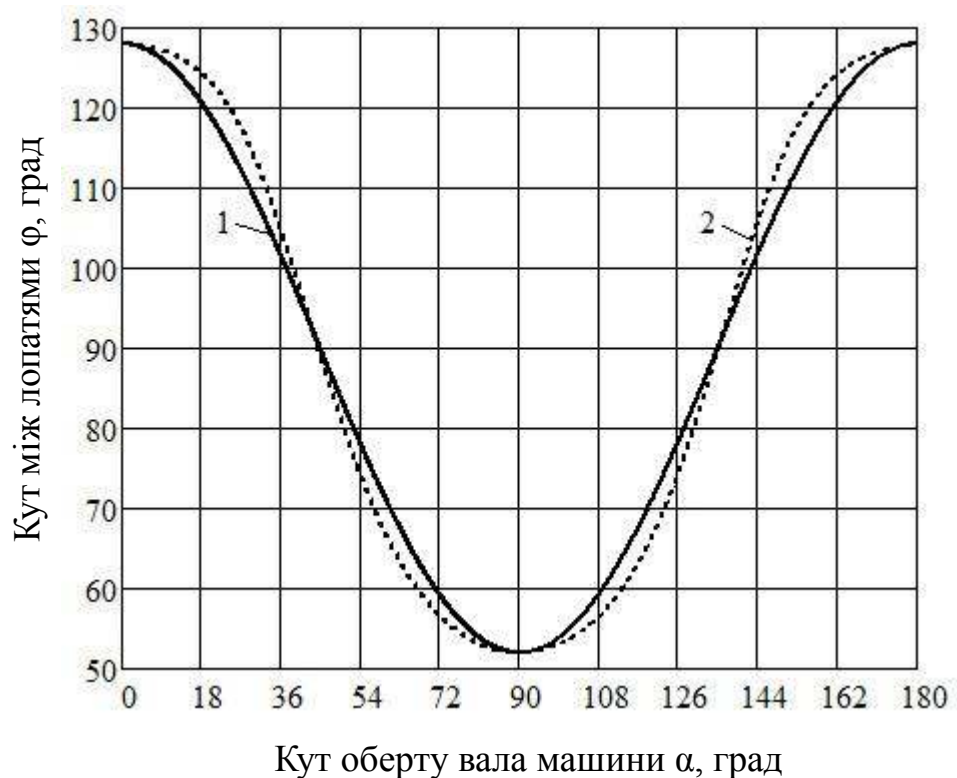


Рис 2.7. Залежність кута між осями лопаток φ від кута α :

1– теоретичні дані; 2– комп'ютерні дані

Оцінимо величину відхилення кута між осями лопаток від теоретичного значення, використовуючи (2.5).

Теоретичне значення постійної складової кута між осями лопаток $\varphi(\alpha) = \pi/2$, дійсне значення $\bar{\varphi}(\alpha) = \varphi(\alpha) + \Delta\varphi(\alpha)$. Величина відхилення визначається як:

$$\Delta = \frac{\Delta\varphi(\alpha)}{\varphi(\alpha)} \cdot 100\%. \quad (2.6)$$

Значення відхилень дійсного значення кута між осями лопаток від теоретичного в залежності від кута оберту валу наведені в таблиці 2.1.

Максимальні розбіжності між ними виявляються при куті оберту приводного валу $\alpha = \pi/3$ і складають біля 5° .

Зіставлення теоретичних і комп'ютерних даних дозволяє виявити деякі графічні розбіжності, особливо характерні для прискорень точок і ланок механізму.

Таблиця 2.1

Значення відхилень дійсного значення кута між вісями лопатей від теоретичного

№	0	1	2	3	4	5	6	7	8
$\alpha, ^\circ$	0	30	45	60	90	120	135	150	180
$\varphi(\alpha), ^\circ$	128	109	90	71	52	71	90	109	128
$\bar{\varphi}(\alpha), ^\circ$	128	114	89,228	66,783	52	66,783	89,228	114	128
$\Delta, \%$	0	4,639	0,858	4,939	0	4,939	0,858	4,639	0

Це призводить до відмінностей в амплітудах, графіках уздовж вісі, у значеннях при нульовому куті оберту приводного вала і за один повний оберт.

Виявлені відхилення пояснюються тим, що комп'ютерна модель є твердотільною і при визначенні швидкостей і прискорень враховує інерційні сили і моменти, що виникають при обертанні механізму, а також характер сполучень ланок механізму перетворення руху. Комп'ютерна модель задається початковими умовами, які враховують моменти прискорення і гальмування.

Однак розбіжності в отриманих результатах, як видно з рис. 2.7, незначні (не більше 3%) і не можуть суттєво вплинути на теоретичні показники. Зіставлення графіків не тільки підтверджує їх якісну збіжність, але і кількісну.

2.3. Висновки по розділу 2

В цьому розділі приведено опис принципу роботи і протікання робочого процесу термодинамічного циклу створеної двохблочної роторно -

лопатевої газової холодильної машини, що складається з двох робочих вузлів для стиснення і розширення робочого тіла – робочих блоків та двох механізмів перетворення руху, які жорстко закріплені на загальному приводному валу, холодильник сполучений магістралями стисненого високотемпературного робочого тіла з РБ, та теплообмінник навантаження, сполучений магістралями розширеного холодного робочого тіла з РБ.

У робочих блоках них із зсувом в 45° проводиться періодичне стиснення і розширення робочого тіла. В основі розробленої РЛГХМ лежить оригінальний механізм перетворення руху. З його допомогою обертання приводного вала перетворюється на обертально-коливальний рух роторів з лопатями. МПР складається з ромбоїду, який обертається і нерухомого диска з профільованої доріжкою кочення.

Математично описана кінематика МПР. Всі співвідношення, які характеризують гармонійну зміну об'ємів в робочих блоках роторно-лопатевої газової холодильної машини,, представлені як функції кута оберту приводного вала машини α .

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ЧИСЕЛЬНОЇ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОЇ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Творці ГХМ Стірлінга [1, 2] першими виклали її термодинамічні особливості. Спочатку вони розглянули найпростішу теоретичну машину з переривчастим рухом двох робочих поршнів. Потім ними з використанням теорії *Шмідта* (1861 р.) були отримані основні характеристики ідеалізованої машини, що працює за гармонійним приводом поршнів. Було показано, що холодильний коефіцієнт ε такої машини дорівнює холодильному коефіцієнту зворотнього циклу Карно ε_c . Після цього була проведена оцінка значень характеристик ГХМ з втратами від внутрішньої і зовнішньої незворотності.

Проаналізуємо спочатку енергетичні характеристики РЛГХМ, яка реалізує ідеалізований цикл. Потім для визначення характеристик машини, максимально наближених до показників реальної машини, розглянемо її цикл з адіабатними процесами стиснення і розширення газу.

Робочий процес РЛГХМ становить собою сукупність процесів всмоктування, стиснення, нагнітання і розширення робочого тіла повторюваних в кожному робочому циклі.

При наповненні порожнини свіжим зарядом, на яке відводиться обмежений час, потоку р. т. доводиться долати опір всмоктувального вікна, стикатися з холодними поверхнями, і т. д. Все це зменшує масу заряду, здатну заповнити порожнину, об'єм якої також змінюється в часі.

Аналогічно, і при нагнітанні газу з порожнини робочому тілу доводиться долати опір нагнітального вікна.

Опис процесів газообміну базується на основних положеннях таких дисциплін, як термодинаміка, теплопередача і гідродинаміка. Використання апарату зазначених дисциплін дозволить нам, з одного боку, розібратися в суті процесів газообміну, а з іншого - побудувати математичну модель

процесу, що дозволяє виконувати кількісні розрахунки термодинамічного циклу і робочих характеристик холодильної машини.

Потрібно відмітити, що термодинамічний розрахунок РЛГХМ, опублікований в [63], виконаний в припущенні, що частота обертання валу холодильної машини мала і не впливає на процеси газообміну. Цілком очевидно, що чим більше частота обертання приводного валу, тим менше часу відводиться на процеси всмоктування і нагнітання робочого тіла, і тим менше будуть маси зарядів.

3.1. Цикл ідеалізованої машини

На рис. 3.1 і рис. 3.2. представлені геометричні параметри роторно-лопатевої групи газової холодильної машини.

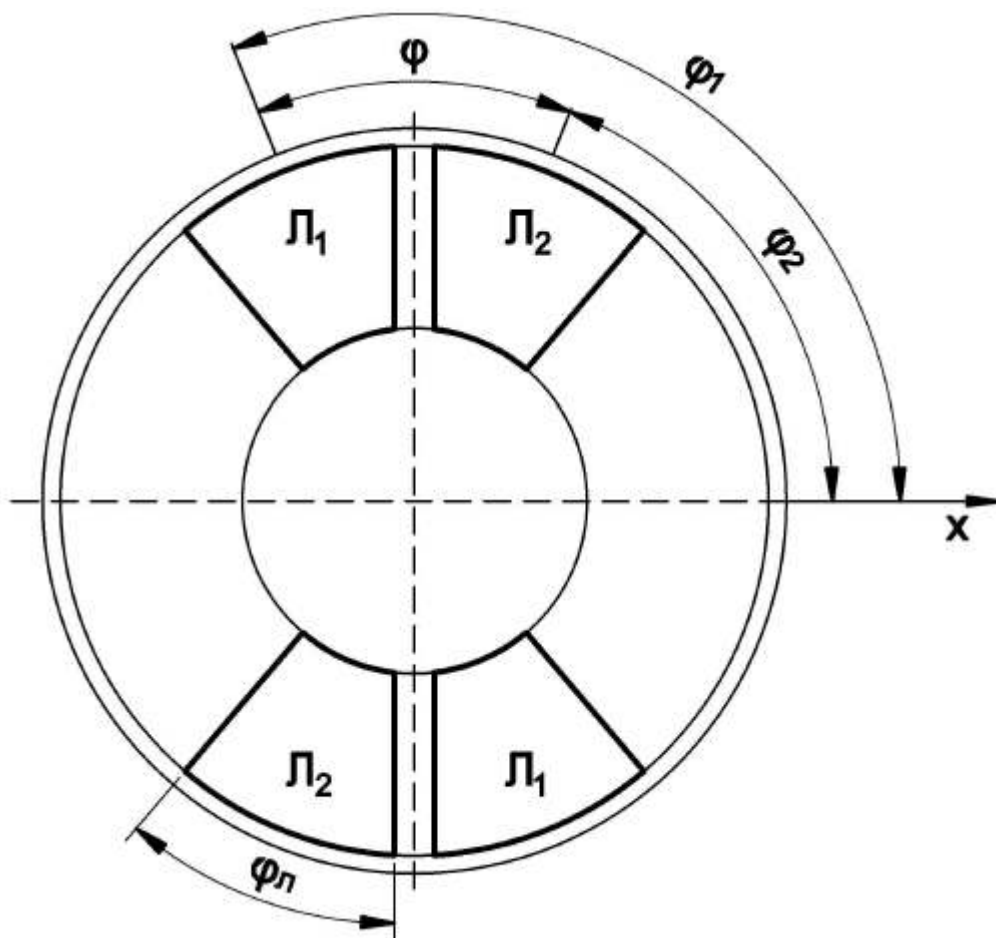


Рис.3.1. Геометричні параметри лопатей

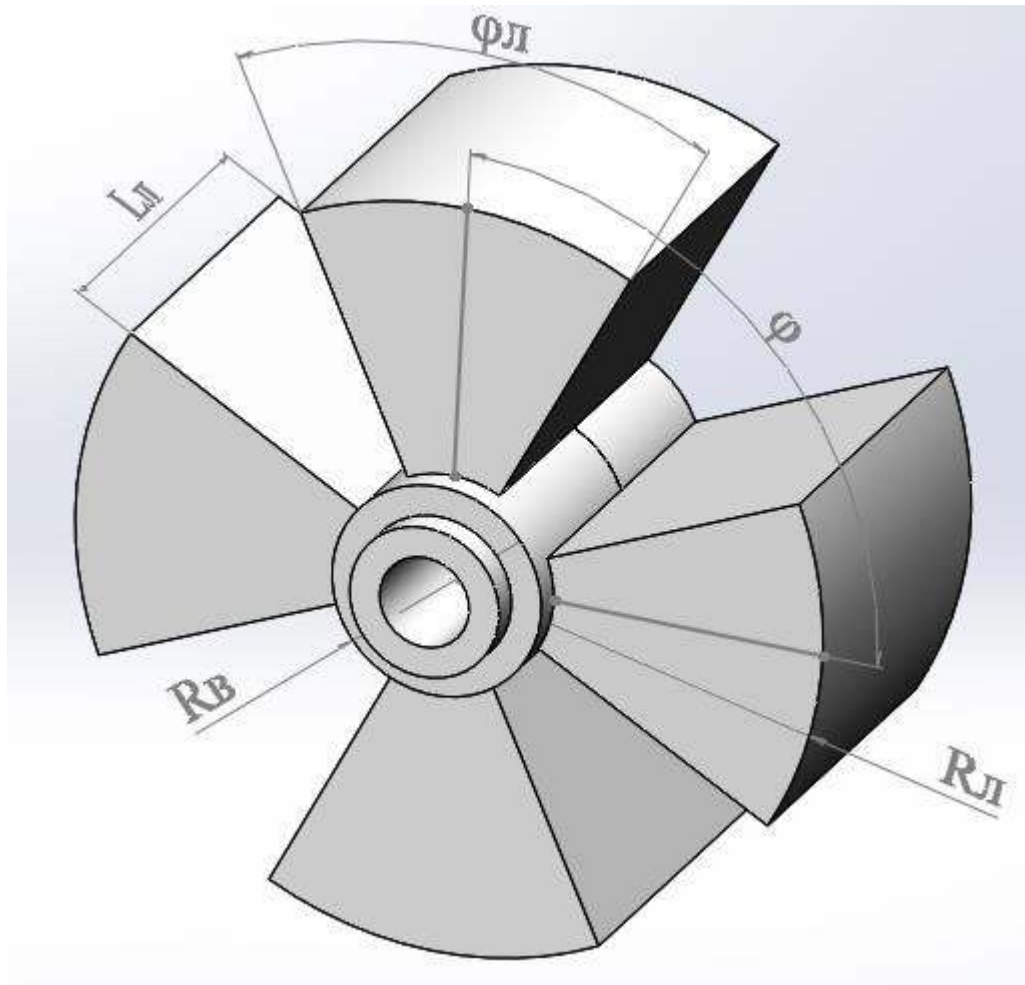


Рис.3.2. Геометричні параметри лопатей

$R_{\text{л}}$ – радіус верхньої поверхні лопаті;

$R_{\text{в}}$ – радіус вала ротора;

$L_{\text{л}}$ – довжина лопаті;

$\varphi_{\text{л}}$ – кутовий розмір лопаті;

$\varphi = \varphi(\alpha)$ – кут між важелями лопатей.

Використовуючи конструктивні розміри роторно-лопатевої групи холодильної машини і параметри МПР виведено закон зміни об'єму порожнини між лопатями в залежності від кута α в наступному вигляді:

$$V(\alpha) = (2a \cdot \cos 2\alpha + 2b - \varphi_{\text{л}})s, \quad (3.1)$$

де $a = \pi/4 - \varphi/2$, $b = \pi/4$ – параметри профільованого контуру доріжки кочення; φ – кут між важелями лопатей; $\varphi_{\text{л}}$ – кутовий розмір лопаті, параметр $s = 0,5 \cdot w_{\text{л}}(r_{\text{л}}^2 - r_{\text{в}}^2)$, $w_{\text{л}}$ – ширина лопаті, $r_{\text{л}}$ – радіус лопаті, $r_{\text{в}}$ – радіус вала.

Зміни об'ємів порожнин за один оберт приводного вала представлені на рис. 3.3. для двох робочих блоків РЛГХМ в залежності від кута оберту приводного вала.

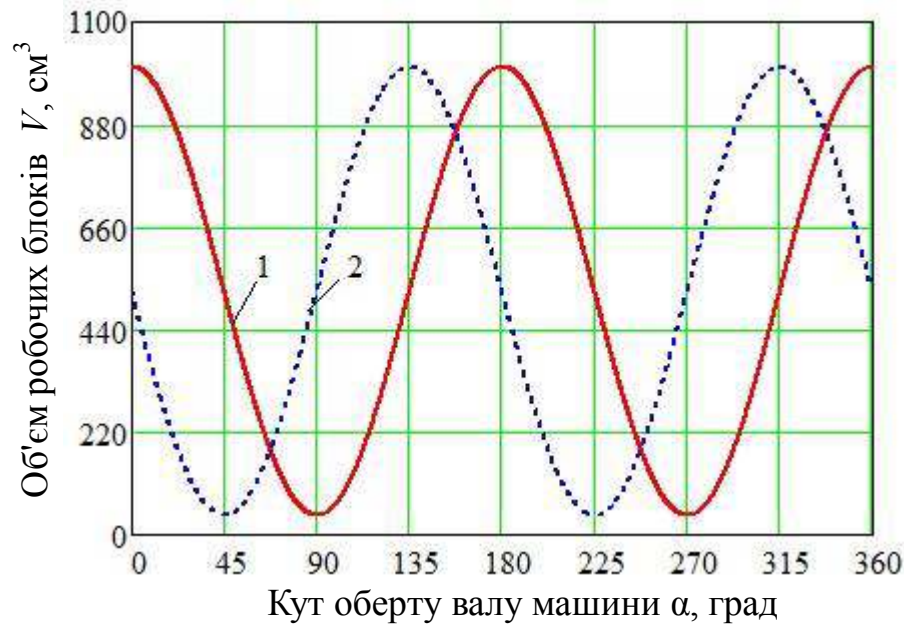


Рис. 3.3. Зміни об'ємів порожнин в РБ в залежності від кута α :

1, 2 – об'єми порожнин першого і другого РБ, відповідно

Із рисунка 3.3. слідує, що зсув між значеннями $V(\alpha)$ в першому і другому РБ становить 45° .

Визначено об'єми в вузлових точках циклу, в яких початок і кінець кожного процесу відповідають оберту приводного вала на 45° . В результаті отримаємо:

$$V_a = V_e = (2a + 2b - \varphi_n) s, \quad (3.2)$$

$$V_b = V_d = (2b - \varphi_n) s, \quad (3.3)$$

$$V_c = (2b - 2a - \varphi_n) s, \quad (3.4)$$

де s – параметр робочої зони холодильної машини.

Покажемо, що процеси, які відбуваються у двох порожнинах РЛГХМ, наприклад, як на рис. 2.2, в 15 і 9, аналогічні процесам в ідеалізованій ГХМ Стірлінга.

Будемо вважати, що тиск p в довільний момент часу буде одним і тим же в порожнинах стиснення і розширення.

Якщо прийняти, що робочому тілом є ідеальний газ і температури стиснення і розширення рівні відповідно температур навколишнього середовища T_C і охолодження T_E , то можна записати стан робочого тіла в відповідних порожнинах і об'ємі регенератора V_S описати виразами:

$$pV_C = G_C RT_C; pV_E = G_E RT_E; pV_S = G_S RT_S, \quad (3.5)$$

де G_C і G_E – маса газу у відповідних об'ємах;

R – газова стала;

T_S – середнє значення температури газу в регенераторі машини і «мертвих» об'ємах, приймається постійним;

G_S – сумарна маса газу в регенераторі машини і мертвих об'ємах.

Після рішення рівнянь відносно G_C , G_E і G_S і їх додавання отримаємо:

$$p = \frac{MR}{\frac{V_C}{T_C} + \frac{V_E}{T_E} + \frac{V_S}{T_S}}, \quad (3.6)$$

де $M = G_C + G_E + G_S$ – маса газу в об'ємі РЛГХМ.

У циклі Стірлінга тиск p в робочому об'ємі машини змінюється також, як і V_C , V_E і V за гармонійним законом:

$$p = p_{\min} \frac{1 + \delta}{1 + \delta \cos(\alpha - \theta)}, \quad (3.7)$$

де θ – кут, відповідний мінімальному тиску в порожнині, значення якого можна визначити з виразу:

$$\theta = \arctg \frac{w \cdot \sin \phi}{\tau + w \cdot \cos \phi}, \quad (3.8)$$

δ – конструктивний параметр, що визначає ступінь стиснення в циклі:

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + 2 \cdot \tau \cdot w \cdot \cos \phi + w^2}}{\tau + w + 2 \cdot \bar{a}_\Sigma}, \quad (3.9)$$

w – відношення максимальних об'ємів порожнин стиснення і розширення, яке зазвичай лежить в діапазоні $1 \dots 1,3$; ϕ – кут зсуву зміни об'ємів стиснення і розширення; $\tau = T_C/T_E$ – відношення температур холодильника і рефрижератора; $\bar{a}_\Sigma = \bar{a}_K + \bar{a}_{хол} + \bar{a}_{реф}$ – відносний зведений «мертвий» об'єм. Для подальшого використання введено середній тиск в машині:

$$\bar{p} = p_{\max} \cdot \left[(1-\delta)/(1+\delta) \right]^{1/2}. \quad (3.10)$$

Відповідно до цього впливає:

$$p_{\min} = \frac{2MRT_C}{V_e(w + 2a_\Sigma + \tau)(1+\delta)}; \quad (3.11)$$

$$p_{\max} = \frac{2MRT_C}{V_e(w + 2a_\Sigma + \tau)(1-\delta)}; \quad (3.12)$$

$$\frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{(1+\delta)}{(1-\delta)} = \sigma, \quad (3.13)$$

де σ – ступінь стиснення.

Покажемо, як визначити холодопродуктивність Q_E для РЛГХМ. Для газу, що знаходиться в об'ємі розширення, в довільний момент часу буде справедливе рівняння:

$$dQ_E = dU + pdV_E, \quad (3.14)$$

де dQ_E – тепло, що підводиться до газу в детандерної порожнини; dU – зміна внутрішньої енергії газу; pdV_E – елементарна робота газу над лопаттю РЛГХМ.

Інтегруючи (3.14) можна отримати вираз для холодопродуктивності за один оберт валу РЛГХМ:

$$Q_E = \oint dQ_E = \oint dU + \oint pdV_E, \quad (3.15)$$

В (3.15) $\oint dU = 0$, так як U являється функцією стану.

Тоді $Q_E = \oint pdV_E$. З урахуванням (3.15) отримуємо:

$$Q_E = -\frac{1}{2} \bar{p} V_e (1-\delta^2)^{1/2} \int_0^{2\pi} \frac{\sin \alpha}{1+\delta \cos(\alpha-\theta)} d\alpha. \quad (3.16)$$

Знайдемо визначений інтеграл, що входить у вираз (3.16)

$$I = \int_0^{2\pi} \frac{\sin \alpha}{1+\delta \cos(\alpha-\theta)} d\alpha. \quad (3.17)$$

Проведемо це в два етапи. Спочатку використовуємо підстановку $\alpha - \theta = \gamma$. Інтеграл перетвориться до виду:

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{\delta} \left[\int_0^{2\pi} \frac{\delta \cos \theta \sin \gamma}{1+\delta \cos \gamma} d\gamma + \int_0^{2\pi} \frac{\sin \theta + \delta \sin \theta \cos \gamma}{1+\delta \cos \gamma} d\gamma - \int_0^{2\pi} \frac{\delta \sin \theta}{1+\delta \cos \gamma} d\gamma \right] = \\ &= \frac{1}{\delta} (I_1 + I_2 + I_3). \end{aligned} \quad (3.18)$$

Обчислимо:

$$I_1 = -\cos \theta \int_0^{2\pi} \frac{\delta \cos \theta \sin \gamma}{1+\delta \cos \gamma} d\gamma = -\cos \theta \ln(1+\delta \cos \gamma) \Big|_0^{2\pi} = 0; \quad (3.19)$$

$$I_2 = \sin \theta \int_0^{2\pi} d\gamma = 2\pi \sin \theta. \quad (3.20)$$

Для знаходження значення I_3 на другому етапі використовуємо тригонометричну підстановку $\tan(\gamma/2) = t$. Тоді:

$$d\gamma = \frac{2dt}{1+t^2}; \quad \cos \gamma = \frac{1-t^2}{1+t^2}.$$

Після підстановки:

$$I_3 = \frac{2}{1-\delta} \sin \theta \int_{\tan 0}^{\tan \pi} \frac{dt}{(1+\delta)/(1-\delta)+t^2} = -\frac{2 \sin \theta (1-\delta)^{1/2}}{(1-\delta)/(1+\delta)^{1/2}} \arctg \left[t \frac{(1-\delta)^{1/2}}{(1+\delta)^{1/2}} \right] \Big|_{t=\tan 0}^{t=\tan \pi} = -\frac{2\pi \sin \theta}{(1-\delta^2)^{1/2}}. \quad (3.21)$$

Необхідно врахувати, що верхня і нижня межі інтегрування дорівнюють нулю. Однак з урахуванням того, що обчислюється багатозначна багатозначна функція, $\arctg 0 = 0; \pi$. Підставимо в (3.18)

обчислення значення інтегралів I_1 , I_2 и I_3 використовуючи рівняння (3.19)–(3.21).

$$I = \frac{2\pi}{\delta} \left[1 - 1/\left(1 - \delta^2\right)^{1/2} \right] \sin \theta \quad (3.22)$$

Підстановка (3.22) в (3.16) дозволяє знайти:

$$Q_E = -\pi \bar{p} V_e \frac{(1 - \delta^2)^{1/2}}{\delta} \left[1 - 1/\left(1 - \delta^2\right)^{1/2} \right] \sin \theta = \pi \bar{p} V_e \frac{\delta}{1 - 1/\left(1 - \delta^2\right)^{1/2}} \sin \theta. \quad (3.23)$$

Остаточно отримаємо холодопродуктивність Q_E для РЛГХМ з приводом, що має частоту обертання n , хв^{-1} :

$$Q_E = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot V_e \cdot \bar{p} \cdot \sin \theta \frac{\delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}}, \quad (3.24)$$

де V_e – максимальний об'єм порожнини розширення.

При підході, подібному тому, що застосовувався при виведенні виразу для холодопродуктивності Q_E , можна визначити кількість тепла Q_C , що відводиться у навколишнє середовище через холодильник РЛГХМ:

$$Q_C = \frac{\pi \cdot n}{60} V_e \cdot \bar{p} \cdot w \frac{\delta \sin(\phi - \theta)}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}}. \quad (3.25)$$

Виходячи з отриманих виразів для Q_E і Q_C , знайдений холодильний коефіцієнт ідеалізованої РЛГХМ:

$$\varepsilon_s = \left[(Q_C / Q_E) - 1 \right]^{-1} = \left[(T_C / T_E) - 1 \right]^{-1} = 1,36, \quad (3.26)$$

де $T_C = 300 \text{ К}$ – температура навколишнього середовища; $T_E = 173 \text{ К}$ – температура охолодження.

Звідси випливає, що холодильний коефіцієнт ідеалізованої машини Стірлінга і РЛГХМ строго рівні холодильному коефіцієнту циклу Карно. Викликано це тим, що при виведенні співвідношень (3.24) і (3.25) не враховувалися втрати від незворотності.

Визначено, використовуючи (3.24) таку характеристику, як холодопродуктивність

$$Q_E = \frac{\pi \cdot 1450}{60} \cdot 1,21 \cdot 10^{-3} \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 0,54 \frac{0,465}{1 + \sqrt{1 - 0,465^2}} = 10,9 \text{ кВт}.$$

Отримане значення Q_E показує, що в ідеалізованій РЛГХМ можна при $T_E = 173 \text{ К}$ (мінус 100°C) досягати холодопродуктивності порядку 10 кВт.

3.2. Цикл з адіабатними процесами стиснення і розширення

У роботах [7, 8] основні втрати, що виникають в ГХМ Стірлінга, об'єднані в дві групи: одні з них викликають зниження холодопродуктивності, а інші зростання енергоспоживання. На необхідність їх зменшення вказувалося в [77, 78].

Із рис. 3.4. видно, що втрати цього виду можуть виникати в циклі ГХМ при адіабатному стисненні газу від температури T_C до T'_C і адіабатному розширенні – від T_E до T'_E . Це спричиняє перехід від циклу 1–2–3–4 з ізотермічним стисненням і розширенням до циклу 1–2'–2–3–4'–4–1 з адіабатними процесами.

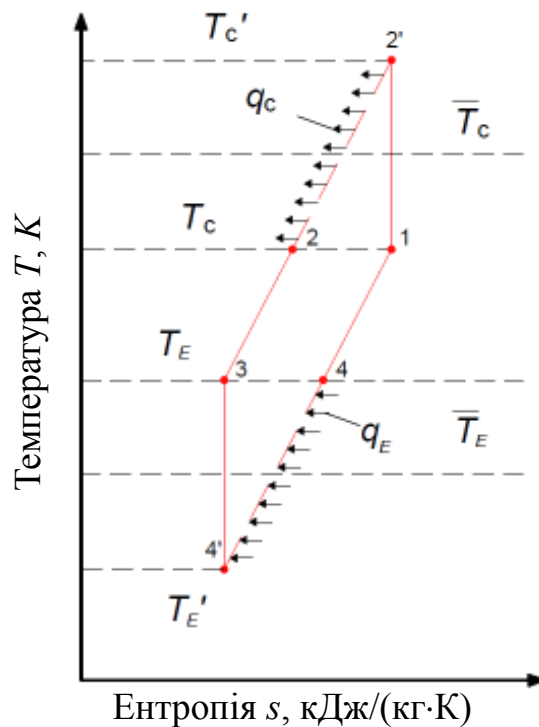


Рис. 3.4. Цикл РЛГХМ з адіабатними процесами стиснення і розширення газу: 1–2–3–4 – зворотній цикл РЛГХМ; 1–2'–2–3–4'–4–1– цикл РЛГХМ з адіабатними процесами стиснення і розширення

Треба враховувати, що в даному циклі використовуються ті ж джерела тепла з температурами T_C і T_E . Реалізація циклу з попередніми температурами призводить до зовнішньої незворотності, обумовленої передачею тепла в процесах 2'–2 і 4'–4 при кінцевих і досить значних різницях температур.

Цикл реалізується в діапазоні середньопланіметричних температур

$$\overline{T}_C = \frac{T'_C - T_C}{\ln(T'_C/T_C)}; \quad \overline{T}_E = \frac{T_E - T'_E}{\ln(T_E/T'_E)}. \quad (3.27)$$

Покажемо, як суттєво може знижуватися ефективність циклу при використанні адіабатних процесів.

Початок процесу розширення відповідає мінімальному куту між важелями лопатей в розглянутій порожнині, а значить і мінімальному її об'ємі. До кінця процесу розширення об'єм порожнини збільшується приблизно в два і більше рази.

Зміна тиску в процесі адіабатного розширення може бути описана як

$$p_{34'}(\alpha) = p_3 \left(\frac{2b - \varphi_n}{2a \cos 2\alpha + 2b - \varphi_n} \right)^k. \quad (3.28)$$

Температура в процесі розширення змінюється за законом:

$$T_{34'}(\alpha) = T_3 \left(\frac{2b - \varphi_n}{2a \cos 2\alpha + 2b - \varphi_n} \right)^{k-1}. \quad (3.29)$$

У момент відкриття вікон, що сполучають робочий блок із рефрижератором, починається процес передачі через нього робочого тіла з одного робочого блоку в інший з підведенням тепла. У процесі підведення тепла відбувається збільшення тиску і температури. Остання приймає середньопланіметричне значення $\overline{T_E}$.

Аналогічно процесу розширення представлені співвідношення для процесу адіабатного стиснення:

$$p_{12'}(\alpha) = p_1 \left(\frac{2a + 2b - \varphi_n}{2a \cos 2\alpha + 2b - \varphi_n} \right)^k; \quad (3.30)$$

$$T_{12'}(\alpha) = T_1 \left(\frac{2a + 2b - \varphi_n}{2a \cos 2\alpha + 2b - \varphi_n} \right)^{k-1}. \quad (3.31)$$

Конструкція холодильника забезпечує відведення тепла в навколишнє середовище, при якому температура газу знижується до температури $\overline{T_C}$.

Роботи, необхідні для стиснення робочого тіла і одержувані при його розширенні, можна представити визначеними інтегралами:

$$A_{\epsilon m} = \int_0^{\pi/4} p_{12'}(\alpha) \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} d\alpha; \quad (3.32)$$

$$A_{p m} = \int_{3\pi/4}^{\pi} p_{34'}(\alpha) \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} d\alpha. \quad (3.33)$$

В результаті робота термодинамічного циклу

$$A = A_{\epsilon m} - A_{p m}. \quad (3.34)$$

Споживана потужність при частоті обертання валу n становитиме:

$$W = 4A_1 \frac{n}{60}. \quad (3.35)$$

де 4 – кількість парних порожнин у двох блоках холодильної машини, що реалізують термодинамічний цикл за один оберт валу.

Інтеграли (3.32) і (3.33) не вдається визначити аналітично. Для їх визначення використовувалося чисельне моделювання.

Зупинимося на більш детальному розгляді деяких характеристик процесів, що відбуваються в роторно-лопатевій газовій холодильній машині.

3.3. Аналіз процесів, що реалізуються в РЛГХМ

На початку пояснимо, яким чином здійснюється регенерація тепла в РЛГХМ. У циклі Стірлінга, як показано на рис. 3.4, регенерація тепла відбувається в ізохоричних процесах 2–3 і 4–1. Ці процеси реалізуються в регенераторі з теплоємною насадкою. У конструкції РЛГХМ такий регенератор відсутній. Тому регенеративний теплообмін в машині організовується по-іншому. У порожнинах 9 і 15 (див. рис. 2.1 і 2.2) регенерація тепла організується наступним чином. Охолодження газу, що надходить у порожнину 9 виконується в результаті його теплообміну з лопатями 4 і 5, що утворюють порожнину, яку перед цим покинув газ із температурою T'_E . Охолоджені до цього лопаті в процесі 3–4' передають газу таку кількість акумульованого їх масою холоду:

$$Q_1 = M_{\text{л}} \cdot c_{\text{л}} \cdot (T_3 - T_4), \quad (3.36)$$

де $M_{\text{л}}$ і $c_{\text{л}}$ – маса лопатей і питома теплоємність їх матеріалу.

Для охолодження ж газу, що надходить в порожнину, потрібен холод

$$Q_2 = G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_3) \cdot \tau, \quad (3.37)$$

де G – витрата робочого тіла в циклі машини; τ – тривалість процесу.

Наведемо приклад. Використано наступні дані: показник адіабати робочого тіла $k = 1,66$; газова стала $R = 2078$ Дж/кг·К; ізохорна теплоємність

гелію $c_v = 3126 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$; $T_3 = 173 \text{ К}$; $T_4 = 99,4 \text{ К}$; $M_{\text{л}} = 500 \text{ г}$; $c_{\text{л}} = 0,888 \text{ Дж/г}\cdot\text{К}$; $G = 0,036 \text{ кг/с}$. Розрахунки дозволили отримати на основі (3.36) кількість акумульованого холоду $Q_1 = 32856 \text{ Дж}$, згідно (3.37), і необхідну для охолодження робочого тіла в процесі 2–3 холодопродуктивність $Q_2/\tau = 14630 \text{ Вт}$.

Значення Q_1 і Q_2/τ порівнюються при $\tau = 2,3 \text{ с}$. Чи достатньо буде часу для теплообміну? Врахуємо частоту обертання валу машини 1450 хв^{-1} (24 с^{-1}) і тривалість в 45° розглянутого процесу розширення. На підставі цього приходимо до висновку, що в цілому цей процес триває 3 с. Це вказує на те, що розпочате після всмоктування в порожнину 9 охолодження газу з використанням холоду Q_1 завершується в процесі адіабатного розширення 3–4'.

Подібним чином організовується регенеративний теплообмін і в порожнині 15, що знаходиться в РБ 2. Тут процес регенерації 4–1 проводиться за рахунок тепла, акумульованого теплоємною масою двох лопатей в попередньому процесі 1–2', і потім використаного для нагріву робочого тіла.

Аналіз умов, при яких в машині вдається здійснити процеси регенеративного теплообміну, показує, що в кожній з восьми порожнин відбуваються не всі процеси, що формують повний термодинамічний цикл (див. рис. 2.1, 2.2 і 3.4).

Насправді, в чотирьох порожнинах реалізуються такі процеси, як у порожнині 9, що складаються з процесів 2–3, 3–4' і 4'–4. В інших чотирьох порожнинах, подібних порожнині 15, виконуються процеси 4–1, 1–2' и 2'–2. Це дозволяє забезпечити безперервний рух потоків робочого тіла назустріч один одному в холодильнику і рефрижераторі.

Відзначено, що регенеративний теплообмін з використанням теплоємної маси теплообмінних апаратів успішно використовується у великотоннажних кріогенних повітророзподільних установках. У них,

замість регенераторів з базальтовою насадкою або алюмінієвими галетами, застосовуються пластинчасто-ребристі теплообмінники, що перемикаються [79].

3.4. Методика розрахунку параметрів циклу

Викладений вище матеріал дозволяє розраховувати параметри, які характеризують процеси стиснення і розширення в їх динаміці, тобто з урахуванням частоти протікання процесів, яка залежить від частоти обертання n .

Для будь-якого поточного становища порожнини можуть бути обчислені всі складові диференціальних рівнянь: (3.32) и (3.33) для процесів стиснення і розширення робочого тіла в ізолюваному об'ємі порожнини.

По закінченню процесу всмоктування в робочу порожнину з теплообмінника навантаження ТН, починається процес зменшення об'єму порожнини і стиснення в ній робочого тіла. Аналогічно, по закінченню процесу всмоктування в порожнину робочого тіла з холодильника Х, починається процес збільшення об'єму порожнини тобто процес розширення. Обидва процеси відбуваються в ізолюваному, але змінному в часі об'ємі.

Очевидно, що інтегрування диференціальних рівнянь газообміну (3.32) і (3.33), можливо лише чисельними методами - наприклад, методом Рунге - Кутти. Інтервал часу процесу, виражений у куті оберту валу α , розбиваємо на рівні ділянки протяжністю $\Delta\alpha$. Нехай в точці $i - 1$ тиск p , маса газу M , об'єм порожнини V і температура T відомі. Тоді можна обчислити праву частину рівняння (3.16), (3.17), в цій точці, і знайти $(\Delta p / \Delta\alpha)_{i-1}$.

У наступній точці і буде

$$p_i = p_{i-1} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta\alpha} \right)_{i-1} \Delta\alpha, \quad M_i = M_{i-1} + \left(\frac{\Delta M}{\Delta\alpha} \right)_{i-1} \Delta\alpha, \quad \text{і т.д.} \quad (3.38)$$

Виконаємо для точки i ту ж процедуру обчислення $(\Delta p / \Delta \alpha)_i$, але вже при всіх знайдених параметрах, що характеризують цю точку. В результаті знайдемо $(\Delta p / \Delta \alpha)_i$. Дійсне значення швидкості зміни тиску на розглянутому інтервалі буде

$$\overline{\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)} = \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_{i-1} + \left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)_i. \quad (3.39)$$

Звідси витікає значення дійсного тиску в порожнині в точці i

$$p_i = p_{i-1} + \overline{\left(\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}\right)} \Delta \alpha. \quad (3.40)$$

Отже, якщо в початковий момент процесу при $\alpha(0^\circ)$ задані маса газу M , об'єм порожнини V і частота обертання n , то по вищевикладеній процедурі можна визначити залежність $p = p(\alpha)$.

Для розрахунку параметрів РЛГХМ і побудови графіків робочих процесів була розроблена уточнена методика (див. рис. 3.5.). Розрахунки починаються з завдання геометричних параметрів робочої зони холодильної машини, виду робочого тіла і його параметрів, тиску і температури робочого тіла у всмоктувальних і нагнітальних трубопроводах та ін.

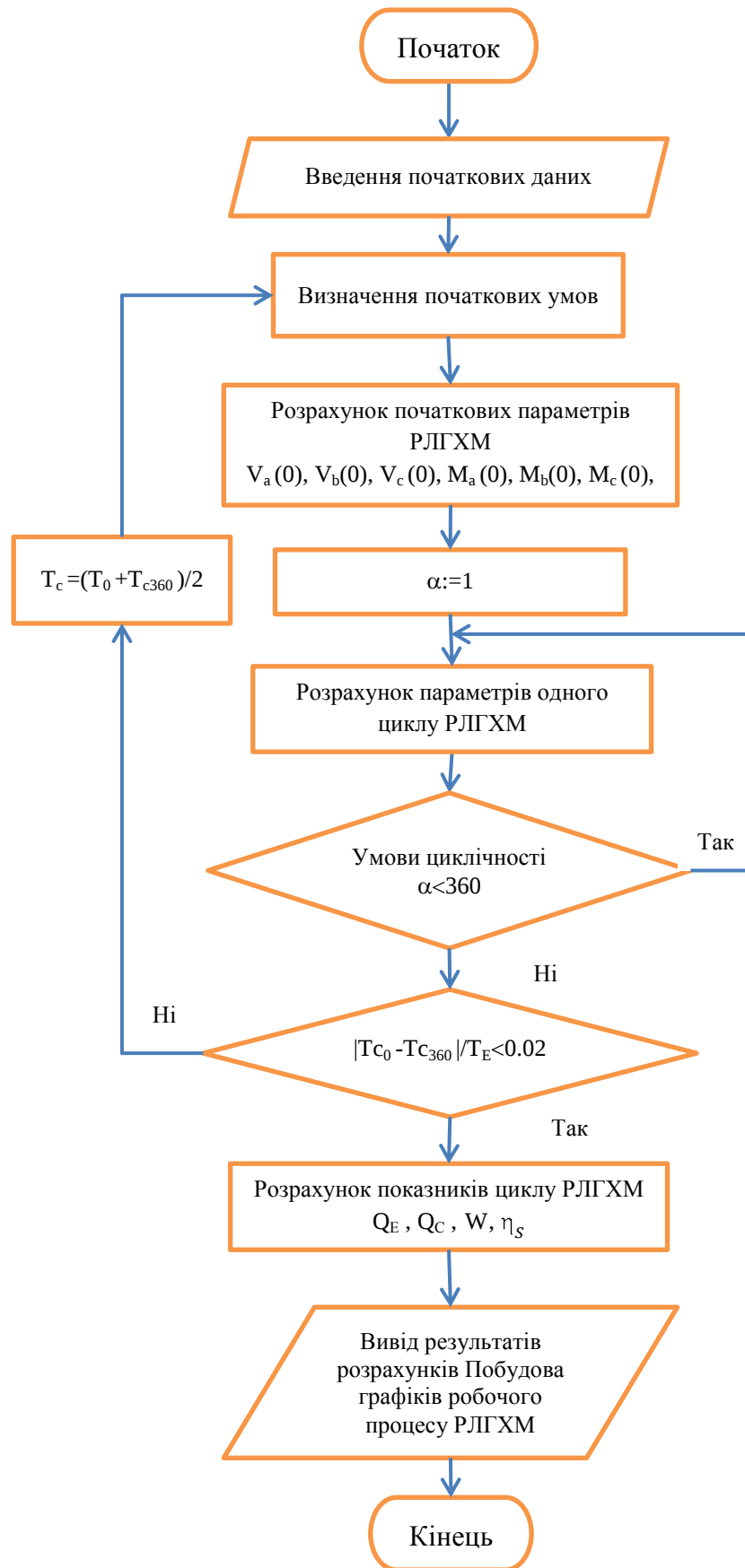


Рис. 3.5. Алгоритм рішення системи рівнянь для розрахунку характеристик РЛГХМ

Важливою перевагою наведеного вище методу є те, що він дозволяє розглянути вплив на робочий процес РЛГХМ в цілому кожного фактора окремо. Це дозволяє, не проводячи макетування та дослідження дійсної машини виділити найбільш важливі з цих факторів. Завдяки розробленій методиці вдалося поєднувати високу точність розрахунку з відносно невеликим обсягом обчислювальних робіт. З іншого боку, виявлення ролі окремих факторів дозволяє оцінити досконалість будь-якого вузла машини, виявити найбільш перспективні шляхи підвищення ефективності.

3.5. Висновки по розділу 3

Таким чином, в цьому розділі, розроблена чисельна математична модель робочих процесів, що реалізуються в роторно-лопатевій газовій холодильній машині. Математична модель двохблочної машини, побудована на основі виведених кінематичних рівнянь, що дозволяють встановити гармонійний зв'язок між зміни об'ємів робочих порожнин і кутом оберту приводного вала РЛГХМ. Крім цього в моделі враховувалися співвідношення для відкритих термодинамічних систем; прийнято, що властивості робочого тіла описуються рівнянням стану ідеального газу.

На початковому етапі моделювання робочих процесів в РЛГХМ використовувалися вирази, характерні для ГХМ Стірлінга, тобто, працюючої без втрат від незворотності. Це дозволило аналітично визначити холодопродуктивність ГХМ і витрати потужності на забезпечення її роботи. Холодильний коефіцієнт такої машини дорівнював цій характеристиці для зворотного оборотного циклу Карно. Розрахунки, виконані для ідеалізованої ГХМ, підтвердили можливість створення її для отримання близько 10 кВт холоду на рівні 173 К. У еквівалентному циклі Карно ці температури замінюються на середньопланіметричні. Реалізація циклу з зазначеними температурами супроводжується виникненням втрат від зовнішньої незворотності, обумовлених передачею тепла при кінцевих і досить значних

різницях температур. З урахуванням цих втрат розроблялася чисельна математична модель, максимально наближена до реальних процесів в РЛГХМ.

Особливістю цієї машини є організація регенеративних процесів при відсутності в ній регенератора традиційного типу. Автор показав, що процеси регенерації можна здійснити з використанням теплоємності маси лопатей машини і ефективного теплообміну в пластинчато-ребристих теплообмінниках робочого тіла з верхнім і нижнім джерелами тепла. Такого роду процеси регенерації з успіхом застосовуються в великотоннажних кріогенних повітророзподільних установках. У них замість регенераторів з базальтовими насадками або алюмінієвими галетами використовують так звані реверсивні теплообмінники.

РОЗДІЛ 4

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЕФЕКТИВНОСТІ РОТОРНО-ЛОПАТЕВОЇ ГАЗОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

4.1. Результати математичного моделювання РЛГХМ

Математична модель використовується для імітації продуктивності РЛГХМ.

На рис. 4.1 представлена p – V діаграма циклу машини. Ці криві відрізняються від ідеального циклу тому, що роторно-лопатєва холодильна машина не є ідеальною, і враховує передачу тепла, наявність вікон, що призводить до ускладнення машин, значним вільним обсягами і збільшення гідравлічного опору, спільний вплив яких призводить до скруглення p – V діаграми холодильної машини, тобто до зниження її питомої холодопродуктивності.

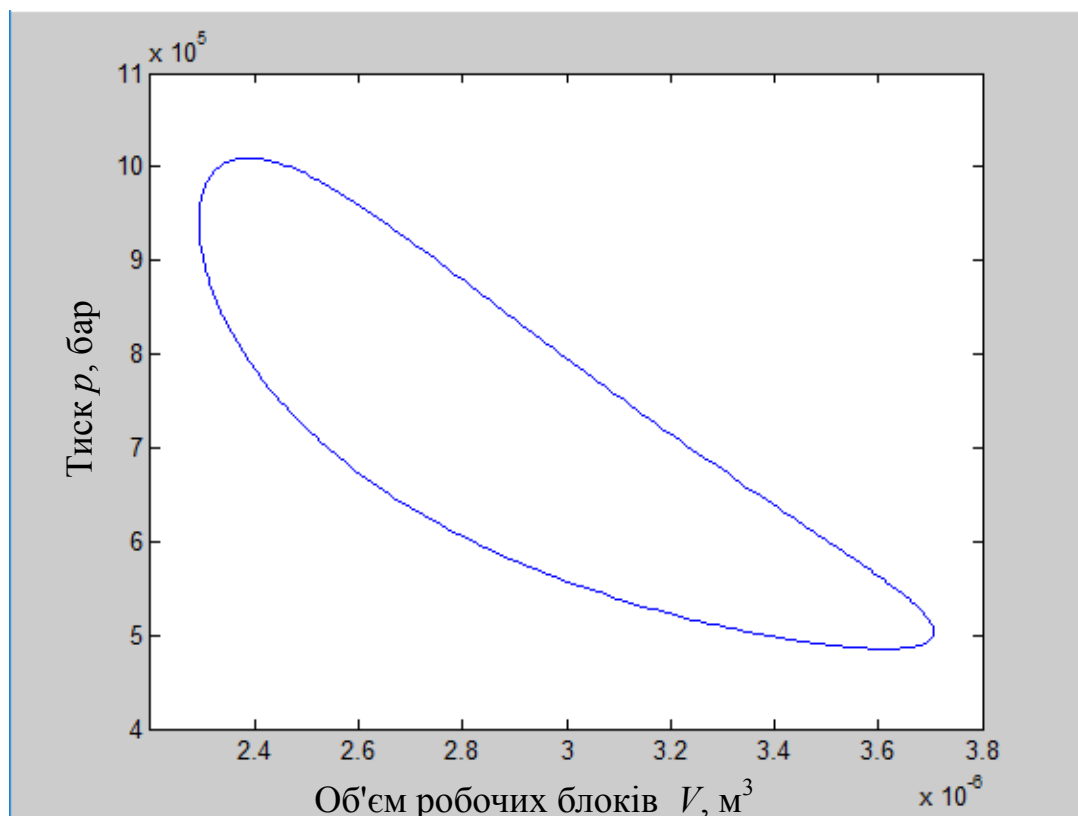


Рис. 4.1. p – V діаграма циклу РЛГХМ

Наведемо основні з отриманих результатів, використовуючи наведені формули в розділі 3. Процес розширення в РЛГХМ протікає при куті оберту приводного вала $135^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$.

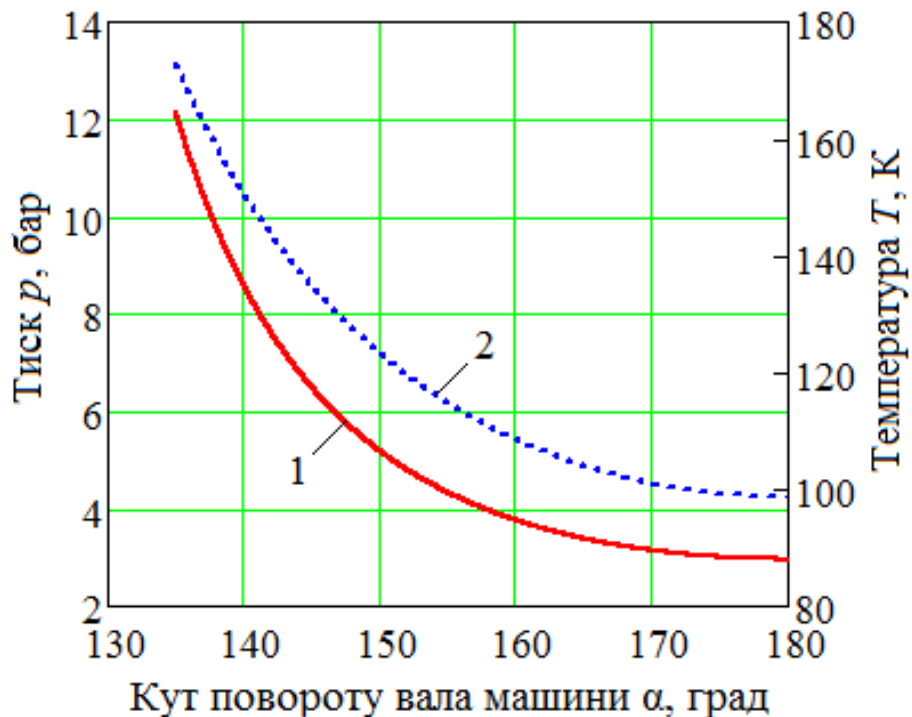


Рис. 4.2. Зміни тиску (1) і температури (2) в процесі розширення в залежності від кута α

Из рис. 4.2 випливає, що тиск в порожнині в процесі розширення змінюється від $p_3(135^\circ) = 12$ до $p_4(180^\circ) = 2,85$ бар, а температура – від $T_3(135^\circ) = 173$ до $T_4(180^\circ) = 99,4$ К.

Процес стиснення в РЛГХМ протікає при куті оберту приводного вала $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$. Тиск і температура на початку процесу стиснення рівні $p_1 = 5$ бар і $T_1 = 300$ К. Графік зміни тисків і температур в робочій порожнині в процесі стиснення наведено на рис. 4.3.

З нього видно, що тиск в порожнині в процесі стиснення змінюється від $p_1(0^\circ) = 5$ до $p_2(45^\circ) = 20,5$ бар, а температура – від $T_1(0^\circ) = 300$ до $T_2(45^\circ) = 525$ К.

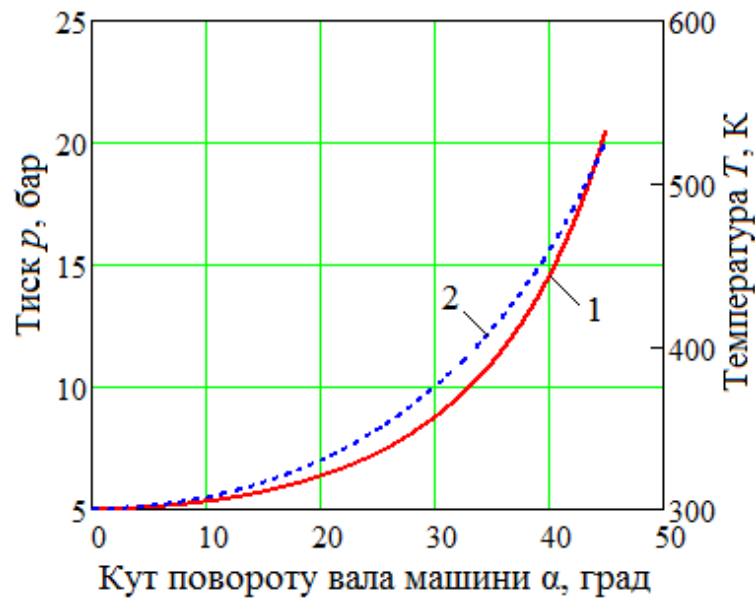


Рис. 4.3. Зміни тиску (1) і температури (2) в процесі стиснення в залежності від кута α

Виконані розрахунки характеристик циклу РЛГХМ показали, що при врахуванні адіабатних процесів стиснення і розширення ступінь термодинамічної досконалості може знизитися до

$$\eta_s = \varepsilon_A / \varepsilon_s = 0,49 / 1,36 = 0,36. \quad (4.1)$$

де ε_A – холодильний коефіцієнт машини з адіабатними процесами. Приведені характеристики циклу РЛГХМ в табл. 1.

У табл. 4.1. вказані показники робочого процесу РЛГХМ, отримані в результаті математичного моделювання.

Таблиця 4.1.

Результати математичного моделювання циклу РЛГХМ

Величина	Значення
Середньопланіметрична температура в об'ємі рефрижератора $\overline{T}_E$, К	133
Середньопланіметрична температура в об'ємі холодильника $\overline{T}_C$, К	402
Максимальний тиск p_{max} , бар	20,5
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12
Теплове навантаження на холодильник Q_C , кВт	36,5
Споживана потужність W , кВт	24,5
Холодильний коефіцієнт ε_A	0,49
Ступінь термодинамічної досконалості η_s	0,36

Розроблена роторно-лопатева газова холодильна машина, як зазначалося, має низку переваг. Основні - це висока ефективність при виробництві помірного холоду.

Проведено дослідження характеристик двохблочної РЛГХМ в широкому діапазоні її навантажувальних і швидкісних режимів. Встановлено в ході аналізу зміну коефіцієнта η_s в залежності від T_E , який дозволяє стверджувати, що ступінь термодинамічної досконалості РЛГХМ має екстремум (в даному випадку максимум) у функції $\eta_s = f(T_E)$, що підтверджує рис. 4.4.

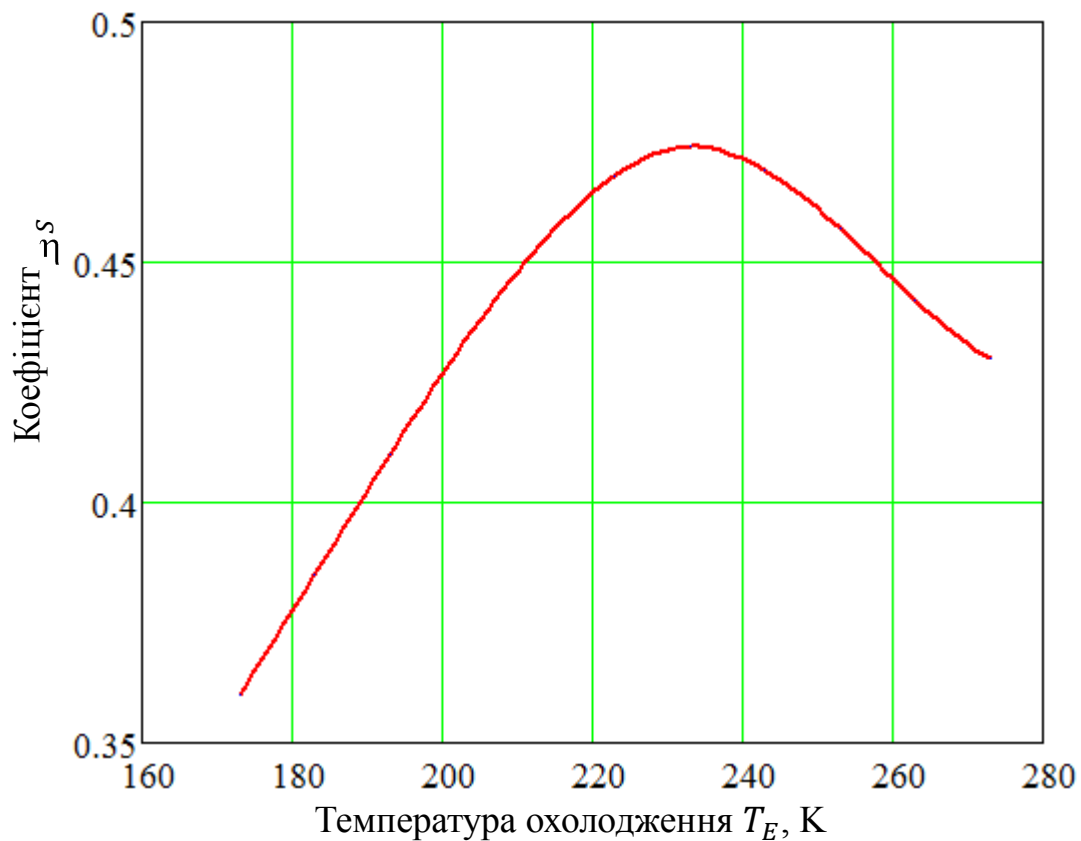


Рис. 4.4. Залежність коефіцієнта η_s від температури охолодження T_E .

Із рис.4.4 видно, що в оптимальне значення температури охолодження $T_{Eopt} \approx 233$ К, при цьому значенні η_s становило 0,476.

Відзначимо, що в області значень температури нижче 193 К ефективність РЛГХМ значно вище, ніж у ПХМ. Це ускладнення пов'язане з необхідністю переходу до двоступінчастим стиску в ПХМ, що призводить до підвищення вартості цих установок.

Таким чином, використання роторно-лопатевої газової холодильної машини дозволяє нам працювати в більш широкому діапазоні значень температур охолодження (від 163 до 263 К) в одній машині і отримувати більш високу енергетичну ефективність.

4.2. Дослідження впливу частоти обертання валу на показники холодопродуктивності машини

Було виконано чисельний математичний експеримент на режимах, що поєднують зміну частотного режиму роботи двохблочної РЛГХМ (шість частотних режимів - 200,400,600,800,1000 и 1200 хв^{-1}).

Була отримані залежності холодопродуктивності Q_E від частоти обертання валу n (рис. 4.5). Температура охолодження становила 173 К. Тиск заправки складав 0,5 МПа.

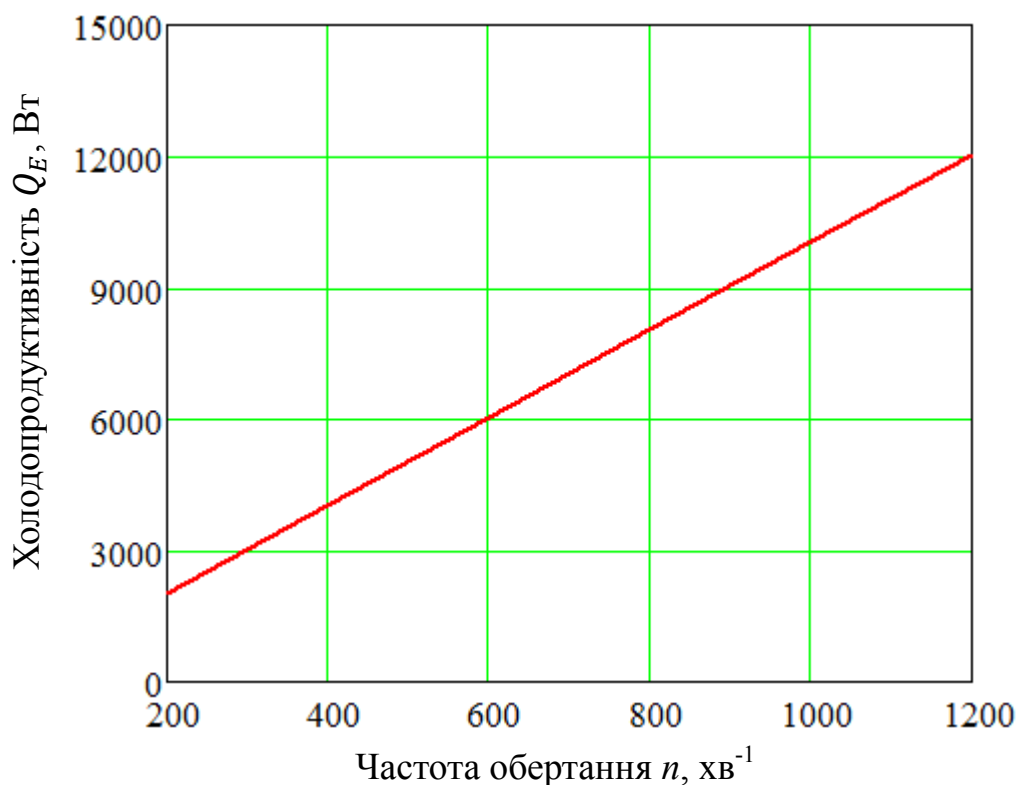


Рис. 4.5. Залежність холодопродуктивності Q_E від частоти обертання валу n

Отримано, що максимальне значення холодопродуктивності Q_E в діапазоні частотних режимів $n = 200\text{--}1200 \text{ хв}^{-1}$, досягає 12050 Вт.

4.3. Вплив тиску заправки в циклі на холодопродуктивність

Проведена оцінка впливу тиску заправки в машині P_3 на холодопродуктивність РЛГХМ. Була прийнята частота обертання валу $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$, геометричні параметри роторно-лопатевої групи відповідали досліджуваній машині. Температура охолодження T_E становила 173 К (рис. 4.6).

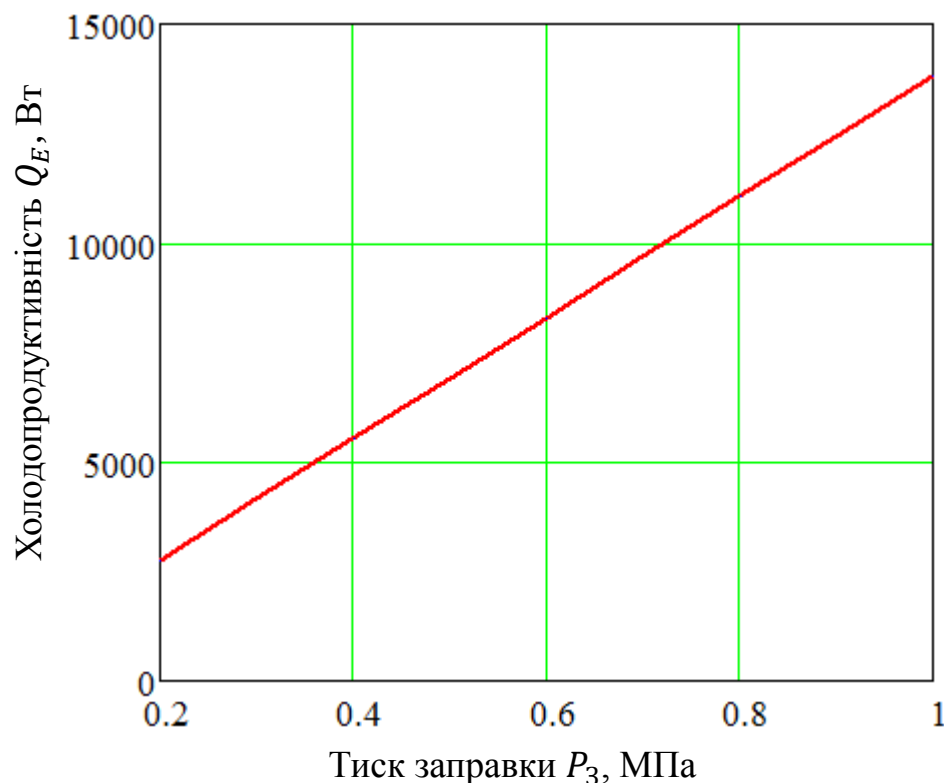


Рис. 4.6. Залежність холодопродуктивності Q_0 від тиску заправки P_3 .

Було отримано, що при збільшенні тиску заправки P_3 від 0,2 МПа до 1 МПа, а холодопродуктивність РЛГХМ збільшується від 3 кВт до 13,5 кВт, відповідно.

4.4. Дослідження впливу мінімального кута між лопатями

При проектуванні конструктивно нової РЛГХМ для виробництва помірного холоду необхідно дослідити геометричні параметри роторно-лопатевої групи, що впливають на енергетичні показники холодильної

машини.

Проведено дослідження впливу мінімального кута ϕ між лопатями на величину коефіцієнта η_s . Тиск заправки у машині був прийнятий рівним 0.5 МПа при температурі охолодження 233 К. Були розраховані параметри РЛГХМ Стірлінга при п'яти положеннях мінімального кута між лопатями ϕ рівних 40, 50, 60, 70 і 80 градусів (рис. 4.7).

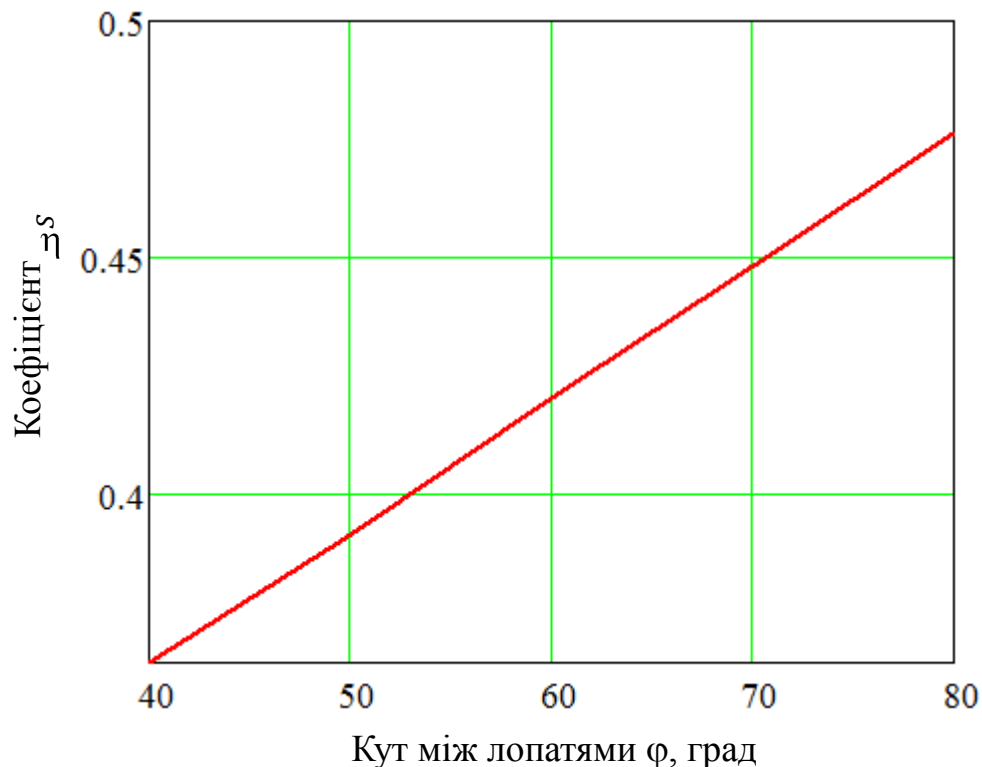


Рис. 4.7. Залежність холодильного коефіцієнта η_s від кута ϕ

Отримано, що в діапазоні $\phi=40-80^\circ$ максимальне значення коефіцієнта η_s досягає 0,476. Отримані оптимальні значення кута ϕ перебувають у діапазоні рекомендованих значень і залежать від температури охолодження T_E .

Проведено дослідження впливу впливу мінімального кута ϕ між лопатями на величину ступеня стиснення γ . Були розраховані параметри РЛГХМ для $T_E=173$ К (рис. 4.8).

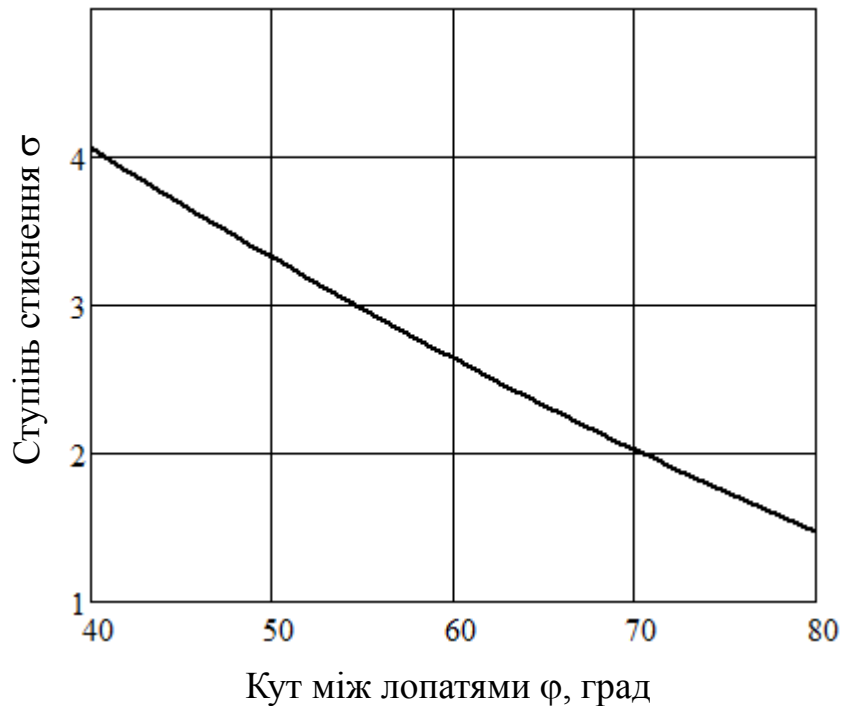


Рис. 4.8. Залежність ступеня стиснення σ від кута ϕ

Отримано, що зміна ступеня стиснення пропорційно залежить від зміни мінімального кута ϕ між лопатями.

4.5. Геометричні параметри лопатей які впливають на енергетичні показники

Проведено дослідження впливу кутового розміру лопаті ϕ_L тиск заправки у машині був прийнятий рівним 0,5 МПа. Були розраховані параметри РЛГХМ для $T_E=173$ К при значенні ϕ рівним 40° (рис. 4.9). Отримано, що максимальне значення холодильного коефіцієнта ε в діапазоні $\phi_L=50-55^\circ$, досягає 0,51.

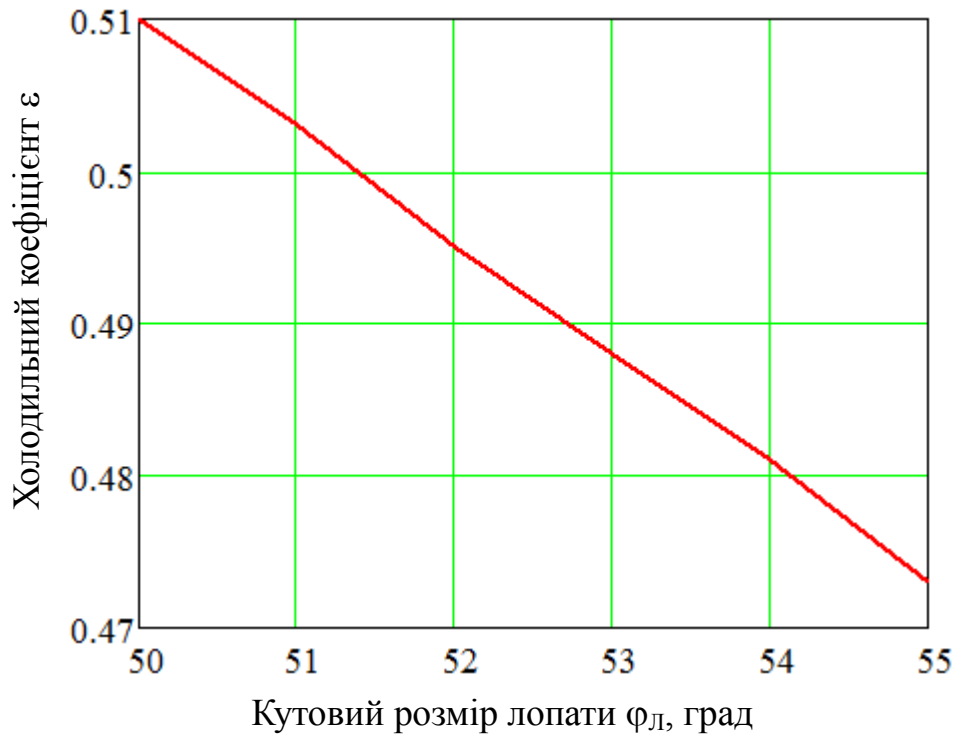


Рис. 4.9. Залежність холодильного коефіцієнта ε від кутового розміру лопаті ϕ_L

4.6. Порівняння параметрів газових холодильних машин Стірлінга з РЛГХМ

Проведено порівняння параметрів газових холодильних машин Стірлінга з РЛГХМ. У табл. 4.2 наведені результати порівняння параметрів ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються, з РЛГХМ..

Таблиця 4.2

Результати порівняння параметрів ГХМ Стірлінга з РЛГХМ

Параметр	SPC-1	КГМ-9000/80	РЛГХМ
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12	12	12
Частота обертання валу n , хв ⁻¹	1450	1450	1200
Ступінь термодинамічної досконалості η_s	0.31	0.3	0.36
Температура охолодження T_E , К	173	173	173
Робоче тіло	Гелій	Гелій	Гелій
Максимальний тиск $p_{\max}$, МПа	5	5	2
Кількість циліндрів	4	4	2
Об'єм порожнини розширення V_e , см ³	1000	980	1003
Маса, кг	250	1500	100

При однаковій холодопродуктивності $Q_E = 12$ кВт ефективність РЛГХМ в порівнянні з поршневыми ГХМ Стірлінга, що серійно випускаються вище на 15%. За масовим характеристикам РЛГХМ в порівнянні з SPC-1 "Stirling Cryogenics» менше в 2,5 рази, а в порівнянні з КГМ-9000/80 «Геліймаш» менше в 15 разів. РЛГХМ характеризується високою компактністю: 510мм×560мм×300мм (Д×Ш×В).

4.7. Дослідження впливу робочих тіл на продуктивність РЛГХМ

Виконано аналіз процесів роботи РЛГХМ при використанні різних робочих тіл (гелій, азот, метан) на температурному рівні 233 К. Показано, що для всіх робочих тіл холодопродуктивність збільшується із частотою обертання валу і підвищенням тиску заправки (див. рис. 4.10, 4.11).

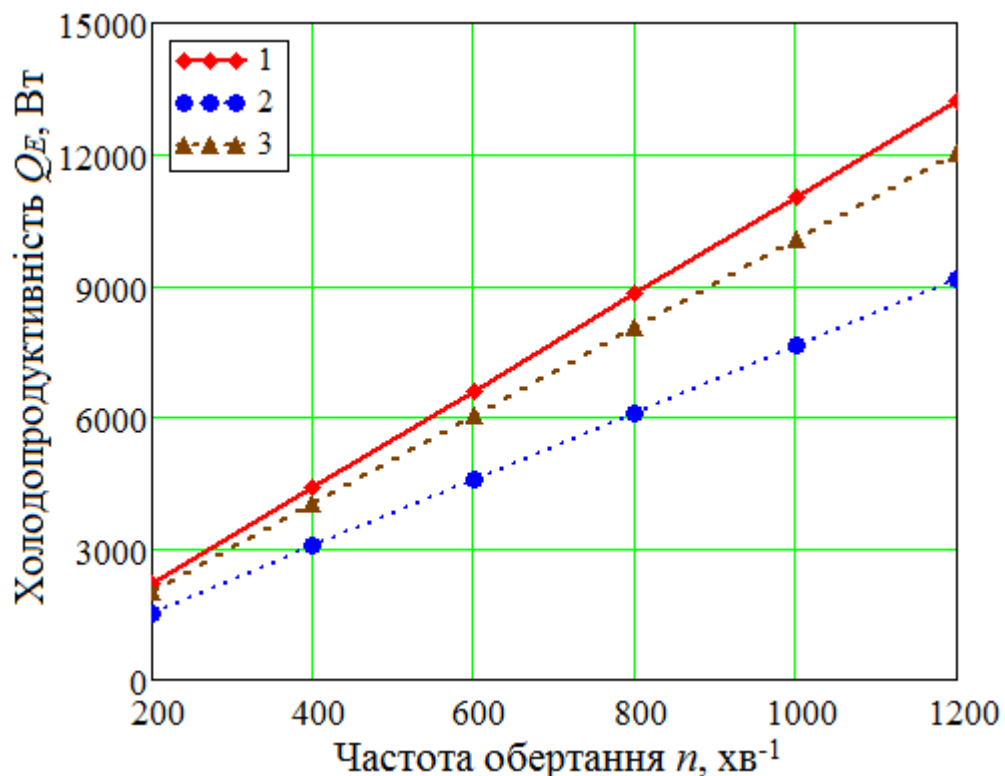


Рис. 4.10. Порівняння показників холодопродуктивності Q_E від частоти обертання валу n : 1- гелій; 2- азот; 3 – метан.

На рис. 4.10 показано результати моделювання холодопродуктивності в залежності від швидкості обертання валу. Тиск робочих тіл прийнято

0,5 МПа. Спостерігається, що для всіх робочих тіл холодопродуктивність збільшується зі частоти обертання валу.

При використанні гелію холодопродуктивність Q_E склала 12050 Вт, а холодильний коефіцієнт ϵ дорівнював 1,656. При використанні азоту холодопродуктивність знизилася до 9156 Вт, що менше на 24% у порівнянні з використанням гелію, а максимальне значення ϵ склало 1,54, що менше на 6% ніж для гелію.

На рис. 4.11. показано залежність холодопродуктивності від тиску заправки для досліджуваних робочих тіл. Відповідно зі швидкістю обертання валу прийнятою 1000 об/хв. Показано, що холодопродуктивність збільшується з тиском заправки до 1,0 МПа.

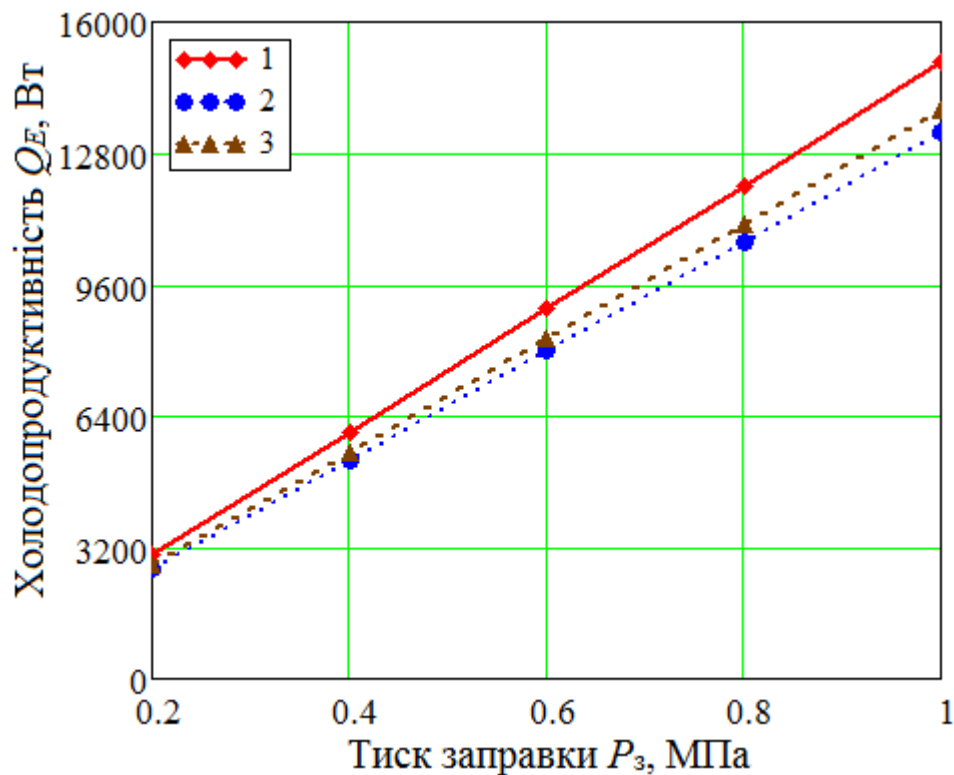


Рис. 4.11. Порівняння показників холодопродуктивності Q_E від тиску заправки P_z : 1- гелій; 2- азот; 3 – метан

У разі метану холодопродуктивність зросла до 13215 Вт, що на 9% більше в порівнянні з використанням гелію. При цьому максимальне значення ϵ дорівнювало 1,45, що менше на 12% цього показника для гелію.

Різниця в показниках між азотом і гелієм обумовлена перепадом тиску в системі від порожнини стиснення до порожнини розширення і загальним значним падінням тиску азоту в порівнянні з гелієм.

Тенденція холодопродуктивності і Q_E від тиску заправки була схожа на випадок при дослідженні впливу зміни частоти обертання валу, хоча їх відносні значення різні при різному тиску заправки.

4.8. Порівняння параметрів РЛГХМ і ПХМ

Проведено порівняння ефективності РЛГХМ і парокомпресійної холодильної машини, яка використовується для конденсації газів на газовозах. Розрахунок параметрів ПХМ виконаний за програмами Solkane [80] і Coolpack [81]. ПХМ представляє собою каскадну холодильну установку, що працює на R717 у верхньому каскаді і R1150 (етилен) у нижньому [82]. Передбачена заміна робочого тіла верхнього каскаду на R290. Температура кипіння була прийнята рівною $T_E = 173$ К, а конденсації – температурі навколишнього середовища $T_C = 300$ К. Вважаємо що, в ПХМ реалізується ідеалізований каскадний цикл. Результати розрахунків представлені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Порівняння параметрів РЛГХМ і ПХМ

Параметр	РЛГХМ	ПХМ R717/R1150	ПХМ R290/R1150
Температура охолодження T_E , К	173	173	173
Температура середовища T_C , К	300	300	300
Холодопродуктивність Q_E , кВт	12	12	12
Ступінь термодинамічної досконалості η_s	0,36	0,38	0,36

Ступінь термодинамічного досконалості РЛГХМ, як впливає з таблиці, при температурі охолодження 173 К дорівнює η_s каскадної ПХМ. Однак потрібно враховувати, що РЛГХМ має низку переваг у порівнянні з ПХМ.

РЛГХМ при низьких температурах охолодження може стати альтернативою каскадним парокомпресійним холодильним машинам. Її використання при таких температурах охолодження доцільно з двох причин: частково висока термодинамічна ефективність; не потрібно використовувати двоступеневі компресори, які значно підвищують вартість ПХМ.

4.9. Розробка і дослідження теплообмінників для РЛГХМ

В основі конструкції пластинчасто-ребристих апаратів лежить ідея про застосування двостороннього високоефективного оребрення з боку прямого і зворотного потоків. Внаслідок цього апарати мають прямокутні оребрені канали. Основні елементи, що визначають конструкцію цих апаратів: розділові пластини; ребра, розташовані між пластинами і мають хороший тепловий контакт з останніми; бічні проставки. Ці апарати конструктивно виконуються протиточними, перехресноточними і прямоточними. За масово-габаритними і експлуатаційними показниками ці апарати відносять до ефективних компактних теплообмінників. Компактність поверхні в них 1000–3000 м²/м³. Маються поверхні, компактність яких досягає 6000 м²/м³ [67, 79].

Перевага пластинчасто-ребристих теплообмінників в тому, що конструктивно їх легко виконати багатопотоковими. При цьому завдяки високій теплопровідності, цільнопаяній конструкції в поперечному напрямку досягається добрий тепловий контакт між потоками і вирівнювання температур теплоносіїв по перетину.

Для виготовлення пластинчасто-ребристих теплообмінників застосовують латунні, алюмінієві сплави, корозійно-стійкі сталі. Найбільш

раціонально виготовляти апарати з алюмінієвих сплавів, що мають малу щільність і високу теплопровідність, наприклад АМц, АД1 і т.д. Мала маса апарату дозволяє зменшити пускові періоди холодильних установок, а висока теплопровідність - підвищити ефективність апарату. Корозійно-стійку сталь застосовують, коли від апарата потрібна підвищена міцність або, коли в цілях досягнення дуже високої компактності поверхні (до $6000\text{ м}^2/\text{м}^3$) ребра виконують з дуже тонкого листа ($t_p = 0,05\text{ мм}$).

Істотно обмежує застосування пластинчасто-ребристих теплообмінників у холодильних установках невеликий тиск (до 1 МПа), який встановлюють за умовою міцності. Відомі, правда, апарати, що працюють під тиском одного з потоків 40 МПа, але практично пластинчасто-ребристі теплообмінники застосовують при меншому тиску. Технологія виробництва пластинчасто-ребристих теплообмінників у даний час відпрацьована і освоєна. Конструкція апаратів дозволяє механізувати та автоматизувати процеси виготовлення основних елементів і апарату в цілому. Конструкції оребрення в пластинчасто-ребристих теплообмінниках відрізняються великою різноманітністю. Це пов'язано з пошуками і відпрацюванням найбільш технологічних конструкцій і прагненням поліпшити теплопередавальні і гідродинамічні характеристики апаратів.

Серед кількох десятків досліджених пластинчасто-ребристих поверхонь можна виділити кілька типів основних поверхонь, що застосовуються в теплообмінниках кріогенних установок. Найбільш ефективні поверхні з хвилястими безперервними ребрами (рис. 4.12., в), з короткими або переривчастими ребрами (рис. 4.12, г), з жалюзійними ребрами (рис. 4.12, д), а також з довгими прямими перфорованими ребрами (рис. 4.12, е). Виготовляють і найбільш прості поверхні з прямими гладкими неперфорованими ребрами, а також поверхні зі стріженьковими ребрами, які можуть бути виконані з дроту.

Вибір пластинчасто-ребристих теплообмінників в якості теплообмінних апаратів для роторно-лопатевої газової холодильної машини

проводився з урахуванням перерахованих переваг, в залежності від конкретних умов обраного теплового процесу.

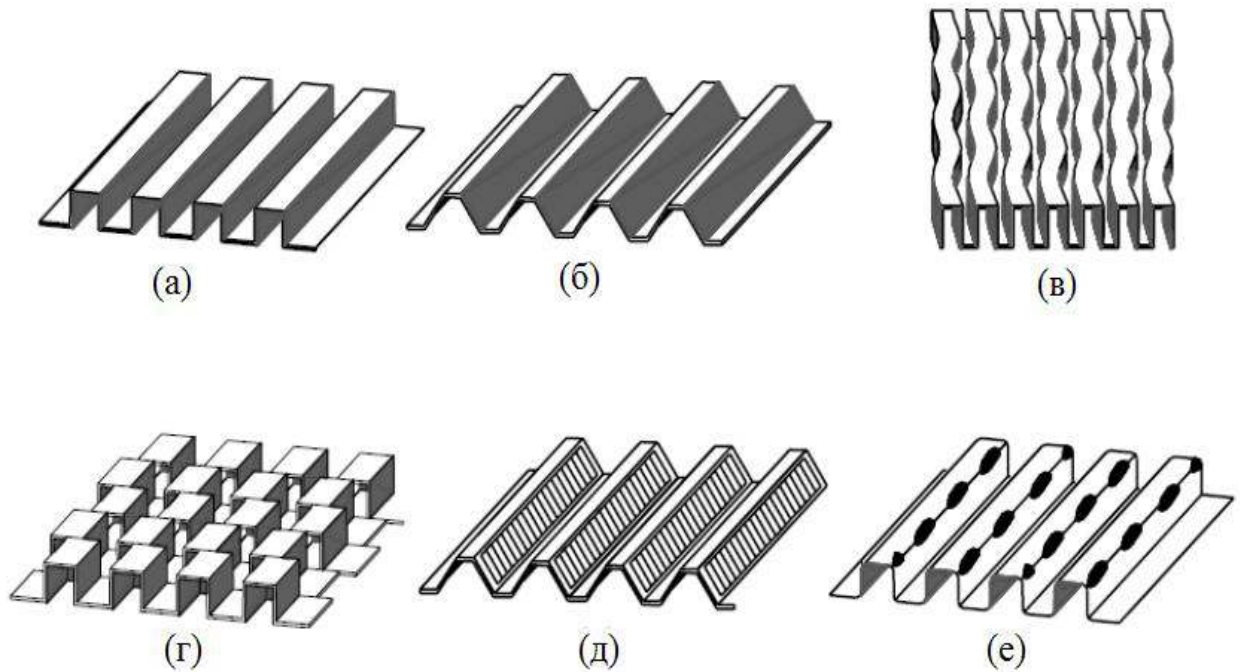


Рис. 4.12. Пластинчасто-ребристі поверхні різних типів [68]:

а - з прямокутними ребрами; б - з трапецієподібними ребрами;
в - з хвилястими безперервними ребрами; г - з зубчастими або
зміщеними ребрами; д - з жалюзійними ребрами;
е - з перфорованими ребрами.

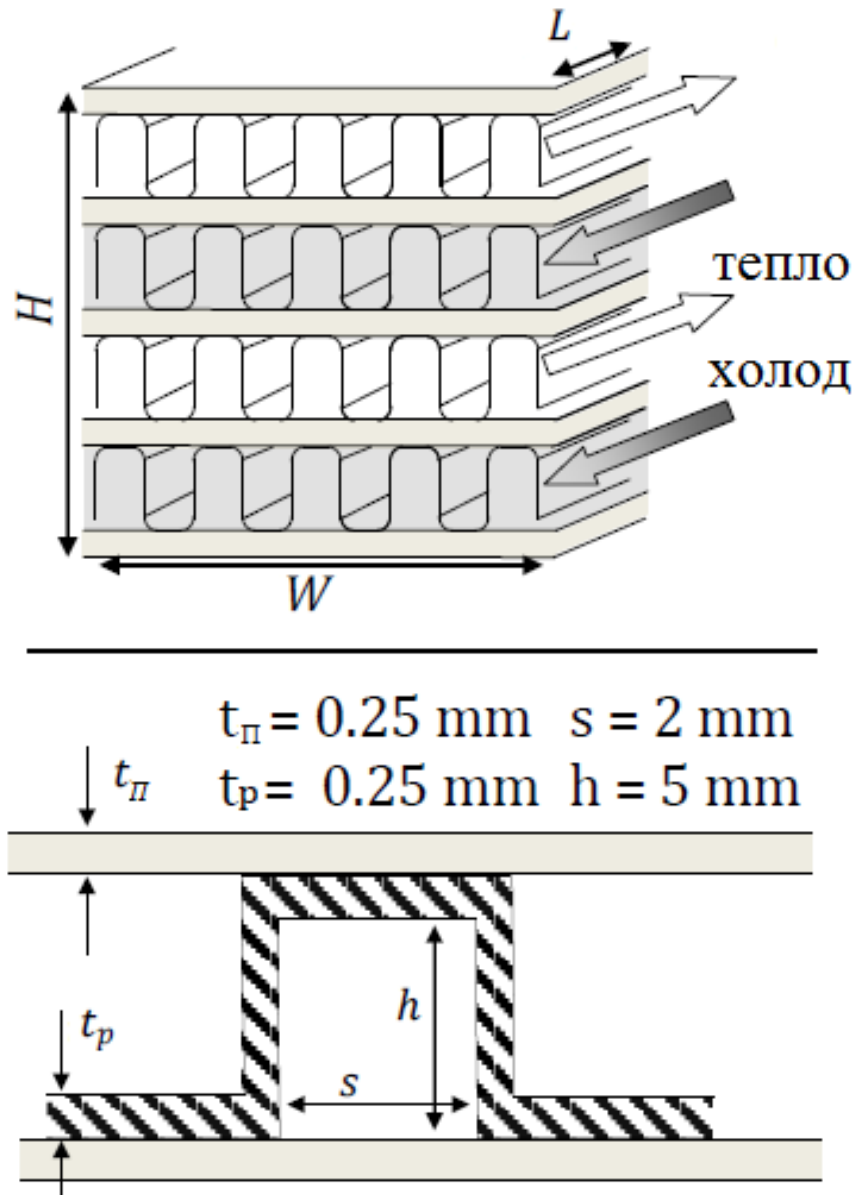


Рис. 4.13. Елемент оребрення прямокутного каналу [69].

Основні розміри, що характеризують геометричні параметри елементів поверхонь, такі (рис. 4.13): ширина ребер $s = 2 \dots 15$ мм; висота ребер $h = 1,5 \dots 5$ мм; товщина ребер; $t_p = 0,05 \dots 0,5$ мм; товщина розділових пластин $t_{\Pi} = 0,1 \dots 1,0$ мм. Такі розміри як висота H , довжина L і ширина W секції, а також їх число визначаються не геометричними параметрами поверхонь, а тепловим і гідродинамічним розрахунками апарату.

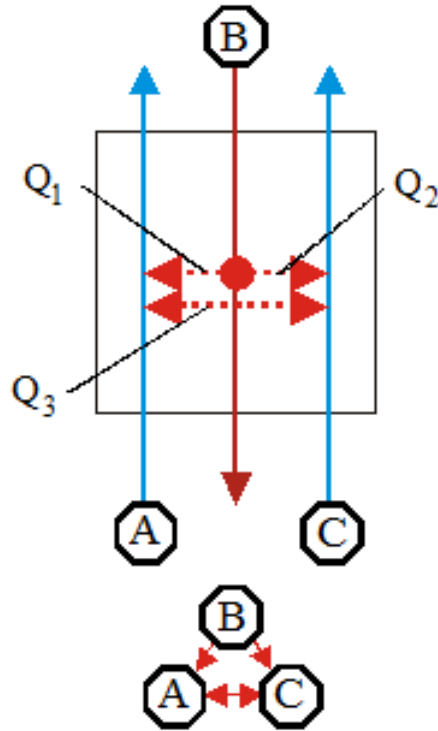


Рис. 4.14. Схеми організації теплообміну в теплообмінниках.

Початкові дані:

Холодильник

Теплове навантаження	$Q_{\text{хол}} = 16 \text{ кВт}$
Температура гелію на вході в холодильник	$t_{\text{вх}}^{\text{He}} = 525 \text{ К}$
Температура гелію на виході з холодильника	$t_{\text{вих}}^{\text{He}} = 300 \text{ К}$
Температура води на вході	$t_{\text{вх}}^{\text{H}_2\text{O}} = 290 \text{ К}$
Температура води на виході	$t_{\text{вих}}^{\text{H}_2\text{O}} = 300 \text{ К}$

Рефрижератор

Теплове навантаження	$Q_{\text{реф}} = 10 \text{ кВт}$
Температура гелію на вході в рефрижератор	$t_{\text{вх}}^{\text{He}} = 100 \text{ К}$
Температура гелію на виході з рефрижератор	$t_{\text{вих}}^{\text{He}} = 173 \text{ К}$
Температура азоту на вході	$t_{\text{вх}}^{\text{N}_2} = 180 \text{ К}$
Температура води на виході	$t_{\text{вих}}^{\text{N}_2} = 175 \text{ К}$

Характеристика теплообмінної поверхності

Паяний пластинчасто - ребристий теплообмінник у якого ребра виконані з алюмінію марки А 6061

Висота ребер	$h = 0.005 \text{ м}$
Ширина ребер	$s = 0.002 \text{ м}$
Товщина ребер	$t_p = 0.00025 \text{ м}$
Товщина пластини	$t_{\Pi} = 0.00025 \text{ м}$

Логарифмічна різниця температур в холодильнику:

$$\theta_m = \frac{(T_{\text{exid}}^{\text{He}} - T_{\text{vuxid}}^{\text{He}}) - (T_{\text{vuxid}}^{\text{H}_2\text{O}} - T_{\text{exid}}^{\text{H}_2\text{O}})}{\ln\left(\frac{T_{\text{exid}}^{\text{He}} - T_{\text{vuxid}}^{\text{He}}}{T_{\text{vuxid}}^{\text{H}_2\text{O}} - T_{\text{exid}}^{\text{H}_2\text{O}}}\right)} = 69 \quad (4.2)$$

Середня температура води в холодильнику:

$$T_{cp}^{\text{H}_2\text{O}} = \frac{T_{\text{exid}}^{\text{H}_2\text{O}} + T_{\text{vuxid}}^{\text{H}_2\text{O}}}{2} = 295 \text{ К} \quad (4.3)$$

Середня температура гелію в холодильнику:

$$T_{cp}^{\text{He}} = \sqrt{T_{\text{exid}}^{\text{He}} \cdot T_{\text{vuxid}}^{\text{He}}} = 396 \text{ К} \quad (4.4)$$

Логарифмічна різниця температур в рефрижераторі:

$$\theta_m = \frac{(T_{\text{vuxid}}^{\text{He}} - T_{\text{exid}}^{\text{He}}) - (T_{\text{exid}}^{\text{N}_2} - T_{\text{vuxid}}^{\text{N}_2})}{\ln\left(\frac{T_{\text{vuxid}}^{\text{He}} - T_{\text{exid}}^{\text{He}}}{T_{\text{exid}}^{\text{N}_2} - T_{\text{vuxid}}^{\text{N}_2}}\right)} = 25$$

Середня температура азоту в рефрижераторі:

$$T_{cp}^{\text{N}_2} = \frac{T_{\text{exid}}^{\text{N}_2} + T_{\text{vuxid}}^{\text{N}_2}}{2} = 177,5 \text{ К}$$

Середня температура гелію в рефрижераторі:

$$T_{cp}^{\text{He}} = \sqrt{T_{\text{exid}}^{\text{He}} \cdot T_{\text{vuxid}}^{\text{He}}} = 131 \text{ К}$$

В таблиці 4.4 наведені фізичні параметри потоків, які обмінюються теплом у холодильнику і рефрижераторі.

Таблиця 4.4

Фізичні параметри потоків [70]

Холодильник						
Потоки	p_{cp} , МПа	T_{cp} , К	c_p , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	ν , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$\mu \cdot 10^6$, Па · с	λ , $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Гелій	1,5	396	5,204	0,794	21,94	0,184
Вода	0,15	295	4,174	0,00106	774,765	0,66
Рефрижератор						
Гелій	2,85	133	5,204	0,956	11,76	0,1
Азот	2	177,5	1,043	0,25	11,43	0,018

Коефіцієнт тепловіддачі розраховується виходячи з таких безрозмірних величин [71]:

Модуль Колбурна:

$$j = St \cdot Pr^{2/3}, \quad (4.5)$$

Число Стантона

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}, \quad (4.6)$$

Число Прандля

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{K}, \quad (4.7)$$

Число Нуссельта

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{K}, \quad (4.8)$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu}, \quad (4.9)$$

Ефективна ширина:

$$III_E = III - (2T_M), \quad (4.10)$$

Площа вільного перетину:

$$A_\phi = W_E \cdot n_{T1} \cdot (b_{T1} - t) \cdot (1 - (n \cdot t)), \quad (4.11)$$

де, T_M - Мінімальна товщина

A_ϕ - Фронтальна область або площа вільного перетину

Масова витрата через площу вільного перетину:

$$G = \frac{m}{A_\phi}, \quad (4.12)$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$h = jGPr^{2/3}. \quad (4.13)$$

Математичне моделювання на основі перерахованих вище формул відбувалося в програмі Microsoft Excel (див. рис. 4.18 і 4.19).

Моделювання теплообмінника відбувалося в програмі Aspen HYSYS. Результати моделювання представлені на рис. 4.16, 4.17 і 4.20, 4.21.

Job Title:

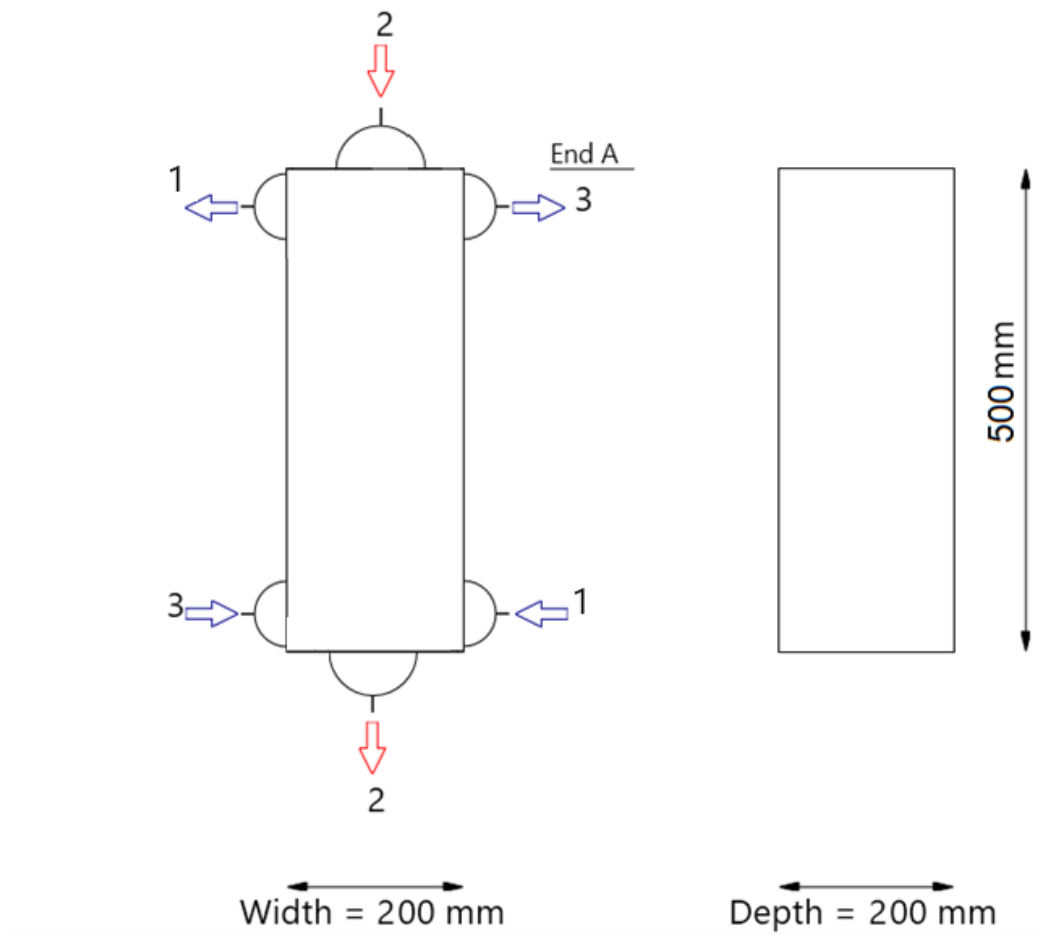


Рис. 4.15. Вікно програми моделювання 3-поточного теплообмінника в Aspen HYSYS.

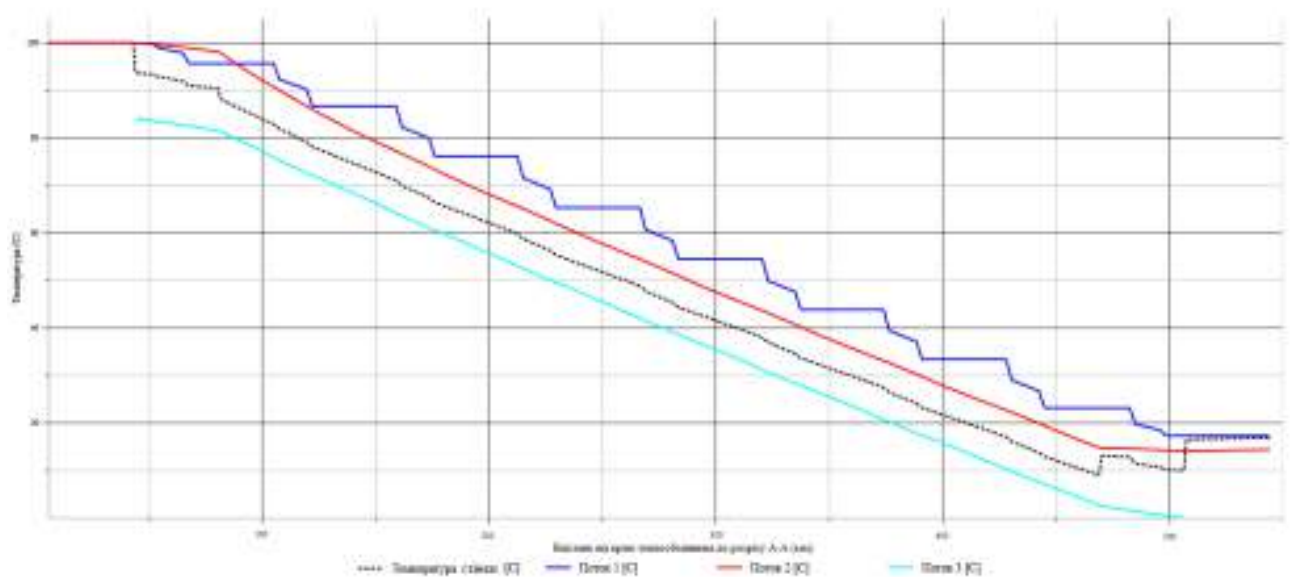


Рис. 4.16. Розподіл температур потоків по довжині апарату в HYSYS.

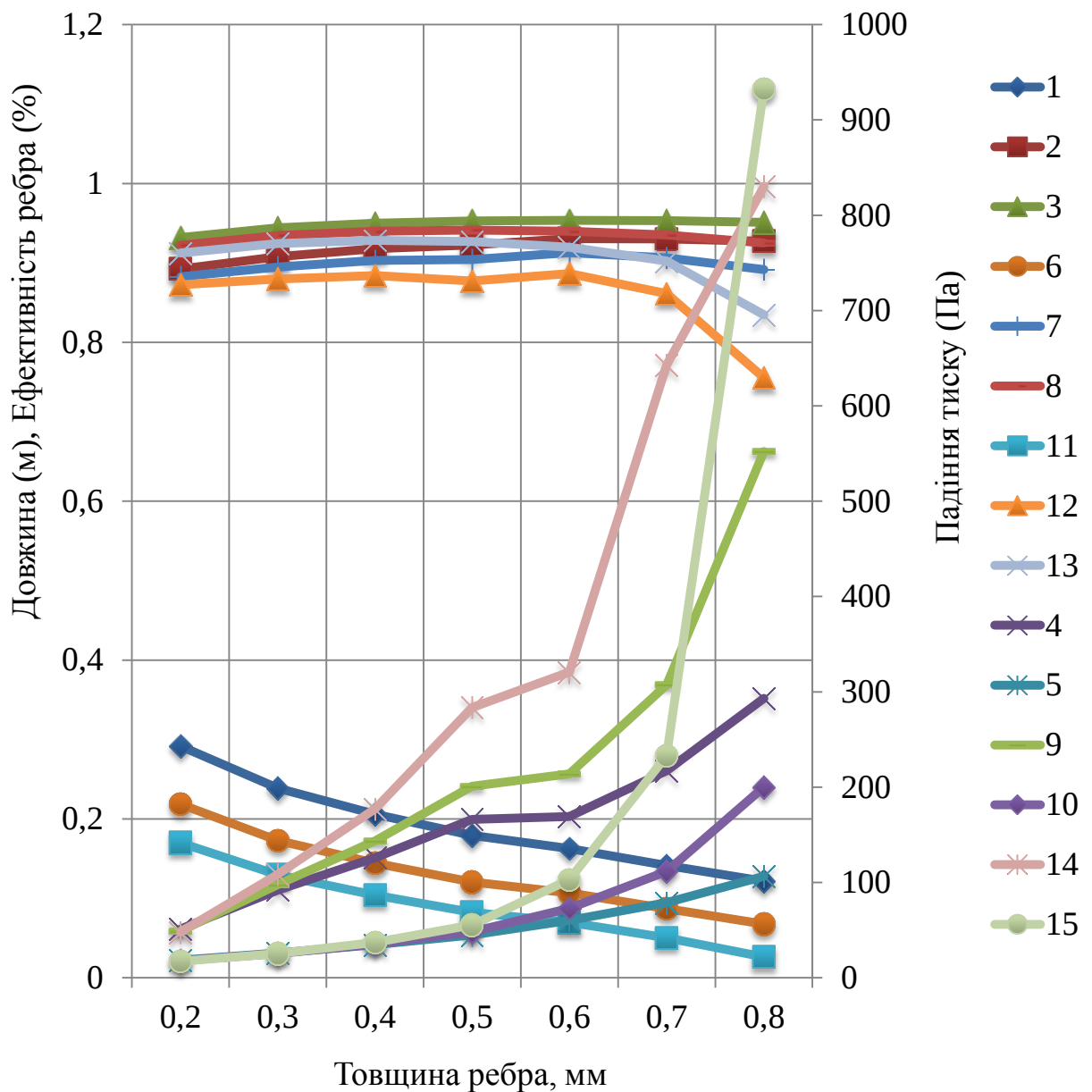


Рис. 4.17. Залежності параметрів теплообмінника від товщини і щільності оребрення для холодильника:

- 1, 6, 11 – довжина теплообмінника, відповідно при 400, 500, 600 ребер / м;
- 2, 7, 12 – ефективність ребра гарячого потоку, відповідно;
- 3, 8, 13 – ефективність ребра холодного потоку, відповідно;
- 4, 9, 14 і 5, 10, 15 – падіння тиску гарячого і холодного потоку.

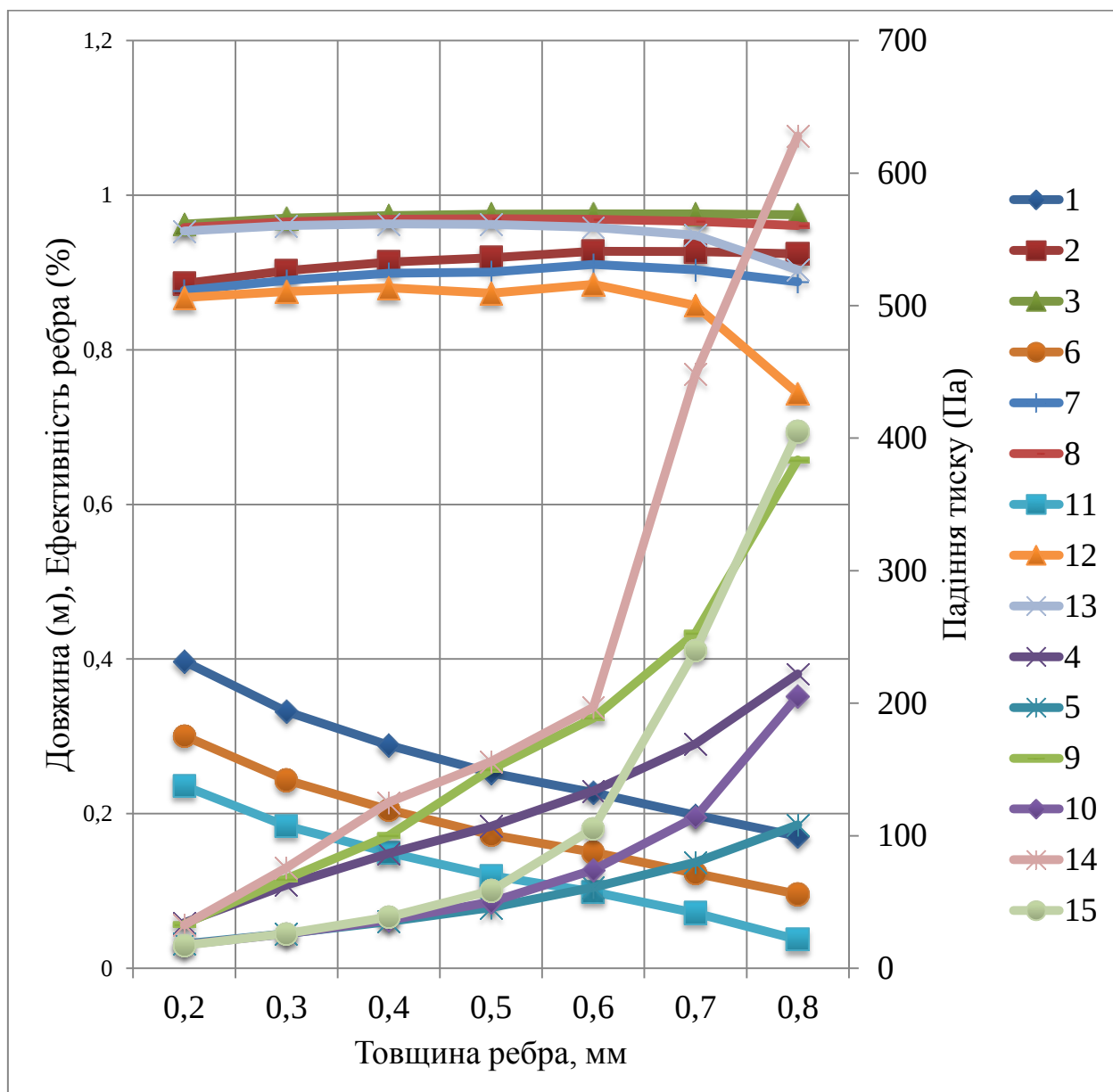


Рис. 4.18. Залежності параметрів теплообмінника від товщини і щільності оребрення для рефрижератора:

- 1, 6, 11 – довжина теплообмінника, відповідно при 400, 500, 600 ребер / м;
- 2, 7, 12 – ефективність ребра гарячого потоку, відповідно;
- 3, 8, 13 – ефективність ребра холодного потоку, відповідно;
- 4, 9, 14 і 5, 10, 15 – падіння тиску гарячого і холодного потоку.

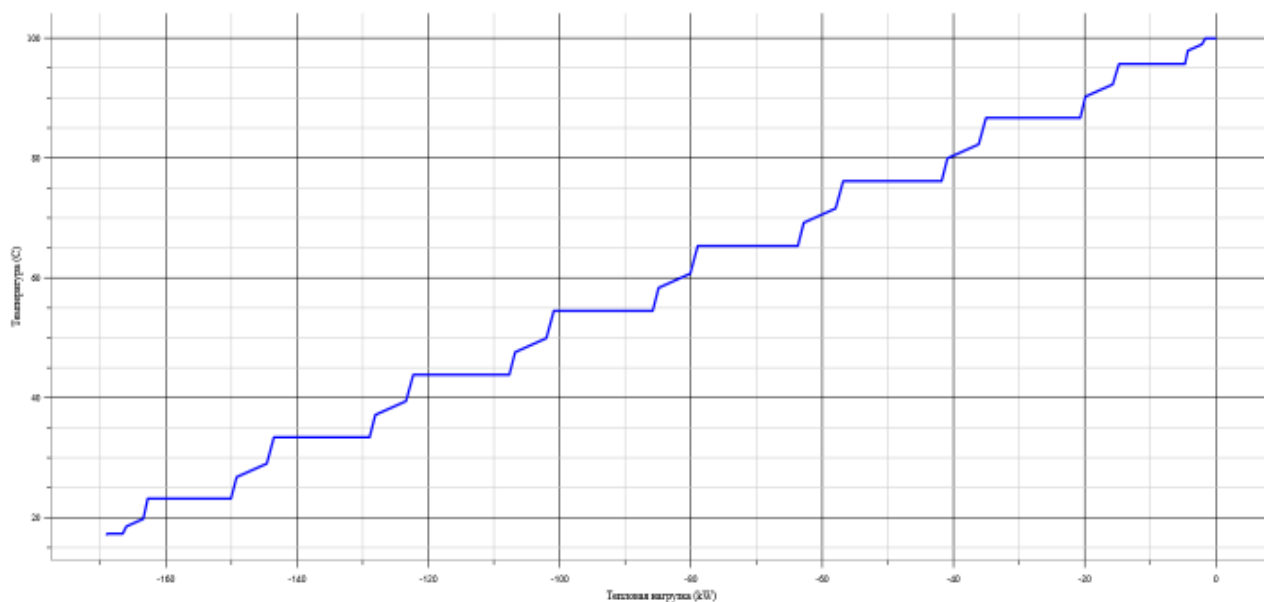


Рис. 4.19. Температура - теплове навантаження - потік 1

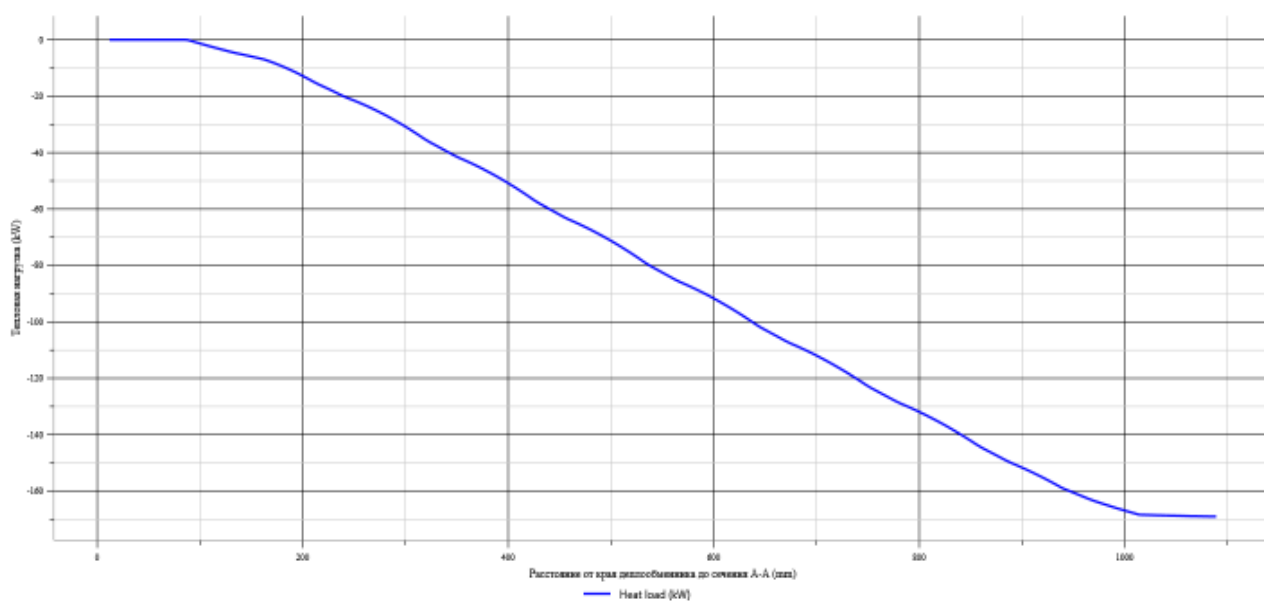


Рис. 4.20. Довжина - тепловий потік 1

Для аналізу результатів чисельного моделювання теплообмінник був спроектований в програмі Aspen HYSYS. Результати моделювання показують, що загальні відхилення від запропонованої чисельної моделі становить не більше ніж 5%. З рис. 4.17 і 4.18 можна зробити ряд висновків про наступне:

1. Падіння тиску гарячих потоків 1, 2 і холодного потоку 3 зменшується зі зменшенням щільності оребрення і зменшенням товщини ребер.

2. Об'єми всіх потоків зростають зі зменшенням щільності оребрення і зменшенням товщини ребер.

3. Ефективність ребер збільшується зі збільшенням товщини ребра і збільшенням щільності оребрення для 400, 500, 600 ребер/м.

4. Мінімум температурних напорів і гідравлічних опорів досягається при значенні щільності 500 ребер/м і при товщині ребра 0,2 мм.

Четвертий розділ завершується рекомендаціями щодо опису конструкції РЛГХМ створеної при виконанні дисертації.

4.10. Компонування і основні вузли РЛГХМ

Використання роторно-лопатевої конструкції холодильної машини є одним з важливих напрямів процесу удосконалення ГХМ Стірлінга для одержання помірного холоду. Відношення еквівалентного робочого об'єму до об'єму машини (коефіцієнт компактності основного об'єму) РЛГХМ, у порівнянні з традиційними ГХМ Стірлінга, буде на рівні 15-20%, в той час як максимальне значення цього показника для поршневих (V - образних з кривошипно-шатунним механізмом) становить 1-2%. Така велика перевага по питомо-масовим показникам відкриває широкі можливості застосування роторно-лопатевої газової холодильної машини для побутової та промислової холодильної техніки. Завдяки обертально-коливального руху роторів лопатей (на відміну від зворотно-поступального поршнів в поршневих машинах) і зменшення втрат на тертя в робочих порожнинах при роботі на зазорах РЛГХМ володіє значно більший ресурс в порівнянні з поршневими машинами.

У РЛГХМ для збільшення плавності руху лопаток застосовується кулачковий механізм перетворення руху. У механізмі відсутні складні

зубчасті передачі. Конструкція РЛГХМ така, що дозволяє забезпечити порівняно хорошу ефективність за рахунок компактності виконання робочих порожнин і зменшення довжини трубопроводів. У машині є можливість регулювати холодопродуктивність шляхом зміни тиску і температури газу в робочому об'ємі холодильної машини. Це досягається введенням таких конструктивних елементів як ресивер, компресор і керований клапан. На рис. 4.20. показана загальна конструкція двохблочної роторно-лопатевої газової холодильної машини.

РЛГХМ складається з двох робочих вузлів – блоків. Кожен блок містить циліндри 1 і 2, дві бічні кришки 3 і 4, коаксіальні вали 5 і 6, ротори 7 і 8, виконані заодно із зазначеними валами. Лопаті 9 і 10 встановлені на роторах 7 і 8 і розміщені в циліндрі 1. Циліндри 1 і 2, бічні кришки 3 і 4, ротори 7, 8 і лопаті 9 і 10 утворюють чотири робочі порожнини 11, 12, 13, 14 (15, 16, 17, 18) в кожному циліндрі (див. рис. 2.2.). У циліндрах передбачені вікна 19-22, які пов'язані магістралями холодного робочого тіла 23-26 з теплообмінником навантаження 27, а так само магістралями стисненого робочого тіла 28-31 – з холодильником 32. При цьому вікна 21 і 22 циліндра 1 з'єднані магістралями 23-26 із такими ж вікнами 21 і 22 в циліндрі 2 для створення протитоку через теплообмінник навантаження 27 (див. рис. 4.20 і 4.22).

Вікна 19 і 20 циліндру 1 пов'язані перехресно магістралями 28-31 з такими ж вікнами 19 і 20 циліндра 2 з утворенням протитоку через холодильник 32 (рис. 4.21.). Робочі порожнини циліндрів 1 і 2, магістралі холодильника 32 і теплообмінника навантаження 27 герметизовані і заповнені під надлишковим тиском газоподібним робочим тілом, наприклад, гелієм. Підведення тепла від охолоджуваного об'єкта до робочого тіла здійснюється через магістраль 33, яка підключена до теплообмінника навантаження 27, а відведення тепла від робочого тіла відбувається через магістраль 34, яка підключена до холодильника 32. З двох боків від робочих блоків 1 і 2 встановлені механізми перетворення руху 35 і 36, які жорстко

з'єднані один з одним єдиним загальним приводним валом 37, пов'язаним з електродвигуном 38.

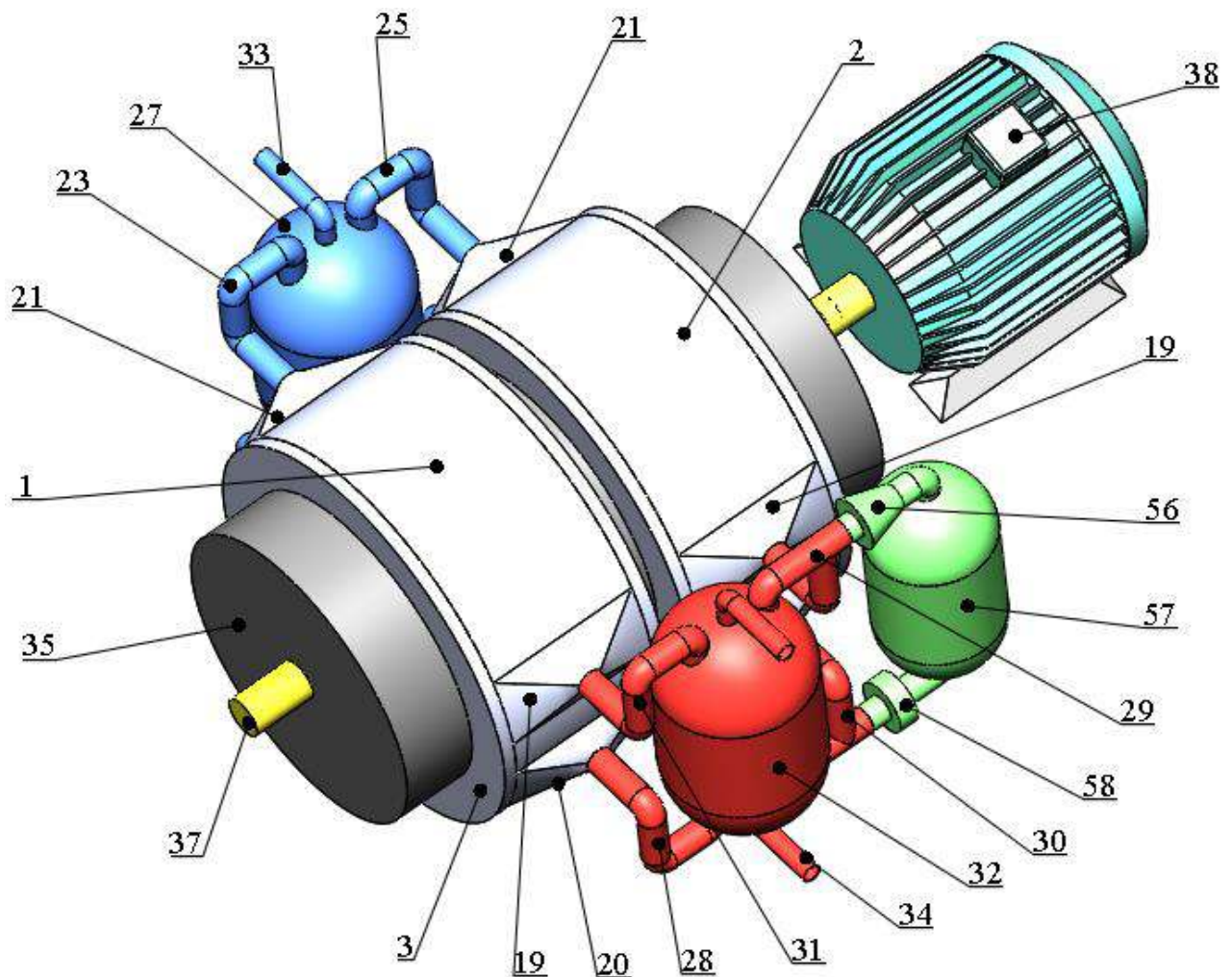


Рис. 4.21. Конструкція двохблочної РЛГХМ

МПР 35 здійснює перетворення рівномірного обертального руху приводного валу 37 у обертально - коливальний рух роторів 7 і 8 з лопатями 9 і 10. При цьому забезпечується плавність і безударність роботи холодильної машини. МПР містить корпус 39, на стінці якого жорстко закріплений диск 40. У центрі диска виконаний профільований контур 41 (див. рис.4.22).

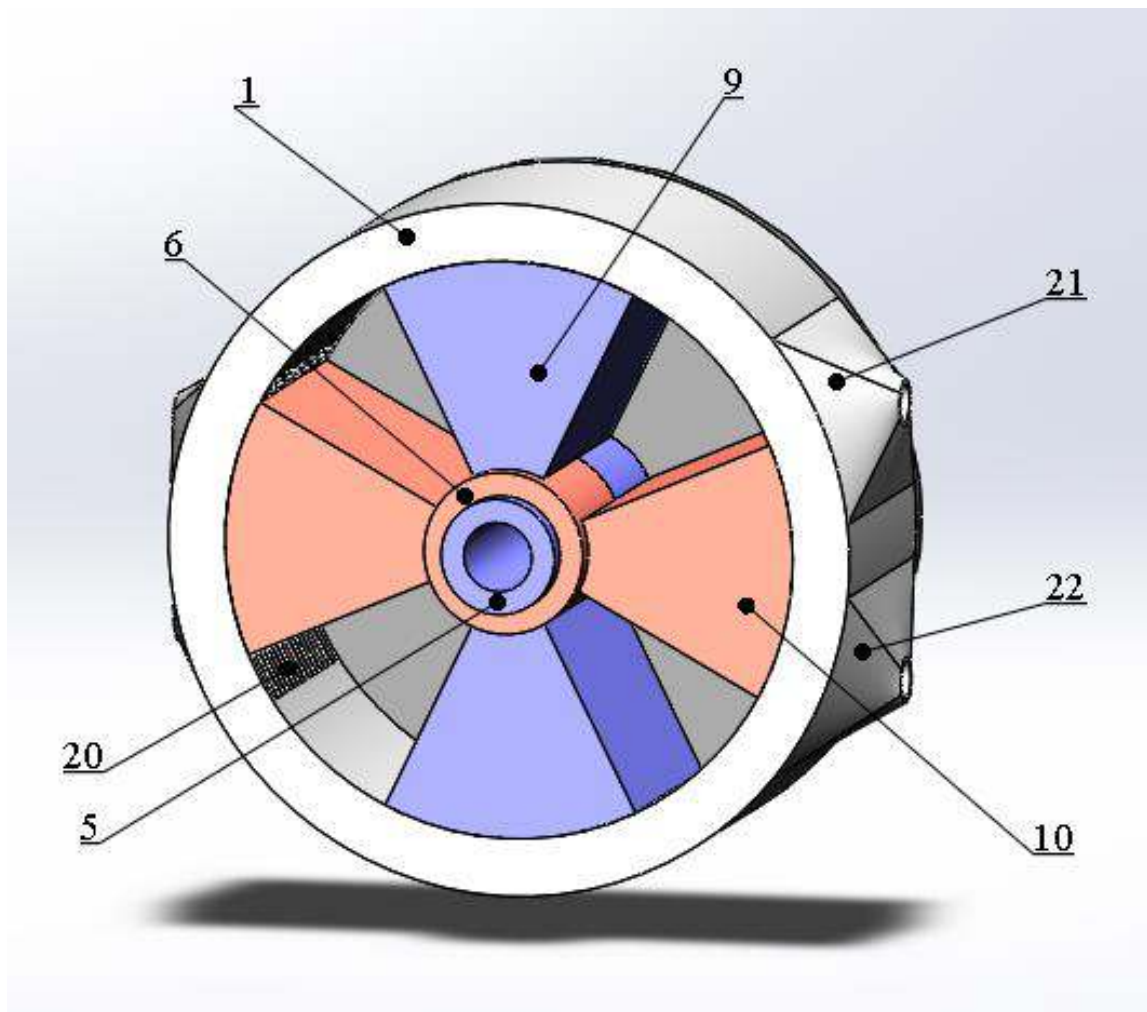


Рис. 4.22. Конструкція робочого блоку

На приводному валі 37 холодильної машини жорстко закріплена маточина 42 із чотирма парами напрямних 43 і маховиком 44. Між напрямними 43 знаходяться повзунки 45 з пальцями, які переміщуються уздовж напрямних 43. Наближаючись до центру маточини 42, вони сповільнюють свій рух, а віддаляючись від центру маточини 42 - прискорюють його. На одному кінці пальців повзунів 45 закріплені катки 46, які контактують із профільованим контуром 41.

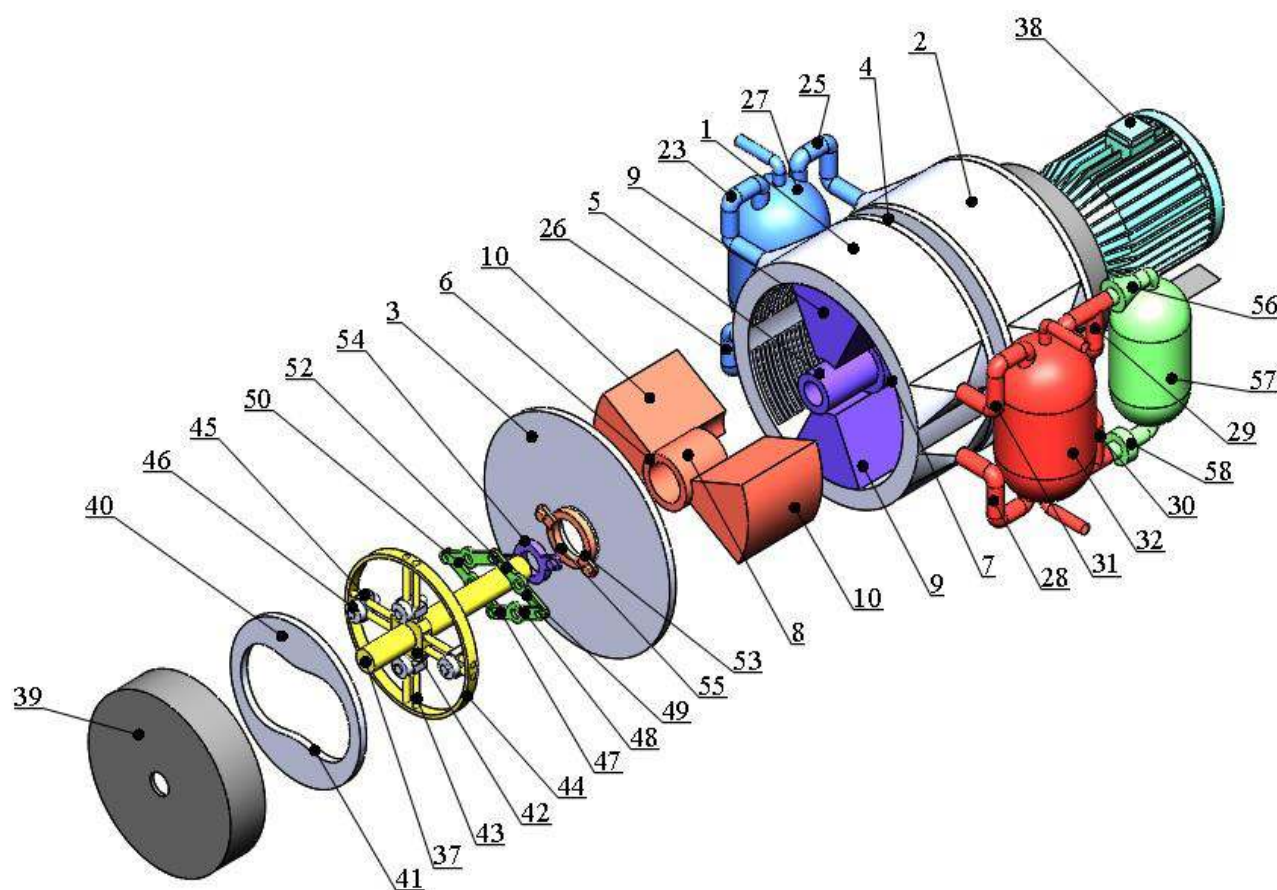


Рис 4.23. Загальний вид РЛГХМ з рознесеними уздовж головної вісі основними деталями конструкції

З протилежного боку пальців повзунів 45 розташовуються шарніри вершин основної веденої ромбовидної ланки 47, яка складається з чотирьох ланок однакової довжини 48-51. Ромбоїд 47 центрами ланок шарнірно пов'язаний з важелями 52 і 53 коаксіальних валів 54 і 55. Ці вали жорстко пов'язані з коаксіальними валами 5 і 6 циліндру 1. Для регулювання холодопродуктивності машини до магістралі 29 підключений робочий компресор 56, з'єднаний з прийомним ресивером 57, який керований клапаном 58 пов'язаний з магістраллю 30 (рис. 4.22.).

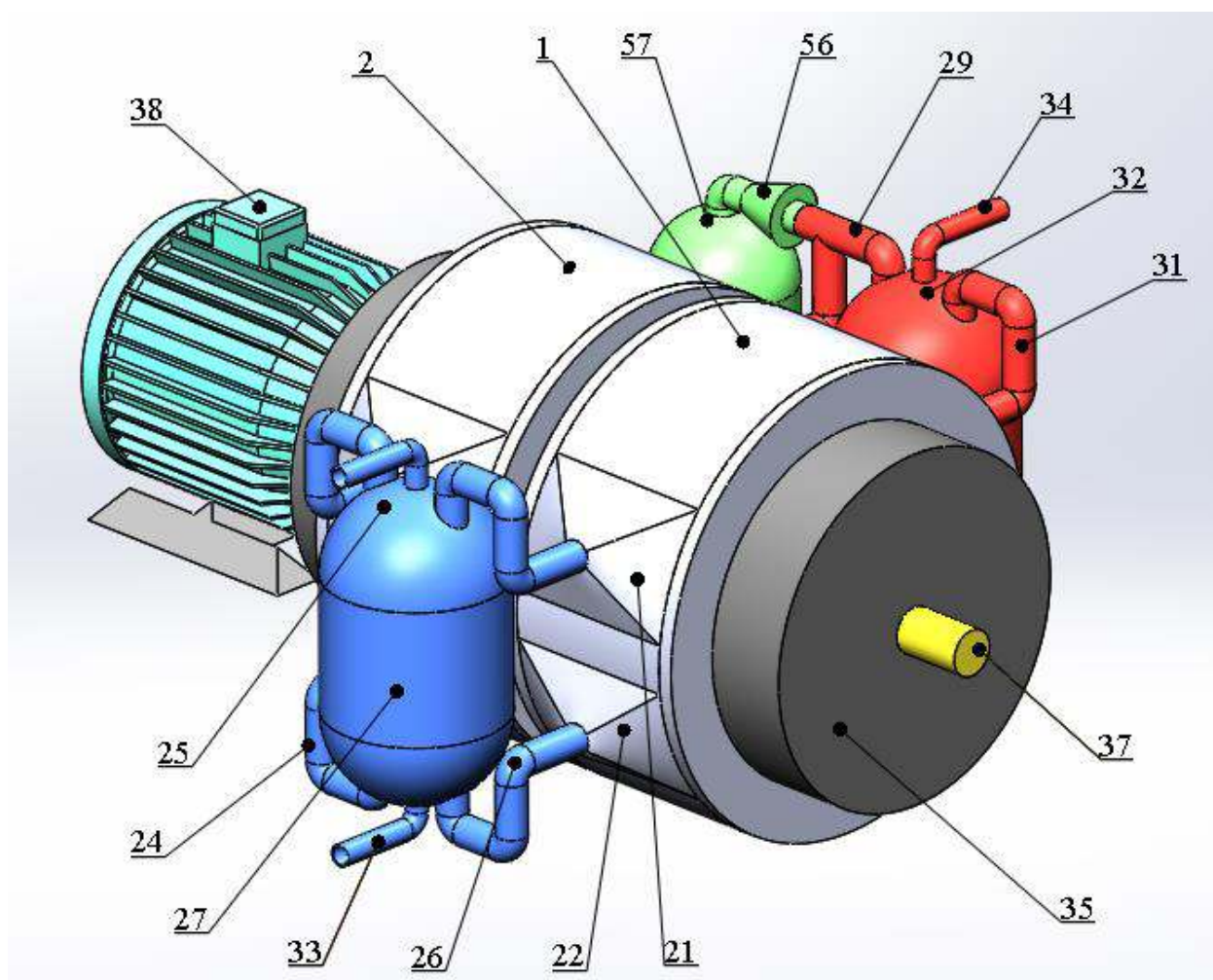


Рис 4.24. Конструкція двохблочної РЛГХМ (вид збоку)

Всі рухомі деталі запропонованої роторно-лопатевої газової холодильної машини з'єднані між собою за допомогою шарикопідшипників з ущільненнями і закладеної в них мастилом. Між рухливими деталями, розташованими в робочих блоках 1 і 2, виставлені необхідні і достатні зазори для отримання ефекту лабіринтового ущільнення.

4.11. Висновки по розділу 4

В цьому розділі приведена уточнена методика розрахунку процесів, що враховує всі види втрат від незворотності в РЛГХМ. За основу був узятий цикл ГХМ з адіабатними процесами і регенерацією тепла в квазіізохоричних процесах. Все це призводить до зростання різниці температур між робочим

тілом і температурами джерел. Температури робочого тіла в холодильнику і рефрижераторі виявилися близькі до його середнепланіметричних температур. Обумовлено це тим, що потоки робочого тіла рухаються назустріч один одному в трьохпоточних пластинчасто-ребристих теплообмінниках.

Для реалізації можливостей розроблених математичних моделей були виконані розрахунки РЛГХМ з урахуванням всіх втрат від незворотності. Холодопродуктивність машини при виробництві холоду на температурному рівні 173 К склала 12 кВт. Холодильний коефіцієнт її знизився до 0,49, а ступінь термодинамічної досконалості – до 0,36. Незважаючи на це, за зазначеними характеристиками спроектована РЛГХМ має ступінь термодинамічної досконалості на 15% вище, ніж у серійному виробництві ГХМ Стірлінга з такою ж холодопроизводительностью в 12 кВт і температурою охолодження 173 К. РЛГХМ істотно перевершує за масою обрану для порівняння ГХМ Стірлінга SPC-1: 100кг проти 0,25 тонн.

Охолодження на рівні 173 К можна організувати і на базі парокомпресійних холодильних машин. Для порівняння з РЛГХМ була обрана ПХМ, призначена конденсації газів на газовозах. ПХМ представляє собою каскадну холодильну машину, яка працює на R717 або R290 в верхньому каскаді і R1150 (етилен) – в нижньому. Температура кипіння була прийнята рівною 173 К, а конденсації 300 К. Каскадна машина працювала по ідеалізованому циклу. Розрахунками показано, що розроблена РЛГХМ практично не поступається по термодинамічній ефективності каскадній ПХМ. Однак перевершує останню за габаритними показниками, а також експлуатаційним і капітальних витрат.

У завершальній частині четвертого розділу, представлена конструкція створеної РЛГХМ, яка характеризується високою ефективністю. Виходячи з проведеної стандартизації та уніфікації машини за рахунок застосування серійно виготовлених деталей дозволяє підвищити ступінь конструкторської та технологічної наступності. Зі зменшенням кількості сполучених деталей

досягнуто підвищення надійності. Використання природних робочих тіл знижує шкідливий вплив на навколишнє середовище.

Удосконалення конструкції ГХМ Стірлінга, дозволяє нам перейти до її широкому застосуванню, нехтуючи недоліками, використовувати роторно-лопатеву газову холодильну машину в побутовій і промисловій холодильній техніці.

РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ

5.1. Аналіз життєвого циклу РЛГХМ

Оцінка життєвого циклу, відома також як аналіз життєвого циклу (LCA), - це інструмент, який використовується різними підприємствами і галузями, щоб в цілому оцінити екологічні характеристики їх роботи і їх систем на кожному етапі та етапі життя продукту.

Вся концепція цієї оцінки тісно пов'язана з екологічною обізнаністю і прихильністю підприємств і галузей промисловості для зниження їх впливу на навколишнє середовище і просування продуктів, які мають такі ж або навіть більш високі показники якості та екологічності, ніж їх попередники. LCA включає в себе всебічну оцінку тривалості життя виробів і продуктів, відому також як «колиска-могила», яка починається з самого раннього збору сировини, необхідної для створення продукту до кінця його життя та його утилізації. Таким чином, оцінка включає весь спектр і етапи життя продукту. У секторі енергетичних систем LCA аналізує вплив на навколишнє середовище, яке випливає з основних етапів життя виробів, включаючи придбання сировини, виробництво і процес виробництва, експлуатацію та використання системи, технічне обслуговування, видалення або зняття з експлуатації, рециркуляцію і, нарешті, на всіх цих етапах потрібно транспортування.

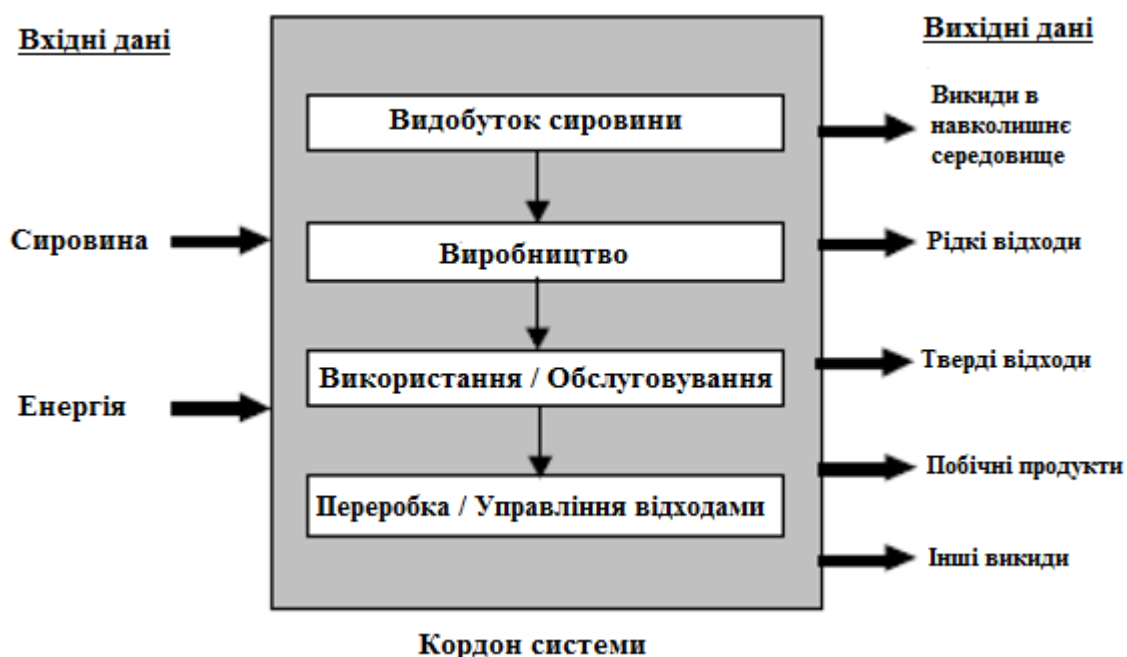


Рис. 5.1. Структура аналізу життєвого циклу.

Аналіз LCA включає всі дії на навколишнє середовище, пов'язані з системою. Часто аналізується вплив на навколишнє середовище, пов'язане з системами перетворення енергії. Методи LCA включені і описані в Міжнародній організації зі стандартизації (ISO) і більш конкретно в ISO-14040 [72,73]. Загальна картина LCA складається з наступних 4 кроків:

- Описано загальний обсяг і тип LCA і системи продуктів. Визначаються також функціональні одиниці, які будуть діяти як еталон.
- Визначення інвентарю системи.
- Оцінка раніше проаналізованого впливу на навколишнє середовище.
- Інтерпретація, яка буде оцінювати результати інвентаризації та оцінку впливу на навколишнє середовище.

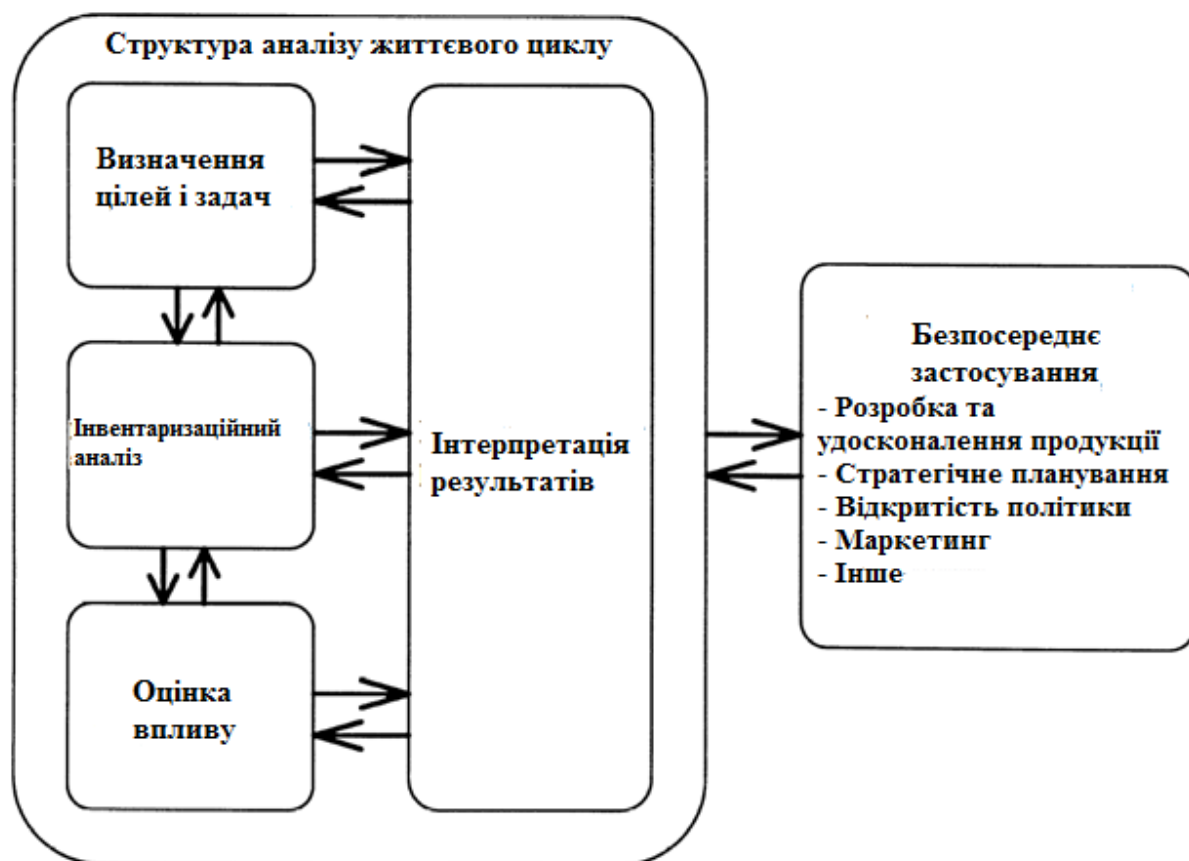


Рис. 5.2. Фази аналізу життєвого циклу.

5.2. Визначення цілі і сфери застосування РЛГХМ

На цьому етапі LCA необхідно визначити основну частину інформації і даних, які повинні бути обрані для оцінки. Основною метою LCA є оцінка деяких продуктів з точки зору їх впливу на навколишнє середовище і їх впливу на здоров'я та прийняття рішень відповідно до результатів, якщо існують альтернативні продукти або методи зниження впливу на навколишнє середовище (наприклад, скорочення викидів) або наслідки для здоров'я за допомогою визначених змін або модифікацій. Таким чином, аналіз LCA - це інструмент, який буде інтерпретувати для компанії або галузі відповідно до результатів, якщо конкретний продукт необхідно оновити або модифікувати, щоб, наприклад, бути більш конкурентоспроможними або навіть встановити основу для розробки нового продукту. Результати LCA повинні бути виражені в одному функціональному блоці, який також буде кількісно

визначати функції систем продукту. Як правило, мета спрямована на те, щоб допомогти LCA системи не відхилятися від реальності.

Мета LCA важлива, так як це може бути дуже корисним інструментом для кожного підприємства, щоб проаналізувати, чи варто проводити новий продукт або старий. Дослідження може бути використано через внутрішні причини, наприклад, для поновлення або розробки продукту або через зовнішні причини, наприклад, для порівняння з іншим продуктом ринку. Отже, причини повинні бути відомі заздалегідь, щоб дослідження було правильно структуровано.

Об'єктом дослідження є роторно-лопатєва газова холодильна машина. Мета LCA і полягає в тому, щоб оцінити вплив технологій РЛГХМ від їх виробництва до кінця терміну служби і потім порівняти їх з реальним аналогом.

Інвентаризаційний аналіз включає в себе процедури збору і розрахунку даних з метою кількісного визначення відповідних вхідних і вихідних потоків даних виробничої системи. Вхідні і вихідні потоки можуть включати в себе використання ресурсів, викиди в атмосферу, скиди у воду і землю, пов'язані з системою. Залежно від цілей і сфери застосування LCA ці дані можна використовувати для інтерпретації результатів. Ці дані також є вихідними для оцінки впливу на протязі життєвого циклу. Процес інвентаризаційного аналізу є ітераційним. У міру збору даних і вивчення системи можуть бути встановлені нові вимоги до неї або нові обмеження, що потребують зміни в процедурах збору даних для досягнення мети дослідження. Іноді можуть виникнути питання, вирішення яких потребує перегляду мети або області застосування дослідження.

— Дані переднього плану: вони включають в себе вхідні дані та інформацію про виробництво газової холодильної машини Стірлінга, матеріали, необхідні для процесу виробництва, споживання енергії на цьому етапі, а також вихідні дані, які включають викиди, які

викидаються в повітря при споживанні електроенергії від робочого блоку холодильної машини.

- Дані заднього плану: вони включають в себе всі необхідні дані про допоміжне обладнання і матеріали, що стосуються газової холодильної машини, що працює за циклом Стірлінга, споживанні енергії при транспортуванні і споживанні енергії на етапі виробництва.

5.3. Оцінка впливу

Оцінка впливу LCA проводиться за допомогою програмного забезпечення SimaPro7. В Європі Eco-Indicator 99 визначає 3 категорії найважливіших ушкоджень, які можуть бути визначені як, які завдають шкоди здоров'ю людини, які завдають шкоди екосистемі і навколишньому середовищу, а також - збиток ресурсів.

У LCA є показники впливу, які виводяться з даних інвентаризації життєвого циклу. Після етапів нормалізації і зважування можуть бути отримані індикатори ушкоджень. Процес нормалізації необхідний для того, щоб категорії впливу брали одні й ті ж одиниці і могли бути зіставлені. Процес зважування за допомогою вагових коефіцієнтів дозволяє відображати результати індикатора категорії впливу після множення на вагові коефіцієнти, які необхідно додати і створити загальний одиничний бал.

Існує декілька інструментів оцінки, які містяться в програмному забезпеченні SimaPro, наприклад [74]:

- CML 1992
- ECOLOGICAL FOOTPRINT
- EDIP 2003
- IMPACT 2002+
- CML Baseline 2001

CML Baseline 2001 - інструмент оцінки впливу, створений групою вчених в Центрі екологічних наук Лейденського університету. База даних Ecoinvent включає наступні категорії впливу на навколишнє середовище:

- Виснаження абіотичних ресурсів.
- Зміна клімату і потенціал глобального потепління: зміна клімату, яке негативно впливає і на живі і не живі організми, на здоров'я людини, добробут і екосистему, в основному обумовлено викидом ПГ в атмосферу. Глобальне потепління характеризується тенденцією планети до підвищення її температури через викиди парникових газів, особливо викидів CO_2 в атмосферу, обумовленої спалюванням викопного палива або обезлісненням, особливо викидами CO_2 в атмосфері.
- Виснаження озонового шару в стратосфері: через виснаження озонового шару в стратосфері більшу кількість шкідливого випромінювання УФ-В досягає Землі, впливаючи на погіршення добробуту і здоров'я людини, погіршення стану наземного і водного Землі. Екосистеми і погіршення якості продукції і матеріалів. Основним джерелом такого роду виснаження є хлорфторвуглеці (ХФВ). Хлорфторвуглеці повинні були використовуватися в якості холодоагентів для систем теплових насосів, але через їх високого потенціалу руйнування озону і потенціалу глобального потепління в даний час заборонено.
- Антропогенний вплив: вона відноситься до токсичних речовин, які викидаються в навколишнє середовище і є шкідливими і токсичними для людини.
- Екотоксичність водо-водного середовища: вона відноситься до токсичних речовин, які викидаються в воду, повітря і ґрунт і погано впливають на екосистеми прісної води.

- Морська екотоксичність: вона відноситься до токсичних речовин і їх поганому впливу на морські екосистеми.
- Екотоксичність на суші: вона відноситься до токсичних речовин і їх поганих впливів на наземні екосистеми.
- Утворення фотоокислювача: ця категорія відноситься до створення реактивних речовин (насамперед озону), які, в свою чергу, шкідливі для здоров'я людини і екосистеми. Це створення і реакція припускають сонячне світло, під яким відбувається реакція.
- Підкислення: воно відноситься до екологічної проблеми, яка виникає як в ґрунті, так і в водній поверхні, і її величина залежить від місця розташування. Воно створюється за рахунок накопичення подкисляючих речовин, таких як сульфати і нітрати і може пошкодити екосистеми, матеріали, організми і ґрунт. Добре відоме явище «кислотного дощу», викликано накопиченням азотної та сірчаної кислот в атмосфері..
- Евтрофікація: вона відноситься до екологічних проблем, що виникають після збагачення ґрунту або води, як правило, до екосистемі з хімічними поживними речовинами, що надходять від людської діяльності чи ні, які містять азот або фосфор. Це накопичення таких хімічних речовин може пошкодити екосистему.

5.4. Метод оцінки

В ISO 14040/44 [73] йдеться, що для того, щоб точно оцінити і отримати більш чітку картину впливу на навколишнє середовище продукту, він повинен без всяких сумнівів включати в себе етапи класифікації і характеристики. Ця вимога відповідає стандарту.

Всі забруднювачі і викиди не мають однакового розміру, і всі забруднюючі речовини і викиди не вносять свій внесок в категорії впливу.

Деякі з них можуть негативно відбитися і пошкодити одну категорію впливу, в той час як інша може завдати шкоди і внести негативний внесок в більш ніж одну або дві категорії впливу.

Процедура класифікації включає класифікацію і суму забруднюючих речовин, які сприяють одному або декільком конкретним впливам.

Після процедури класифікації слідує характеристика. Забруднюючі речовини не мають такого ж ефекту і однакового розміру при пошкодженні навколишнього середовища. Таким чином, для того, щоб дослідження було більш реалістичним, речовини, які вносять свій внесок в один і той же вплив на навколишнє середовище, перш ніж їх додавати, вони повинні бути помножені на коефіцієнт характеристики в залежності від величини збитку для впливу на навколишнє середовище. Причина цього полягає в тому, що різні речовини і різні забруднювачі по-різному впливають на кожний вплив на навколишнє середовище.

У CML коефіцієнти і одиниці характеристик представлені нижче::

- «Абіотичне виснаження: фактор характеристики - це потенціал абіотичного виснаження видобутку цих мінералів і викопного палива. Одиницею коефіцієнта характеристики є кг еквівалентів сурми (Sb) на кг добутого мінералу».
- «Глобальне потепління: фактор характеристики - це потенціал глобального потепління кожної емісії ПГ в повітря. Одиницею коефіцієнта характеристики є кг еквівалента діоксиду вуглецю (CO₂) на кг емісії».
- «Антропогенний вплив: фактор характеристики - це потенціал токсичних речовин, що викидаються в повітря, воду і / або ґрунт людиною. Одиницею коефіцієнта характеристики є кг 1,4-діхлорбензольного (1,4-DB) еквівалента кг емісії».
- «Екотоксичність водного середовища в прісній воді: коефіцієнт характеристики - це потенційна токсичність рідини в прісній воді

кожної речовини, що викидається в повітря, воду і / або ґрунт. Одиницею цього коефіцієнта є еквівалент 1,2-DB на кг емісії».

- «Морська водна екотоксичність: коефіцієнт характеристики - це потенціал морської токсичності кожного речовини, викинутого в повітря, воду і / або ґрунт. Одиницею цього фактора є кілограм еквівалентів 1,4-DB на кг емісії».
- «Наземна екотоксичність: коефіцієнт характеристики - це потенціал наземної токсичності кожної речовини, викинутого в повітря, воду і / або ґрунт. Одиницею цього фактора є кілограм еквівалентів 1,4-DB на кг емісії».
- «Фотохімічні окислення: коефіцієнт характеристики - це потенціал фотохімічного утворення озону для кожної речовини, викинутої в повітря. Одиницею цього фактора є кг еквівалентів етилену (C_2H_4) на кг емісії».
- «Підкислення: коефіцієнт характеристики - це потенціал підкислення для кожної підкислюємої емісії в повітря. Одиницею цього фактора є кг на еквіваленту діоксиду сірки (SO_2) на кг емісії».
- «Евтрофікація: фактор характеристики - це потенціал евтрофікації кожного евтрофічного випромінювання в повітря, воду і ґрунт. Одиниця становить кг іонів фосфатного іона (PO_4^{3-}) на кг емісії».

Нормалізація

На цьому етапі результати, отримані раніше на етапі характеристики LCA, тепер виконуються на етапі нормалізації. Щоб мати чітку думку про низький або високий вплив на навколишнє середовище, його слід порівнювати з еталоном. Незважаючи на те, що етап нормалізації не є обов'язковим, наполегливо рекомендується, тому що після досягнення нормалізації можна розрахувати одиницю оцінки кожного впливу на навколишнє середовище, а також розмір і величину кожного впливу. Для

даної категорії впливу та регіону нормалізований результат розраховується шляхом множення коефіцієнтів характеристики з їх відповідними викидами. Вихідна ситуація і інформація, згадані вище, можуть бути певним і конкретним спільнотою, країною або регіоном протягом певного періоду часу. У даній роботі був обраний Європейський регіон б як той, який буде вивчений. Для коефіцієнтів нормування були обрані західноєвропейські в таблиці 5.1 нижче.

Таблиця 5.1

Коефіцієнти нормування [75]

Категорія впливу	Коефіцієнт нормалізації
Абіотичне виснаження	1.06E+10
Підкислення	2.74E+10
Евтрофікація	1.25E+10
Глобальне потепління	4.73E+10
Антропогенний вплив	7.57E+12
Річкова водна екотоксичність	5.05E+11
Морська водна екотоксичність	1.14E+14
Екотоксичність на суші	4.73E+10
Фотохімічні окислення	8.24E+09

Оцінка впливу

Після етапу характеристизації та нормалізації кінцевим етапом є оцінка впливу. Оскільки немає рекомендованого набору вагових коефіцієнтів, ми використовували ті, які в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Вагові коефіцієнти

Категорія впливу	Ваговий коефіцієнт
Абіотичне виснаження	0.01
Підкислення	1.3
Евтрофікація	1.0
Глобальне потепління	2.4
Антропогенний вплив	1.1
Річкова водна екотоксичність	0.2
Морська водна екотоксичність	0.2
Екотоксичність на суші	0.4
Фотохімічні окислення	0.8

Метод кумулятивного попиту на енергію (CED) фокусується на потоці енергії і споживанні протягом життєвого циклу продукту. В рамках цієї енергії він включає пряме використання, а також непряме, наприклад, для отримання сировини і будівництва продукту. Сукупний попит на енергію пов'язаний з первинною енергією і тісно пов'язаний з енергетичним балансом кожної країни. З урахуванням сукупного попиту на енергію в процесах можна побачити кращу картину потоку енергії і споживання.

РЛГХМ може забезпечити в 1,5-2 рази більше холодопроизводительности, ніж споживана нею електроенергія. Це можливо через те, що машина просто передає енергію і не перетворює енергію з однієї форми в іншу за допомогою інших процесів, таких як спалювання палива.

5.5. Виготовлення РЛГХМ

У цій частині дослідження буде оцінена РЛГХМ потужністю 10 кВт, і будуть проаналізовані її екологічні наслідки, пов'язані з виробництвом. Система складається з газової холодильної машини потужністю 10 кВт і холодагента - гелій. Для виробництва машини потрібна електрика середньої напруги з мережі і природний газ.

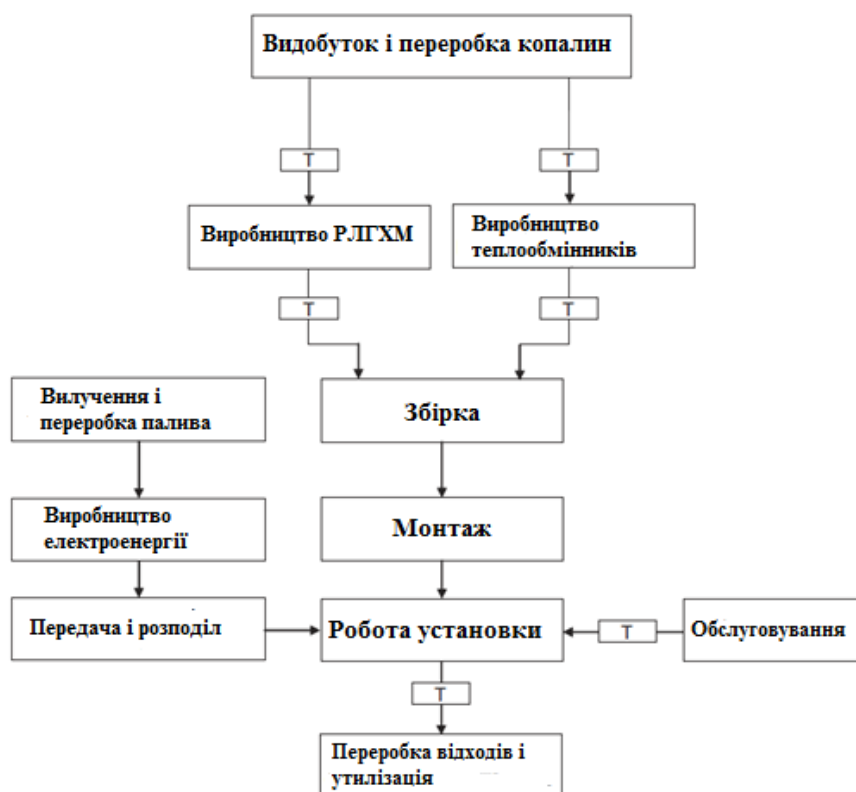


Рис. 5.3. Життєвий цикл РЛГХМ.

Утилізація матеріалів холодильної машини після їх корисного терміну служби включає в себе переробку на 90% алюмінію і 10% відходів, що не переробляються, переробку сталі на 61,7% і 38,3% відходів, переробку 41% міді і 59% відходів, 100% відходів пластмас і холодагенту. Матеріали, використані для виробництва холодильної машини і охарактеризовані результати, представлені в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3

Результати оцінки

Компонент	РЛГХМ	
Робочий блок	Армована сталь	120 кг
Теплообмінник навантаження	Низьколегована сталь	16 кг
Холодильник	Низьколегована сталь	16 кг
Електропроводка, трубопроводи	Мідь	32 кг
Ізоляція трубопроводів	еластомер	15 кг
Ізоляцію електропроводів	ПВХ плівка	1,5 кг
Мастило	мінеральне	2,5 кг
Холодоагент	Гелій-4	3,5 кг
Монтажні роботи	Середневольтова електрика (Європа) Природний газ	600 МДж 1400 МДж
Робота обладнання	Електроенергія	0,35 кВт/кВт Q _o
Обслуговування	Холодоагент	0,25-0,35 кг/рік
Утилізація	Сталь: перероблено на 61,7%; 38,3% захоронено Алюміній: 90% перероблено; 10% захоронено Мідь: 41% перероблено; 59% захоронено Холодоагент: - Пластмаси, пісок, латунь і бетонні підстави: 100% не переробляється	

Передбачається, що холодильна машина виготовляється в Україні. Компресор і корпус виготовлені з посиленої сталі, теплообмінне обладнання з низьколегрованої сталі (алюмінієвий сплав). Трубопроводи, електричні

кабелі і розширювальний клапан виготовлені з міді, з трубопроводом, ізолюваним полімером (еластомер), і кабелями, ізолюваними ПВХ (полівінілхлоридом).

Використовуваний холодоагент являє собою гелій-4, припускає втрати 3% при виробництві і 6% під час роботи (щорічно). Пристрої вважаються не вимагають технічного обслуговування, вимагаючи тільки поповнення холодоагенту.

Газова холодильна машина встановлена на металевій рамі, каркас сформований з металевого профілю і додатковими ребрами жорсткості, конструкція може бути обшита металевими листами з прокатної сталі. Процес установки готового виробу не вимагає додаткових підготовчих операцій, крім вантажно-розвантажувальних робіт.

Виведення з експлуатації.

Для РЛГХМ було прийнято термін життя 20 років. В кінці життєвого циклу металеві компоненти переробляються відповідно до поточних коефіцієнтами рециркуляції в Україні, як показано в таблиці 5.3. Що залишився холодоагент повторно не використовується, а випускається в навколишнє середовище.

Транспортування

Для різних частин системи були прийняті загальні транспортні відстані 100 або 200 км. Вони засновані на даних в Ecoinvent. Для перевезення окремих частин з Європи було прийнято середнє відстань в 1500 км.

Екологічні показники.

Потенціал АДФ і викопні речовини.

Значення для виснаження елементів газової холодильної машини становить 5,81 кг Sb екв. Основним джерелом цього впливу є етапи експлуатації, що становить 77% від загального обсягу через виснаження запасів міді в життєвому циклі електроенергії. Етап виробництва становить близько 23% від використання ресурсів для трубопроводів, розширювальних клапанів і т. д. Екологічні наслідки життєвого циклу наведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4

Категорії впливу

Абіотичне виснаження	5,81 кг Sb экв.
Підкислення	7,55 кг SO ₂ экв.
Евтрофікація	0,408 кг PO ₄ -экв.
Глобальне потепління	0,189 кг CO ₂ экв. / кВт*ч
Озонове руйнування шару	0,0385 кг. R-11 экв.
Антропогенний вплив	3410 кг DB экв.
Річкова водна екотоксичність	258 кг DB экв.
Морська водна екотоксичність	364 000 кг DB экв.
Екотоксичність на суші	18,2 кг DB экв.
Фотохімічні окислення	0,391 кг C ₂ H ₄ экв.

Це вплив майже виключно на етапі експлуатації через виснаження вугілля і природного газу, що використовуються в електричній суміші.

AP (потенціал підкислення)

Основний внесок становлять викиди SO₂ і NO_x від вироблення електроенергії і спалювання природного газу, відповідно.

Потенціал евтрофікації (EP)

ГХМ Стірлінга випускають в середньому 0,408 кг PO₄ екв. / кВтг. Викиди NO_x в життєвих циклах електроенергії і природного газу є основним джерелом (> 90%) для EP.

FAETP (потенціал водної екотоксичності прісної води)

Це вплив становить до 0,91 г DCB екв. / кВтг. Важкі метали, включаючи ванадій, нікель, мідь, молібден, селен і миш'як, виділяються протягом життєвого циклу електроенергії і газу, сприяють більш ніж 90% цього впливу.

GWP (потенціал глобального потепління)

ГХМ має низькі викиди вуглецевого еквівалента, оцінені в 0,189 кг CO₂ екв. / КВтг. Для всіх систем викиди CO₂ в результаті вироблення електроенергії і спалювання природного газу є основним джерелом глобального потепління, що призводить до більш 95% впливу.

НТР (антропогенний потенціал)

У діапазоні від 0,03 кг DCB екв. / КВтг для GSHP і WSHR до 0,05 кг DCB екв. / КВтг цей вплив в основному пов'язано з викидами в атмосферу миш'яку і фтористого водню в атмосферу від вироблення електроенергії.

МАЕТР (морської водний потенціал екотоксичність)

Це вплив становить 83 кг DCB екв. / КВтг. Викиди фториду водню в атмосферу в життєвих циклах електрики і природного газу вносять вклад в більшість МАЕТР.

РОСР (потенціал створення фотохімічного оксиданта)

РОСР для ГХМ Стірлінга становить 0,039 г C₂H₄ екв. / КВтг. Переважна більшість (понад 90%) цього впливу обумовлено викидами викидів NO_x, CO і VOC в атмосферу під час вироблення електроенергії і спалювання газу.

ТЕТР (потенціал наземної екотоксичність)

Значення потенціал наземної екотоксичність становить 2,6 г DCB екв. / КВтг. Викиди хрому в ґрунт в життєвому циклі електроенергії і природного газу є основними факторами цього впливу.

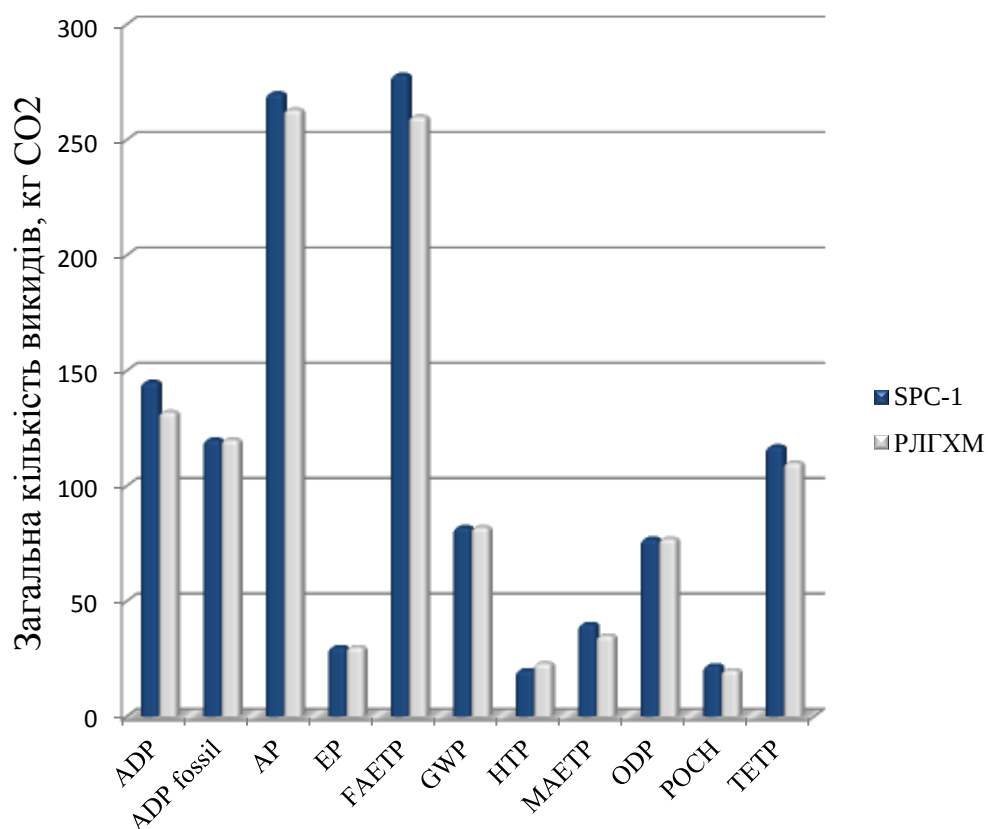


Рис. 5.4. Результати порівняння життєвих циклів.

Була проведена оцінка життєвого циклу для газової холодильної машини SPC-1 і РЛГХМ. Були оцінені фактори впливу на навколишнє середовище. Виходячи з проведеного аналізу було визначено що виробництво монтаж і експлуатація і утилізація РЛГХМ завдає на 37% менший вплив на навколишнє середовище в порівнянні з газовою холодильної машини SPC-1.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

Проведені дослідження дали можливість розробити теоретичні основи розрахунку, проектування і створення роторно-лопатевих газових холодильних машин, призначених для виробництва помірного холоду в діапазоні температур охолодження від 0°C до -100°C . На основі цього вирішено комплекс актуальних для холодильної техніки науково-прикладних задач, що дозволяють проводити подальше вдосконалення конструктивних характеристик машин цього типу, обґрунтовано вибирати і реалізовувати оптимальні режими їх роботи.

Розробка методик проектування і проведення додаткових досліджень – все це є необхідним комплексом і основою при удосконаленні нової роторно-лопатевої газової холодильної машини.

Основні результати, отримані в ході виконання даної дисертації, можна сформулювати в наступному вигляді:

1. Газові холодильні машини Стірлінга, що створюються низкою компаній для виробництва помірного холоду, володіють задовільними характеристиками. Разом з тим подальше їх поліпшення стримується недоліками, зумовленими використанням у цих машинах кривошипно-шатунного механізму. Орієнтація на ГХМ роторно-лопатевої конструкції дозволяє усунути недоліки, властиві традиційним машинам Стірлінга. Крім цього, роторно-лопатева машина володіє істотними резервами для їх подальшого вдосконалення з метою створення покоління нових ефективних і надійних холодильних машин.

2. Використаний в дослідженій холодильній машині механізм перетворення обертання ромбоїда в обертально-коливальний рух роторів із лопатями забезпечує гармонійний характер плавного руху без вібрацій, зміни об'ємів порожнин у двох пов'язаних один з одним робочих блоках. Оптимальний зсув експериментальних значень об'ємів у блоках, що є функціями кута оберту приводного вала, дорівнював $\pi/4$.

3. Робочі процеси в РЛГХМ описуються системою диференціальних рівнянь, які не допускають їх аналітичне рішення. Для визначення енергетичних характеристик холодильної машини побудована і реалізована математична модель опису робочих процесів, що враховує змінність маси газу в парних порожнинах, а також зміни в залежності від кута оберту приводного вала, тисків і температур робочого тіла.

4. Для забезпечення конструкторської та технологічної уніфікації деталей і вузлів роторно-лопатевих холодильних машин різної холодопродуктивності, створені їх твердотільні моделі. Це дозволяє при розробці РЛГХМ кількість деталей, що сполучаються і вузлів залишити незмінним. Відношення еквівалентного робочого об'єму до об'єму машини (коефіцієнт компактності основного об'єму) РЛГХМ, у порівнянні з традиційними ГХМ Стірлінга, буде на рівні 15-20%.

5. Аналіз втрат від термодинамічної незворотності в РЛГХМ показує, що необхідно для їх зниження забезпечити гранично високу інтенсивність теплообміну робочого тіла машини з верхнім і нижнім тепловими джерелами. З цією метою холодильник і рефрижератор холодильної машини повинні бути виконані у вигляді трьохпоточних пластинчасто-ребристих теплообмінників. Створено їх математичні моделі, що дозволяють при заданих теплових навантаженнях визначати оптимальну товщину і щільність ребрення, відповідних мінімуму температурних напорів і гідравлічних опорів у цих апаратах.

6. Енергетичні характеристики роторно-лопатевих газових холодильних машин визначалися з використанням трьох робочих тіл: гелій, азот, метан. Порівняння машин за основними характеристиками показало, що гелію немає альтернативи. Так, при переведенні машини з гелію на азот її холодопродуктивність знижується на 30%, а максимальне значення холодильного коефіцієнта – на 6%; при використанні метану холодопродуктивність на 9% менше, ніж у РЛГХМ, що працює на гелії.

7. У ГХМ Стірлінга регенерація тепла організується в ізохоричному процесі. Цей процес реалізується в регенераторі машини, що має високотеплоємну насадку. У конструкції РЛГХМ квазіізохоричний процес регенерації тепла здійснюється з використанням теплоємної маси двох лопатей машини. Це дозволяє створювати безперервний рух потоків робочого тіла назустріч один одному в холодильнику і рефрижераторі.

8. Для оцінки життєвого циклу РЛГХМ проаналізовано вплив на навколишнє середовище основних етапів життя виробу, включаючи придбання сировини, виробництво, експлуатацію системи, технічне обслуговування та ін. Виходячи з проведеного аналізу було визначено, що виробництво, монтаж, експлуатація та утилізація РЛГХМ завдає на 37% менший шкідливий вплив на навколишнє середовище в порівнянні з газовою холодильною машиною Стірлінга SPC-1.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЕЖЕРЕЛ

1. Finkelstein T. Air Engines// Engineer. — 1959. — Vol. 207. — P. 492–497; 522–527; 568–571; 720—723.
2. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга. — М.: Энергия, 1978. — 152 с.
3. Ястржембский А.С. Термодинамика и история её развития. — М.: Энергия, 1966. — 668 с.
4. Второе начало термодинамики. Сборник работ С. Карно, В. Томсона, Р. Клаузиуса, Л. Больцмана, М. Смолуховского/ Под ред. и с предисловием А.К. Тимирязева. — М.: — ГТТИ, 1934. — 310 с.
5. Архаров А.М. Низкотемпературные газовые машины. — М.: Машиностроение, 1969. — 224 с.
6. Вышнеградский И.А. Механическая теория теплоты. — С.-П.: Литографированное издание, 1871. — 590 с.
7. Kohler J.W.L., Jonkers C.O. Fundamentals of the gas refrigerating machine// Philips Tech. Rev. — 1955. — Vol. 16. — P. 69–78.
8. Kohler J.W.L., Jonkers C.O. Construction of a gas refrigerating machine// Philips Tech. Rev. — 1955. — Vol. 16. — P. 105–115.
9. Ван дер Стер, Кёлер. Установка для получения жидкого азота с газовой холодильной машиной «Филипс»// Сб. статей «Глубокое охлаждение». — М.: Изд-во иностр. литературы. — 1961. — С. 43–53.
10. Meijer R.G. The Philips hot-gas engine with rhombic drive mechanism// Philips Tech. Rev. — 1959. — Vol. 20. — №9. — P. 245–276.
11. Караванский И.И. Графоаналитический метод анализа идеального цикла газовой регенеративной холодильной машины типа Филипс// Труды Одесского технологического ин-та пищевой и холодильной промышленности. — Одесса: ОТИПХП. — 1961. — Т. X. — С. 43–48.
12. Караванский И.И. Расчёт схематического цикла газовой регенеративной холодильной машины в случае отсутствия теплообмена со стенками

- цилиндра// Труды Одесского технологического института пищевой и холодильной промышленности. — Одесса: ОТИПХП. — 1961. — Т. X. — С. 49–56.
13. Мельцер Л.З., Караванский И.И. Исследование идеального цикла машины Филипс методами термодинамики переменного количества газа// Холодильная техника. — 1959. — № 5. — С. 12–17.
 14. Шнайд И.М. Систематика газовых холодильных машин// Сб. статей «Холодильная техника и технология». — 1973. — Вып. 17. — С. 33.–36.
 15. Мартыновский В.С. Преимущества газовых холодильных машин с изохорным регенеративным теплообменом// Холодильная техника. — 1958. — № 5. — С. 20— 24.
 16. Мартыновский В.С., Мельцер Л.З., Шнайд И.М. Энергетическая эффективность различных типов генераторов холода// Холодильная техника. — 1961. — № 6. — С. 11–15.
 17. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. — М.: Энергия, 1979. — 286 с.
 18. Codegone C. The Philips refrigerating cycle// Proc. of 9th Intern.Congress of Refrigeration. — 1955. Paris. — P. 3.025 — 3.031.
 19. Суслов А.Д., Гороховский Г.А., Полтараус Б.В., Горшков А.М. Криогенные газовые машины. — М.: Машиностроение, 1982. — 213 с.
 20. Грезин А.К., Зиновьев В.С. Микрокриогенная техника. — М.: Машиностроение, 1977. — 232 с.
 21. Finkelstein T., Walker G., Joshi J. Design optiengines, by digital simulation// Paper K4. Cryogenic Engineering. Conference, Boulder, Colorado, USA, 1970.
 22. Gifford W.E., McMagon H.O. A low temperature heat pump// Proc. of 10th Intern. Congress of Refrigeration. — 1959. — Copenhagen: Denmark. — P. 51–57.
 23. Gifford W.E., Longsworth R.C. Pulse-tube refrigeration// Trans. ASME. J. Engng. Industry. — 1964. — Vol. 86 B. — No. 3, — P. 286–291.

24. Jendall E.F. Novel refrigeration machine// Adv. in Cryogenic Engng. — 1960. No 2. — P. 219–223.
25. Архаров А.М., Бондаренко Л.С., Кузнецов Б.Г. Анализ компоновочных схем криогенераторов, работающих без затрат механической работы// Труды МВТУ им. Баумана. Глубокий холод и кондиционирование. — 1970. — Т. 138. — С. 27—34.
26. Gifford W.E., Kyanka G.H. Reversible pulse tube// Adv. in Criogenic Engng. — 1967. — Vol. 12. — P. 126–128.
27. Новотельнов В. Н. Криогенные машины [Текст]/ Новотельнов В. Н., Суслов А. Д., Полтораус В. Б. – Спб.: Политехника, 1991. – 335 с.
28. Кузнецов В.В. Теоретичний аналіз характеристик газових холодильних машин при помірних температурах охолодження: дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук. [Текст]/ В. В. Кузнецов; – Харків, 2015. – С. 30-37.
29. Twinbird Corp.: free-piston Stirling cooler [Електронний ресурс] // Twinbird free-piston Stirling cooler: – Режим доступу: <http://fpssc.twinbird.jp/legacy/en/index.html>
30. Ultra Low Freezers [Електронний ресурс] // Stirling Ultracold: [сайт] – Режим доступу: http://stirlingultracold.com/ultralow_freezers
31. Kirillov N. G. Experimental results on a moderate-cold Stirling cycle refrigerator [Text]/ N. G. Kirillov// Cryogenic Engineering, Production and Use Industrial Gas. – Chemical and Petroleum Engineering. – 2001. – P. 571-574.
32. Sun Le'an. Performance of a prototype Stirling domestic refrigerator [Text]/ Zhao Yuanyang, Li Liansheng, Shu Pengcheng // Applied Thermal Engineering. – 2008. – vol. 29 – P. 210-215.
33. Трандафілов В.В. Перспективи розвитку газових холодильних машин Стірлінга помірного холоду [Текст]/ В.В. Трандафілов, О.Ю. Яковлева, М.Г. Хмельнюк. // Холодильна техніка і технологія. – 2015.- том 51, вип.3. – С. 26-33.
34. Kirillov N.G. Energy and the environment in the production of cold:

- refrigerating machines Stirling medium-temperature cold. Internet - journal Holodilshhik. – 2008. – Vol. 5, no. 46 / S.-Peterburg. [Электронный ресурс] — Режим доступа: www.holodilshchik.ru
35. Sunpower Inc. [Электронный ресурс] // Sunpower Inc.: [сайт] – Режим доступа: <http://sunpowerinc.com/cryocoolers/applications>
 36. Global Cooling. Inc.: Ultra Low Freezers. [Электронный ресурс] // Global Cooling. Inc.: [сайт] — Режим доступа: www.stirlingultracold.com/ultra-low-freezers
 37. Ильмурзина Е.Ф. Конструктивные схемы газовой холодильной машины Стирлинга [Текст]/ Е.Ф. Ильмурзина, С.Ф. Ильмурзина // Инновационная наука. – 2015.- вып 5 – С. 72-73.
 38. Грамш В.А., и др. Способ получения холода. Пат. РФ № 2057999 - Заявлено 29.10.1999; Оpubл. 20.05.2000.
 39. Драчко Е.Ф. Роторно-поршневая машина объемного расширения. Пат. РФ № 2528221 - Заявлено 6.11.2009; Оpubл. 10.09.2014.
 40. Karandikar A. Low cost small cryocoolers for commercial applications [Text]/ A. Karandikar, D. Berchowitz // Cryogenic Engineering Conference. – Columbus, Ohio, 1995.
 41. Berchowitz D. M. Miniature Stirling Cooler [Text]/ D. M. Berchowitz // National Electronics Packaging and Production Conference. – Boston, MA, 1993.
 42. Tekin Y. Performance of V-type Stirling cycle refrigerator for different working fluids [Text]/ Y. Tekin, O. E. Ataer // International Journal of Refrigeration. — 2010. – Vol. 33. — P.12-18.
 43. Kirillov N. G. Methodological bases of for design and analysis of Stirling cryogenic machines [Text]/ N. G. Kirillov // Cryogenic Engineering, Production and Use Industrial Gas. – Chemical and Petroleum Engineering. – 2005. – Vol. 41 – P. 530-536.
 44. Kirillov N. G. Stirling Refrigerating Machine – Promising Equipment for Moderate Refrigeration [Text]/ N. G. Kirillov// Cryogenic Engineering, Production and Use Industrial Gas. – Chemical and Petroleum Engineering. –

2005. – Vol. 41 – P. 372- 376.
45. Oguz E. Experimental Investigation of a Stirling Cycle Cooled Domestic Refrigerator [Text]/ E. Oguz, F. Ozkadi // IIR Conference. – Purdue, USA, 2002.
 46. Yong-Rak Kwon. Operational characteristic of Stirling Machinery [Text]/ Yong-Rak Kwon, Berchowicz D.M // International Congress of Refrigeration. – Washington, D.C., 2003.
 47. Gauger D. C. Alternative technologies for refrigeration and air-conditioned application [Text]/ D. C. Gauger, H. N. Shapiro, M. B. Pate. // Project Summary. – U. S. Environmental Protection Agency, May 1995.
 48. Butler D. Life after CFCs and HCFCs [Text]/ D. Butler // BRE publication of CIBSE National Conference. – 2001.
 49. Костылев И. И. Проблема отказа от хладагентов, неблопоприятных для окружающей среды [Текст]/ И. И. Костылев, Н. В. Ладин, С. А. Кукин // Транспорт российской федерации. – 2011. – №1(32). – С. 68-71.
 50. Berchowicz D.M. Maximized Performance of Stirling Cycle Refrigerators [Text]/ D. M. Berchowicz // IIR Conference. – Natural Working Fluids, Oslo, Norway, 1998.
 51. Berchowicz D. M. Design and testing of a 40 w free-piston Stirling cycle cooling unit [Text]/ D. M. Berchowicz, J. McEntee, S. Welty // 20th International Congress of Refrigeration. – Sydney, 1999.
 52. Experimental evaluation of a solar PV refrigerator with thermoelectric, Stirling and vapour compression heat pumps [Text]/ M. K. Ewert, M. Agrella, J. Frahm et al. // ASES Solar 98 Conference. – Albuquerque, New Mexico, USA, June 14-17, 1998.
 53. Janssen M. Measurement and application of performance characteristics of a Free Piston Stirling Cooler [Text]/ M. Janssen, P. Beks // Ninth International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – Purdue, 2002.
 54. Welty S. C. Energy efficient freezer installation using natural gas and a Free Piston Stirling Cooler [Text]/ S. C. Welty, F. Cueva // VI International

- Refrigeration and Air Conditioning Conference. – Trabajo, 2001. – № 96. – P. 199-208.
55. Kim S.-Y. The Application of Stirling Cooler to Refrigeration [Text]/ Kim S.-Y., Chung W.-S., Shin D.-K. and Cho K.-S // Proceedings, 32nd IECEC, Hawaii, USA, 1997.
 56. Афанасьев В. А. Сравнение экологических и технических параметров парокомпрессионных холодильных машин и газовых холодильных машин [Текст]/ В. А. Афанасьев, Г. А. Марутов, А. М. Цейтлин // Вестник АГТУ. — 2011. — №2(52) — С. 11-14.
 57. Berchowicz D. M. Estimated size and performance of natural gas fired duplex Stirling for domestic refrigeration applications [Text]/ D. M. Berchowicz, J. Shonder International congress on refrigeration: new challenges in refrigeration. – Montreal (Canada), 10-17 Aug 1991.
 58. Губарь В. Ф. Эффективность комплексных теплонасосных установок Стирлинга с возобновляемыми источниками теплоты [Текст]/ В. Ф. Губарь, С. А. Горожанкин // Коммунальное хозяйство городов: — Научно-технический сборник. — 2003. — Вып. 49. — С. 21-25.
 59. Stirling Cryogenics.: DH Industries BV [Электронный ресурс] // Stirling Cryogenics.: [сайт] – Режим доступа: <https://www.dh-industries.com/>
 60. Trandafilov V.V. The Stirling gas refrigerating machine mechanical design improving [Text]/ V.V. Trandafilov, M.G. Khmelniuk, O.Y. Yakovleva, A.V. Ostapenko // Холодильна техніка і технологія. – 2016.- том 52, вип.1. – С. 18-22.
 61. Коломин И.В. Варианты оптимизации роторно-лопастного компрессора с бесконтактными уплотнениями рабочих камер [Текст]/ И.В. Коломин, А.И. Довгялло, Р.Н. Гальперин, Л. Ю. Гуляев, А. П. Логашкин // Вестник СГАУ. — 2009. — №3(19) — С. 206-264.
 62. Wunderlich W. Single-disk cam mechanism with oscillating double roller follower [Text]/ W. Wunderlich // Mechanism and Machine Theory. – 1984. – Vol. 19. – No. 4/5. – pp.409-415.

63. Trandafilov V.V. Mathematical model for the study and design of a rotary-vane gas refrigeration machine [Text]/ V.V. Trandafilov, M.G. Khmelniuk, O.Y. Yakovleva // Холодильна техніка і технологія. – 2016. – том 52, вип.3. – С. 4-8.
64. Афанасьев В.А. Исследование рабочих процессов газовых холодильных машин Стирлинга [Текст]/ В.А. Афанасьев // Автореферат кандидатской диссертации. МВТУ, М., 1974.
65. Кириллилин В.А. Техническая термодинамика [Текст]/ В.А. Кириллилин В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин // Издательство МЭИ, 2008. 485 с.
66. Седов Л.И. Механика сплошной среды [Текст]/ Л.И. Седов // Издательство МГТУ им. М.В. Ломоносова, 2004. 561 с.
67. Таран В.Н. Проектирование аппаратов криогенных установок [Текст]/ В.Н. Таран // Конспект лекций. ОГАХ., 2004.
68. Dewatwal J. Design of compact plate fin heat exchanger [Text]/ J. Dewatwal // Thesis work. NIT Rourkela. – 2009.
69. Trandafilov V.V. Numerical Study of Compact Plate-Fin Heat Exchanger for Rotary-Vane Gas Refrigeration Machine [Text]/ V.V. Trandafilov, M.G. Khmelniuk // Холодильна техніка і технологія. – 2017.- том 53, вип.2. – С. 14-17.
70. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст]/ Н.Б. Варгафтик // Издательство Наука, 1972.
71. Mukesh G. Two dimensional model for multistream plate fin heat exchangers [Text]/ G. Mukesh, A. Chakravarty, M.D. Atrey // Elsevier. – 2014. – Vol. 61– P. 70-78.
72. ISO. ISO 14040-environmental management – life cycle assessment – principles and framework. Geneva; 2006.
73. ISO. ISO 14044-environmental management – life cycle assessment – requirements and guidelines; 2006. Geneva.

74. Greening B. Domestic heat pumps: Life cycle environmental impacts and potential implications for the UK [Text]/ B. Greening, A. Azapagic // Elsevier. – 2012. – Vol. 39– P.205-217.
75. AEA (2010). Analysis of renewables growth to 2020. Report to DECC, March 2010.www.decc.gov.uk/assets/decc/11/meeting-energy-demand/renewableenergy/2185-analysis-of-renewables-growth-to-2020-aea-report.pdf.
76. Бродянский В.М., Семенов А.М. Термодинамические основы криогенной техники. — М.: Энергия, 1980. — 448 с.
77. Лавренченко Г.К. Рефрижераторы Стирлинга и другие криогенные газовые машины. Развитие их теории научной школой профессора В.С. Мартыновского // Холодильная техника. — 2017. — №1. — С. 50-56.
78. Лавренченко Г.К. Рефрижераторы Стирлинга и другие криогенные газовые машины. Развитие их теории научной школой профессора В.С. Мартыновского // Холодильная техника. — 2017. — №2. — С. 48-53.
79. Криогенные системы. В 2 т. Т.2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем / Под редакцией А.М. Архарова, А. И. Смородина. — М.: Машиностроение, 1999. — 720 с.
80. Программа для расчета теплофизических свойств холодильных агентов Solkane. [Электронный ресурс]. / Solvay Chemicals: – Режим доступа: <http://www.solvaychemicals.com/EN/products/Fluor/Documents/solkane8.zip>
81. [Электронный ресурс]: Collection of simulation models for refrigeration systems.: [сайт] – Режим доступа: <http://en.ipu.dk/~media/koeleog-energiteknik/downloads/coolpack150.ashx>.
82. Костылев И. И. Проблема отказа от хладагентов, неблокоприятных для окружающей среды [Текст]/ И. И. Костылев, Н. В. Ладин, С. А. Кукин // Транспорт российской федерации. – 2011. – №1(32). – С. 68-71.