

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

*Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису*

**КОСТЕНКО ЄВГЕН ВОЛОДИМИРОВИЧ**

УДК: 621.59:661.93(043)

**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ УТИЛІЗАЦІЇ  
НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕПЛОТИ НА ОСНОВІ РОЗРОБКИ  
ТЕРМОМЕХАНІЧНОГО КОМПРЕСОРА**

Спеціальність 144 – Теплоенергетика

**Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії**

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів та текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

\_\_\_\_\_ Є. В. Костенко

Науковий керівник  
**Морозюк Лариса Іванівна**  
доктор технічних наук, професор

Науковий керівник  
**Симоненко Юрій Михайлович**  
доктор технічних наук, професор

Примірник дисертації ідентичний за  
змістом з іншими примірниками

Проректор з наукової роботи  
та міжнародних зв'язків

\_\_\_\_\_ Ольга ОЛЬШЕВСЬКА

## АНОТАЦІЯ

**Костенко Є.В. Підвищення ефективності утилізації низькотемпературної теплоти на основі розробки термомеханічного компресора. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії в галузі знань 14 – «Електрична інженерія» зі спеціальності 144 – «Теплоенергетика». Одеський національний технологічний університет. Одеса, 2024.

Дисертація містить дослідження процесів у тепловикористальних компресорних установках, що працюють у комплексі з газовими холодильними машинами з метою реконденсації кріогенних продуктів.

Переваги природного газу незаперечні. При його спалюванні викиди шкідливих компонентів є на порядки нижчими порівняно з іншими видами палив. Продукти згорання природного газу мають менший вплив на парниковий ефект. Ці переваги дають підстави вважати природний газ паливом майбутнього. Обсяги його використання збільшуються загалом до 2,5% на рік, а глобальний обсяг видобутку коливається на рівні  $4 \cdot 10^{12}$  м<sup>3</sup>/год. Постачальники цього продукту стикаються із низкою логістичних труднощів. Родовища природного газу, як правило, знаходяться на значній відстані від споживачів. З економічних міркувань, через геологічні або кліматичні особливості території транспортування продукту трубопроводом виявляється нерентабельним. У такому разі можливі кілька технічних рішень для «безтрубного» подавання палива. Серед них – каталітичне перетворення природного газу на рідкі вуглеводні з відносно високою температурою фазової рівноваги або доставка газу в стислому стані. Однак ці технології не набули поширення і основним варіантом велико- і середньотоннажних перевезень залишається транспортування природного газу у вигляді кріогенної рідини.

При переході у зріджений стан природний газ (ЗПГ) має густину близько  $\rho_L = 415$  кг/м<sup>3</sup>, що вдвічі більше за густину стисненого газу при тиску 25 МПа. Слід врахувати, що перевезення стисненого продукту передбачає використання

масивних товстостінних балонів, вага яких набагато перевищує масу корисного вантажу. Незважаючи на очевидні переваги, низькотемпературне зберігання природного газу енерговитратне, бо пов'язане з необхідністю відведення тепла від ЗПГ. У транспортних умовах частково збільшити термін бездренажного зберігання можна шляхом відбору газової фракції для живлення двигунів. Але радикальним розв'язанням проблеми є розміщення на газозах системи повторної конденсації. Особливо це актуально при середньотоннажних річкових перевезеннях, які супроводжуються тривалими переходами, включаючи шлюзування. Реконденсатори ЗПГ також потрібні на самохідних судах-бункерувальниках, в яких тривалий час зберігаються значні обсяги рідкого метану. Через відносно малу кількість плавучих споживачів ЗПГ та непередбачувану логістику газопаливних суден такий бункерувальник здатний тривалий час очікувати потенційного споживача рідкого кріогенного палива.

У холодильних установках для реконденсації газу зазвичай використовують дросельні цикли. Тиск метану після компресора становить близько  $P_c = 20$  МПа. Для підвищення термодинамічної ефективності практикують попереднє зниження температури прямого потоку за допомогою додаткового пропанового (етанового) циклу або шляхом використання багатоконпонентних робочих тіл. Відомі схеми реконденсаторів ЗПГ у цистернах середньої та малої ємності на основі одноступеневих кріогенних газових машин (КГМ). В них реалізується зворотний цикл Стірлінга, а робочим тілом є гелій.

Ресурс одноступеневих КГМ Стірлінга обмежений. Крім того, у них не виключені витоки гелію через ущільнення компресорного поршня. Перспективними газовими охолоджувачами є кріогенератори Гіффорда з віддаленим компресором. Їх перевага полягає в скороченні кількості рухомих вузлів та точок потенційного витоку холодоагенту (гелію). Застосування охолоджувачів Гіффорда допускає утилізацію низькотемпературної теплоти шляхом термомеханічного компримування робочого тіла. Для цієї мети пропонується використовувати наявні енергетичні ресурси холодних і нагрітих потоків на ЗПГ-танкерах або судах-бункерувальниках ЗПГ. У якості

низькотемпературного потоку виступає відпарний газ, який відбирається з танка у вигляді палива головного двигуна або утворюється у процесі бункерування. Високотемпературним джерелом може бути забортна вода чи вихлопні гази двигуна.

У зв'язку з цим актуальною є задача розробки термомеханічних компресорів, призначених для забезпечення газових циклів у системах реконденсації кріогенних рідин. Впровадження у практику нового типу охолоджувачів на базі сукупного використання термокомпресорів та газових кріогенераторів дозволить збільшити термін бездренажного зберігання низькотемпературних рідин та знизити обсяг потенційних викидів. Стосовно проблеми зберігання ЗПГ, утилізація низькотемпературної теплоти шляхом використання термокомпресії супроводжуватиме зниження втрат продукту, скорочення енергетичних витрат при його перевезеннях і, як наслідок, сприятиме зниженню собівартості цього екологічного палива.

У процесі вирішення поставленої задачі у першому розділі систематизовано інформацію про існуючі тепловикористальні системи та реалізовані термодинамічні цикли, у тому числі кріогенератори Вюлемьє-Таконіса, Стірлінга, Гіффорда-Мак-Магона, Гіффорда-Лонгсворта. Особлива увага зосереджена на газових холодильних циклах, що забезпечуються віддаленим компресором. Така особливість припускає створення систем охолодження з обмеженою кількістю елементів, що рухаються, а також повністю герметичними вузлами охолодження.

У другому розділі проведено аналіз робочого циклу теплових компримуючих пристроїв та виявлено основні експлуатаційні та конструктивні параметри, які впливають на ступінь стиснення та витратні характеристики. Показано, що полегшені пустотілі витіснювачі не придатні у разі підвищених тисків ( $P_s > 5$  МПа) і можуть спричинити заклинювання механізму внаслідок деформації. Автором пропонується оригінальна конструкція витіснювача, виготовленого із зносостійких пластиків із низьким коефіцієнтом тертя. Верхня і нижня секції витіснювача мають систему наскрізних циліндричних каналів, у які введені трубчасті елементи охолоджувача і нагрівача. З метою мінімізації мертвого простору колектори цих

теплообмінників виведені за межі робочого циліндра, а регенератор вміщено у середню частину витіснювача.

Відповідно до названих технічних рішень виготовлено макетний зразок термокомпресора, в якому для переміщення витіснювача передбачено герметичний магнітний привід. Розраховано потенційні теплові втрати внаслідок теплопровідності витіснювача, стінок робочого циліндра, а також тепловий потік через ізоляцію. Проведено аналіз комплексу сил, що впливають на шток витіснювача. Серед них: сили інерції, сила тяжіння (при вертикальній орієнтації механізму), сили тертя, гідравлічний опір газу, що перештовхується. Слід враховувати, що перші три зусилля відносяться не тільки до витіснювача, але й до елементів магнітної муфти, а також до рухомого пневматичного циліндра, встановленого за межами робочого об'єму.

Силові характеристики лінійної муфти були досліджені на спеціальному стенді, визначено кількість пар магнітного зачеплення, які гарантовано забезпечують переміщення витіснювача у найбільш навантаженому варіанті (знизу – вгору). Розроблено багатофункціональний стенд для дослідження процесу термокомпресії та підготовлено методикку випробувань. З множини реєстрованих параметрів основними експлуатаційними характеристиками є ступінь стиснення; температури в охолоджувачі і нагрівачі та потужність, що витрачається на нагнітання газу. Розроблено програму та інтерфейс користувача для обробки та зберігання отриманої інформації. У поточному часі на екрані відображається індикаторна діаграма, на вибір оператора призначається набір параметрів і змінюється закон переміщення витіснювача, включаючи період циклу.

У ході експериментів визначено оптимальні характеристики сітчастих регенераторів, реалізовано низку технічних рішень, спрямованих на забезпечення надійності та підвищення ефективності роботи термомеханічних компресорів. Зокрема, вивчено декілька типів зворотних клапанів; відпрацьовано вузли, що компенсують теплове розширення; випробувані еспандери неметалевих поршневих кілець та пружинні компенсатори ваги для полегшення старту витіснювача з положення нижньої мертвої точки. Через значну кількість

випробувальних пусків та внаслідок необхідності багаторазового розбирання робочого вузла основний обсяг експериментів вимушено проведено в умовах підвищених температур.

Третій розділ містить розробку та дослідження термомеханічних нагнітачів, що використовують ексергію парів кріопродуктів, зокрема ЗПГ. Крім термокомпресорів, призначених для систем рекондесачії на основі газових холодильних циклів, низькотемпературне компримування знаходить застосування для циркуляції газових захисних середовищ. У разі присутності у складі перекачуваних сумішей висококиплячих компонентів автором розроблено спеціальні конфігурації охолоджувача, що дозволяють виключити фазові переходи в робочому об'ємі, запобігти закупорюванню регенератора та заклинювання витіснювача. Названа модернізація низькотемпературних термокомпресорів полягає у використанні проміжного контуру, заповненого допоміжним холодоагентом з температурою кипіння вище умов фазового перетворення компонента суміші при його парціальному тиску.

Наявність проміжного холодоагенту дозволяє реалізувати перенесення тепла від компактного теплообмінного апарату в робочій камері компресора до високовитратного потоку парів кріопродукту. Фактично, верхня секція нагнітача у цьому випадку стикується з термосифоном, у якому допоміжний холодоагент (криптон чи тетрафторметан) конденсується з допомогою зовнішнього холодного потоку. Конденсат Kr (або R14) під впливом гравітації потрапляє в трубки охолоджувача, розміщеного в робочому циліндрі. Високі коефіцієнти тепловіддавання киплячого холодоагенту допускають створення компактного теплообмінного апарату з мінімальним мертвим об'ємом.

Реалізовано та експериментально перевірено низку конструктивних рішень, спрямованих на вдосконалення низькотемпературних нагнітачів. Зокрема, розроблено засоби для забезпечення безперервного і стабільнішого подавання середовища, що перекачується. Серед таких рішень – перехід до багатоциліндрових термокомпресорів, зсув робочих фаз в окремих циліндрах, підключення ресиверів на всмоктувальній та нагнітальній лініях.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Серед наукових результатів дисертації, можна відзначити такі:

- вперше обґрунтовано застосування газових холодильних циклів у сукупності з тепловикористальними нагнітачами для реконденсації ЗПГ в умовах середньо- та малотоннажних перевезень;

- вперше досліджено вплив на механізм руху переміщення витіснювача комплексу зусиль, серед яких сили інерції, сила тяжіння, сили тертя, перепад тиску в регенераторі;

- вперше експериментально вивчено елементи теплообмінних поверхонь, пов'язаних з робочим циліндром та проведено оцінку впливу відносної величини мертвого об'єму на максимальний ступінь стиснення;

- вперше розраховано нижню межу температур, які виключають настання фазових переходів у робочому циліндрі при нагнітанні газових сумішей, що містять висококиплячі компоненти;

- вперше для високо- та низькотемпературних термомеханічних компресорів отримано залежності продуктивності від ступеня стиснення;

- вперше визначено потенційні теплові втрати внаслідок теплопровідності витіснювача, стінок робочого циліндра та теплового потоку через ізоляцію;

- вперше досліджено вплив різних робочих тіл на витратні характеристики термокомпресорів.

**Практична значимість одержаних результатів:**

- вперше запропоновано конструкторські рішення, що дозволили збільшити робочий тиск термомеханічних нагнітачів до 12 МПа;

- реалізовано оригінальну конструкцію комплексу «витіснювач-регенератор-охолоджувач-нагрівач», що забезпечує ефективне перенесення тепла при мінімальному мертвому об'ємі теплообмінників;

- розроблено компактний герметичний привід витіснювача у вигляді лінійної магнітної муфти із зусиллям  $P > 250$  Н;

- створено стенд для дослідження в інтервалі температур від 90 до 630 К широкого спектру експлуатаційних параметрів, включаючи витратні характеристики, гідравлічний опір регенератора та ін.;

- випробувано дослідно-промислові зразки термомеханічних нагнітачів високого тиску, які здатні забезпечити роботу газових холодильних циклів Гіффорда;

- відпрацьовані технічні рішення магнітного приводу витіснювача придатні для використання в газових холодильних установках (ГХУ) з метою створення герметичних комплексів ГХУ-термокомпресор для систем реконденсації кріогенних продуктів, включаючи ЗПГ.

**Особистий внесок автора** підтверджується підготовленими, у співавторстві з науковими керівниками, науковими працями, опублікованими у спеціалізованих виданнях, затверджених ДАК МОН України. У дисертації наведено результати роботи, одержані здобувачем самостійно або з використанням консультацій наукових керівників. В роботах у співавторстві здобувачеві належать основні результати з розробки конструктивних рішень термомеханічного компресора, створення програм та алгоритмів розрахунків, аналіз комплексу сил, що впливають на шток витіснювача, розрахунок силових характеристик лінійної муфти.

**Апробація результатів дисертації.** Результати роботи у вигляді технологічних схем, комплекту конструкторської документації та алгоритмів управління використані під час виконання госпдоговорів 1/22-ІХ «Розроблення та дослідження термомеханічного компресора з метою його впровадження у виробництво криптону та ксенону замість мембранних агрегатів» між Одеською національною академією харчових технологій (ОНАХТ) та ТОВ «CryoIn Engineering», а також 1/24-ІХ «Розроблення та дослідження багатоциліндрового термомеханічного компресора високого тиску» між Одеським національним технологічним університетом (ОНТУ) та ТОВ «Рем-Профі-Комплект».

Результати експериментальних досліджень дослідно-промислових зразків створених низькотемпературних термомеханічних компресорів високого тиску доповідалися та обговорювалися на: Всеукраїнській науко-технічній конференції



молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» (Одеса, ОНТУ, 2019, 2020, 2021, 2022); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології» (Одеса, ОНТУ, 2021, 2023); Науковій конференції науково-педагогічного складу ОНТУ (Одеса, ОНТУ, 2021, 2022, 2023); The 17 th Cryogenics 2023, IIR Conference, Dresden, Germany.

**Ключові слова:** Термомеханічний компресор. Регенератор. Витіснювач. Тепловикористальні холодильні машини. Газові холодильні машини. Теплообмінник. Охолоджувач. Холодоагент. Гелій. Криптон. Тетрафторметан. Природний газ. Реконденсація. ЗПГ. Вихлопні гази. Утилізація теплоти. Газовози. Енергозбереження. Енергоефективність.

## ABSTRACT

**Kostenko Yevhen. Efficiency improvement of low-temperature heat recovery in the development of a thermomechanical blower – Scientific work as a manuscript.**

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in the field of study 14 – "Electrical Engineering", specialty 144 - "Heat and Power Engineering". Odesa National University of Technology, Odesa, 2024.

The thesis contains a study of processes in heat-using compressor units operating in complex with gas refrigeration machines to re-condense cryogenic products.

The advantages of natural gas are undeniable. When it is burned, emissions of harmful components are significantly lower than those of other fuels. Natural gas combustion products have a lower impact on the greenhouse effect. These advantages make natural gas the fuel of the future. Its use is increasing by up to 2.5% per year, while global production varies only between 4 and  $10^{12}$  m<sup>3</sup>/h. Suppliers of this product face a number of logistical challenges. Natural gas fields are usually located at a considerable distance from consumers. For economic reasons, due to geological or climatic features of the territory, pipeline transportation of the product is unprofitable. In this case, several technical solutions are available for 'pipeless' fuel supply. These include the catalytic

conversion of natural gas into liquid hydrocarbons with a relatively high phase equilibrium temperature or the compressed gas supply. However, these technologies have not become widespread, and the main option for large- and medium-tonnage transportation remains the transportation of natural gas in the form of a cryogenic liquid.

When liquefied, natural gas (LNG) has a density of about  $\rho_L = 415 \text{ kg/m}^3$ , which is twice the density of compressed gas at 25 MPa. It should be noted that the transportation of a compressed product involves the use of massive thick-walled cylinders, the weight of which is much higher than the weight of the operating load. Despite the obvious advantages, low-temperature storage of natural gas is energy consuming as it is associated with the need to remove heat from LNG. In transport conditions, the period of drainage-free storage can be partially extended by using the gas fraction to power engines. However, a radical solution to the problem is to install a re-condensation system on gas pipelines. This is especially relevant for medium-tonnage river transport with long transits, including locking. LNG re-condensers are also required on self-propelled refueling ships, which store significant volumes of liquid methane for a long time. Due to the relatively small number of LNG floating consumers and the unpredictable logistics of LNG vessels, such a refueling ship can wait for a potential consumer of liquid cryogenic fuel for a long time.

In refrigeration units, throttling cycles are usually used for gas re-condensation. The pressure of methane after the compressor is about  $P_c = 20 \text{ MPa}$ . In order to increase thermodynamic efficiency, it is common practice to preliminarily reduce the temperature of the direct flow by means of an additional propane (ethane) cycle or the use of multicomponent working media. There are known schemes of LNG re-condensers in tanks of medium and small capacity based on single-stage cryogenic gas machines (CGMs). They use the reverse Stirling cycle and helium as the working medium.

The resource of single-stage Stirling CGMs is limited. In addition, helium leakage through the compressor piston seal is not excluded. Gifford cryogenerators with a remote compressor are promising gas coolers. Their advantage is a reduction in the number of moving parts and points of potential refrigerant (helium) leakage. The use of Gifford coolers allows low-temperature heat to be recovered by thermomechanical compression

of the working medium. For this purpose, it is proposed to use the available energy resources of cold and heated streams on LNG tankers or LNG refueling ships. The low-temperature stream is the stripping gas, which is taken from the tank in the form of main engine fuel or generated during fueling. The high-temperature source can be sea water or engine exhaust.

In this regard, the task of developing thermomechanical compressors designed to provide gas cycles in cryogenic liquid re-condensation systems is urgent. The implementation of a new type of cooler based on the combined use of thermocompressors and gas cryogenics will increase the period of drainage-free storage of low-temperature liquids and reduce potential emissions. With regard to the problem of LNG storage, the low-temperature heat recovery through the use of thermal compression will reduce product losses, cut energy costs during its transportation and, as a result, help reduce the cost of this environmentally friendly fuel.

In the process of solving this problem, the first section systematizes information on existing heat-using systems and implemented thermodynamic cycles, including Willemieu-Taconis, Stirling, Gifford-McMahon, and Gifford-Longworth cryogenerator. Particular attention is focused on gas refrigeration cycles provided by a remote compressor. This feature implies the creation of refrigeration systems with a limited number of operating elements, as well as fully sealed refrigeration units.

The second chapter analyses the operating cycle of thermal compression devices and identifies the main operational and design parameters that affect the compression ratio and flow characteristics. It is shown that lightweight hollow displacers are not suitable for high pressures ( $P_s > 5$  MPa) and can cause jamming of the mechanism due to deformation. The author proposes an original design of a displacer made of wear-resistant plastics with a low friction coefficient. The upper and lower sections of the displacer have a system of end-to-end cylindrical channels, into which tubular elements of the cooler and heater are inserted. In order to minimize dead space, the collectors of these heat exchangers are located outside the operating cylinder, and the regenerator is placed in the middle part of the displacer.

In accordance with the above technical solutions, a prototype of the thermocompressor was manufactured, in which a sealed magnetic drive is provided for the displacer movement. The potential heat losses due to the thermoconductivity of the displacer, the walls of the operating cylinder, and the heat flow through the insulation were calculated. The complex of forces acting on the displacer rod was analyzed. These include: inertia, gravity (with the vertical orientation of the mechanism), friction, and hydraulic resistance of the displaced gas. It should be considered that the first three forces relate not only to the displacer, but also to the elements of the magnetic coupling, as well as to the moving pneumatic cylinder installed outside the working volume.

The force characteristics of the in-line coupling were studied on a special testing bench, and the number of magnetic engagement pairs was determined to ensure that the displacer could move in the most loaded case (from bottom to top). A multi-functional test bench for studying the thermocompression process was developed and a test procedure was prepared. The main operational characteristics of the bench are the compression ratio; temperatures in the cooler and heater; and power consumption for gas pressure. A programme and user interface have been developed for processing and storing the information received. In the current time, the screen displays an indicator diagram, a set of parameters is assigned to the operator's choice and the displacer movement law, including the cycle period, is changed.

In the course of the experiments, the optimum characteristics of mesh regenerators were determined, and a number of technical solutions were implemented to ensure reliability and increase the efficiency of thermomechanical compressors. In particular, several types of check valves were studied; thermal expansion compensation units were tested; non-metallic piston ring expanders and spring weight compensators were tested to facilitate the displacer's start from the lower dead center position. Due to the large number of test launches and the need to repeatedly disassemble the operating unit, the bulk of the experiments were forced to be conducted at increased temperatures.

The third chapter contains the development and study of thermomechanical blowers that use the exergy of cryoproduct vapours, in particular LNG. In addition to thermocompressors designed for re-condensation systems based on gas refrigeration

cycles, low-temperature compression is used to circulate gas protective media. In the case of high-boiling components in the pumped mixtures, the author has developed special cooler configurations that eliminate phase transitions in the working volume and prevent regenerator blockage and displacer jamming. The mentioned modernisation of low-temperature thermocompressors is based on the use of an intermediate circuit filled with an auxiliary refrigerant with a boiling point above the conditions of phase transformation of the mixture component at its partial pressure.

The presence of an intermediate refrigerant allows heat transfer from the compact heat exchanger in the compressor's working chamber to the high-consumption vapour stream of the cryoproduct. In fact, the upper section of the blower in this case is connected to a thermosyphon, where the auxiliary refrigerant (krypton or tetrafluoromethane) is condensed using an external cold stream. Under the influence of gravity, this Kr (or R14) condensate flows into the tubes of the cooler located in the operating cylinder. The high heat transfer coefficients of the boiling refrigerant make it possible to create a compact heat exchanger with a minimum dead volume.

A number of design solutions aimed at improving low-temperature blowers have been implemented and experimentally tested. In particular, we have developed means to ensure a continuous and more stable supply of the pumped medium. Such solutions include the transition to multi-cylinder thermocompressors, the displacement of operating phases in individual cylinders, and the connection of receivers on the suction and pressure lines.

**Scientific novelty of the results.** Among the scientific results of the thesis, the following can be noted:

- the use of gas refrigeration cycles in connection with heat-using blowers for LNG re-condensation in medium and light-tonnage transportation was first studied;
- the influence of a complex of forces, including inertia, gravity, friction, and pressure drop in the regenerator, on the displacer movement mechanism was first studied;
- the elements of heat exchange surfaces related to the operating cylinder were experimentally studied for the first time and the influence of the relative value of the dead volume on the maximum compression ratio was assessed;

- the lower temperature limit was calculated for the first time, which excludes the establishment of phase transitions in the operating cylinder during gas mixtures pressure containing high-boiling components;
- the capacity dependence on the compression ratio was obtained for the first time for high- and low-temperature thermomechanical compressors;
- potential heat losses due to the thermal conductivity of the displacer, the walls of the operating cylinder and the heat flow through insulation were defined for the first time;
- the influence of different working media on the flow characteristics of thermocompressors was studied for the first time.

**Practical significance of the results:**

- the design solutions that allowed to increase the working pressure of thermomechanical blowers up to 12 MPa were presented for the first time;
- an original design of the “displacer-regenerator-cooler-heater” complex was implemented, which ensures efficient heat transfer with a minimum dead volume of heat exchangers;
- a compact sealed displacer drive in the form of an in-line magnetic coupling with a force  $P > 250$  H was developed;
- a test bench was created to study a wide range of operational parameters, including flow characteristics, hydraulic resistance of the regenerator, etc. in the temperature range from 90 to 630 K;
- prototypes of high-pressure thermomechanical blowers capable of operating Gifford gas refrigeration cycles were tested;
- the proven technical solutions for the magnetic drive of the displacer are suitable for use in gas refrigeration machines (GRMs) to create hermetic GRM-thermocompressor complexes for cryogenic products re-condensation systems, including LNG.

**The personal contribution of the author** is confirmed by the scientific publications prepared in co-authorship with the supervisors, published in specialized journals approved by the State Academic Commission of the Ministry of Education and Science of Ukraine. The thesis presents the results of the work obtained by the applicant independently or with the advice of supervisors. In the coauthored publications, the

applicant has the main results on the development of design solutions for a thermomechanical compressor, the creation of programs and calculation algorithms, the analysis of the complex of forces acting on the displacer rod, and the calculation of the force characteristics of an in-line coupling.

**Approbation of the thesis results.** The results of the work in the form of process diagrams, a set of design documentation and control algorithms were used in the implementation of the contract-based 1/22-IX "Development and research of a thermomechanical compressor for its implementation in the production of krypton and xenon instead of membrane units" between Odesa National Academy of Food Technologies (ONAFТ) and "Cryoin Engineering" Ltd, as well as 1/24-IX "Development and research of a multi-cylinder thermomechanical high-pressure compressor" between Odesa National University of Technology (ONTU) and "Rem-Profi-Complekt" Ltd.

The results of experimental studies of pilot samples of the created low-temperature thermomechanical high-pressure compressors were reported and discussed at the All-Ukrainian Scientific and Technical Conference of Young Scientists, Postgraduates and Students "State, Achievements and Prospects of Refrigeration Engineering and Technology" (Odesa, ONTU, 2019, 2020, 2021, 2022); All-Ukrainian Scientific and Technical Conference "Modern Problems of Refrigeration Engineering and Technology" (Odesa, ONTU, 2021, 2023);. Scientific conference of the scientific and pedagogical staff of ONTU (Odesa, ONTU, 2021, 2022, 2023); The 17th Cryogenics 2023, IIR Conference, Dresden, Germany

**Keywords:** Thermomechanical compressor. Regenerator. Displacer. Heat-using refrigeration machines. Gas refrigeration machines. Heat exchanger. Cooler. Refrigerant. Helium. Krypton. Tetrafluoromethane. Natural gas. Recondensation. LNG. Exhaust gases. Heat recovery. Gas carriers. Energy saving. Energy efficiency.

Наукові публікації аспіранта  
кафедри кріогенної техніки

**Костенка Євгена Володимировича**

за матеріалами дисертаційної роботи на тему «Підвищення ефективності  
утилізації низькотемпературної теплоти на основі розробки  
термомеханічного компресора», виконаної на кафедрі кріогенної техніки  
Одеського національного технологічного університету  
за спеціальністю 144 – Теплоенергетика

**Статті у наукових фахових виданнях:**

1. Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Аналіз роботи теплового насосу в системі  
низькотемпературної ректифікації суміші пропан-бутан // Вісник національ-  
ного технічного університету «Харківського політехнічного інституту», серія  
Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів. – 2021. – №2. – С. 3-8.  
<https://doi.org/10.20998/2220-4784.2021.02.01>.

*Автором був проведений енергетичний розрахунок теплового насосу*

2. Simonenko Iu. M., Chygrin A. A., Kostenko Ye. V. Cryogenic  
Thermomechanical Compressor // Problems of the Regional Energetics. – 2023. –  
Vol. 2 (58). – P. 150-159. <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2023.2-58.13>

*Автором був розроблений експериментальний стенд термомеханічного  
компресора.*

3. Симоненко Ю. М., Медушевський Є. В., Костенко Є. В. Пневматичні  
регулятори в установках одержання інертних газів // Refrigeration Engineering  
and Technology. – 2023. – Т. 59(3). – С. 159-166. [https://doi.org/10.15673/  
ret.v59i3.2660](https://doi.org/10.15673/ret.v59i3.2660)

*Автором було виконано постановку завдань та алгоритм виконання  
дослідження.*

4. Симоненко Ю. М., Костенко Є. В. Перспективи використання  
термомеханічних компресорів у системах реконденсації ЗПГ // Refrigeration



Engineering and Technology – 2024. – Т. 60(2). <https://doi.org/10.15673/ret.v60i2.2820>

*Автором був виконаний огляд літератури за темою роботи, підготовлено ілюстраційну складову.*

5. Simonenko Iu. M., Hrudka B. H, Chygrin A. A., Kostenko Ye. V. Application of Technical Gases and Their Families in Modern Industrial Technologies: A Review // Problems of the Regional Energetics. – 2024. – Vol. 3 (63). – P. 104-117. <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2024.3-63.09>

*Автором був виконаний огляд літератури за темою роботи, прийнято участь в узагальненні одержаних результатів.*

#### **Тези наукових доповідей:**

1. Морозюк Л. І., Чабан Р. О., Костенко Є. В. Особливості конструкції компресорних установок повторного зрідження газів на судах // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології: зб. тез доп. всеукр. наук.-техн. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів (Одеса, 23-24 квіт. 2019 р.). – Одеса, 2019. – С. 159-160.

*Автором було проведено підготовку об'єктів літературного огляду.*

2. Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Методи термодинамічного аналізу в оцінці ефективності процесів розділення суміші вуглеводнів // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: матеріали всеукраїнської наук.-тех. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів (Одеса, 27-28 лист. 2020 р.). – Одеса, 2020. – С. 132-133.

*Автором був проведений енергетичний розрахунок процесів розділення суміші вуглеводнів.*

3. Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Установка для отримання аміаку високої чистоти // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки та технології: матеріали всеукраїнської наук.-тех. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів (Одеса, 14-15 трав. 2021 р.). – Одеса, 2021. – С. 99-100.

*Автором було виконано аналітичну частину роботи.*

4. Бондаренко В. Л., Костенко Є. В., Медушевський Є. В. Аналіз можливості підвищення продуктивності зріджувача гелію за рахунок зміни способу подавання підживлювального потоку // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки та технологій: матеріали всеукраїнської наук.-тех. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів (Одеса, 14-15 трав. 2021 р.). – Одеса, 2021. – С. 96-97.

*Автором був проведений огляд схемних рішень існуючих зріджувачів гелію та їх аналіз.*

5. Симоненко Ю. М., Морозюк Л. І., Костенко Є.В. Установа для отримання аміаку високої чистоти // 81 Наукова конференція науково-педагогічного складу ОНАХТ (Одеса, 27-30 квіт. 2021р.). – Одеса, 2021.

*Автором було виконано аналітичну частину роботи*

6. Симоненко Ю. М., Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Схемне рішення установки для отримання аміаку високої чистоти // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: матеріали XIII Всеукраїнської наук.-тех. конф. (Одеса, 23-25 вер. 2021 р.). – Одеса, 2021. – С. 160-161.

*Автором було проведено підготовку об'єктів літературного огляду.*

7. Бондаренко В. Л., Симоненко Ю. М., Чигрін А. О., Костенко Є. В. Дослідження низькотемпературного термокомпресора // 83 Наукова конференція науково-педагогічного складу ОНТУ. (Одеса, 26-29 квіт. 2022 р.) – Одеса, 2022. – С. 265-266.

*Автором був розроблений експериментальний стенд та проведений експеримент низькотемпературного термокомпресора.*

8. Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Тепловий насос в системі ректифікації для цілорічного отримання чистого пропану з суміші пропан-бутан // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології : зб. тез доп. всеукр. наук.-техн. онлайн-конф. молодих вчених та здобувачів вищої освіти. (Одеса, 19-20 квіт. 2022 р.) – Одеса, 2022. – С. 86–87

*Автором був проведений розрахунок ректифікаційної установки та теплового насосу*

9. Simonenko Iu. M., Chygrin A. A., Kostenko Ye. V. Cryogenic High-Pressure Thermomechanical Pressurizer // The 17 th Cryogenics 2023, IIR Conference (Dresden April 24-28, 2023). – Germany, 2023. – No. 133. – 5 p.

*Автором був розроблений експериментальний стенд та проведений експеримент високотемпературного термокомпресора.*

10. Симоненко Ю.М., Костенко Є.В. Розробка кріогенного термомеханічного компресора // 83 Наукова конференція науково-педагогічного складу ОНТУ (25-28 квітня 2023 р.) – Одеса, 2023. – С. 294-295

*Автором був розроблений конструкторський комплект документації.*

11. Симоненко Ю.М., Костенко Є.В., Чигрін А.О. Аналіз цикла термокомпресора із зовнішнім розташуванням регенератора // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: матеріали XIV Всеукраїнської наук.-тех. конф. (21 - 22 вересня 2023 р.). – Одеса, 2023. – С. 161-163.

*Автором було виконано аналітичну частину роботи.*

## ЗМІСТ

	стор.
УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ	5
<b>РОЗДІЛ 1. ТЕПЛОВИКОРИСТАЛЬНІ КОМПРЕСОРИ. ЕВОЛЮЦІЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ТА ОБЛАСТІ ВИКОРИСТАННЯ</b>	7
1.1. Етапи вдосконалення нагнітачів із «тепловим приводом»	7
1.1.1. Історичний аналіз розвитку термокомпресорної техніки	7
1.1.2. Скорочення втрат від нерівноважності теплообміну	9
1.1.3. Регенерація тепла у процесі компримування	11
1.2. Теплові системи та сфери їх застосування	14
1.2.1. Утилізація низькопотенційного тепла в холодильній техніці	14
1.2.2. Тепловикористальні машини в криогеніці	18
1.3. Холодильні цикли в системах реконденсації криогенних продуктів	21
1.3.1. Середньотоннажні перевезення зрідженого природного газу. Перспективи та проблеми	21
1.3.2. Реконденсація ЗПГ з використанням дросельних та газових циклів	23
1.3.3. Постановка завдань дослідження	28
<b>РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТЕРМОКОМПРЕСОРА</b>	29
2.1. Робочий процес та прогнозування експлуатаційних характеристик	29
2.1.1. Аналіз циклу ідеального компресора та основні параметри, що визначають ступінь стиснення	29
2.1.2. Продуктивність одноциліндрового термокомпресора	34
2.1.3. Аналіз схемних рішень та вибір варіанта для конструкторської розробки	37
2.2. Попереднє напрацювання проекту та прогнозування експлуатаційних характеристик макетного зразка	41

2.2.1. Конструкторські та технологічні протиріччя, супутні створенню макета термокомпресора	41
2.2.2. Мінімізація мертвих об'ємів теплообмінних апаратів та блоку «витіснювач-регенератор».	42
2.2.3. Визначення витратних характеристик та ступеня підвищення тиску.	45
2.2.4. Енергетичні витрати на привід компресора	50
<b>РОЗДІЛ 3. СТВОРЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОКОМПРЕСОРІВ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ ЕКСЕРГІЮ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ</b>	54
3.1. Области застосування термонагнітачів та особливості їх теплового забезпечення	54
3.1.1. Термокомпресори у схемах реконденсації ЗПГ	54
3.1.2. Забезпечення циркуляції захисних газових середовищ у лабораторних установках	56
3.1.3. Перекачування газових сумішей, що містять висококиплячі компоненти	58
3.2. Завдання, що супроводжують процес створення макетного зразка термомеханічного нагнітача.	62
3.2.1. Втрати тепла через корпус циліндра	62
3.2.2. Первинний проект магнітної муфти для передачі зусилля витіснювачу через герметичну стінку	66
3.2.3. Розробка та дослідження посиленого варіанту магнітної муфти	73
3.3. Дослідження характеристик макетного зразка термокомпресора	79
3.3.1. Технічні характеристики об'єкта дослідження.	79
3.3.2. Схема та будова експериментального стенду	82
3.3.3. Методика випробувань	84
3.3.4. Результати експериментального дослідження	85
<b>ВИСНОВКИ</b>	89
<b>ЛІТЕРАТУРА</b>	91

ДОДАТОК А. Методика експериментального дослідження динамічних і статичних навантажень	99
ДОДАТОК Б. Результати дослідження динамічних і статичних навантажень на рухомий механізм витіснювача	114
ДОДАТОК В. Процедура очищення термокомпресора	120
ДОДАТОК Г. Визначення можливості використання Celazole PVI U-60 у якості матеріалу витіснювача	133
ДОДАТОК Д. Дослідження гідравлічного опору регенератора в високотемпературному термокомпресорі	140

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

$L_W$	мм	Робочий хід витіснювача
$D_W$	мм	Внутрішній діаметр циліндра
$V_W$	л (дм <sup>3</sup> )	Об'єм робочої порожнини
$\delta R$	мм	Висота регенератора
$L_h$	мм	Висота теплої порожнини
$L_{dh}$	мм	Висота верхньої частини витіснювача
$l_{dh}$	мм	Протяжність каналів у верхній частині витіснювача
$L_c$	мм	Висота холодної порожнини
$L_{dc}$	мм	Висота нижньої частини витіснювача
$l_{dc}$	мм	Протяжність каналів у нижній частині витіснювача
$T_h$	°К	Абсолютна температура газу в теплій порожнині
$T_c$	°К	Абсолютна температура газу в холодній порожнині
$\theta$	-	Відношення абсолютних температур у робочих порожнинах компресора
$T_R$	°К	Середня логарифмічна температура газу в регенераторі
$T_E$	°К	Наведена температура суміші в теплообмінниках
$\theta_E$	-	Відношення абсолютної температури в теплій порожнині до приведеної температури теплообмінних апаратів
$V_{Eh}$	дм <sup>3</sup>	Мертвий об'єм гарячої порожнини
$V_R$	дм <sup>3</sup>	Вільний об'єм регенератора
$V_{Ec}$	л (дм <sup>3</sup> )	Мертвий об'єм холодної порожнини
$V_E$	л (дм <sup>3</sup> )	Сумарний мертвий об'єм
$a$	-	Відносний мертвий об'єм
$P_D$	МПа	Тиск нагнітання
$P_S$	МПа	Тиск всмоктування
$\sigma$	-	Робочий ступінь стиснення
$\sigma_{max}$	-	Граничний коефіцієнт стиснення
$m_w$	кг	Маса газу в робочому об'ємі за умов всмоктування

$g_w$	кг	Масова продуктивність компресора за один цикл
$Z$	-	Коефіцієнт стисливості (враховує відхилення властивостей робочого тіла від реального газу)
$\nu$	1/с	Число робочих циклів за одиницю часу
$G_m$	кг/с	Масова витрата компресора
$\rho_0$	кг/м <sup>3</sup>	Стандартна густина робочого тіла (1,013 бар та 20 °С)
$F_w$	slm	Витрата потоку перекачуваного середовища, приведена до стандартних умов
$D_c$	мм	Зовнішній діаметр циліндра
$\delta_c$	мм	Товщина стінки циліндра
$\delta_{ti}$	мм	Товщина теплоізоляції
$L_1$	мм	Висота ділянки циліндра із температурою $T = T_h = \text{const}$
$L_c$	мм	Відстань між межами теплої та холодної порожнин
$\lambda_c$	Вт/(м·°С)	Коефіцієнт теплопровідності матеріалу циліндра
$\lambda_{ti}$	Вт/(м·°С)	Коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції
$T_0$	°С	Температура навколишнього середовища
$\eta_k$	-	Коефіцієнт корисної дії циклу Карно
$i_D$	кДж/кг	Ентальпія газу на вході до компресора
$i_S$	кДж/кг	Ентальпія газу на виході з компресора
$F_{H_2O}$	кг/с	Витрата охолоджуючої води
$t'_{H_2O}$	°С	Температура охолоджуючої води на вході в колектор
$t''_{H_2O}$	°С	Температура охолоджуючої води на виході з колектора
$Q_h$	Вт	Теплова потужність, що підводиться до теплої порожнини
$Q_c$	Вт	Теплова потужність, що відводиться від холодної порожнини



## РОЗДІЛ 1

### ТЕПЛОВИКРИСТАЛЬНІ КОМПРЕСОРИ. ЕВОЛЮЦІЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ТА ОБЛАСТІ ВИКОРИСТАННЯ

#### 1.1. Етапи вдосконалення нагнітачів із «тепловим приводом»

##### 1.1.1. Історичний аналіз розвитку термокомпресорної техніки.

Для підвищення тиску газу в техніці використовуються переважно два шляхи: зменшення об'єму робочого простору (компресори об'ємного стиснення); перетворення кінетичної енергії на енергію тиску газу (компресори кінетичного стиснення). У тепловикристалальних компресорах для підвищення тиску не використовують ні зменшення об'єму замкнутого простору, ні збільшення кількості молекул в одиниці об'єму під дією інерційних сил. У цих пристроях підвищення тиску забезпечується зростанням швидкості руху молекул за умови: обмеженої зміни об'єму робочого простору, відносно невеликих швидкостей потоку, теплообміну з зовнішнім джерелом для підвищення температури газу.

Термічні пристрої для створення підвищених тисків шляхом нагрівання газів або кипінні рідин мають багаторічну історію. Ремісникам, жерцям і алхімікам часом були потрібні тиски, які неможливо було отримати за допомогою ковальських нагнітачів повітря. Випереджаючи свій час, давньогрецький механік і інженер Герон Олександрійський у своїх винаходах використовував принцип теплового розширення газів і фазового перетворення води. Принцип дії найпростішого генератора водяної пари надано на рис. 1.1. Подальша інформація свідчить, що наприкінці XVII століття французький фізик Дені Папен уперше запропонував конструкцію безпечного котла, де генерувалася водяна пара з постійним рівнем тиску.

З появою поршневих компресорів з механічним приводом тепловикристалальні нагнітачі втратили свої переваги. На початку XIX століття новим поштовхом для розвитку термокомпресорів стала необхідність у проведенні фізичних досліджень чистих речовин при високих тисках.

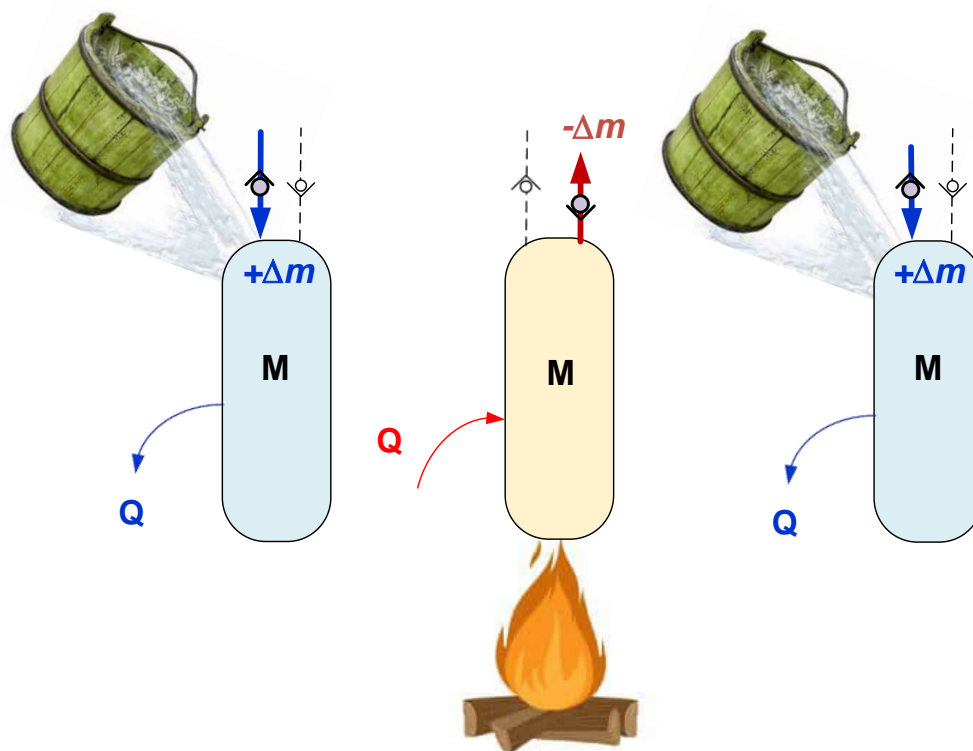


Рисунок 1.1 – Принцип роботи найпростішого теплового нагнітача

Завдяки простоті пристрою і надійності дії знову набули широкого впровадження в промисловості «винайдені» теплові генератори високого тиску у вигляді реакторів, автоклавів та газифікаторів. В експериментальній фізиці та хімії за використанням гідравлічних теплових пристроїв отримують тиск до 600 МПа.

Принцип дії термокомпресора з високим ступенем стиснення, що забезпечується послідовним підключенням балонів малої об'ємної продуктивності, ілюструє рис. 1.2. Об'ємна продуктивність таких апаратів відносно невелика і не перевищує  $3 \cdot 10^{-3}$  дм<sup>3</sup>/с [1]. Обмеження продуктивності пов'язано з тепловою інерційністю товстостінних робочих балонів. Крім падіння витрати, пристрої характеризуються дуже низьким ізотермічним ККД (1...2%). Це є наслідком того, що теплообмін відбувається при змінній температурі та значних напорах температур між газом та зовнішніми джерелами тепла. До того ж, окрім речовини, що перекачується, періодично доводиться вимушено нагрівати (охолоджувати) групу балонів високого тиску. Важливою перевагою балонних нагнітачів є чистота речовин, що перекачуються.

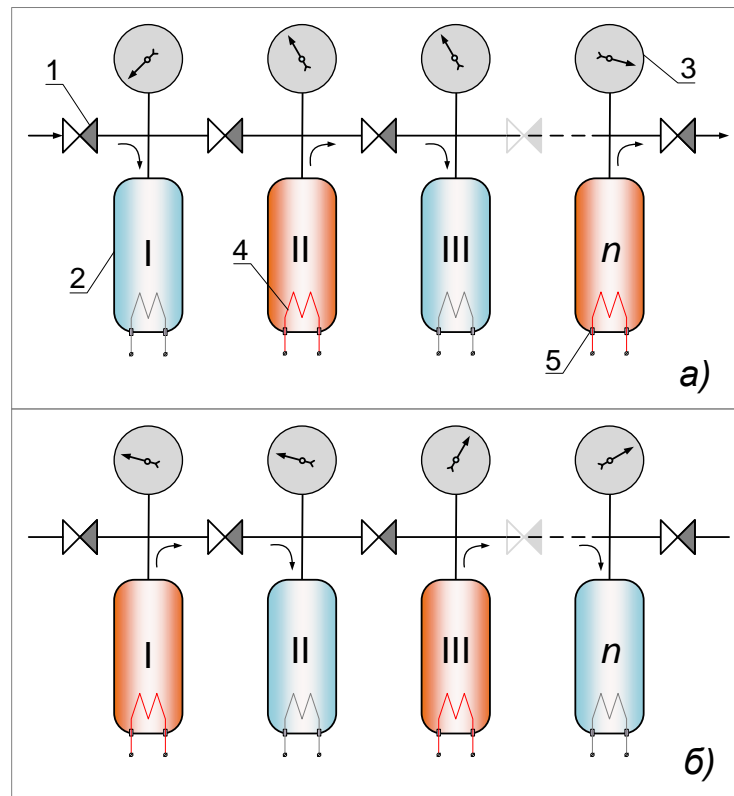


Рисунок 1.2 – Пристрій багатоступеневого термокомпресора для створення надвисоких тисків: а) – фаза всмоктування у непарних ступенях; б) – нагнітання в непарних ступенях: 1 – зворотний клапан [2]; 2 – балон високого тиску; 3 – манометр; 4 – електронагрівач; 5 – гермоввід

### 1.1.2. Скорочення втрат від нерівноважності теплообміну.

Важливим кроком на шляху зменшення температурного напору між робочою речовиною та джерелами підведення та відведення тепла стало введення в конструкцію рухомого витіснювача [3, 4]. Витіснювач розділив внутрішній об'єм балону на холодну та теплу порожнини і, як слідство, по висоті циліндра 1 встановлюється певний градієнт температур (рис. 1.3). У робочому циліндрі 1 встановлений витіснювач 2 зі штоком 5 для забезпечення переміщення від зовнішнього приводу. Між стінкою робочого об'єму та витіснювачем передбачений кільцевий зазор для проходження газу. По торцях робочого об'єму встановлені нагрівач 7 та охолоджувач 8. Вище охолоджувача змонтований клапанний вузол (3, 4).

Рух витіснювача вгору (рис. 1.3-а) призводить до виштовхування газу в теплу зону через кільцевий проміжок. В процесі руху температура газу частково підвищується при теплообміні зі стінками циліндра 1. Подальше нагрівання робочої речовини відбувається при теплообміні з нагрівачем 7. Внаслідок зростання тиску відкривається нагнітальний клапан 4 і відбувається виштовхування порції газу споживачеві.

При досягненні крайнього верхнього положення витіснювач 2 починає зворотний рух, перештовхуючи робочу речовину в холодну зону (рис. 1.3-б). При контакті зі стінками циліндра в охолоджувачі від газу відводиться тепло, його температура та тиск знижуються. Через відкритий всмоктувальний клапан 3 в робочий об'єм надходить нова порція речовини, що перекачується, і цикл повторюється.

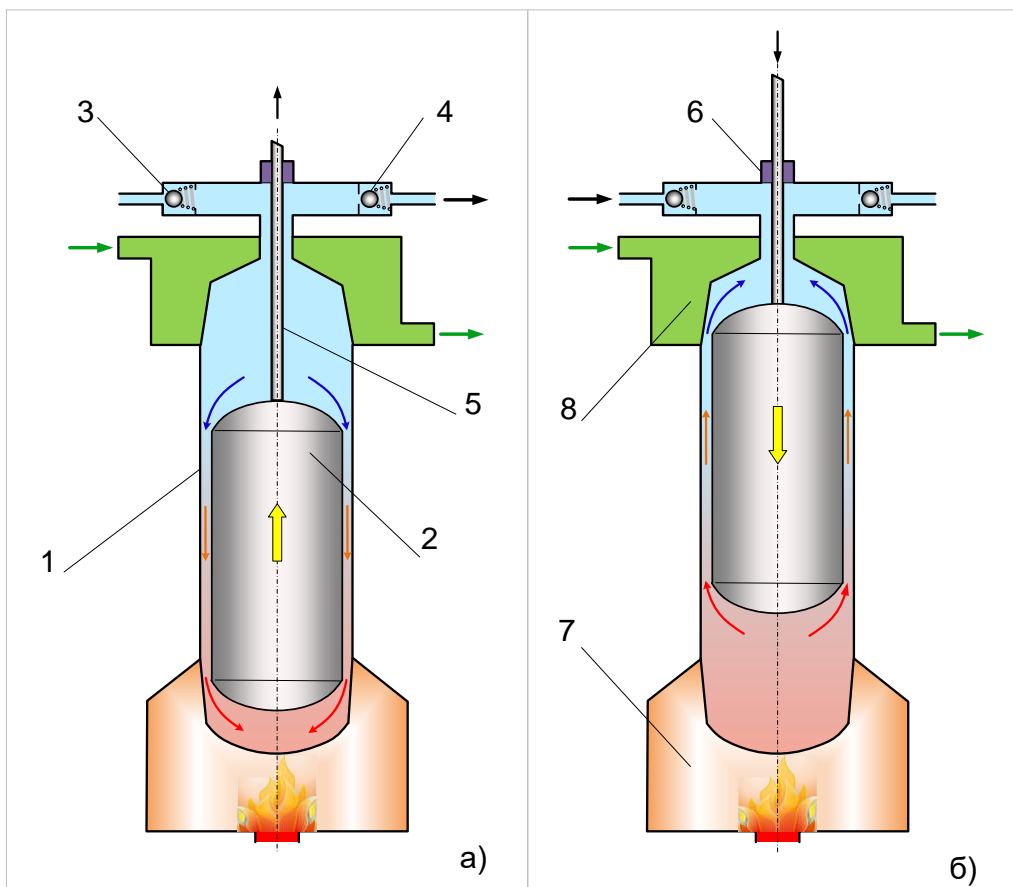


Рисунок 1.3 – Схема термокомпресорного агрегату з витіснювачем:

- а) та б) – фази виштовхування та всмоктування, відповідно: 1 – робочий циліндр;  
 2 – витіснювач; 3, 4 – всмоктувальний та нагнітальний клапани; 5 – шток  
 витіснювача; 6 – сальник; 7 – нагрівач; 8 – охолоджувач

Використання рухомих елементів призвело до ускладнення конструкції термокомпресора та необхідності створення механізму приводу штока (на рис. 1.3 не показано). Недоліками такого технічного рішення також стало ущільнення штоку 6 з низькою експлуатаційною надійністю. Однак ці недоліки перекривалися суттєвою перевагою – збільшенням об'ємної продуктивності термомеханічного нагнітача шляхом скорочення часу одного циклу.

### 1.1.3. Регенерація тепла у процесі компримування.

Подальшим кроком на шляху вдосконалення процесу компримування стало введення внутрішньої регенерації тепла між потоками газу, що рухаються у протилежних напрямках. Зразок конструкції нагнітача наведено на рис. 1.4. Корпус нагнітача виконано у вигляді теплообмінника-регенератора, в якому пропускання газу здійснюється зі зміною напрямку через один і той самий канал, заповнений теплоємними насадковими елементами [5]. Регенератори, теплообмінники з великою теплопередавальною поверхнею, – невід'ємні елементи газових кріогенних машин [6], великих повітророздільних установок [7] та систем кондиціювання повітря [8].

Найважливішими характеристиками регенераторів як елементів термокомпресорів є питома поверхня насадки та гідравлічний опір. Останній фактор може стати причиною підвищеної потужності на привід витіснювача і призвести до паразитного перетікання газу повз регенератор. На величину гідравлічного опору апарату впливає пористість насадкового шару, що характеризується питомим вільним об'ємом.

$$\varepsilon_n = \frac{V_{\text{св}}}{V_{\Sigma}}, \quad (1.1)$$

де  $v_{\text{св}}$  – сумарний об'єм порожнин між насадковими тілами;  $V_{\Sigma}$  – об'єм, що займається шаром насадки.

При збільшенні вільного об'єму  $v_{\text{св}}$  зменшується гідравлічний опір, зростає частота робочих циклів та продуктивність, проте ефективність

рекуперації тепла зменшується. Крім цього, збільшення мертвого об'єму негативно позначається на витратних характеристиках та ступені стиснення. Для вільно укладених та пресованих латунних сіток з діаметром дроту  $d_n = 0,055 \dots 0,215$  [см] характерні значення  $\varepsilon_n = 0,54 \dots 0,78$  [м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>]. При цьому питома площа поверхні насадкових елементів складає  $22\ 000 \dots 4\ 300$  [м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>].

При виборі конструктивного виконання інших теплообмінних апаратів – охолоджувача та нагрівача – враховують не лише поверхню теплообміну, а й величину об'єму газових порожнин апаратів. Останній фактор пов'язано з мертвим об'ємом, який необхідно мінімізувати. Отже, вибір типів теплообмінників – компроміс між ефективністю теплообміну та масогабаритними характеристиками. З таких позицій можливі кілька варіантів компоновання теплообмінних апаратів (рис.1.5).

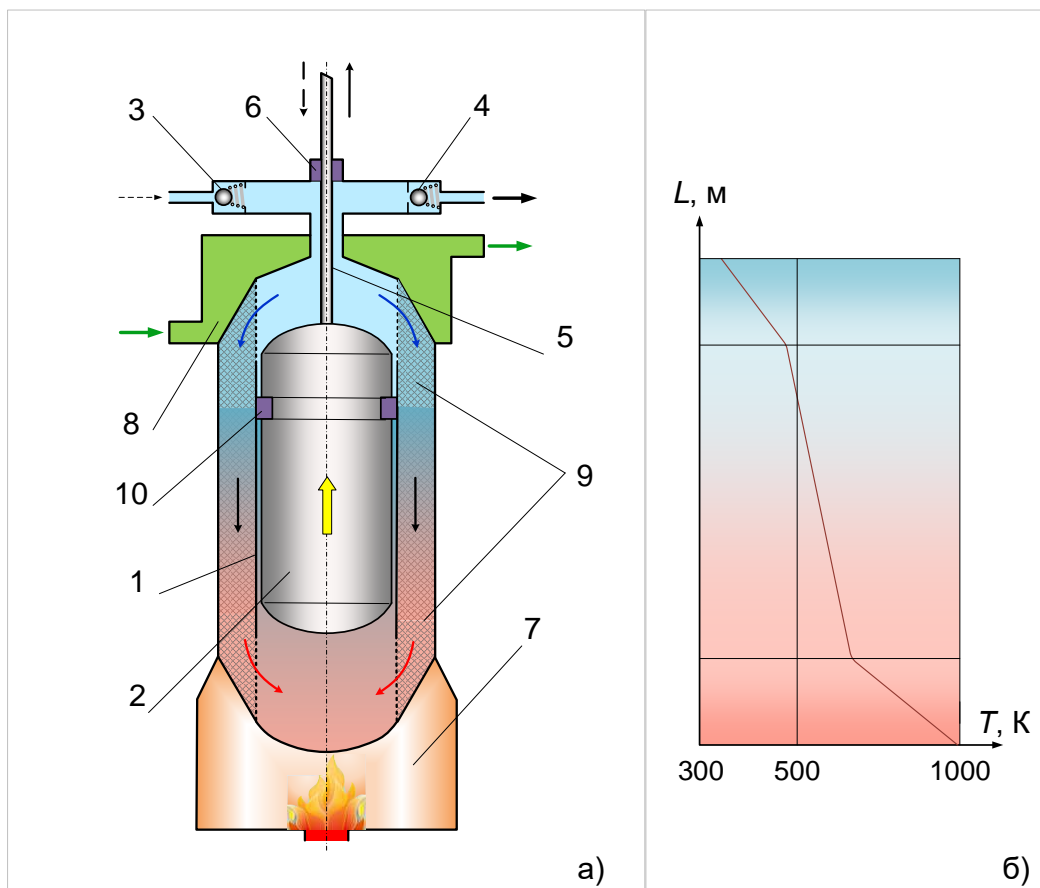


Рисунок 1.4 – Схема термонагнітача із внутрішньою регенерацією тепла (а) та поле температур по висоті регенератора (б): 9 – регенератор; 10 – поршневе ущільнення. Позначення 1...8 відповідають рис. 1.3

Практикують поєднання регенератора та витіснювача або регенератора та робочого циліндра (рис. 1.5-а). Поширення набули пристрої із зовнішнім розташуванням регенератора, охолоджувача та нагрівача (рис. 1.5 б).

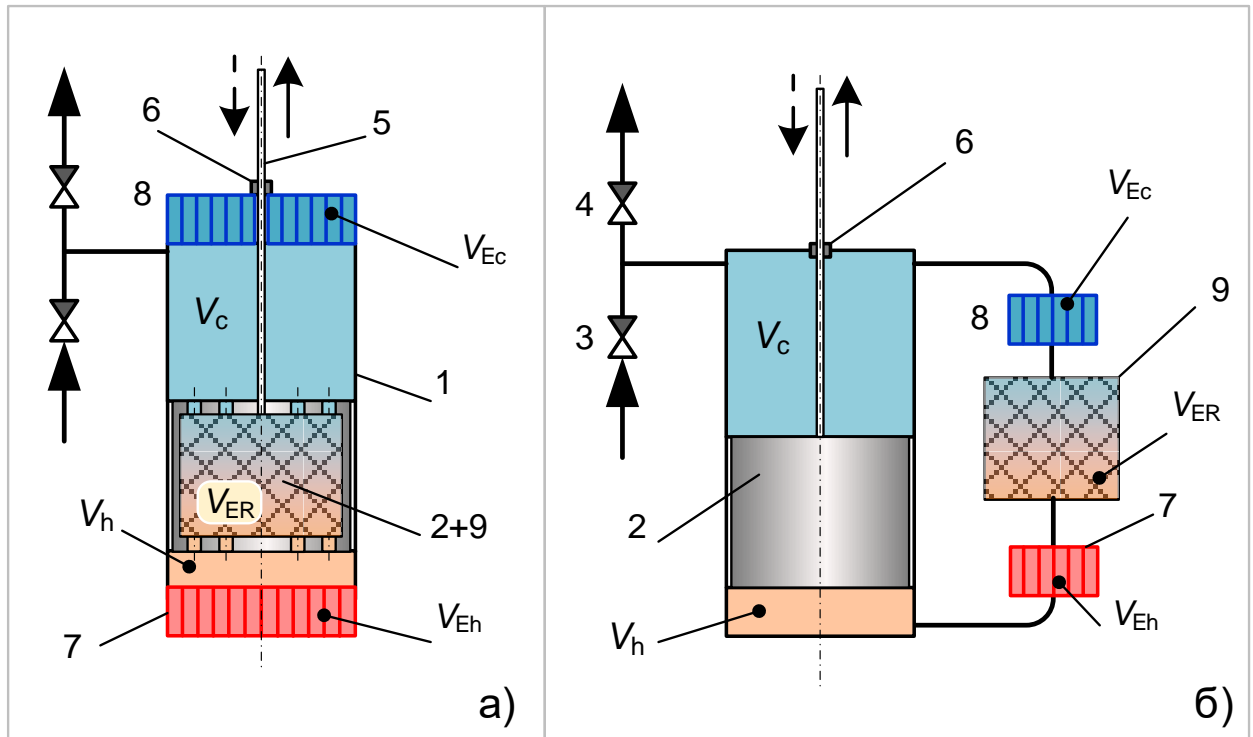


Рисунок 1.5 – Варіанти розміщення теплообмінних апаратів: а) – вбудовані у витіснювач та робочий циліндр; б) – винесені за межі робочого циліндра;  $V_c$  та  $V_h$  – об’єми холодної та теплої порожнин;  $V_{Ec}$  та  $V_{Eh}$  – газові об’єми охолоджувача та нагрівача, пов’язані з робочим циліндром;  $V_{ER}$  – вільний об’єм регенератора. Позначення 1...9 відповідають рис. 1.3 та 1.4

Вибір тієї чи іншої схеми залежить від експлуатаційних параметрів та виду теплоносіїв, що використовуються. Наприклад, при відносно невеликих робочих тисках доцільна схема, що представлена на рис. 1.5-б. Витіснювач у цьому випадку виконаний у вигляді тонкостінної гільзи, має мінімальну масу, завдяки чому потужність механічного приводу знижується. Переваги такого компонування також виявляються у процесі оптимізації теплообмінників, оскільки допускає заміну зовнішніх апаратів без демонтажу робочого

циліндра. Другий варіант (рис. 1.5-а) відрізняється компактністю. Він доцільний у разі зміни робочих тисків, оскільки зусилля на стінки корпусу витіснювача практично врівноважені.

## **1.2. Теплові системи та сфери їх застосування**

### **1.2.1. Утилізація низькопотенційного тепла у холодильній техніці.**

В умовах дефіциту та зростаючої вартості електроенергії перспективним є використання теплоти для енергетичного забезпечення рефрижераторів. Спектр областей використання охолоджувачів, що використовують тепло, досить широкий [9-13]. Основними джерелами тепла при цьому є:

- сонячна енергія;
- тепло когенераційних установок;
- тепло технологічних процесів, наприклад, у харчовій промисловості;
- тепло двигунів внутрішнього згорання;
- тепловиділення електронного обладнання.

Розглянемо приклади тепловикористальних систем, що реалізують зворотні термодинамічні цикли. Загальною ознакою цих установок є наявність трьох джерел тепла: теплий (наприклад, гелієвий колектор), навколишнє середовище та об'єкт охолодження. На рис. 1.6 показана схема екологічної адсорбційної холодильної установки. У якості джерела тепла у ній використовується сонячна енергія, а робочим тілом є вода [14].

Установка включає два однотипні апарати, які заповнені цеолітом і мають змійовики для почергового подавання теплоносія та охолоджуючого середовища. У верхній частині встановлений конденсатор, який також підключений до системи охолодження. У нижній частині схеми показаний випарник, пов'язаний з об'єктом охолодження.



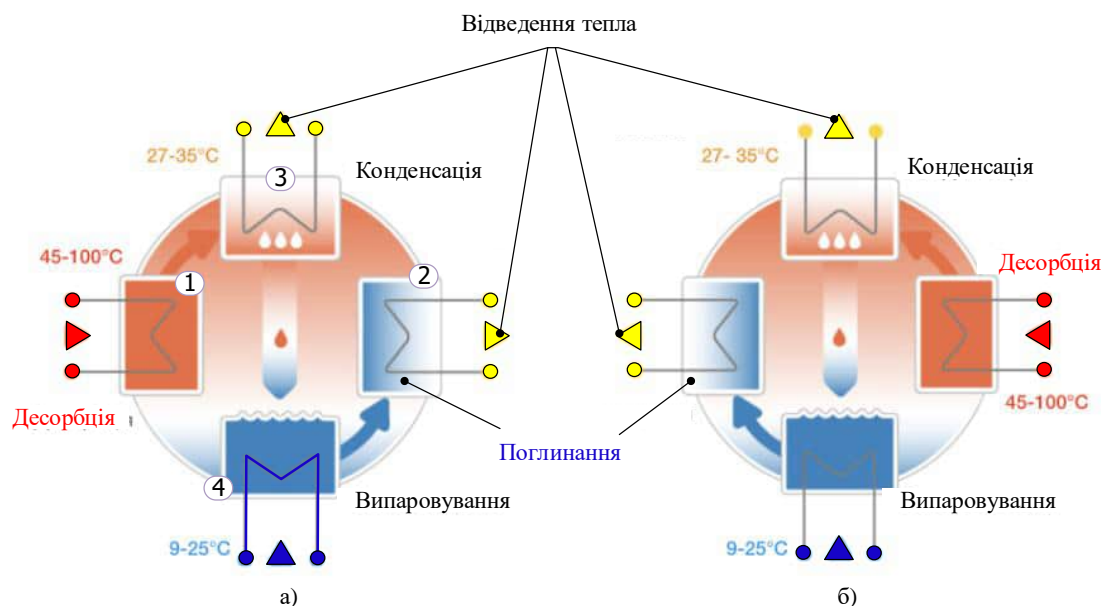


Рисунок 1.6 – Принцип дії адсорбційного охолоджувача; 1, 2 – адсорбери;  
3 – конденсатор; 4 – випарник

У стані «а» (рис. 1.6) у лівий апарат 1 надходить теплоносій з боку сонячного колектора (не показаний). При підвищенні температури в апараті 1, насиченому  $\text{H}_2\text{O}$ , відбувається десорбція вологи [15]. Пара надходить у холодний конденсатор 3 і переводиться в рідку фазу. Вода стікає в нижню секцію 4 – випарник, в якому підтримується знижений тиск за рахунок поглинання пари в правому адсорбері 2. При випаровуванні води в нижньому апараті 4 відбирається тепло від проміжного охолоджувача, пов'язаного з об'єктом охолодження.

Після насичення правого адсорбера 2 і завершення процесу десорбції в 1 відбувається перемикання теплоносіїв. Правий апарат охолоджується та переводиться в режим сорбції, а в лівому (2) починається десорбція.

На процесі сорбції базуються також холодильні машини, що засновані на застосуванні екзотермічного змішування та ендотермічного поділу. При цьому абсорбент, наприклад водоаміачний розчин, виступає у вигляді рідини [16 - 18]. Тому такі термотрансформатори носять назву «абсорбційні». Подібно до установки, показаної на рис. 1.6, для приводу абсорбційних охолоджувачів використовується зовнішнє тепло ( $Q_{\Gamma}$  на рис. 1.7).

В абсорбері 1 відбувається поглинання парів агента, що надходить з випарника 4. Тепло абсорбції  $Q_A$  відводиться в навколишнє середовище. В результаті змішування потоків утворюється концентрований розчин, який насосом Н подається в генератор 2. Оскільки густина рідкої суміші при підвищенні тиску практично не змінюється, витрати на насосі Н відносно незначні.

У генераторі відбувається кипіння концентрованого розчину за рахунок підведення зовнішнього тепла  $Q_G$ . При цьому утворюються два потоки. Газоподібна фракція є практично чистим аміаком зі слідами води, а рідка – слабкий розчин  $\text{NH}_3$  у  $\text{H}_2\text{O}$ . Рідина дроселюється за допомогою Д1 у абсорбер 1, а аміак переводиться в рідку фазу в апараті 3 за рахунок відведення тепла конденсації  $Q_K$ .

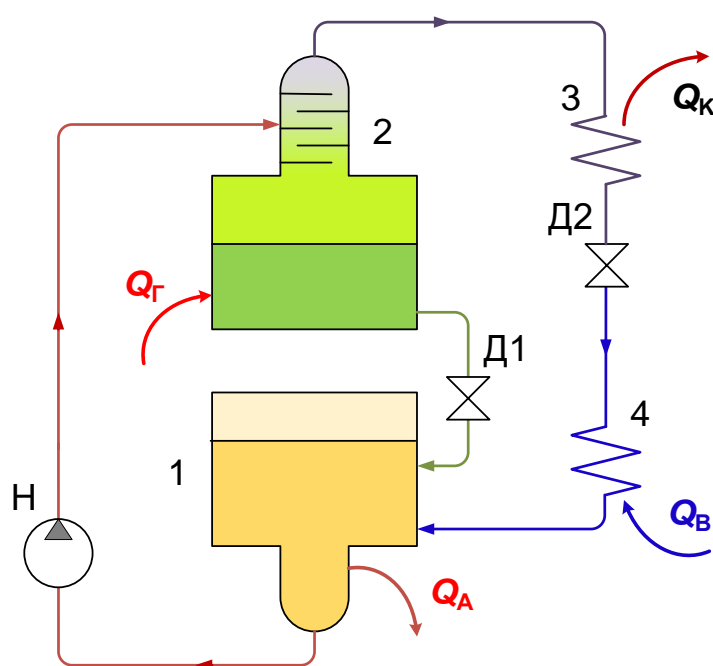


Рисунок 1.7 – Спрощена схема класичного абсорбційного термотрансформатора:

1 – абсорбер; 2 – генератор; 3 – конденсатор; 4 – випарник

В результаті дроселювання Д2 до тиску в абсорбері температура аміаку знижується, і він здатний відводити тепло від об'єкта охолодження у випарнику 4.

Крім водоаміачних абсорбційних систем у холодильній техніці також знайшли застосування бромистолітєві установки [19]. За аналогією з класичними парокомпресійними машинами в розглянутій схемі (рис. 1.7) можна виділити компресор і процес холодопродуктивності. З тією лише різницею, що компримування відбувається термохімічним чином у групі елементів: генератор 2 → дросель Д1 → адсорбер 1 → насос Н. Основний процес здійснюється в конденсаторі 3 → дроселі Д2 → випарнику 4.

Пароежекторні холодильні установки відносяться до екологічно безпечних систем, оскільки працюють за замкнутою схемою, а робочим тілом у них є вода. Основним апаратом таких охолоджувачів служить струменевий компресор (ежектор), в якому сукупність робочих процесів здійснюється за рахунок передачі кінетичної енергії від потоку пари до пасивного середовища та супроводжується їх змішуванням на виході з отриманням потоку з проміжним тиском [20, 21]. У якості робочого агента в ежекторних холодильних машинах використовуються екологічно безпечні речовини: вода, пропан, n-і ізобутани. На рис. 1.8 показана спрощена схема пароежекторної холодильної установки та процеси в діаграмі T-s.

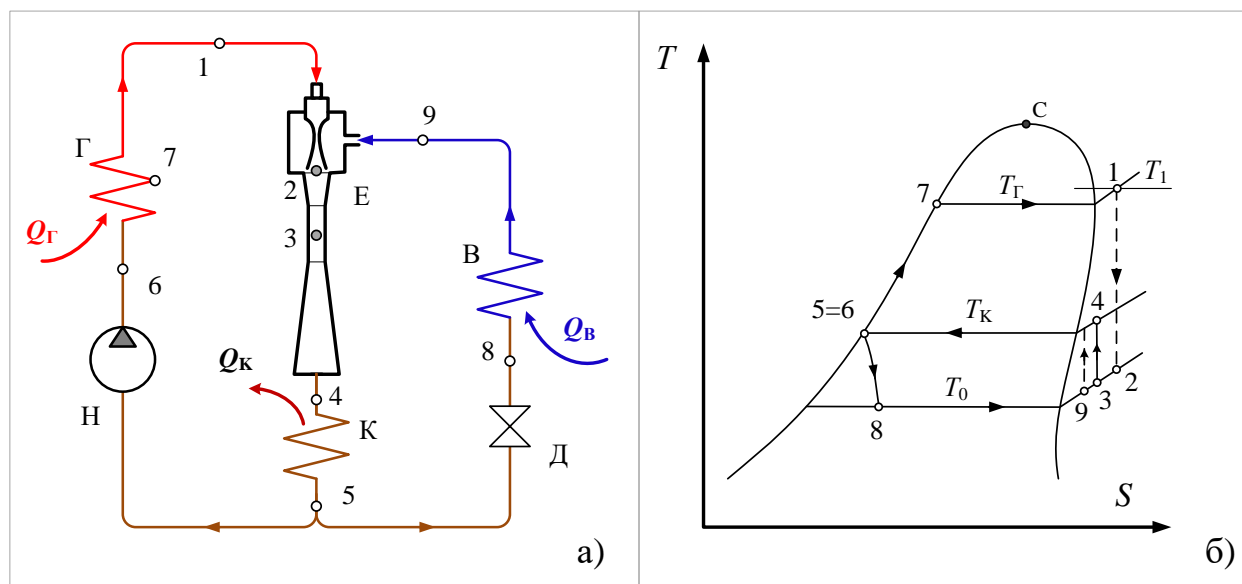


Рисунок 1.8 – Спрощена схема ежекторної холодильної установки (а) та теоретичний цикл у T-s діаграмі (б): Г – генератор; Е – ежектор; В – випарник; К – конденсатор; Н – насос; Д – дросельний вентиль

У випарнику «В» відбувається кипіння робочого агента, наприклад, води при зниженому тиску (процес 8-9). При цьому рівноважна температура фазового перетворення  $T_0$  стає нижче навколишнього середовища і випарник відбирає тепло  $Q_B$  від об'єкта, що охолоджується. Низький тиск у контурі випарника підтримується за рахунок струменевого апарату Е. Компенсуючий процес для отримання активного потоку 1 в ежекторі здійснюється за допомогою комплексу апаратів: конденсатора К, насоса живлення Н і парогенератора Г, до якого підводиться зовнішнє тепло з температурою  $> T_G$ .

Перевагою абсорбційних охолоджувачів є екологічна безпека, обмежена кількість рухомих елементів та можливість створення енергозберігаючих систем за відносно низького температурного потенціалу тепла.

### 1.2.2. Тепловикористальні машини в кріогеніці.

У низькотемпературних технологіях використовуються досить енерговитратні процеси. Питомі витрати на виробництво 1 м<sup>3</sup> кисню становлять близько 0,6 кВт·год/м<sup>3</sup>. Аналогічний показник для неону перевищує 4 кВт·год/м<sup>3</sup>, крім споживання рідкого азоту, що використовується у попередніх ступенях кріогенного забезпечення. Тому в кріогенних системах застосовують апарати для рекуперації тепла, ефективну термоізоляцію, практикують енергозберігаючі процеси [16, 22]. Виправданим кроком на шляху зниження енергоємності кріогенних технологій є використання ексергії потоків, які мають знижену температуру [23].

Найпоширенішим типом тепловикористальних систем в низькотемпературній техніці є газові машини. Їхня загальна ознака – об'єднання в єдиному пристрої холодильної машини і теплового двигуна. «Тепловий» і «холодильний» циліндри пов'язані і утворюють єдиний замкнутий об'єм, в якому газ може переміщатися в тепловому контакті з джерелами різної температури. Температура у гарячій зоні складає порядку  $T_G = 950 \dots 1000$  К, у проміжному об'ємі – на кілька десятків градусів вище за навколишнє середовище ( $T_H = 350 \dots 360$  К). За таких умов машина здатна охолоджувати

об'єкти на рівні температури  $T_x = 80 \dots 100$  К. У якості робочих тіл в газових машинах можна використовувати всього кілька робочих речовин: повітря, азот, гелій і водень. Однак перші дві речовини допустимо застосовувати тільки при помірних температурах охолодження, оскільки при  $T_x < 130$  К робоче тіло може утворювати рідку фазу. Гелій і водень не мають температурних обмежень для даної техніки і мають унікальні теплофізичні властивості – низькі значення в'язкості та високу теплопровідність. З урахуванням вибухонебезпечності водню, у промислових зразках газових машин використовують переважно гелій.

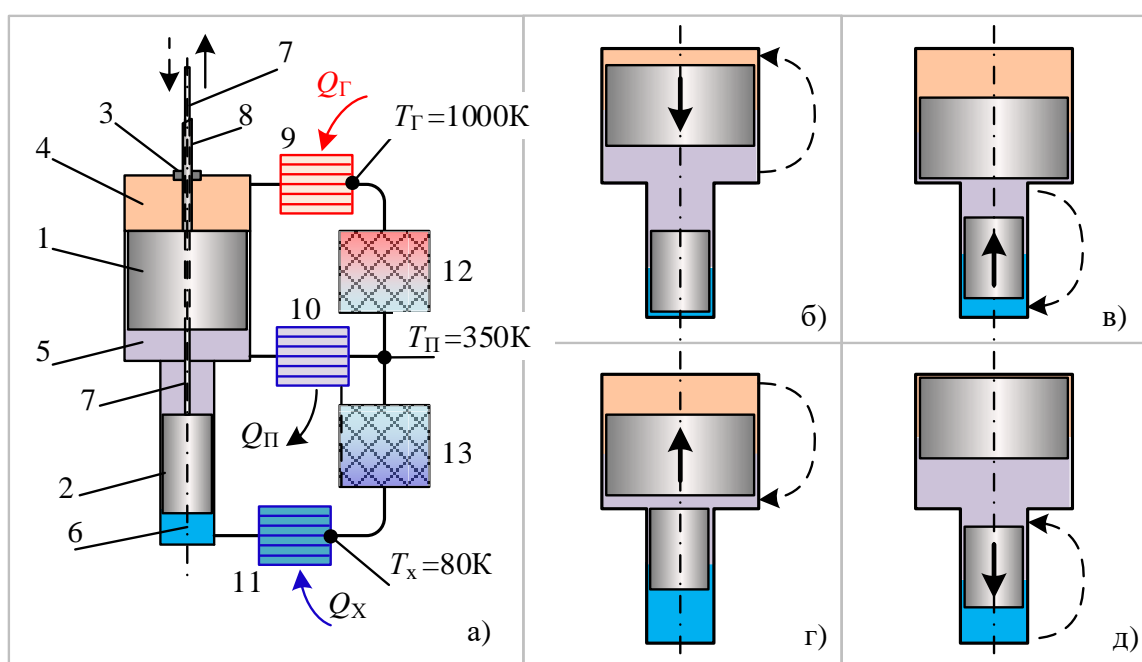


Рисунок 1.9 – Схема тепловикористальної газової машини (а) та послідовність процесів протягом одного періоду: 1 – теплий витіснювач; 2 – холодний витіснювач; 3 – сальникове ущільнення штока витіснювача; 4 – гаряча порожнина; 5 – проміжна порожнина; 6 – холодна порожнина; 7 – шток холодного витіснювача; 8 – шток теплового витіснювача; 9 – нагрівач; 10 – охолоджувач; 11 – рефрижераторний теплообмінник; 12 – теплий регенератор; 13 – холодний регенератор.

На рис. 1.9-а представлений один із конструктивних варіантів тепловикористального генератора холоду Вюлемьє-Таконіса [24, 25]. Машина

містить два циліндри з витіснювачами 1 і 2. Вони приводяться в дію за допомогою штоків 7 і 8, введених в об'єм через сальники 3 і можуть здійснювати незалежні зворотно-поступальні переміщення. Верхній вузол є модифікованим термокомпресором та призначений для створення періодичних коливань тиску в циклі. Пульсації тиску забезпечуються за допомогою витіснювача 1, який служить для перештовхування робочого газу з гарячої порожнини 4 у проміжну порожнину 5 через теплообмінники 9-10 і регенератор 12.

Нижній блок призначений для забезпечення газового холодильного циклу. Аналогічно термокомпресійного ступеню витіснювач 2 періодично переміщає газ із порожнини 5 в 6 і назад через апарати 10, 11 і 13. Умовно повний цикл можна розділити на чотири фази:

б) – підвищення тиску (компресорний хід). Холодний витіснювач 2 знаходиться в крайньому нижньому положенні. При русі витіснювача 1 вниз газ із порожнини 5 надходить у порожнину 4. При проходженні через теплообмінні апарати  $10 \rightarrow 12 \rightarrow 9$  температура робочого тіла збільшується та тиск підвищується.

в) – перештовхування газу до холодної зони. При нерухомому витіснювачі 1 витіснювач 2 рухається вгору і перештовхує частину газу з проміжної порожнини 5 в холодну 6. Проходячи через теплообмінники  $10 \rightarrow 13 \rightarrow 11$  робоче тіло охолоджується, а тиск в порожнинах частково знижується.

г) – зниження тиску (детандерний хід). Витіснювач 2 знаходиться у верхній мертвій точці, а верхній витіснювач 1 починає рух вгору і перештовхує газ з гарячої порожнини 4 в проміжну 5. У процесі проходження через апарати  $9 \rightarrow 12 \rightarrow 10$  газ охолоджується, а тиск падає до мінімального значення. Температура у холодній порожнині знижується.

д) – перештовхування холодного газу в проміжний об'єм. При нерухомому витіснювачі 1 витіснювач 2 рухається вниз і переміщає газ з холодної зони 6 в проміжний об'єм 5. Проходячи через рефрижератор 11, газ

відводить тепло  $Q_x$  від об'єкта охолодження і підігрівається в теплообмінниках 13 і 10. Тиск робочого тіла починає підвищуватися. Далі цикл повторюється.

Запропоновано декілька компоновальних варіантів тепловикористальних газових машин. Для схеми, показаної на рис. 1.9-а, характерне телескопічне розташування штоків, які виводяться в одному напрямку через гарячу порожнину. Відомий варіант, при якому штоки, орієнтовані в протилежних напрямках, проходять окремо через холодну та теплу зони.

Рядне розташування циліндрів не знайшло застосування через близьке розташування гарячої та холодної порожнин. В опозитних і кутових ( $\gamma$ - і  $\nu$ -подібних) конструкціях кривошипно-шатунний механізм приводу зазвичай поєднаний з проміжною порожниною. Однак у разі відсутності сальників таке рішення збільшує мертвий об'єм та суттєво знижує ККД охолоджувача.

У якості прикладу на рис. 1.9-а показаний набір температур, характерних для тепловикористальної машини. У ній є високопотенційне джерело ( $T_\Gamma = 1000$  К). Скидання тепла  $Q_\Pi$  відбувається в навколишнє середовище, а кріостатування здійснюється на рівні азотних температур ( $T_x = 80$  К). При охолодженні об'єктів до температур  $T_x = 20$  К створені машини, в яких у якості теплового джерела виступає навколишнє середовище ( $T_\Gamma \approx 300$  К), а для відведення тепла на проміжному рівні використовується рідкий азот ( $T_\Pi = 78$  К). Подібні машини можуть забезпечувати енергозбереження шляхом використання ексергії парів кріогенних рідин, наприклад, ЗПГ.

### **1.3. Холодильні цикли в системах реконденсації кріогенних продуктів**

#### **1.3.1. Середньотоннажні перевезення зрідженого природного газу. Перспективи та проблеми.**

Об'єми використання природного газу збільшуються. За даними IHS Markit збільшення становить до 2,5% на рік [26], а глобальний об'єм видобутку коливається на рівні  $4 \cdot 10^{12}$  м<sup>3</sup>/рік [27]. Постачальники цього продукту

стикаються із низкою логістичних труднощів. Родовища природного газу, як правило, розташовані на значній відстані від споживачів. З економічних міркувань, через геологічні або кліматичні особливості території транспортування продукту трубопроводом виявляється нерентабельним. У такому разі можливі кілька технічних рішень для «безтрубного» подавання палива. Серед них – каталітичне перетворення природного газу на рідкі вуглеводні з відносно високою температурою фазової рівноваги [28-30]. Однак така технологія є досить складною і її реалізація пов'язана зі значними капітальними витратами. Для малотоннажних перевезень на відстань до 1000 км практикують доставку природного газу в стисненому стані [31]. При температурі 20°C та тисках 20...25 МПа густина стиснутого газу становить  $\rho_{ст} = 162...194 \text{ кг/м}^3$ . Слід враховувати, що для забезпечення названих тисків будуть потрібні товстостінні масивні балони, вага яких перевищить вагу продукту, що перевозиться.

При переході в рідкий стан природний газ (ЗПГ) має густину порядку  $\rho_L = 415 \text{ кг/м}^3$ , що в двоє вище за густину компримованого газу при тиску 25 МПа [32, 33]. При цьому для зберігання криогенної рідини використовують відносно легкі ємності. У ряді придунайських країн розробляється концепція малотоннажних перевезень ЗПГ вздовж європейських річок (рис. 1.10-а). Привабливість такого проекту базується на безперечних екологічних, економічних та законодавчих перевагах зрідженого газу як моторного палива. Під цю програму розроблено спеціалізовані річкові танкери-газовози (рис. 1.10-б) та опрацьовано проектну документацію на супутню інфраструктуру. Уздовж Дунаю визначено низку перспективних портів для зберігання та перевалки ЗПГ [34, 35]. Вони утворюють розвинену мережу хабів та імпортерських терміналів задля забезпечення кінцевих споживачів.



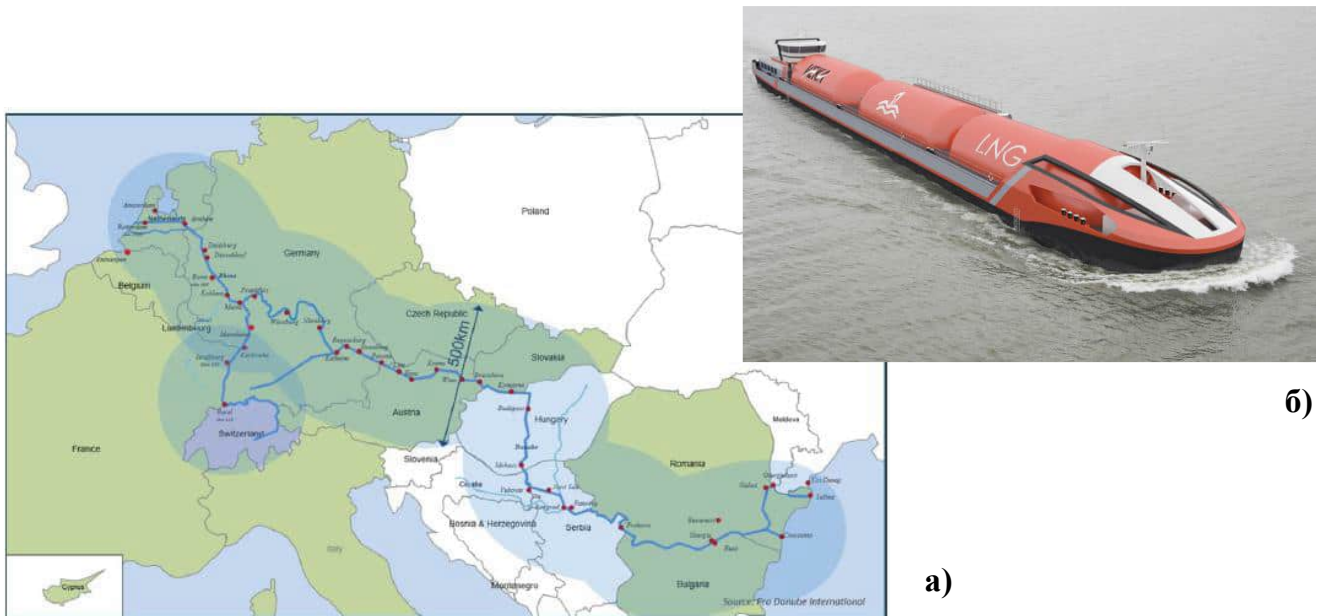


Рисунок 1.10 – План ЄС «Рейн-Майн-Дунай» (а) перевезення ЗПГ з використанням річок і каналів, що сполучає Північне та Чорне моря; Спеціалізовані річкові танкери-газовози (б) для транспортування ЗПГ голландської VEKA Group

**1.3.2. Реконденсація ЗПГ з використанням дросельних та газових циклів.** Зріджений природний газ знаходиться в цистернах при невеликих надлишкових тисках ( $P' = 0,01 \dots 0,03$  МПа;  $P_{\text{абс.}} = 0,11 \dots 0,13$  МПа). Температура продукту при цьому близька до азотного рівня (рис. 11-а, табл. 1.1). За рахунок зовнішніх теплоприпливів через ізоляцію температура та тиск фазової рівноваги в танках постійно збільшується.

Таблиця 1.1

Основні властивості  $N_2$  и  $CH_4$ , [32, 33]

Речовина	Азот	Метан
Нормальна температура кипіння, К	77,4	111,7
Температура потрійної точки (замерзання), К	63,2	90,7
Критична температура, К	126,2	190,6
Молекулярна маса, кг/кмоль	28,01	16,04
Густина при 1,013 бар і 20°C, кг/м <sup>3</sup>	1,165	0,668

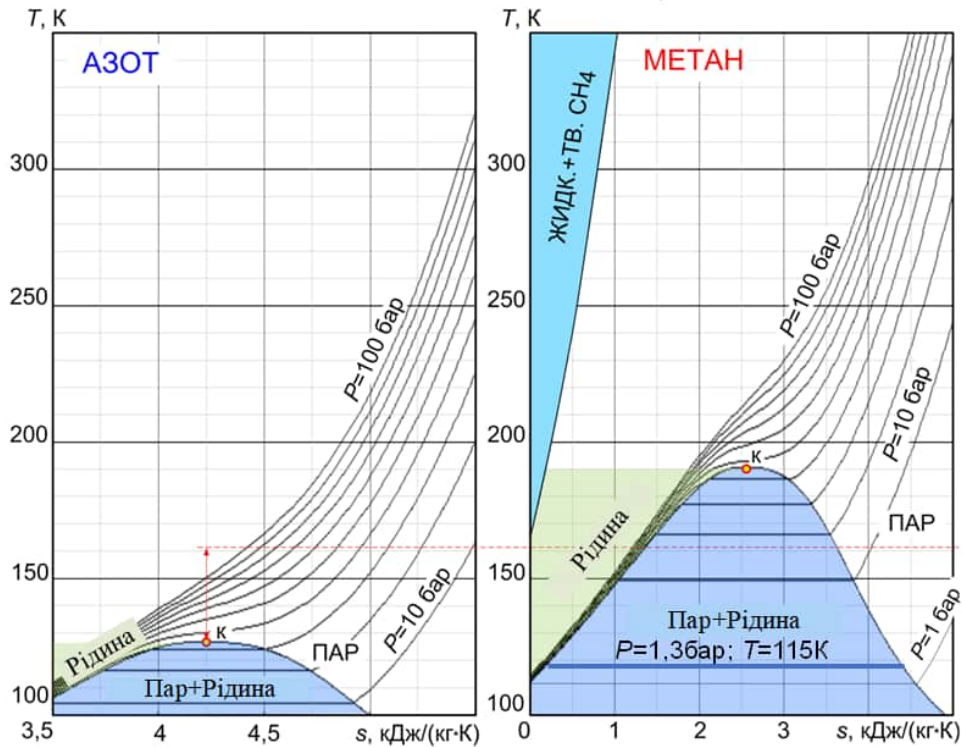


Рисунок 1.11 – Порівняння T-s діаграм азоту і метану – переважуючого компоненту ЗПГ

Динаміка зростання тиску визначається якістю теплоізоляції та залежить від форми цистерни та її об'єму. Більшість цистерн, що використовуються для зберігання зрідженого газу, не розраховані на надлишковий тиск понад  $P' > 0,025$  МПа. Після досягнення цього значення парову фракцію відводять із цистерни для забезпечення безпечного тиску [36]. При скиданні газу в атмосферу утворюється вибухонебезпечна суміш. Тому газоподібний продукт намагаються використовувати у двигунах газозовів чи самохідних суднах-бункерувальниках, у яких тривалий час зберігаються значні об'єми рідкого метану. При шлюзуванні в умовах річкових перевезеннях ЗПГ та очікуванні вивантаження криогенного продукту можуть мати місце паузи в роботі головного двигуна. Ця проблема характерна і для бункерувальників ЗПГ. Через відносно малу кількість плавучих споживачів та непередбачувану логістику газопаливних суден бункерувальник здатний тривалий час очікувати потенційного споживача рідкого криогенного палива. З цієї причини

через екологічні обмеження пара вимушено спалюється у газових факелах [37]. Радикальним рішенням проблеми є відведення тепла, що проникає через теплоізоляцію. З цією метою на газозахисних об'єктах розміщують системи повторної конденсації [38].

У холодильних установках реконденсації газу зазвичай використовують дросельні цикли [39, 40]. Тиск метану після компресора становить близько  $P_c = 20$  МПа (рис. 1.12-а). З метою підвищення термодинамічної ефективності практикують попереднє зниження температури прямого потоку за допомогою додаткового пропанового або етанового циклів [41-43] (рис. 1.12-б). Перспективним є використання у якості холодоагенту багатокомпонентних сумішей [44-47], (рис. 1.12-в). Сумішеві холодильні цикли не знаходять поширення через складність забезпечення компонентного складу робочого тіла.

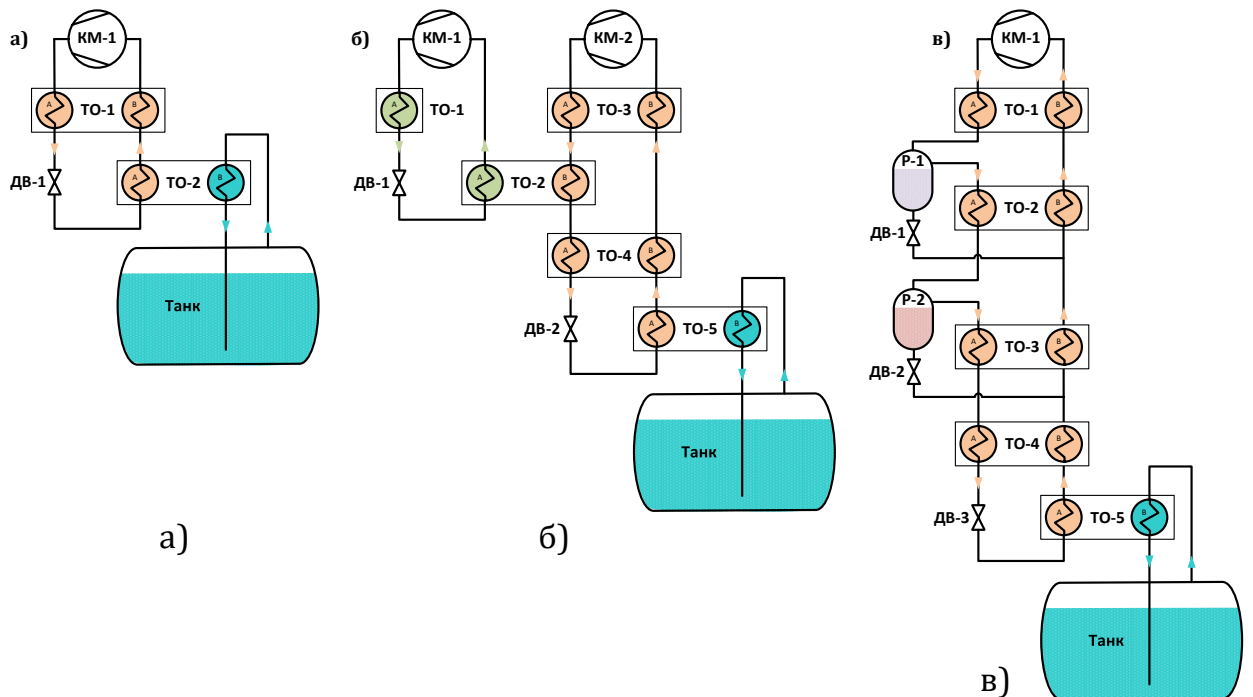


Рисунок 1.12. – Дросельні цикли у системах реконденсації ЗПГ:

- а) – метановий дросельний цикл високого тиску; б) – метановий дросельний цикл високого тиску з попереднім охолодженням за допомогою пропанового циклу; в) – цикл Клименка на основі багатокомпонентної суміші

Реконденсацію ЗПГ у цистернах середньої та малої ємності можна здійснити за допомогою одноступеневої кріогенної газової машини (КГМ). Найбільшого поширення набули КГМ, які працюють за зворотним циклом Стірлінга (рис. 1.13) [48, 49].

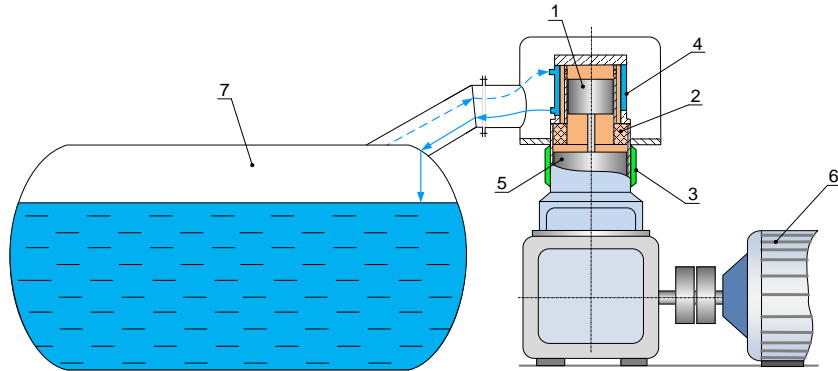


Рисунок 1.13. – Повторне зрідження природного газу за допомогою одноступеневої КГМ Стірлінга [48]; 1 – витіснювач; 2 – регенератор; 3 – холодильник; 4 – теплообмінник навантаження; 5 – компресорний поршень; 6 – двигун; 7 – цистерна

Вони мають замкнутий контур, а їх робочим тілом є гелій [50]. Бажано враховувати, що ресурс одноступеневих КГМ Стірлінга обмежений. Крім того, у них не виключено витіку гелію через ущільнення компресорного поршня.

Перспективними газовими охолоджувачами є кріогенератори Гіффорда з віддаленим компресором [4, 51, 52] (рис. 1.14). Їхньою перевагою є скорочення кількості рухомих вузлів та точок потенційного витіку холодоагенту (гелію) [53, 54]. Застосування охолоджувачів Гіффорда допускає утилізацію низькотемпературної теплоти шляхом термомеханічного компримування робочого тіла.

В тепловикористальних компресорах перспективно використовувати наявні енергетичні ресурси холодних і нагрітих потоків на ЗПГ-танкерах або судах-бункерувальниках ЗПГ. В якості низькотемпературного потоку

виступає випарний газ, що відбирається з танка у вигляді палива головного двигуна або утворюється у процесі бункерування [38]. Теплим джерелом може бути забортна вода чи вихлопні гази двигуна (рис. 1.15).

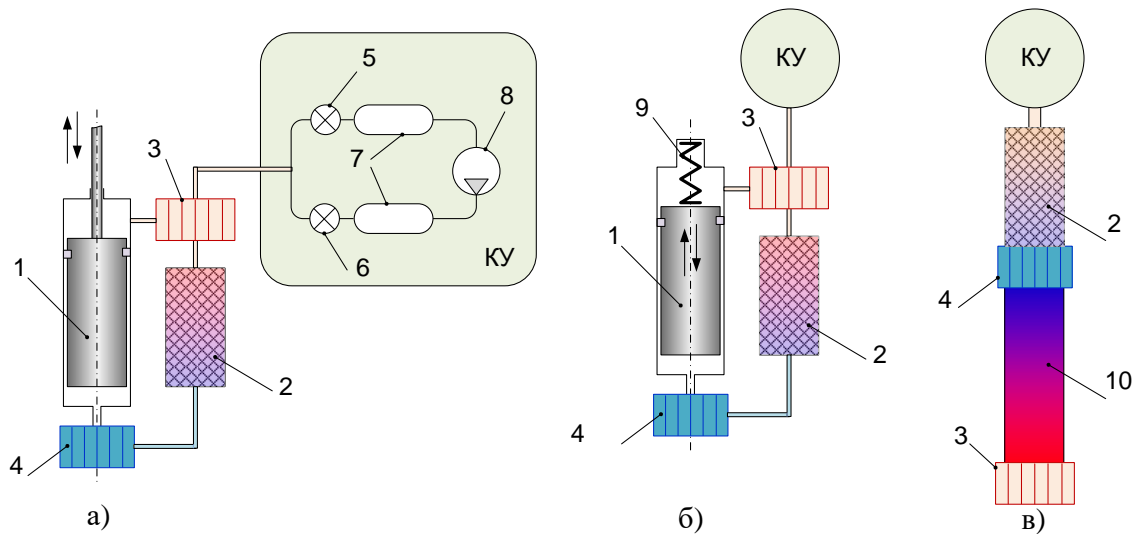


Рисунок 1.14 – Кріогенератори Гіффорда (а), Мак-Маг'она (б) та Лонгсворта (в) з відокремленим компресором; 1 – витіснявач; 2 – регенератор; 3 – холодильник; 4 – теплообмінник навантаження; 5 та 6 – впускний та випускний клапани; 7 – ресивери; 8 – компресор; 9 – пружина; 10 – камера енергорозділу

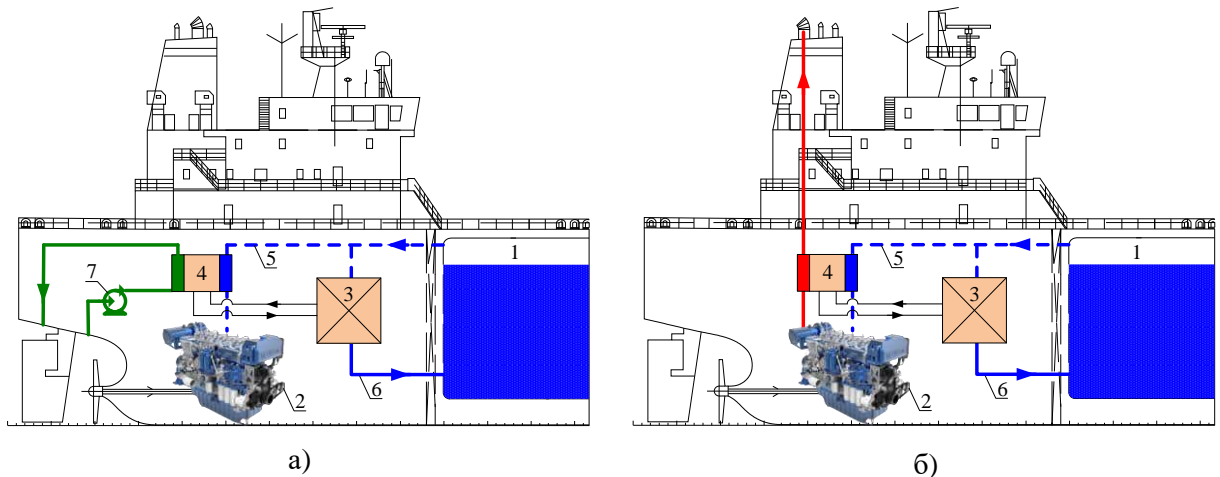


Рисунок 1.15 – Використання ексергії потоків на танкерах-газовозах для забезпечення: 1 – танк із ЗПГ; 2 – головний двигун на криогенному паливі; 3 – блок реконденсації на базі газового циклу Гіффорда; 4 – термомеханічний компресор; 5 – лінія подавання парів ЗПГ у двигун; 6 – переохолоджений конденсат; 7 – водяний насос

### **1.3.3. Постановка завдань дослідження.**

Загальним завданням дисертації є розробка та дослідження термомеханічних компресорів, призначених для забезпечення газових циклів у системах реконденсації кріогенних рідин. В рамках поставленої мети необхідно вирішити низку завдань:

1. Аналіз тепловикористальних компресорів та вибір найбільш прийнятних конструктивних та компоновальних рішень.

2. Оптимізація теплообмінних апаратів як компроміс між збільшенням теплообмінної поверхні та мінімізацією мертвого об'єму, пов'язаного з робочою порожниною.

3. Аналіз зусиль, прикладених до витіснювача, з метою створення технічних вимог щодо проектування механізму приводу.

4. Розробка герметичного вузла передачі руху від зовнішнього вузла до штоку витіснювача, розташованому в робочій порожнині з тиском до 12 МПа.

5. Вибір зовнішнього механічного приводу, що дозволяє змінювати конфігурацію робочого періоду.

6. Експериментальне дослідження макетного зразка, що імітує утилізацію високо- та низькотемпературного тепла.

7. Розробка технічних рішень, спрямованих на сукупне використання термомеханічних компресорів та газових холодильних машин у системах реконденсації кріопродуктів [55].

## РОЗДІЛ 2

## РОЗРОБКА ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО ТЕРМОКОМПРЕСОРА

## 2.1. Робочий процес та прогнозування експлуатаційних характеристик

## 2.1.1. Аналіз циклу ідеального компресора та основні параметри, що визначають ступінь стиснення.

Процес підвищення тиску і випуску деякої частини робочого тіла в термокомпресорі здійснюється за рахунок періодичного охолодження і нагріву газу при перештовхуванні його витіснювачем з однієї порожнини в іншу [6, 56]. На рис. 2.1 показана послідовність процесів для установки із зовнішнім розташуванням регенератора. При зворотно-поступальному русі витіснювача об'єм кожної порожнини циклічно змінюється від максимального значення  $V_w$  до мінімального. Сума об'ємів теплої  $V_h$  та холодної  $V_c$  порожнин залишається постійною протягом усього циклу.

Для робочої порожнини

$$V_w = V_c + V_h = \text{const.} \quad (2.1)$$

Також залишаються незмінними внутрішні об'єми теплообмінних апаратів: регенератора ( $V_R$ ), нагрівача ( $V_{Eh}$ ) та охолоджувача ( $V_{Ec}$ ). Умовно роботу термокомпресора можна розділити на чотири окремих такти залежно від стану витіснювача (рис. 2.1). На рис. 2.2 представлений робочий цикл у  $P - V$  – діаграмі.

[I-II] – Процес підвищення тиску. Витіснювач 1 знаходиться в крайньому нижньому положенні, а об'єм теплої порожнини в циліндрі дорівнює нулю. У міру переміщення витіснювача газ починає перештовхуватися з об'єму  $V_c$  в об'єм  $V_h$  через теплообмінні апарати, а його температура зростає. Внаслідок цього починає зростати тиск у робочій порожнині. Це зростання триває до того часу, поки у точці II тиск досягне величини нагнітання  $P_D$ .

[II-III] – Процес випуску. Витіснювач продовжує рухатися вгору. Частина газу продовжує перетікати через теплообмінники у теплу порожнину. Друга

частина через відкритий клапан витікає в нагнітальну лінію 6 при тиску  $P_D$  (рис. 2.1-б, 2.2).

[III-IV] – Процес зменшення тиску. На початку зворотного (вниз) ходу витіснювача в точці III нагнітальний клапан лінії 6 закривається. Стиснутий газ, що залишився в теплій порожнині, знову перештовхується через теплообмінники в холодну порожнину  $V_c$ . Внаслідок охолодження тиск в апаратах падає до  $P_S$  (рис. 2.2).

[IV-I] – Процес всмоктування. При тиску  $P_S$  відкривається клапан на лінії всмоктування 5. За рахунок зменшення об'єму газу при його охолодженні починається заповнення циліндра свіжою порцією газу. Всмоктування закінчується, коли витіснювач опиниться в нижній точці (фрагмент I, рис. 2.1). Далі цикл повторюється.

При виведенні розрахункових залежностей було прийнято низку припущень:

- робоче тіло відповідає властивостям ідеального газу;
- відсутні теплові втрати та перетоки у витіснювачі;
- відсутнє тертя та гідравлічні втрати в регенераторі.

Формули, отримані нижче, базуються на рівняннях матеріального балансу, що враховують зміну маси газу в холодній та теплій порожнинах установки, а також у теплообмінних апаратах [33, 50].

Функціональна залежність основних параметрів для процесу підвищення тиску [I-II] має вигляд:

$$P = \frac{a \cdot \theta_E + \theta}{a \cdot \theta_E + 1 + X \cdot (\theta - 1)} \cdot P_S, \quad (2.2)$$

де  $P_S$  – тиск всмоктування;

$\theta$  – відношення абсолютних температур газу в теплій та холодній порожнинах.

$$\theta = \frac{T_h}{T_c}. \quad (2.3)$$





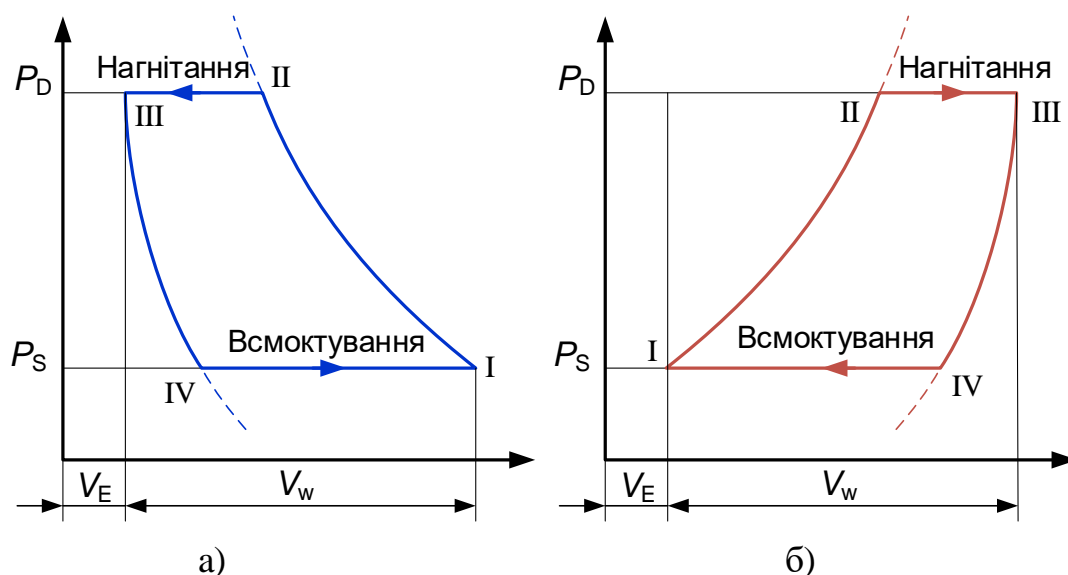


Рисунок 2.2. – Робочий цикл у діаграмі  $P - V$  для холодної (а) та (б) теплої порожнин.

$\theta_E$  – відношення абсолютних температур теплої порожнини та наведеної температури газу в газових об'ємах теплообмінних апаратів

$$\theta_E = \frac{T_h}{T_E}. \quad (2.6)$$

У свою чергу, величина  $\theta_E$  залежить від відношення об'ємів теплообмінників

$$T_E = \frac{V_E}{\frac{V_{Ec}}{T_c} + \frac{V_{Eh}}{T_h} + \frac{V_R}{T_R}}. \quad (2.7)$$

У формулі (2.7)  $V_E$  – сумарний об'єм газових порожнин теплообмінних апаратів (2.4), рис. 2.1

$$V_E = V_{Ec} + V_{Eh} + V_R, \quad (2.8)$$

$T_R$  – середня логарифмічна температура газу в регенераторі

$$T_R = \frac{T_h - T_c}{\ln \theta}. \quad (2.9)$$

Аналогічно (8) для розширення газу, що залишився в робочій порожнині [процес III-IV, рис. 2.1]:

$$P = \frac{a \cdot \theta_E + 1}{a \cdot \theta_E + 1 + X \cdot (\theta - 1)} \cdot P_D, \quad (2.10)$$

де  $P_D$  – тиск нагнітання.

Рівняння (2.2) і (2.10) встановлюють взаємозв'язок основних параметрів газу в процесі стиснення та зворотного розширення. З їх допомогою можна обчислити функціональні характеристики компресорної установки, у тому числі гранично можливий рівень підвищення тиску при нульовій продуктивності [57]

$$\sigma_{\max} = \left\langle \frac{P_D}{P_S} \right\rangle_{\max} = \frac{a \cdot \theta_E + \theta}{a \cdot \theta_E + 1}, \quad (2.11)$$

Аналіз співвідношення (2.11) показує, що величина  $\sigma_{\max}$  підвищується зі зростанням відношення температур газу в порожнинах  $\theta$  (2.3). У той же час  $a$  (2.4) надає на  $\sigma_{\max}$  зворотний вплив: оскільки  $\theta > 1$ , то збільшення  $a$  більше позначається на підвищенні знаменника, ніж чисельника і при цьому  $\sigma_{\max}$  буде знижуватися.

Графіки на рис.2.3 і 2.4 ілюструють вплив  $\theta$  і  $a$  на граничну міру компресії для двох типів термомеханічного нагнітача.

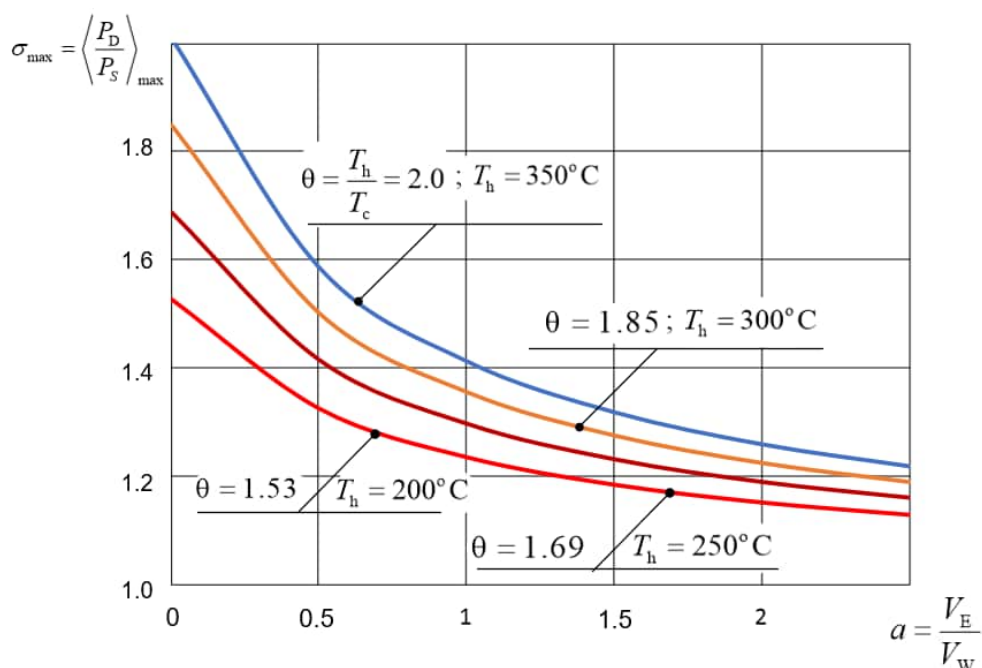


Рисунок 2.3 – Залежність  $\sigma_{\max}$  від температури у теплій порожнині  $T_h$  та відносного «мертвого об'єму» теплообмінників  $V_E$  для високотемпературного компресора при температурі холодної порожнини  $T_c = 310 \text{ К}$  ( $37^\circ\text{C}$ )

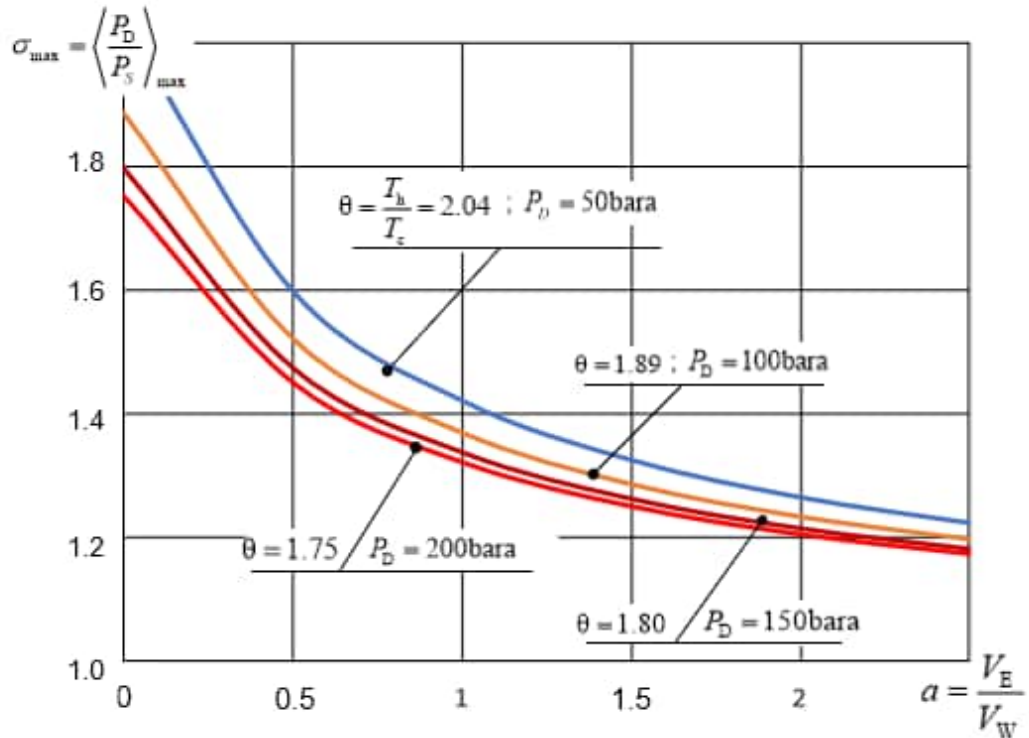


Рисунок 2.4 – Залежність  $\sigma_{\max}$  від тиску стиснення  $P_D$  та відносного «мертвого об'єму» теплообмінників  $V_E$  для низькотемпературного компресора при температурі теплої порожнини  $T_h = 340 \text{ K}$ ; ( $67^\circ\text{C}$ )

### 2.1.2. Продуктивність одноциліндрового термокомпресора.

Масова продуктивність термокомпресора визначається з матеріального балансу процесу підвищення тиску. На масову продуктивність впливають реальний ступінь стиснення  $\sigma$ , робочий об'єм  $V_W$  (2.1) та кількість циклів  $n$  в одиницю часу

$$G_m = \left[ \frac{a \cdot \theta_E + 1}{\theta} \cdot (\sigma_{\max} - \sigma) \right] \cdot m_W \cdot n = K_{a\theta} \cdot m_W \cdot n, \quad [\text{кг} / \text{с}], \quad (2.12)$$

Безрозмірний комплекс « $K_{a\theta}$ » не залежить від тиску і визначається лише температурними умовами та співвідношенням об'ємів порожнин компресора. У формулі (2.12) величина  $m_W$  дорівнює масі газу, що знаходиться в робочому об'ємі  $V_W$  за умов всмоктування

$$m_W = \frac{P_S \cdot V_W}{R \cdot Z_{(P_S; T_c)} \cdot T_c}, \quad [\text{кг}], \quad (2.13)$$

де  $P_S$  – тиск всмоктування;  $R$  – газова стала газу;  $T_c$  – температура у холодній порожнині;  $Z_{(P_S, T_c)}$  – коефіцієнт стисливості газу при  $P_S$  та  $T_c$ , що враховує відмінність властивостей робочого тіла від ідеального газу (рис. 1.11).

У табл. 2.1 представлені значення  $\sigma_{\max}$ , обчислені за формулою (2.11) для відносних об'ємів теплообмінних апаратів  $a = 1,5 \dots 2,5$ . Відповідно до (2.5) для прийнятих умов «мертвий об'єм» газових порожнин теплообмінників в 1,5...2,5 рази перевищує робочий об'єм, що описується витіснювачем.

Таблиця 2.1

Гранично можливий ступінь підвищення тиску  $\sigma_{\max}$  високотемпературного компресора при  $T_c = 310 \text{ K}$ ;  $\sigma = 1,2$ ; (2.11)

Температура теплої порожнини	$T_h, ^\circ\text{C}$	200	250	300	350
	$T_h, ^\circ\text{K}$	473	523	573	623
Відношення робочих температур	$\theta$	1,53	1,69	1,85	2,01
Відносний об'єм газових порожнин теплообмінних апаратів $a = 1,5$ ; (2.4)					
Граничний ступінь стиснення	$\sigma_{\max}$	1,183	1,231	1,276	1,318
Запас ступеня стиснення(2.12)	$(\sigma_{\max} - \sigma)$	<0	0,031	0,076	0,118
Відносний обсяг газових порожнин теплообмінних апаратів $a = 2,0$ ; (9)					
Граничний ступінь стиснення	$\sigma_{\max}$	1,151	1,189	1,225	1,259
Запас ступеня стиснення (2.12)	$(\sigma_{\max} - \sigma)$	<0	<0	0,025	0,059
Відносний обсяг газових порожнин теплообмінних апаратів $a = 2,5$ ; (2.4))					
Граничний ступінь стиснення	$\sigma_{\max}$	1,128	1,160	1,191	1,219
Запас ступеня стиснення(2.12)	$(\sigma_{\max} - \sigma)$	<0	<0	<0	0,019

Через малі значення різниці  $(\sigma_{\max} - \sigma)$  при  $T_h \leq 623 \text{ K}$  практичне значення мають варіанти з підвищеною температурою нагрівача. Відносно низькі температури теплої джерела можуть становити інтерес лише у разі малих значень мертвого об'єму ( $a < 1,5$ ). Для досягнення таких значень та підвищення «потенціалу ступеня стиснення» потрібно мінімізувати об'єми газових порожнин теплообмінних апаратів, пов'язаних із робочим об'ємом [4]. Це неминуче

приведе до зниження їхньої поверхні і може призвести до зниження ефективності через зростання недорекуперації та падіння відношення температур  $\theta$  (2.3).

Аналіз відомих джерел показує, що конструкції з зовнішніми теплообмінними апаратами характеризуються несприятливими величинами відносного мертвого об'єму  $a = 2 \dots 2,5$ . Для цього інтервалу значення комплексу « $K_{a0}$ » у рів. (2.12) становитиме  $K_{a0} = 0,1149 \dots 0,0423$ . У табл. 2.2 надано результати обчислень маси робочого тіла, що циркулює в робочому об'ємі циліндра  $V_W$  за умов всмоктування.

Таблиця 2.2.

Маса газу (Ar) у робочому об'ємі циліндра  $V_W = 0,5 \text{ дм}^3$ ,  $\sigma = 1,20$  та  $T_c = 310 \text{ К}$ .

Тиск нагнітання	$P_D$	бар	50	100	150	200
Тиск всмоктування	$P_S$	бар	41,7	83,3	125,0	166,7
Маса газу в робочому об'ємі	$m_v$	кг	0,0344	0,0697	0,105	0,141

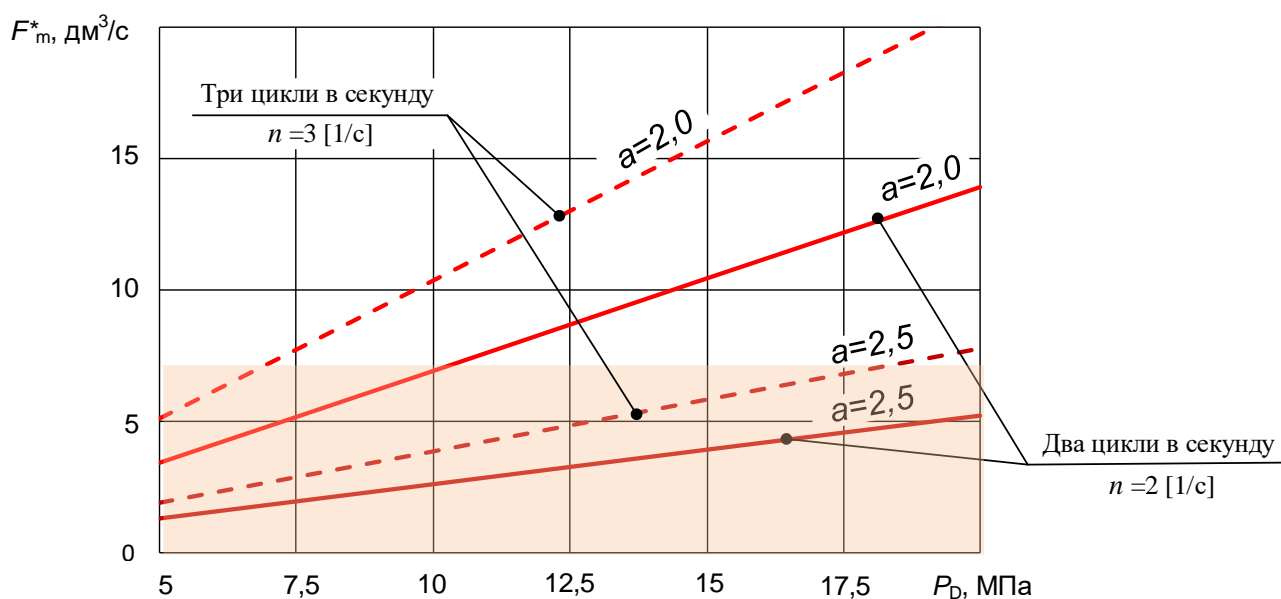


Рисунок 2.5 – Залежність продуктивності високотемпературного компресора з робочим об'ємом  $V_W = 0,5 \text{ L}$  від тиску нагнітання  $P_D$  при двох значеннях відносного об'єму теплообмінників  $a = 2,0$  та  $2,5$

На рис. 2.5 у вигляді графіків показані витратні характеристики високотемпературних термомеханічних компресорів із відносно великими величинами мертвого об'єму. Розрахунки виконані для умов

- відношення температур  $\theta = T_h/T_c = 623 \text{ K}/310 \text{ K}$ ; (2.3);
- відносна температура газу в теплообмінниках  $\theta_E = T_h/T_E = 1,45$ ; (2.6);
- наведена температура у теплообмінниках  $T_E = 430 \text{ K}$ ; (2,7);
- граничний ступінь стиснення  $\sigma_{\max|a=2,0|} = 1,26$ ,  $\sigma_{\max|a=2,5|} = 1,22$ ; (2.11);
- робочий ступінь стиснення  $\sigma = 1,2$ .

З аналізу графіків (рис. 2.5) випливає, що продуктивність компресора фактично пропорційна тиску нагнітання. Таким чином, стисливість робочого тіла у високотемпературному варіанті нагнітача практично не виявляється. Для аргону, який прийнято в якості робочого тіла в цій моделі, при  $T_c = 310 \text{ K}$  стисливість навіть при  $P_s = 20 \text{ МПа}$  близька до одиниці ( $Z_{(P_s; T_c)} = 0,966$ ).

### 2.1.3. Аналіз схемних рішень та вибір варіанта для конструкторської розробки.

Раніше (розділ 1, рис. 1.5) показані два варіанти компоновання термокомпресорів з внутрішнім та зовнішнім розташуванням теплообмінних апаратів. Названі особливості та інші суттєві ознаки термокомпресорів високого тиску систематизовані у вигляді таблиці.

Таблиця 2.3

Особливості термокомпресорів високого тиску та варіантів механізмів для приводу витіснювачів (ілюстрація варіантів на рис. 2.6)

№	Специфіка об'єкту	Переваги	Недоліки
a; b	Зовнішнє розташування регенератора та теплообмінників	Зручність заміни та дослідження	Збільшений мертвий об'єм
	Пустотілий витіснювач знаходиться під високим тиском		Товсті стінки; перегікання тепла; можливість змінання
c	Поєднання регенератора та витіснювача	Тиск на стінки витіснювача	Збільшена вага. Додаткове навантаження

		врівноважено	на механізм переміщення
a; b	Низькотемпературні термокомпресори	Сприятливе відношення Температур.	Можлива конденсація висококиплячих компонентів
b	У тому числі з проміжним холодоагентом	Зменшений мертвий об'єм охолоджувача	
c	Теплообмін через стінки робочого циліндра	Простота конструкції	Обмежена теплообмінна поверхня
a; b	Сальникове ущільнення штока витіснювача	Стандартні вузли	Втрата герметичності; значне осьове зусилля.
c	Стандартна лінійна магнітна муфта	Герметичність	Обмежене зусилля; збільшений мертвий об'єм
d	Магнітна муфта обертання	Герметичність	Наявність підшипників та оливи в робочому об'ємі

У кожного з представлених на рис. 2.6 варіантів є переваги та недоліки. Наприклад, в експериментальних моделях при низькому тиску переважними є зовнішні теплообмінні апарати і пустотілий витіснювач (a) та (b). Вони дозволяють легко демонтувати окремі вузли, змінити форму регенератора та способи охолодження. Однак у циліндрах з високим тиском витіснювач повинен мати досить товсті стінки або бути виготовлений із суцільного матеріалу. І в тому, і в іншому випадку буде спостерігатись непродуктивний тепловий потік [58], в тому числі і за рахунок масивних стінок циліндра. Велика маса витіснювача призведе також до значних інерційних навантажень на привід, викличе вібрації та знос деталей.



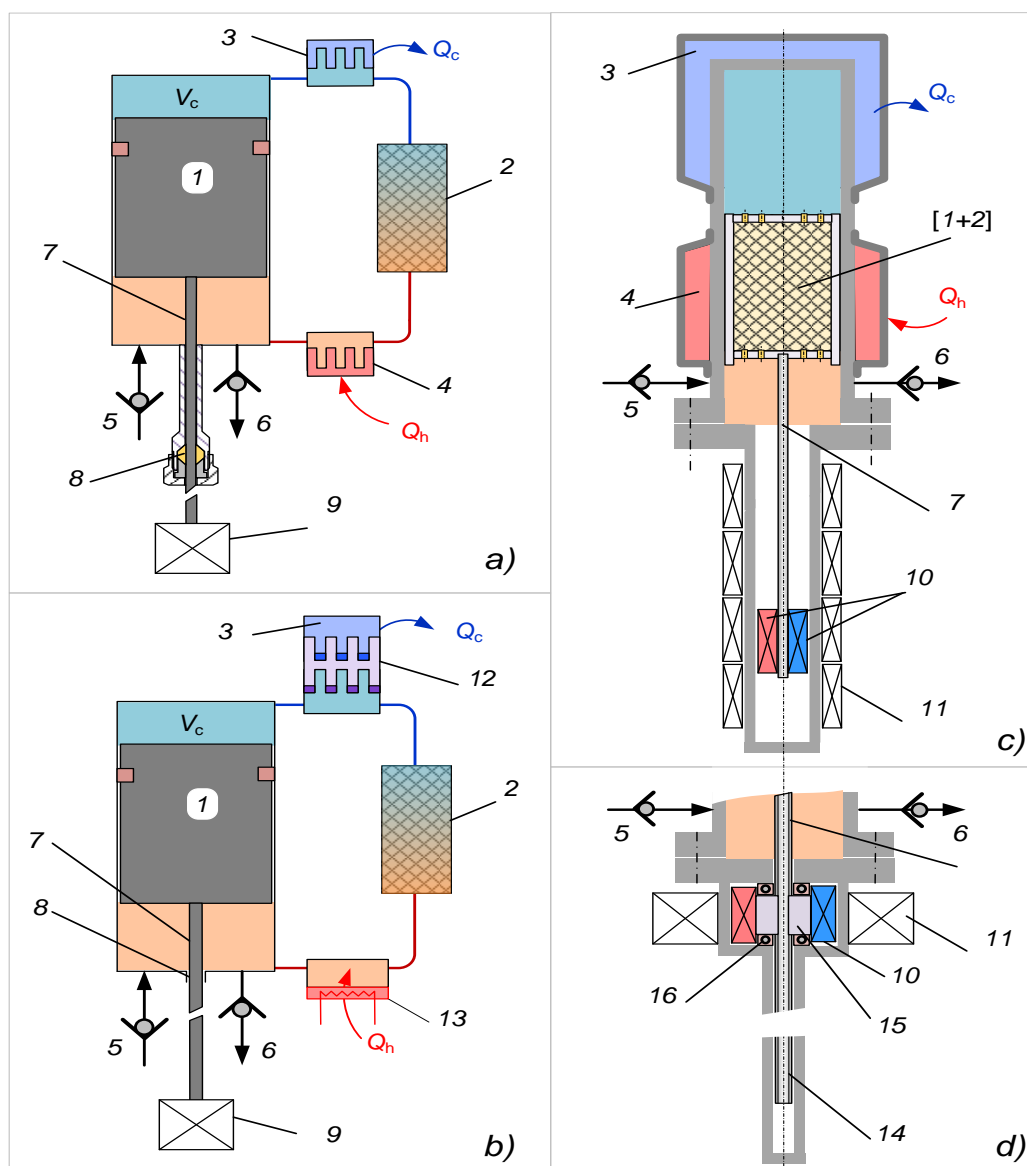


Рисунок 2.6 – Варіанти термокомпресорів залежно від розташування теплообмінних апаратів та механізму приводу витіснювача: а), б) – зовнішнє розташування регенератора та теплообмінників, сальникове ущільнення штока витіснювача; с) – регенератор поєднаний з витіснювачем, теплообмін через стінки робочого циліндра; лінійна магнітна муфта; d) – магнітна муфта обертання.

- 1 – витіснювач; 2 – регенератор; 3, 4 – холодний та гарячий теплоносії;  
 5, 6 – всмоктувальний та нагнітальний клапани; 7 – гладкостінний шток витіснювача; 8 – сальникове ущільнення; 9 – механізм приводу штока;  
 10 – магніти; 11 – статор лінійного двигуна; 12 – проміжний холодоагент;  
 13 – електронагрівач; 14 – шток витіснювача, забезпечений різьбленням;  
 15 – різьбова втулка, пов'язана з блоком магнітів; 16 – опорні підшипники

На рис. 2.6 праворуч регенератор поєднаний з витіснювачем, і сили, що діють на стінки витіснювача врівноважені.

Макетний зразок термокомпресора, що створюється, не має аналогів і призначений для роботи в умовах високих тисків. Як впливає з аналізу можливих технічних рішень, при виборі типу макетного зразка потрібно зробити три кроки та прийняти рішення відносно

1. Варіантів теплових джерел:

- теплий ( $H_2O$ ) – холодний (пари  $N_2$ );
- теплий ( $H_2O$ ) – холодний (пари  $N_2$  + проміжний холодоагент);
- теплий (електронагрівач) – холодний ( $H_2O$ );
- теплий (електронагрівач) – холодний ( $N_2$  + проміжний холодоагент).

2. Розташування регенератора та теплообмінних апаратів:

- усі теплообмінники за межами робочого циліндра;
- регенератор вбудований у витіснювач, теплообмінні поверхні охолоджувача та нагрівача суміщені з робочим циліндром;

3. Типу привода витіснювача:

- шток та сальникове ущільнення;
- реверсивна оберտальна магнітна муфта з електромагнітним статором;
- лінійна магнітна муфта з електромагнітним статором;
- лінійна магнітна муфта з постійними магнітами та механічною передачею (двигун, редуктор);
- лінійна магнітна муфта з постійними магнітами + пневматичний циліндр із соленоїдним розподільником керуючого повітря.

Рішення №1. Вибираємо варіант, при якому регенератор знаходиться всередині витіснювача (рис. 2.6-с), а теплообмінні поверхні поєднані з робочим циліндром. У такому випадку тиск на стінки витіснювача повністю врівноважений.

Рішення №2. На першому етапі дослідження в якості джерела тепла для макетного зразка прийнято відносно простий варіант енергетичного забезпечення. В якості джерела тепла – електронагрівач, для відведення тепла – проточну воду.

Рішення №3. З метою запобігання витоків і забруднення потоку, що перекачується, використовуємо герметичний магнітний привід лінійного типу. Стандартні лінійні муфти не підходять через значні розміри їхньої внутрішньої порожнини, яка пов'язана з робочою камерою і призведе до збільшення мертвого об'єму, і, як наслідок, до зменшення ефективності установки. Питання про спосіб переміщення зовнішнього вузла герметичного приводу буде вирішено окремо за результатами розробки внутрішньої магнітної муфти.

## **2.2. Попереднє напрацювання проекту та визначення експлуатаційних характеристик макетного зразка**

### **2.2.1. Конструкторські та технологічні протиріччя, що супроводжують створення термокомпресора.**

Прийняті рішення слід розглядати як проміжний крок на шляху створення макетного зразка термокомпресора. Вони далеко не охоплюють всі можливі перешкоди, які можуть виникнути в процесі більш глибокого конструктивного опрацювання. Серед таких складнощів:

- Поєднання теплообмінних поверхонь (рис. 2.6-с) із робочим циліндром обмежує поверхню теплообміну [59]. Спроби розвинути площу, наприклад, за рахунок ребер, призводять до збільшення мертвого об'єму і негативно позначаються на ефективності (2.11).

- Висота регенератора зазвичай менша за робочий хід ( $\delta R_{opt} = 40 \dots 60$  мм). Тому потрібно буде розробити оригінальний тип витіснювача, в якому крім короткого регенератора присутні «пасивні» секції для розмежування теплого та холодного об'ємів. При виборі матеріалу для таких секцій знову виникають конструктивні перешкоди. Адже ці деталі повинні поєднувати взаємно протилежні ознаки – здатність витримувати тиск понад 10 МПа, бути термо- і морозостійкими та мати знижену масу. Цього можна досягти за рахунок матеріалу з меншою густиною та/або за рахунок замкнутих перфорацій, що не призводять до збільшення мертвого об'єму. Виготовити в пластичних масах такі замкнуті

порожнини, що зберігають герметичність в умовах високих (низьких) температур, вкрай важко.

На рис. 2.7 показано один з варіантів розмежування по висоті охолоджувача 3 і нагрівача 4 за рахунок збільшення висоти циліндра 1 та введення пасивних секцій витіснювача – верхньої (ПВ) та нижньої (ПН). Для перетікання газу через регенератор в названих секціях передбачено канали К.

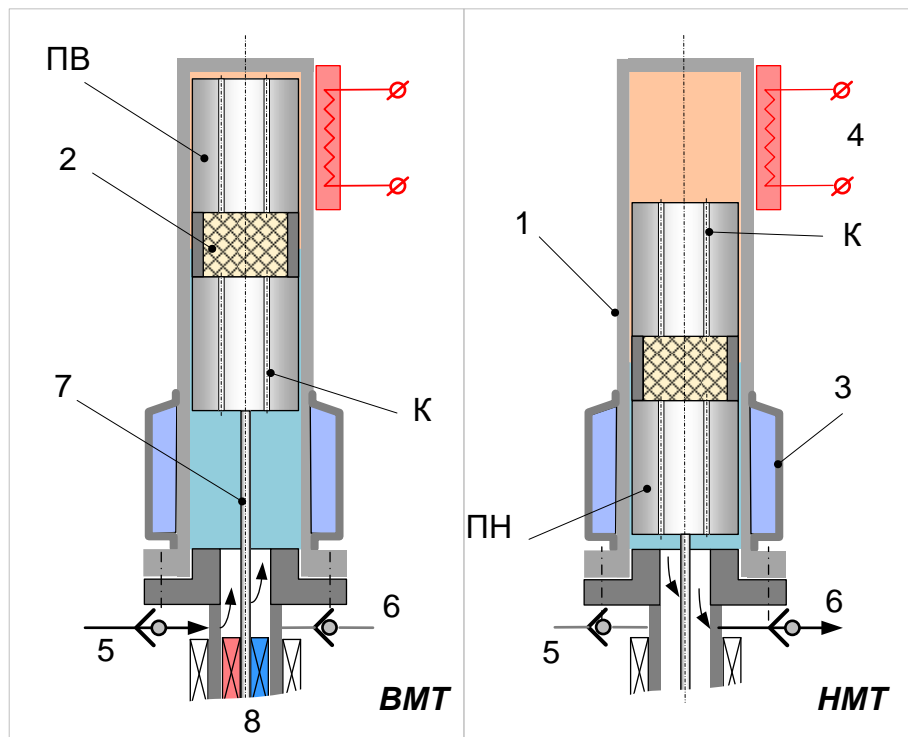


Рисунок 2.7 – До вибору компоувального рішення блоку витіснювача: ВМТ – верхня мертва точка; ВНТ – нижня мертва точка; ПВ – верхня секція витіснювача; ПН – нижня секція витіснювача; К – канали в секціях витіснювача; 1 – робочий циліндр; 2 – регенератор; 3 – охолоджувач; 4 – нагрівач; 5 і 6 – всмоктувальний та нагнітальний клапани; 7 – шток витіснювача; 8 – магнітна лінійна муфта

### 2.2.2. Мінімізація мертвих об’ємів теплообмінних апаратів та блоку «витіснювач-регенератор».

Названі недоліки, конструктивні та технологічні проблеми частково усунуті у пристрої, схематично показаному на рис. 2.8 та 2.9.

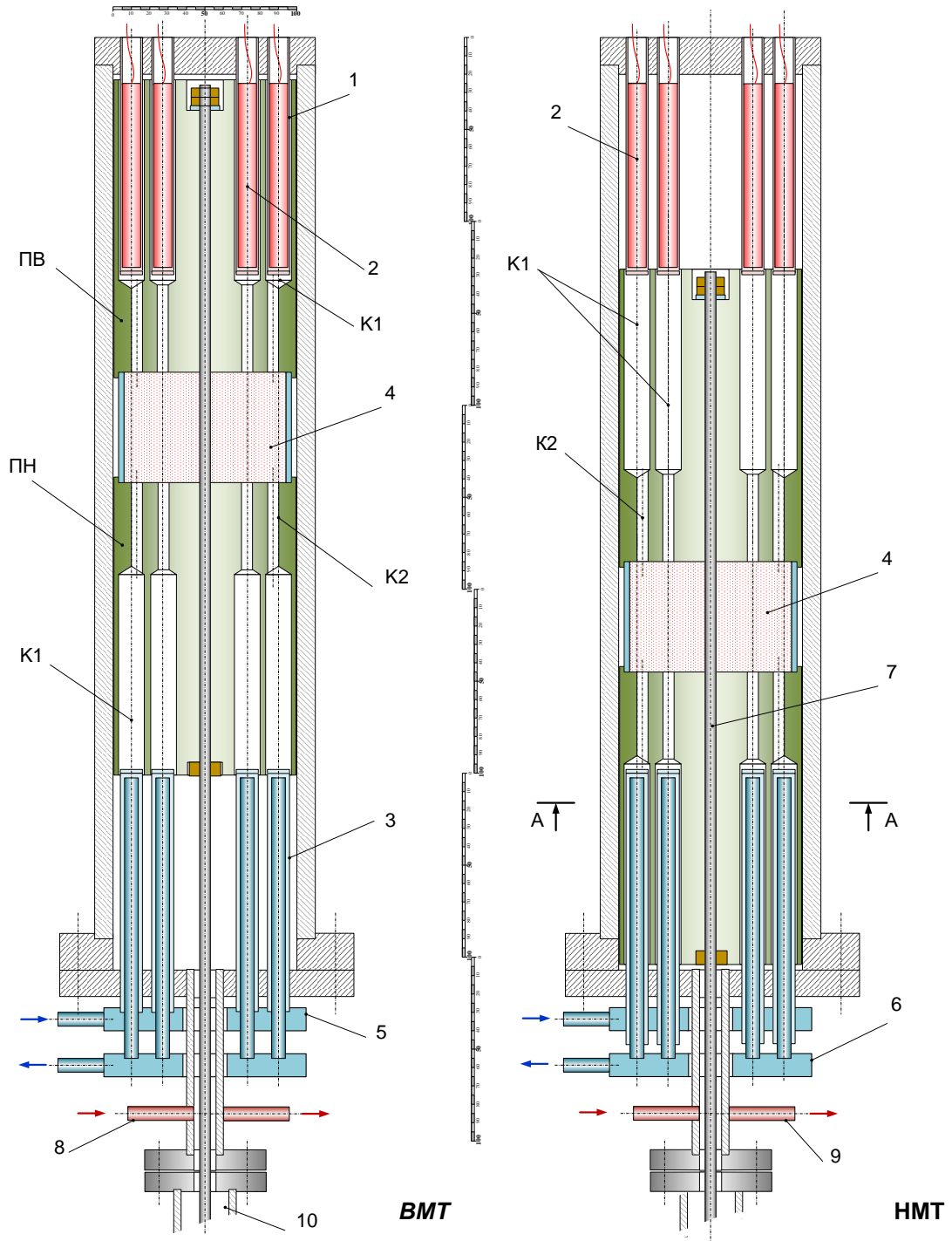


Рисунок 2.8 – Ескізний проект робочого циліндра у верхньому (ВМТ) та нижньому (НМТ) положенні: ПН та ПВ – верхня та нижня секції витіснювача з каналами К1 та К2; 1 – герметичні гільзи; 2 – електронагрівачі; 3 – теплообмінник-охолоджувач типу «труба в трубі»; 4 – регенератор; 5 – колектор подавання охолоджуючого середовища; 6 – колектор випуску охолоджуючого середовища; 7 – шток витіснювача; 8, 9 – вхід та вихід газу, що перекачується; 10 – механізм приводу витіснювача

Верхня ПВ і нижня ПН секції витіснювача виконані з тefлону, а їх маса зменшена за рахунок групи каналів *K*. Співвісно каналам верхньої секції ПВ встановлені гільзи 1 з введеними в них пальчиковими нагрівачами 2. Подібним чином в канали нижньої секції ПН входять тупикові трубки теплообмінника-охолоджувача 3. У процесі переміщення витіснювача газ проходить через щілинні зазори між гільзами 1 нагрівачів 2 (аналогічно – трубками охолоджувача 3) і стінками каналу. Таке рішення забезпечує ефективний теплообмін за мінімального мертвого об'єму.



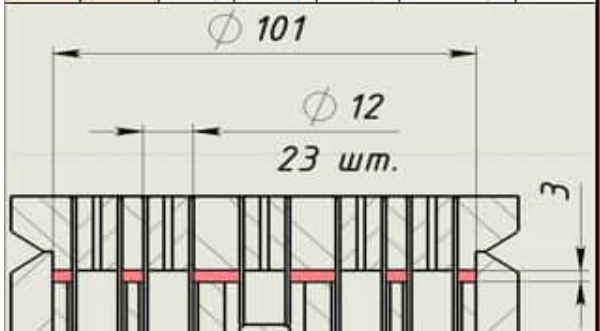
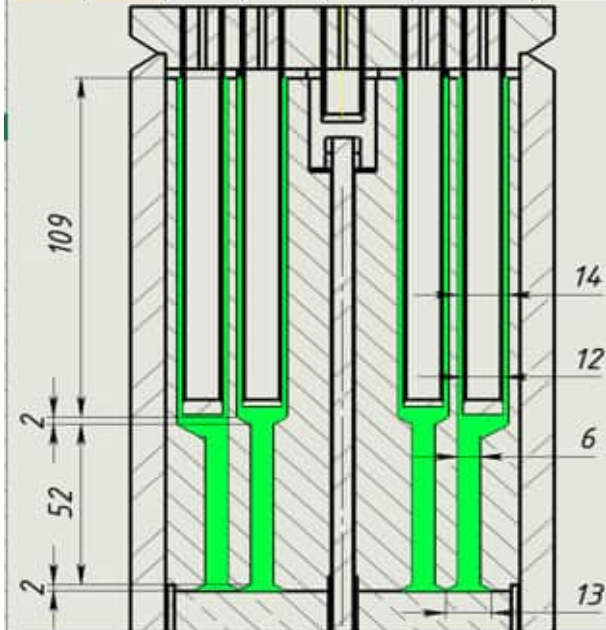
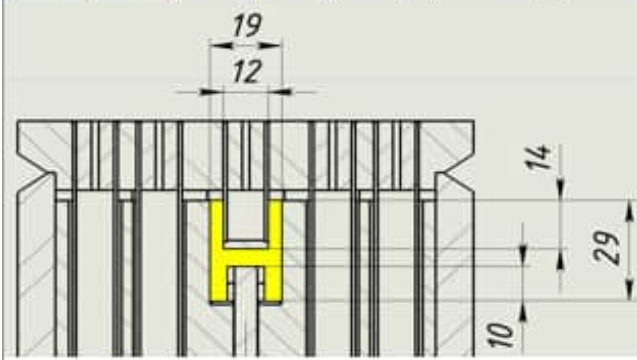
Рисунок 2.9 – Поперечний перетин циліндра в зоні охолоджувача (див. рис. 2.8), загальний вигляд вузлів охолоджувача 3 і його колекторів (5-6). На правому фрагменті показана послідовність складання охолоджувача

### 2.2.3. Визначення витратних характеристик та ступеня підвищення тиску.

Конкретизація конструкції та розмірів макетного зразка дозволили оцінити величину мертвих об'ємів теплообмінних апаратів, пов'язаних з робочою камерою та розрахувати ступінь стиснення та витратні характеристики макетного зразка (див. табл. 2.4).

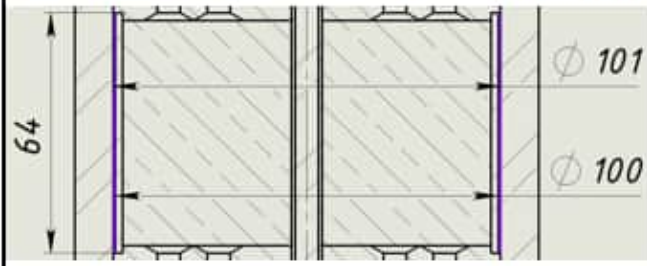
Таблиця 2.4.

До розрахунку мертвих об'ємів порожнин термокомпресора

Зазор над витіснювачем у ВМТ.								Канали у витіснювачі.																																																																															
$V_1 = 16,2 \text{ см}^3$								$V_4 + V_5 = 143,2 + 160,0 \text{ см}^3$																																																																															
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="8">V<sub>впор</sub></th> </tr> <tr> <th>h, мм</th> <th>φ, мм</th> <th>h, см</th> <th>φ, см</th> <th>S, см<sup>2</sup></th> <th>V, см<sup>3</sup></th> <th>n, шт.</th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3</td> <td>101</td> <td>0,3</td> <td>10,1</td> <td>80,08</td> <td>24,02</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>12</td> <td>0,3</td> <td>1,2</td> <td>1,13</td> <td>-7,80</td> <td>-23</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> 								V <sub>впор</sub>								h, мм	φ, мм	h, см	φ, см	S, см <sup>2</sup>	V, см <sup>3</sup>	n, шт.		3	101	0,3	10,1	80,08	24,02	1		3	12	0,3	1,2	1,13	-7,80	-23		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tbody> <tr> <td>109</td> <td>14</td> <td>10,9</td> <td>1,4</td> <td>1,54</td> <td>368,96</td> <td>22</td> <td></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>10</td> <td>0,2</td> <td>1,0</td> <td>0,79</td> <td>3,45</td> <td>22</td> <td></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>8</td> <td>0,2</td> <td>0,8</td> <td>0,50</td> <td>2,21</td> <td>22</td> <td></td> </tr> <tr> <td>51,69</td> <td>6</td> <td>5,2</td> <td>0,6</td> <td>0,28</td> <td>32,14</td> <td>22</td> <td></td> </tr> <tr> <td>106</td> <td>12</td> <td>10,6</td> <td>1,2</td> <td>1,13</td> <td>-263,61</td> <td>-22</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> 								109	14	10,9	1,4	1,54	368,96	22		2	10	0,2	1,0	0,79	3,45	22		2	8	0,2	0,8	0,50	2,21	22		51,69	6	5,2	0,6	0,28	32,14	22		106	12	10,6	1,2	1,13	-263,61	-22	
V <sub>впор</sub>																																																																																							
h, мм	φ, мм	h, см	φ, см	S, см <sup>2</sup>	V, см <sup>3</sup>	n, шт.																																																																																	
3	101	0,3	10,1	80,08	24,02	1																																																																																	
3	12	0,3	1,2	1,13	-7,80	-23																																																																																	
109	14	10,9	1,4	1,54	368,96	22																																																																																	
2	10	0,2	1,0	0,79	3,45	22																																																																																	
2	8	0,2	0,8	0,50	2,21	22																																																																																	
51,69	6	5,2	0,6	0,28	32,14	22																																																																																	
106	12	10,6	1,2	1,13	-263,61	-22																																																																																	
Вузол датчика температури.																																																																																							
$V_2 = 5,5 \text{ см}^3$ .																																																																																							
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tbody> <tr> <td>29</td> <td>19</td> <td>2,9</td> <td>1,9</td> <td>2,83</td> <td>8,22</td> <td>1</td> <td></td> </tr> <tr> <td>24</td> <td>12</td> <td>2,4</td> <td>1,2</td> <td>1,13</td> <td>-2,71</td> <td>-1</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> 								29	19	2,9	1,9	2,83	8,22	1		24	12	2,4	1,2	1,13	-2,71	-1		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tbody> <tr> <td>109</td> <td>14</td> <td>10,9</td> <td>1,4</td> <td>1,54</td> <td>368,96</td> <td>22</td> <td></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>10</td> <td>0,2</td> <td>1,0</td> <td>0,79</td> <td>3,45</td> <td>22</td> <td></td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>8</td> <td>0,2</td> <td>0,8</td> <td>0,50</td> <td>2,21</td> <td>22</td> <td></td> </tr> <tr> <td>51,69</td> <td>6</td> <td>5,2</td> <td>0,6</td> <td>0,28</td> <td>32,14</td> <td>22</td> <td></td> </tr> <tr> <td>106</td> <td>12</td> <td>10,6</td> <td>1,2</td> <td>1,13</td> <td>-263,61</td> <td>-22</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>-5,51</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>								109	14	10,9	1,4	1,54	368,96	22		2	10	0,2	1,0	0,79	3,45	22		2	8	0,2	0,8	0,50	2,21	22		51,69	6	5,2	0,6	0,28	32,14	22		106	12	10,6	1,2	1,13	-263,61	-22							-5,51										
29	19	2,9	1,9	2,83	8,22	1																																																																																	
24	12	2,4	1,2	1,13	-2,71	-1																																																																																	
109	14	10,9	1,4	1,54	368,96	22																																																																																	
2	10	0,2	1,0	0,79	3,45	22																																																																																	
2	8	0,2	0,8	0,50	2,21	22																																																																																	
51,69	6	5,2	0,6	0,28	32,14	22																																																																																	
106	12	10,6	1,2	1,13	-263,61	-22																																																																																	
					-5,51																																																																																		
Кільцевий проміжок регенератора.																																																																																							
$V_3 = 10,4 \text{ см}^3$																																																																																							

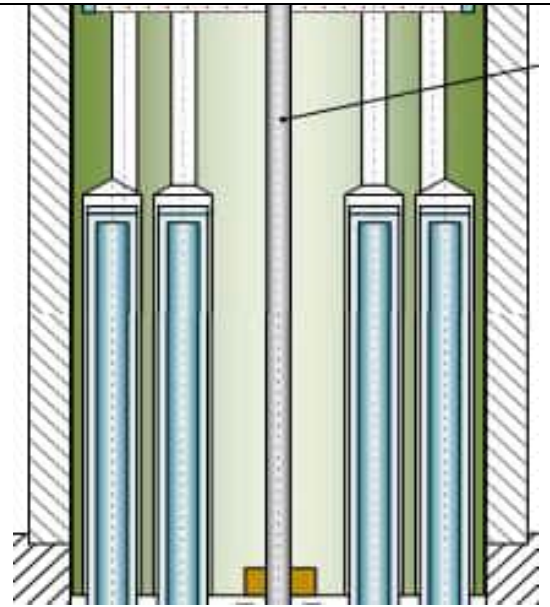


V'per					
h, мм	Φ, мм	h, см	Φ, см	S, см <sup>2</sup>	V, см <sup>3</sup>
64	101	6,4	10,1	80,08	512,50
64	100	6,4	10,0	78,50	-502,40



Вузол кріплення штока витіснювача

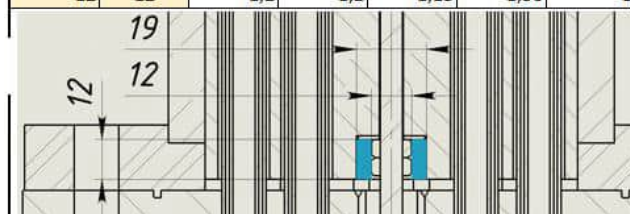
$$V_6 = 2,0 \text{ см}^3$$



Кільцевий канал нижче фланця

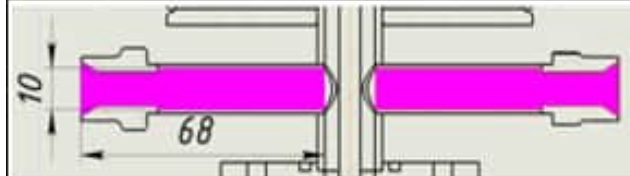
$$V_7 = 16,1 \text{ см}^3$$

Vхол						
h, мм	Φ, мм	h, см	Φ, см	S, см <sup>2</sup>	V, см <sup>3</sup>	п, шт.
12	19	1,2	1,9	2,83	3,40	
12	12	1,2	1,2	1,13	-1,36	-1



Лінії впуску та випуску.  $V_8 = 10,7 \text{ см}^3$ .

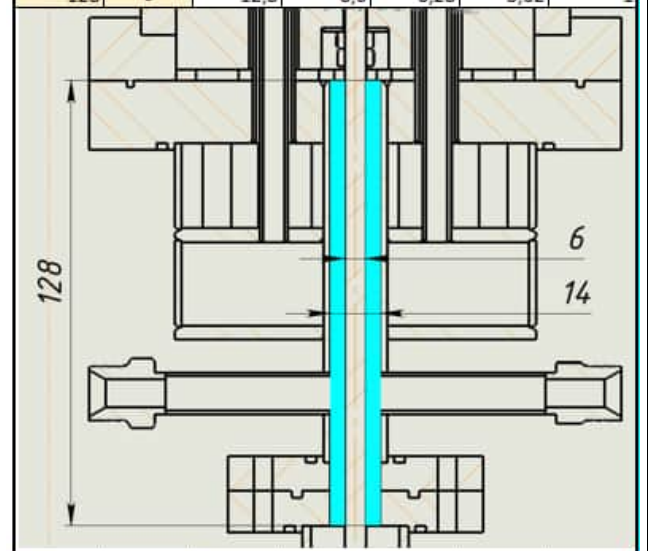
68	10	6,8	1,0	0,79	10,68	2
----	----	-----	-----	------	-------	---



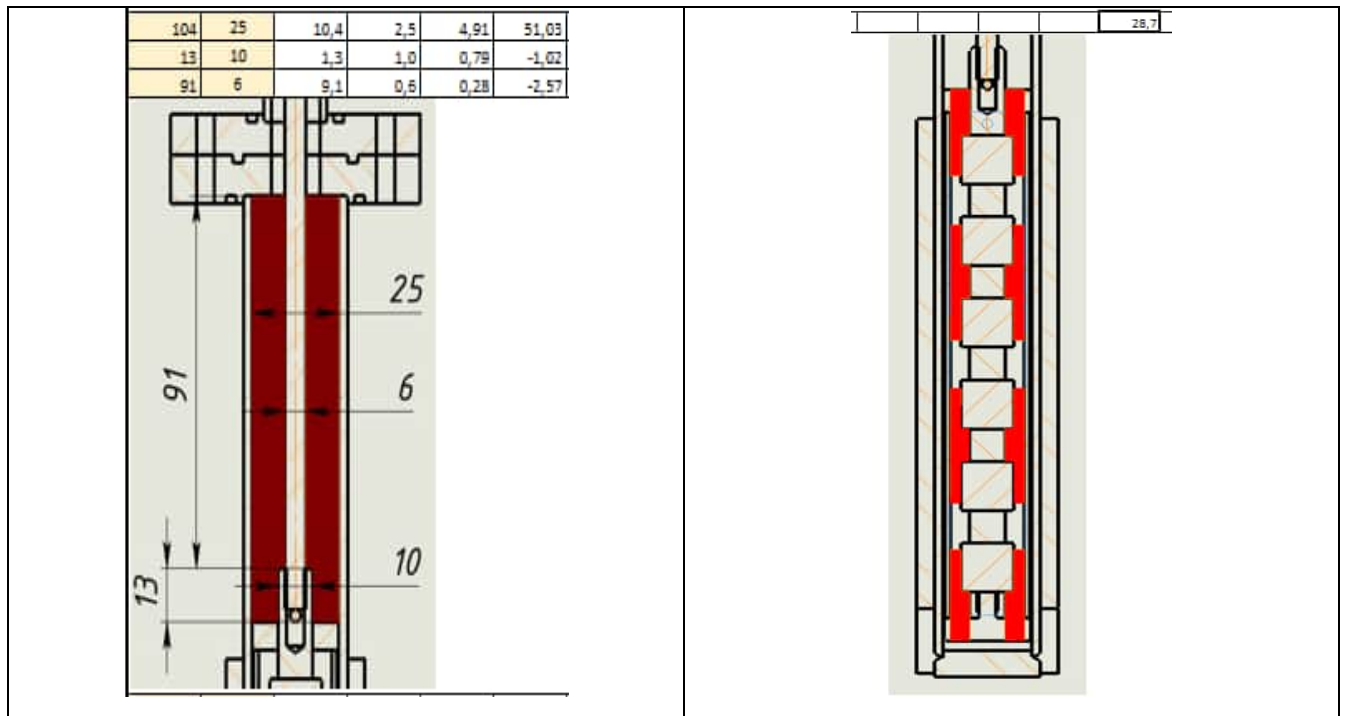
Вільний об'єм регенератора.  $V_9 = 281,6 \text{ см}^3$

Внутрішній блок магнітного приводу.  $V_9 + V_{11} = 47,4 + 28,7 \text{ см}^3$

128	14	12,8	1,4	1,54	19,69	
128	6	12,8	0,6	0,28	-3,62	-1







Як зазначено у розділі 2.1, найважливішим експлуатаційним фактором термомеханічного компресора є відношення температур робочого тіла у характерних точках циклу  $\theta$  (2.3), яке дорівнює відношенню абсолютних температур газу в теплій та холодній порожнинах. Залежно від способу підведення тепла величина  $\theta$  буде змінюватись в інтервалі від 1,9 до 4,7 (табл. 2.5)

Таблиця 2.5.

Відношення температур для трьох варіантів теплового забезпечення

Параметр	Високотемпературний	Низькотемпературний	Комбінований
Температура теплої порожнини, $T_h$ , К	473	285	630
Температура у холодній порожнині, $T_c$ , К	310	135	135
Відношення температур, $\theta$ (2.3)	1,53	2,11	4,67

Для високотемпературного термокомпресора об'єм робочої порожнини, який визначається діаметром циліндра  $D_w = 101$  мм та величиною ходу витіснювача  $L_w = 103$  мм складе

$$V_w = \frac{\pi \cdot D_w^2}{4} \cdot L_w = 825 \text{ см}^3, \quad (2.14)$$

У чисельнику формули (2,4) представлені:

–  $V_{Ec} = 265 \text{ см}^3$  – об'єм холодної порожнини (зазори та канали у витіснювачі, які не заповнені зовнішніми каналами теплообмінника-охолоджувача; порожнини в магнітному приводі);

–  $V_{Eh} = 166 \text{ см}^3$  – об'єм гарячої порожнини, (зазори та канали у витіснювачі, які не заповнені гільзами нагрівачів);

–  $V_R = 281 \text{ см}^3$  – вільний об'єм у регенераторі.

Результати обчислення величин  $V_{Ec}$ ,  $V_{Eh}$  і  $V_R$  представлені в табл. 2.4.

З урахуванням прийнятих розмірів відносний мертвий об'єм дорівнює  $a = 0,863$ . Розмір  $\theta_E$ , що входить у формулу (2.6), відображає відношення абсолютних температур теплої порожнини  $T_h$  та наведеної температури  $T_E$  у газових об'ємах теплообмінників

$$\theta_E = \frac{T_h}{T_E} = T_h \cdot \frac{\left( \frac{V_{Ec}}{T_c} + \frac{V_{Eh}}{T_h} + \frac{V_R}{T_R} \right)}{V_{Ec} + V_{Eh} + V_R}. \quad (2.15)$$

Середня логарифмічна температура газу в регенераторі  $T_R$ , що входить до формули (2.15), обчислюється за (2.9)

$$T_R = \frac{T_h - T_c}{\ln \theta} = \frac{473 - 310}{\ln \left( \frac{473}{310} \right)} = \frac{163}{0,423} = 386\text{K}$$

Згідно (2.15)

$$\theta_E = 473 \cdot \frac{\left( \frac{265}{310} + \frac{166}{473} + \frac{281}{386} \right)}{712} = 1,286.$$

Граничний ступінь підвищення тиску (2.11), що дорівнює відношенню тисків нагнітання до тиску всмоктування, дорівнює

$$\sigma_{\max} = \left\langle \frac{P_D}{P_S} \right\rangle_{\max} = \frac{0,863 \cdot 1,286 + 1,526}{0,863 \cdot 1,286 + 1} = 1,25$$

Обчислюємо масу газу, що знаходиться в робочому об'ємі компресора за температури  $T_c$  та тиску всмоктування  $P_S = P_D / \sigma_w$ , де  $P_D = 5,0 \dots 20,0 \text{ МПа}$  – тиск

нагнітання;  $\sigma_w$  – робочий ступінь стиснення. Маса аргону в робочому об’ємі обчислена за формулою (2.13) для двох рівнів  $\sigma_w = 1,15$  та  $1,20$  у вказаному інтервалі тисків  $P_D$  (див. табл. 2.6)

$$m_w = \frac{P_s \cdot V_w}{R \cdot Z_{(P_s; T_c)} \cdot T_c}, \text{ [кг]},$$

де  $R$  – газова стала робочого тіла;  $T_c = 310$  К;  $Z_{(P_s; T_c)}$  – коефіцієнт стисливості газу при  $P_s$  та  $T_c$ .

Таблиця 2.6.

Маса газу в робочому об’ємі циліндра та продуктивність термокомпресора при

$$V_w = 0,825 \text{ дм}^3, T_c = 310 \text{ К}, T_h = 473 \text{ К}$$

Тиск нагнітання	$P_D$	МПа	5,0	10,0	15,0	20,0
$\sigma_w = 1,15$						
Тиск всмоктування	$P_s$	МПа	4,35	8,70	13,04	17,39
Маса газу в робочому об’ємі при умовах всмоктування $P_s$	$m_w$	г	56,7	114,9	173,6	231,3
Продуктивність компресора	$g_w$	г/цикл	7,8	<b>15,8</b>	23,8	31,7
$\sigma_w = 1,18$						
Тиск всмоктування	$P_s$	МПа	4,17	8,33	12,50	16,67
Маса газу в робочому об’ємі при умовах всмоктування $P_s$	$m_w$	г	55,2	112,0	169,2	225,4
Продуктивність компресора	$g_w$	г/цикл	5,29	10,7	16,2	21,6

Масова та об’ємна продуктивності термокомпресора за один цикл дорівнюють

$$g_w = \left[ \frac{a \cdot \theta_E + 1}{\theta} \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_w) \right] \cdot m_w; \text{ [кг]}, \quad (2.16)$$

$$F_w = \frac{g_w}{\rho} \cdot v; \text{ [дм}^3/\text{с]}. \quad (2.17)$$

де  $\rho$  – густина робочого тіла за нормальних умов ( $T = 20^\circ\text{C}$ ;  $P = 0,1013$  МПа).

Результати розрахунку продуктивності показано на рис. 2.10.

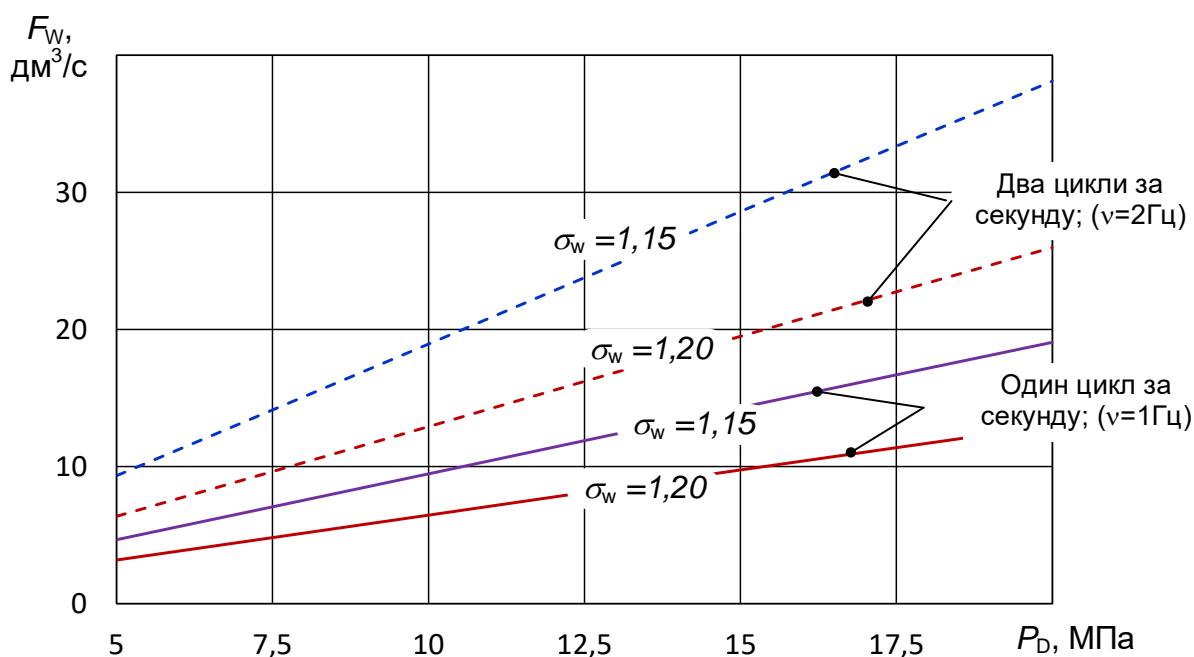


Рисунок 2.10 – Залежність продуктивності компресора з робочим об’ємом  $V_w = 0,825 \text{ dm}^3$  від тиску нагнітання  $P_D$  за ступенем стиснення  $\sigma_w = 1,15$  і  $1,18$ .

Проведені розрахунки дозволили оцінити прохідні перетини каналів макетного зразка термокомпресора та магістралей у складі стенду для його випробування. Отримана інформація також використана при підборі арматури та вимірювачів витрат.

#### 2.2.4. Енергетичні витрати на привід компресора

Окрім одержаних даних для проектування дослідного стенду є потреба оцінити електричну потужність, яка необхідна для живлення нагрівачів-імітаторів теплового джерела. Кількість тепла, необхідна для здійснення теоретичного циклу компресора з тепловим приводом, пропорційна площі індикаторної діаграми I-II-III-IV (рис. 2.2-а) та еквівалентна сумі робіт всмоктування, стиснення, нагнітання та зворотного розширення

$$Q_i = \oint P \cdot dV_c = \frac{L_{it}}{\eta_k}, \quad (2.18)$$

$$L_{it} = G_w \cdot R \cdot T_c \cdot \ln[\sigma], \quad (2.19)$$

де  $L_{it}$  – робота в ідеальному циклі ізотермічного компресора;

$G_w$  – масова подача (продуктивність) термокомпресора;

$R$  – газова стала робочого тіла.

$$\eta_k = \frac{T_h - T_c}{T_h}, \quad (2.20)$$

$\eta_k$  – коефіцієнт корисної дії циклу Карно.

Рівняння (2.18) показує, що для здійснення ідеального циклу компресора з тепловим приводом потрібна така кількість енергії, як і у випадку ідеального ізотермічного компресора (якщо робота здійснюється в тепловому двигуні за циклом Карно).

Мінімальна та недосяжна межа кількості тепла, обчисленого за формулою (2.18), буде перевищена в кілька разів через незворотність процесів у реальному термокомпресорі. Серед них:

- втрати тепла від недосконалості теплообміну;
- втрати тепла, зумовлені теплопровідністю стінок циліндра, витіснювача та регенератора;
- втрата тепла внаслідок теплообміну з навколишнім повітрям.

Незважаючи на відносно мале значення прогнозованої частоти циклів ( $\nu = 1 \dots 3$  Гц), на роботі компресора також позначатимуться гідравлічні втрати в клапанах і насадочному шарі регенератора.

На підставі дослідних даних [6] в реальних умовах витрати тепла на привід тихохідних термокомпресорів у в 3...4 рази перевищать теоретичні значення. Згідно до формул (2.18)...(2.20) для високотемпературного нагнітача ( $\sigma = 1,15$ ;  $T_c = 310$  К;  $T_h = 473$  К) при витраті  $G_w = 0,0158$  кг/с ( $F_w = 9,5$  дм<sup>3</sup>/с)

$$\ln[\sigma] = 0,1498; \quad \eta_k = \frac{T_h - T_c}{T_h} = 0,345;$$

$$L_{it} = 0,0158 \cdot 208,2 \cdot 310 \cdot 0,1398 = 142,6 \text{ Вт}; \quad Q_i = \frac{142,6}{0,345} = 413 \text{ Вт}.$$

Таким чином, для високотемпературного приводу компресора необхідна теплова потужність  $Q_h = 1,2 \dots 1,7$  кВт.

В ідеалі, у якості теплового джерела переважно використовувати готові нагрівачі. Потрібно застосувати паралельно включені апарати, які модернізовані з метою зменшення газової порожнини та здатні витримувати високий тиск. Наприклад:

**WATLOW**

**Specifications**

- Substrate tube material: 444 SS
- Fitting and baffle material: 316L SS
- Voltage up to 240V
- Amperage up to 15A per zone
- Resistance tolerance +10%, -5%
- Typical maximum watt densities
  - Air 150 W/in<sup>2</sup> (23 W/cm<sup>2</sup>)
  - Water 450 W/in<sup>2</sup> (70 W/cm<sup>2</sup>)
- Maximum pressure: 150psi (10.2 bar)
- Maximum temperature: 662°F (350°C) as measured by internal T/C
- UL®/cUL® and CE

**Standard Product Offering: Base Heaters**

Volts	Watts	Number of Heating Circuits	Outer Diameter In. (mm)	Protection Tube Length In. (mm)	Watt Density (W/in <sup>2</sup> )
240	500	1	1 (25)	3.00 (76)	210
120	250	1	1 (25)	4.25 (108)	57
240	1000	1	1 (25)	4.25 (108)	228

**Application Orientation**

Gas Heating— (Any orientation)

Liquid Heating— (Heater must be vertical with inlet at the bottom)

The diagram shows a cross-section of a heater with labels: 'Optional internal baffle to promote turbulent flow and high efficiency', 'Fast responding, high watt density layered heater circuit', and 'Low profile axial lead exit'. Below it, two diagrams illustrate application orientations: 'Gas Heating' with a horizontal flow from 'Inlet' to 'Outlet', and 'Liquid Heating' with a vertical flow from 'Inlet' at the bottom to 'Outlet' at the top.

Для оцінки кількості повітря проведено попереднє дослідження живлення пневоциліндра в робочому режимі при циклічній роботі з частотою  $\nu = 2$  Гц (період  $t = 0,5$  с). Витратні характеристики визначено за падінням тиску в живильному балоні відповідно до формули

$$\Delta V_{\text{оп}} = \frac{\Delta m_{\text{п}}}{\Delta \tau \cdot \rho_{\text{оп}}} = \frac{10^3}{\Delta \tau \cdot \rho_{\text{оп}}} \cdot \frac{n_{\text{б}} \cdot \nu_{\text{б}}}{R_{\text{п}} \cdot T_{\text{б}}} \cdot (P'_{\text{б}} - P''_{\text{б}}), \text{ дм}^3/\text{с}, \quad (2.21)$$

де  $\Delta \tau = 5460$  с = (91 хв) – час споживання повітря СДА (тривалість експерименту);

$\Delta m_{\text{п}}$  – масова витрата повітря за одиницю часу  $\Delta \tau$ , кг/с;

$\nu_{\text{б}} = 50$  дм<sup>3</sup> – гідравлічний об'єм одного балона зі стиснутим повітрям;

$n_{\text{б}} = 4$  шт – кількість балонів, підключених до рампи;

$P'_B = 14,20$  МПа – початковий тиск у балонах;

$P''_B = 7,70$  МПа – кінцевий тиск у балонах;

$T_B = 294$  К – середня температура балонів в ході випробувань;

$R_{\Pi} = 287$  Дж/(кг·К) – газова стала для повітря [60];

$\rho_{0\Pi} = 0,001204$  кг/дм<sup>3</sup> – стандартна густина повітря (при  $P_0 = 0,1013$  МПа,  $T_0 = 20^\circ\text{C}$ ).

При зазначених параметрах витрата CDA становитиме

$$\Delta V_{\text{OCDA}} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{5460 \cdot 0,001204 \cdot 287 \cdot 294} \cdot (14,2 - 7,7) = 2,34 \frac{\text{дм}^3}{\text{с}}.$$

Проведені в Розділі 2 конструкторські розробки та попередній розрахунковий аналіз прийнятої концепції допускають перехід до більш детальних проектних кроків, направлених на створення макетного зразку термокомпресора та стендової бази для його дослідження.

### РОЗДІЛ 3.

## СТВОРЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОКОМПРЕСОРІВ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬ ЕКСЕРГІЮ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ

### 3.1. Области застосування термонагнітачів, особливості їх теплового забезпечення

#### 3.1.1. Термокомпресори у схемах реконденсації ЗПГ.

Перспективними газовими охолоджувачами є кріогенератори, розроблені за участю Гіффорда [52, 53]. Їхніми перевагами є використання відокремленого компресора і скорочення ущільнень рухомих вузлів на відміну від кріогенної газової машини Стірлінга [48]. Завдяки розробленій в роботі конструкції магнітного приводу, допускається створення герметичних кріогенераторів, які не потребують підживлення робочого тіла.

Для забезпечення циркуляції холодоносія в установці Гіффорда цілком виправдано використовувати термомеханічний компресор. Для цієї мети пропонується задіяти наявні енергетичні ресурси холодних і нагрітих потоків на ЗПГ-танкерах. У якості носіїв можна розглядати холодну газову фракцію, що відбирається з танка ЗПГ як паливо головного двигуна, а також потік вихлопних газів.

Спрощену схему теплового забезпечення термокомпресора умовно показано на рис 3.1. Тепловий потік через неідеальну ізоляцію з часом потрапляє у танк 1 із зрідженим метаном. Частина парів направляєється у головний двигун судна 2, проходячи через холодну секцію термокомпресора 3. В охолоджувачі 3 використовується допоміжна секція, яка заповнена проміжним теплоносієм (криптоном). Таке рішення дозволяє забезпечити перенесення тепла від робочого циліндру компресора у відносно компактному теплообміннику з мінімальним мертвим об'ємом в робочій порожнині. Після спалення газу у двигуні гарячі вихлопні гази йдуть до теплої секції термокомпресору 5, де він віддає більшу частину тепла.



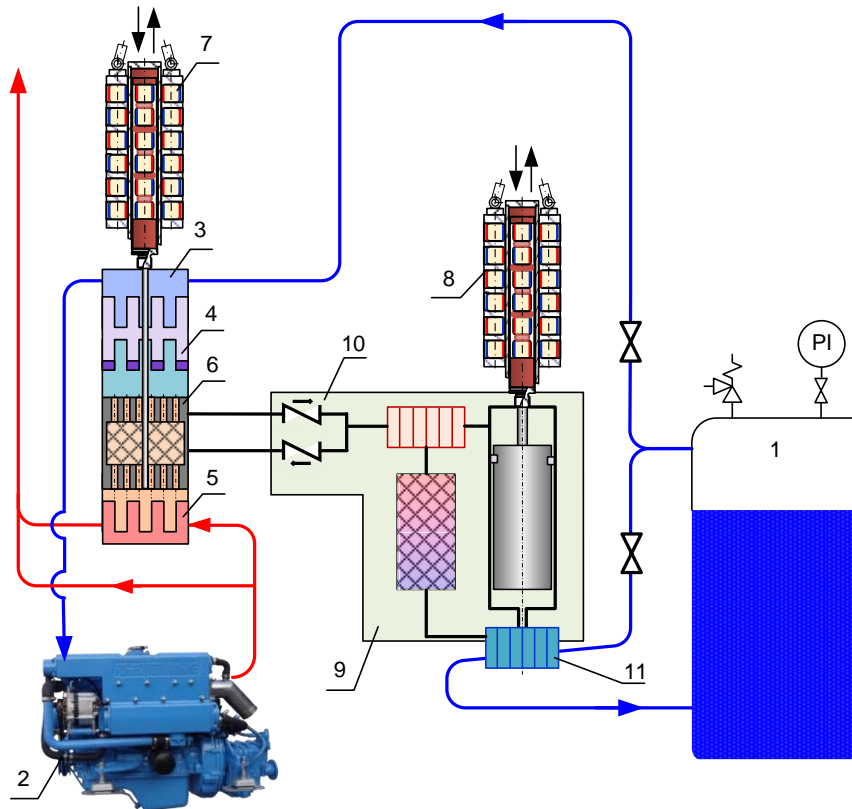


Рисунок 3.1 – Спрощена схема системи реконденсації ЗПГ завдяки використанню вихлопних газів двигуна: 1 – танк з криогенним продуктом (ЗПГ); 2 – головний двигун танкера; 3 – охолоджувач термомеханічного компресора; 4 – проміжний холодоагент; 5 – нагрівач; 6 – робочий циліндр; 7, 8 – герметичні магнітні муфти термокомпресора та криогенератора; 9 – криогенератор Гіффорда; 10 – зворотні клапани; 11 – теплообмінник навантаження (конденсатор криогенератора)

Використання теплого та холодного потоків в термокомпресорі дає можливість компримувати робоче тіло в камері стиснення 6 для забезпечення газового циклу криогенератора Гіффорда 9. Джерелом теплового навантаження криогенератора є конденсатор пари ЗПГ 11. За певних умов він здатний переохолоджувати конденсат, що повертається, та понижувати температуру фазової рівноваги в танку. Це дає можливість подовжити час бездренажного періоду.

При тривалому часі стояння у порту теплий потік вихлопних газів відсутній. В цьому випадку в якості джерела тепла використовується забортна вода, яка

подається до теплої секції термокомпресора 5 за допомогою насосу 2 (рис. 3.2), на відміну від гарячого потоку вихлопних газів на схемі рис. 3.1. Зменшення відношення температур у термокомпресорі негативно впливає на продуктивність термокомпресії і системи реконденсації в цілому. Тому схема на рис. 3.1 більш перспективна і саме її рекомендовано використовувати при першій можливості.

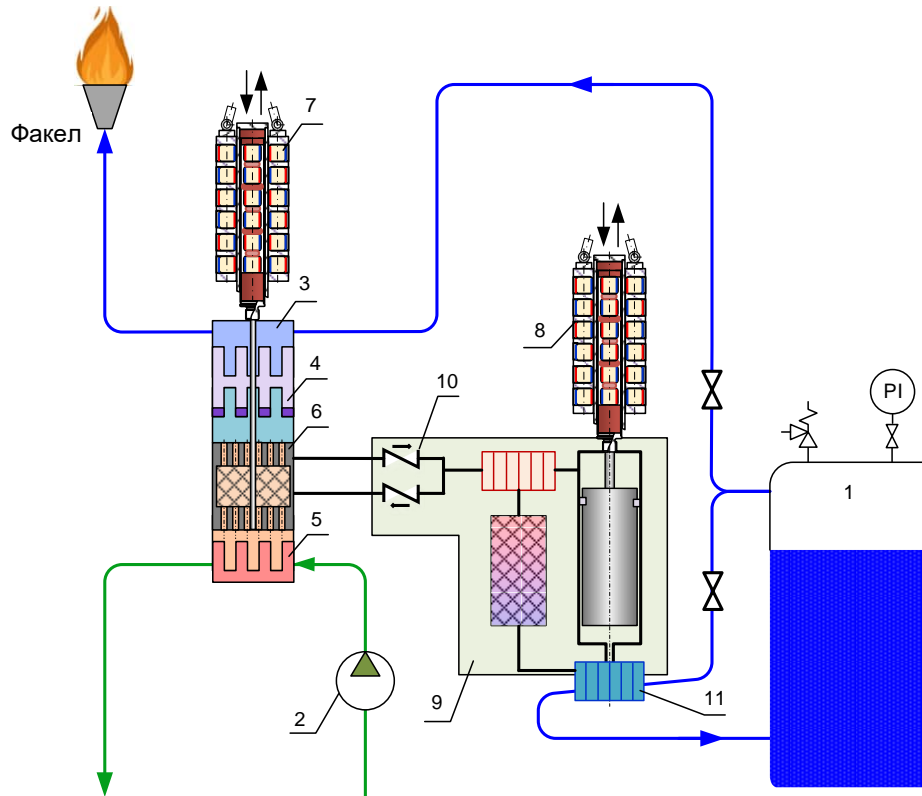


Рисунок 3.2 – Використання заборотної води в якості теплового джерела в термокомпресорі: 2 – насос. (Позначення інших апаратів відповідає рис. 3.1)

### 3.1.2. Забезпечення циркуляції захисних газових середовищ у лабораторних установках.

У ряді напівпровідникових технологій та деяких лабораторних дослідженнях практикують створення замкнутих контурів із циркуляцією захисних газів [61]. До складу таких установок зазвичай входить кріогенний блок очищення, в якому з утворених в результаті застосування відпрацьованих сумішей знову отримують цільові компоненти, наприклад, аргон, тетрафторметан чи аміак [62 - 66]. Чистий газ за допомогою циркуляційного компресора подається в блоки зберігання, звідкіль знову надходить в технологічний контур. Наявність потоку

парів кріопродукту, що відводяться з низькотемпературного блоку очищення, допускає використання в даних установках термомеханічного компресора для забезпечення циркуляції газових сумішей в замкнутому контурі. Для прикладу на рис. 3.3 показано схему, призначену для забезпечення вакуумної установки сухого травлення.

Згадана установка з циркуляційним термокомпресором працює в такий спосіб. У порожнину об'єкта-споживача подаються у певній пропорції чисті компоненти – азот та криптон [67]. Після проведення технологічного процесу відпрацьована суміш надходить у кріогенний блок очищення на основі ректифікаційної колони. Витрата вихідної суміші на вході в колону визначається приладом F1. Із куба колони чистий криптон за допомогою термокомпресора ТКМП подається до одного з балонів, наприклад, Б1. З раніше наповненого балона Б2 продукт надходить через редуктор R2 та вентиль В5 споживачеві. У разі перевищення допустимого рівня низькокиплячих домішок ( $y_{\text{НР}} > 0,001\%$ ), потік скидається та піддається повторному очищенню.

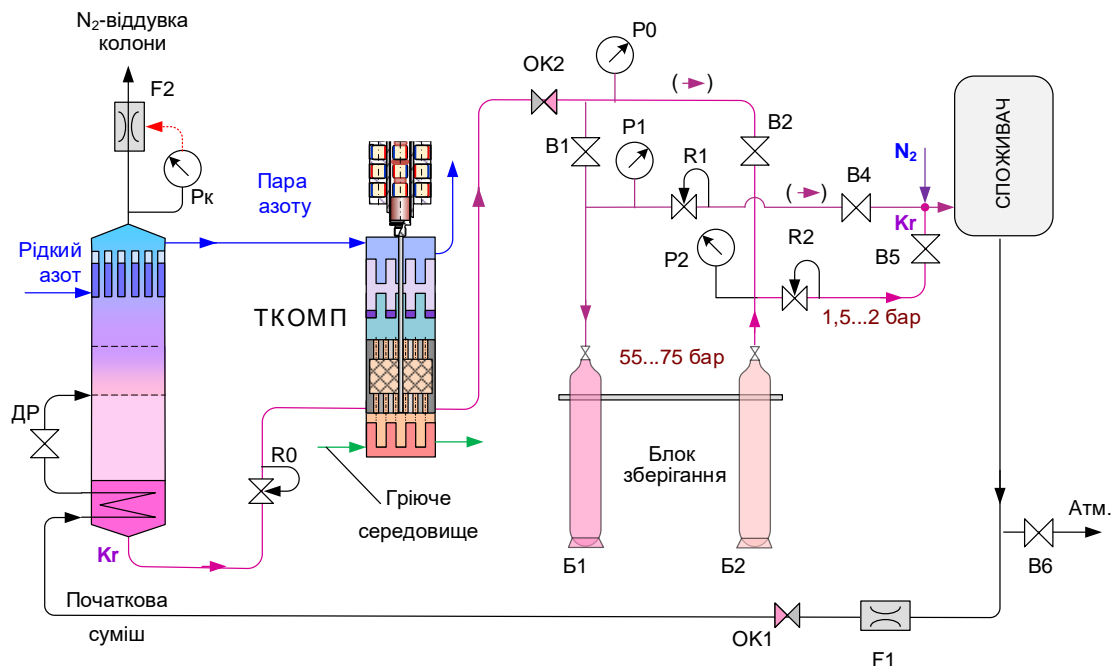


Рисунок 3.3 – Спрощена схема циркуляційного контуру на основі

термокомпресора (ТКОМП):  $P_k$ ,  $P_0$ ,  $P_p$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  – манометри;

$F_1$ ,  $F_2$  – регулятори витрати;  $R_0$ ,  $R_1$  та  $R_2$  – редуктори;  $OK_1$ ,  $OK_2$  – зворотні

клапани;  $B_0 \dots B_5$  – вентилі; ДР – дросель

Наведений приклад далеко не охоплює можливих застосувань термокомпресії в наукомістких технологіях. В останні роки спектр напрямків кріогенної лабораторної техніки неухильно розширюється і в багатьох промислових та дослідницьких системах затребувані системи циркуляції газових середовищ.

### 3.1.3. Перекачування газових сумішей, що містять висококиплячі компоненти.

При виборі температурних рівнів у високо- та низькотемпературному термомеханічному компресорі передбачається використання одного з теплоносіїв з температурою близькою до рівня навколишнього середовища (рис. 3.4).

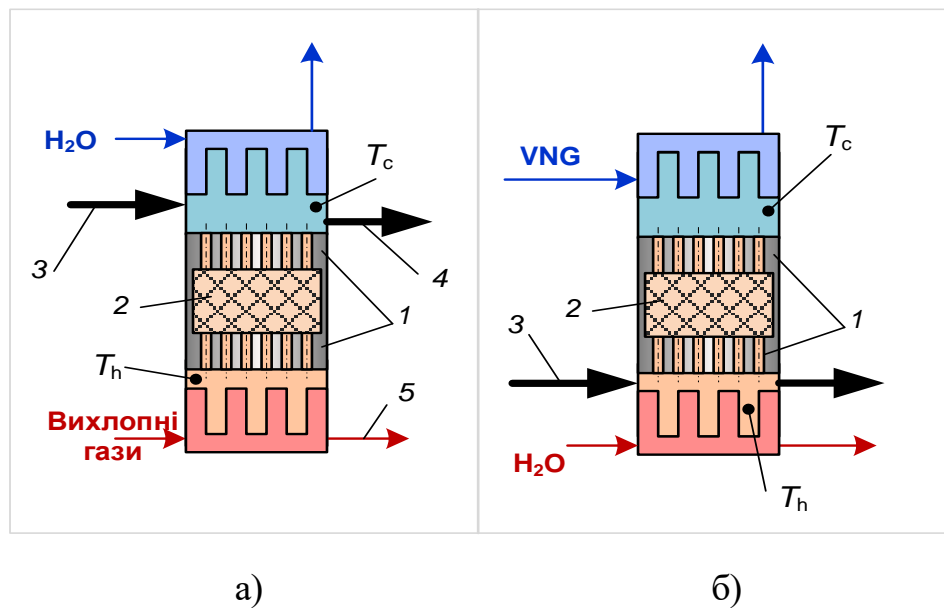


Рисунок. 3.4 – Варіанти теплового забезпечення термокомпресора:

(а) – високотемпературний (тепло – вихлопні гази; охолодження – забортна вода); (б) – низькотемпературний (тепло – вода або гліколь; охолодження – пара кріогенного продукту): 1 – витіснювач; 2 – регенератор; 3, 4 – всмоктувальний та нагнітальний колектори; 5 – нагрівач

Як показано у розділі 2.2.3, при охолодженні теплоносієм з рівнем навколишнього середовища розрахункова температура в холодній порожнині

високотемпературного компресора (рис. 3.1) буде вище на  $\Delta T_n = 15...20$  К температури охолоджуючого середовища. Це є наслідком недорекуперації та перетікання тепла по стінках циліндра та матеріалу витіснювача. Слід враховувати також перенесення тепла за рахунок теплоємності витіснювача, який періодично виявляється то в теплій, то в холодній порожнинах робочого циліндра. З цієї ж причини в низькотемпературних термокомпресорах (рис. 3.1-3.2), навпаки, газ у теплій порожнині буде холоднішим за потік теплоносія. Уявні  $\theta_E$  та реально досяжні в порожнинах компресора відношення температур  $\theta$  показані на рис. 3.5.

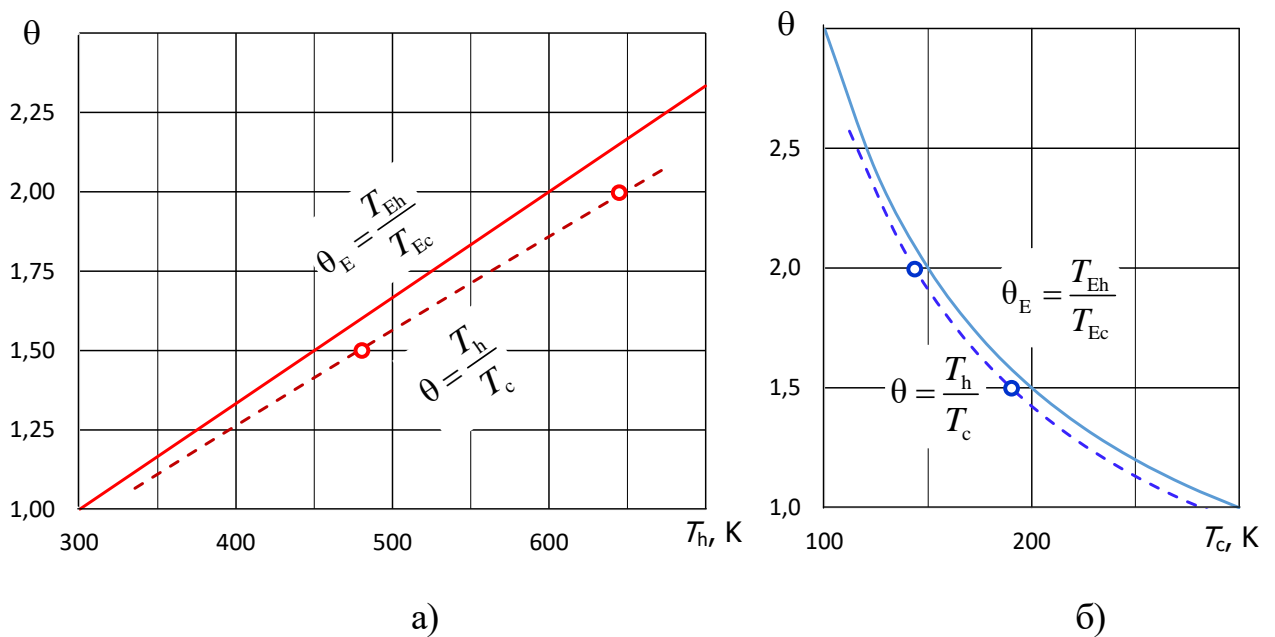


Рисунок 3.5 – Відношення температур у порожнинах високо-(а) та низькотемпературного (б) термокомпресорів залежно від температур зовнішніх теплоносіїв

У разі низькотемпературного компресора (рис. 3.4-б та 3.5-б) зниження температури охолоджувача призводить до різкого збільшення відношення температур [68]. У свою чергу це сприяє зростанню ступеня стиснення та продуктивності пристрою (2.11) та (2.12). Одна і та ж зміна температури по-різному позначається на відношенні температур для двох варіантів термокомпресорів, показаних на рис. 3.4. Наприклад, для збільшення реального значення  $\theta$  з 1,5 до 2,0 у високотемпературному компресорі (рис. 3.5-а) потрібно

підвищити температуру теплої порожнини  $T_h$  на 160 К (з 480 до 640 К). Таке ж збільшення  $\theta$  в низькотемпературному варіанті (рис. 3.5-б) вимагатиме зміни температури в холодній порожнині  $T_c$  всього на 47 К (з 190 до 143 К).

У разі використання низькотемпературного компресора для циркуляції газових сумішей (розд. 3.1.1) можуть настати умови для фазового переходу висококиплячих компонентів [69]. Конденсація або замерзання речовин у робочій порожнині [70 - 72]. заблокує роботу регенератора і призведе до зміни складу суміші, що перекачується. При високих тисках ймовірність цього зростає. Розглянемо приклад нагнітання суміші на основі гелію, в якій міститься  $y_{R14} = 2\%$  тетрафторметану (CF<sub>4</sub>; R14) [64]. Температура конденсації висококиплячого компоненту у складі суміші визначається величиною його парціального тиску. Відповідно до закону Дальтона

$$P_{R14} = P_{\Sigma} \cdot y_{R14} \approx P_D \cdot y_{R14}, \quad (3.1)$$

де  $P_{\Sigma}$  – максимальний тиск суміші в циліндрі, що визначається умовами нагнітання  $P_D$ . Залежність температури конденсації R14 від заданої концентрації представлена табл. 3.1.

Таблиця 3.1.

## Температура конденсації тетрафторметану при тиску суміші He-R14

Максимальний тиск суміші (тиск нагнітання) $P \approx P_D$ , МПа	5	10	15	20
Парціальний тиск тетрафторметану в 2% суміші $P_{R14}$ , МПа (3.1)	0,1	0,2	0,3	0,4
Температура конденсації тетрафторметану $T_{R14}$ , К	144,9	155,6	162,6	168,1
Допустима температура в холодній порожнині (з урахуванням запасу) $T_c$ , К	150	161	168	173

Розрахункову температуру в холодній порожнині (останній рядок у табл. 3.1) обрано на кілька градусів вище, ніж можливий рівень конденсації R14 у суміші. Такий крок виправданий при гарантованому запобіганні фазового

переходу у разі відхилення від експлуатаційних параметрів. Наприклад, збільшення концентрації  $y_{R14} > 2\%$  або падіння навантаження на охолоджувач при падінні продуктивності.

Підтримувати допустимі температури  $T_c$  дуже важко. Технічні рішення, засновані на регулюванні витрати холодоагенту в залежності від температури  $T_c$ , досить інерційні і не виключають фазових переходів. В роботі реалізовано схему відведення тепла з використанням проміжної речовини (рис. 3.6-а). У цьому прикладі у якості холодоагенту-посередника підходять криптон і метан (рис. 3.6-б). Як випливає з графіків при допустимих температурах у холодній порожнині  $T_c = 145\dots 168$  К кращим є криптон, оскільки він безпечний і за однакових температур його тиск кипіння на 30...40% нижче, ніж у разі  $CH_4$ .

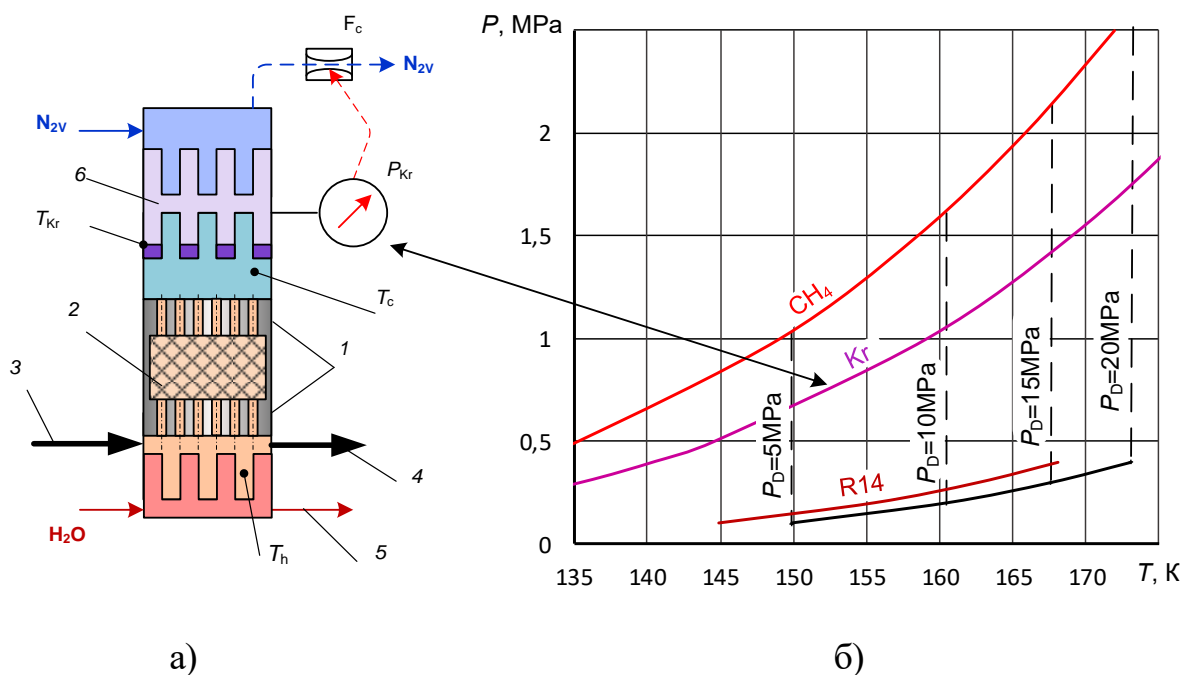


Рисунок 3.6 – Схема низькотемпературного термокомпресора (а) з відведенням тепла за допомогою проміжного холодоагенту (криптон): 1 – витіснювач; 2 – регенератор; 3, 4 – всмоктувальний та нагнітальний колектори; 5 – нагрівач; 6 – потік гарячих газів; 7 – проміжний холодоагент (криптон);  $T_c$ ,  $T_h$  – температури у робочих порожнинах компресора;  $F_c$  – регулятор витрати охолоджувального середовища;  $N_2$  – зовнішній холодоагент ( $N_2$ );  $P_{Kr}$  – тиск у порожнині проміжного холодоагенту.

Рекомендований тиск ( $b$ ) у порожнині проміжного холодоагенту залежно від тиску нагнітання  $P_D$ , при якому виключається фазовий перехід R14 при його концентрації у суміші  $y_{R14} = 2\%$  (табл. 4.1).

Таблиця 3.2

Параметри проміжних холодоагентів, що використовуються для відведення тепла з холодної порожнини (згідно з прикладом табл. 3.1 і рис.3.6)

Максимальний тиск суміші, $P \approx P_D$ , МПа	5	10	15	20
Допустима температура в холодній порожнині (з урахуванням запасу), $T_c$ , К	150	161	168	173
Тиск проміжного холодоагенту (криптон), $P_{Kr}$ , МПа	0,66	1,08	1,44	1,74
Тиск проміжного холодоагенту (тетрафторметан), $P_{CF_4}$ , МПа	0,141	0,274	0,398	0,510

Технічне рішення, показане на рис. 3.6-а, виявляється корисним і у разі роботи низькотемпературного термомеханічного компресора на чистій речовині, наприклад, гелії. Звичайно, при використанні в якості зовнішнього теплоносія парів ЗПГ фазовий перехід виключений. Однак фазові переходи можна штучно організувати, застосувавши порожнину з проміжним холодоагентом, наприклад, аргонем при  $P_{Ar} \approx 1,2$  МПа. Процес кипіння холодоагенту-аргону в каналах теплообмінника-охолоджувача реалізуються рекордні коефіцієнти тепловіддачі, недосяжні у разі безпосереднього теплового контакту газоподібного газу. Охолоджувач із проміжним контуром забезпечить відведення тепла від робочого тіла при відносно невеликій поверхні, а отже, матиме прийнятний мертвий об'єм з боку робочого циліндра.

### 3.2. Завдання, що супроводжують процес створення макетного зразка термомеханічного нагнітача

#### 3.2.1. Втрати тепла через корпус циліндра.

При розрахунку поверхонь теплообміну, окрім корисного навантаження, необхідно враховувати втрати тепла. У ході аналізу теоретичного циклу



термокомпресора передбачалася ідеальна робота теплообмінних апаратів, відсутність гідравлічних опорів, тертя, витоків тепла у навколишнє середовище, внутрішніх теплових втрат. У той самий час у реальних умовах температура основних вузлів змінюється у широких межах. Суворий облік взаємного впливу одного чинника в інший ускладнює виведення розрахункових залежностей, прийнятних для інженерних розрахунків.

На попередньому етапі проектування доцільно розглянути основні джерела втрат – віддавання тепла у навколишнє середовище через ізоляцію та тепловий потік по корпусу циліндра (рис. 3.7)

$$\Delta Q = \Delta Q_C^\lambda + \langle \Delta Q'_{\text{env}} + \Delta Q''_{\text{env}} + \Delta Q'''_{\text{env}} \rangle, \quad (3.2)$$

де  $\Delta Q_C^\lambda$  – тепловий потік вздовж стінки циліндра з ідеальною теплоізоляцією;

$\Delta Q'_{\text{env}}$  – втрати тепла в довкілля на ділянці циліндра  $L_1$  при  $T(L_1) = T_h = \text{const}$ ;

$\Delta Q''_{\text{env}}$  – втрати на ділянці  $L_C$  при лінійній зміні температури за довжиною циліндра;

$\Delta Q'''_{\text{env}}$  – втрати через верхню кришку циліндра.

Перша складова втрат розраховується за формулою Фур'є для одномірного температурного поля

$$\Delta Q_C^\lambda = \frac{\lambda_C}{L_C} \cdot (T_h - T_c) \cdot S_C, \quad (3.3)$$

де  $\lambda_C$  – середнє значення коефіцієнта теплопровідності матеріалу циліндра (сталь AISI 321, табл. 3.3);  $L_C$  – відстань між межами теплої та холодної ділянок;  $T_h$  і  $T_c$  – температури гарячої та холодної порожнин циліндра;  $S_C$  – площа перерізу стінок циліндра, рівна

$$S_C = \frac{\pi}{4} \cdot \{ D_C^2 - (D_C - 2\delta_C)^2 \} = \pi \cdot \delta_C \cdot \{ D_C - \delta_C \}, \quad (3.4)$$

де  $D_C$  – зовнішній діаметр циліндра;  $\delta_C$  – товщина стінки циліндра.

Потужність перенесення тепла у навколишнє середовище через бічну поверхню ізолюваного циліндра визначається співвідношеннями (3.5) та (3.6).

Перша формула враховує теплові втрати від верхньої ділянки циліндра заввишки  $L_1$ , який формує теплу порожнину з температурою близькою до  $T_h$ .

$$\Delta Q'_{\text{env}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{ti}}}{\ln\left(\frac{D_c + 2\delta_{\text{ti}}}{D_c}\right)} \cdot (T_h - T_{\text{env}}) \cdot L_1, \quad (3.5)$$

де  $\lambda_{\text{ti}}$  – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляції;  $\delta_{\text{ti}}$  – товщина ізоляції.

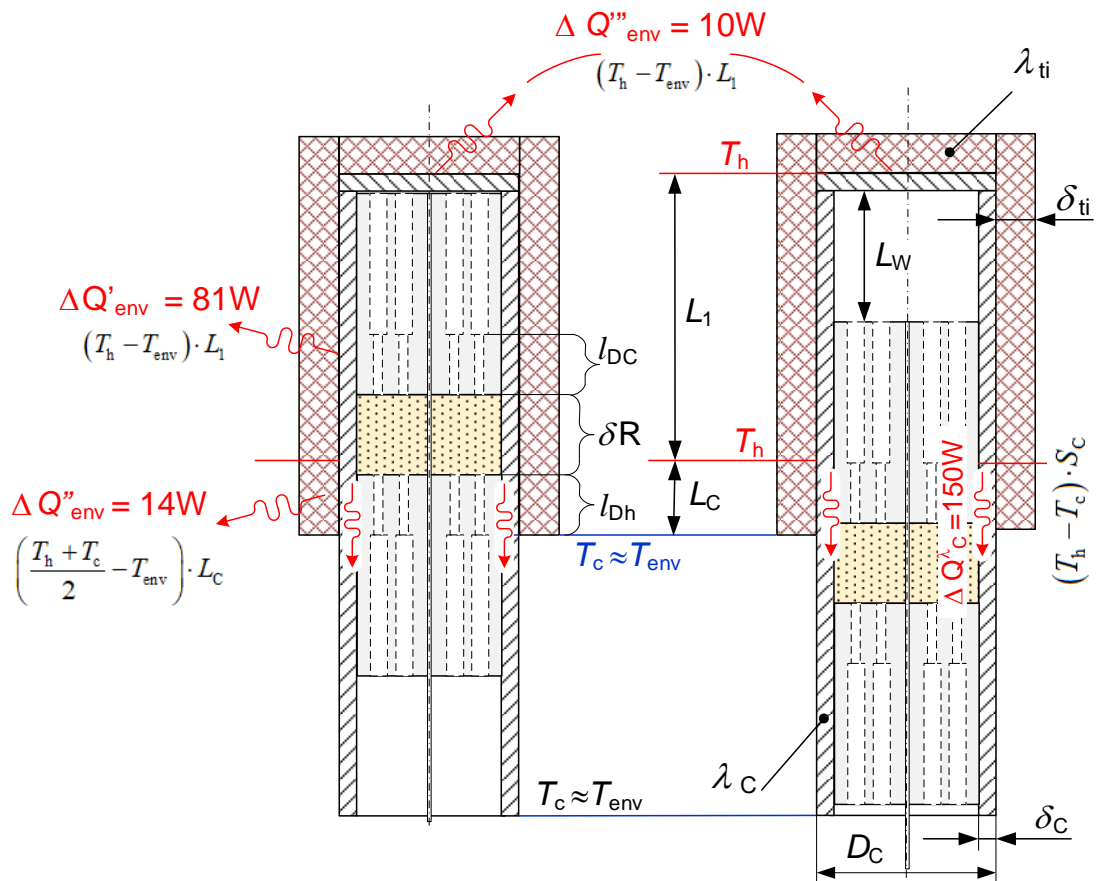


Рисунок 3.7 – До розрахунку теплових втрат в ізольованому робочому циліндрі високотемпературного термокомпресора

Формула (3.6) відображає відведення тепла через ізоляцію на ділянці циліндра  $L_c$  зі змінною температурою (для спрощення прийнято закон лінійного розподілу  $T$ )

$$\Delta Q''_{\text{env}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{ti}}}{\ln\left(\frac{D_c + 2\delta_{\text{ti}}}{D_c}\right)} \cdot \left(\frac{T_h + T_c}{2} - T_{\text{env}}\right) \cdot L_c, \quad (3.6)$$

Втрати тепла у навколишнє середовище через верхню кришку циліндра

$$\Delta Q_{\text{env}}''' = \frac{\pi \cdot D_C^2}{4 \cdot \delta_{\text{ti}}} \cdot \lambda_{\text{ti}} \cdot [T_h - T_{\text{env}}], \quad (3.7)$$

Розрахунок втрат теплової енергії за формулами (3.3) ... (3.7) проведено для наступних умов (таблиця 3.3):

Таблиця 3.3

Параметри для розрахунку теплових втрат та результати обчислень за формулами (3.2)...(3.6). Позначення розмірів згідно рис. 3.7.

Параметр, (джерело)	Познач. чисельне значення, розмірність
Коефіцієнт теплопровідності сталі AISI 321 в інтервалі температур $T_h = 470 \text{ }^\circ\text{K} \dots T_c = 310 \text{ }^\circ\text{C}$	$\lambda_c = 16,8 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Коефіцієнт теплопровідності високотемпературної теплоізоляції R10400M	$\lambda_{\text{ti}} = 0,14 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$
Площа перерізу стінок циліндра при зовнішньому діаметрі $D_C = 120 \text{ мм}$ і $C = 10 \text{ мм}$ ; (3.4).	$S_C = 0,00349 \text{ м}^2$
Тепловий потік вздовж стінки циліндра; (3.3)	$\Delta Q_C^{\lambda} = 150 \text{ Вт}$
Висота циліндричної частини з температурою $T \approx T_h$	$L_1 = 2 \cdot L_W = 200 \text{ мм}$
Теплові втрати на ділянці циліндра заввишки $L_1$ ; (3,5)	$\Delta Q'_{\text{env}} = 80 \text{ Вт}$
Відстань між межами теплої та холодної ділянок; (рис. 3.7).	$L_C = \delta R + l_{Dc} + l_{Dh} - L_W = 69 \text{ мм}$
Теплові втрати на ділянці циліндра заввишки $L_C$ ; (3,6)	$\Delta Q''_{\text{env}} = 13,6 \text{ Вт}$
Теплові втрати через верхню кришку циліндра; (3,7)	$\Delta Q'''_{\text{env}} = 9,7 \text{ Вт}$
Сумарна втрата тепла через ізоляцію та по стінках циліндра; (3.2)	$\Delta Q = 254 \text{ Вт}$

Розрахуємо теоретичну потужність, необхідну для реалізації циклу ідеального компресора (для одного з характерних режимів при роботі на гелії)

$$Q_i = \frac{G_w \cdot R \cdot T_c \cdot \ln[\sigma]}{\eta_k} = \frac{G_w \cdot R \cdot T_c \cdot T_h \cdot \ln[\sigma]}{T_h - T_c}, \quad (3.8)$$

де  $G_w = 0,016$  кг/с – продуктивність;  $R_\Sigma = 208,2$  Дж/(кг·К) – постійна газова робочого тіла;  $\eta_k = 0,34$  – коефіцієнт корисної дії циклу Карно;  $\sigma_w = 1,2$  – ступінь стиснення. Для прийнятих умов приводу ідеального компресора знадобиться теплова потужність  $Q_i = 545$  Вт. Доводиться констатувати, що втрати тепла у робочому циліндрі становлять близько половини теоретичної теплової потужності компресора.

### **3.2.2. Первинний проект магнітної муфти для передачі зусилля витіснювачу через герметичну стінку.**

В розділі 2.1.3. (табл. 2.3) обґрунтовано тип герметичної магнітної муфти для передачі зусилля штоку витіснювача від зовнішнього (механічного, пневматичного приводу). Конструкція механізму руху витіснювача, зусилля, що розвивається, і об'єм газової порожнини мають визначальний вплив на характеристики нагнітача. Тому проектування приводу має передувати розробці термокомпресора загалом. При цьому переважно оперувати реальними параметрами, тобто виготовити та випробувати макет цього вузла.

У якості постійних магнітів обрані елементи кубічної форми 15x15x15 мм з неодимового сплаву NdFeB. Покриття зовнішньої поверхні Ni-Cu-Ni. У реальному пристрої зусилля взаємодії між магнітами зовнішнього та внутрішнього блоків буде дещо ослаблене відстанню. Наявність у зазорі стінки з нержавіючої сталі не мають відчутно впливати на зв'язок магнітів, оскільки відносна магнітна проникність сталі AISI 321 по відношенню до вакууму дорівнює  $\mu_r \approx 1,015$ . Згідно рис. 3.8 зазор між зазначеними групами магнітів становить близько 10 мм.

На першому етапі досліджено силову взаємодію пар магнітів, розділених стінкою з нержавіючої сталі типу AISI 321. Розглянуто обидва варіанти компоновання (рис. 3.8). Для вимірювання зусилля використано стрілочний динамометр НК-50 з похибкою вимірювання  $\Delta = \pm 50$  г. Пристрій для

вимірювання зусилля зчеплення схематично показано на рис. 3.9. Випробування показали, що зусилля зсуву для однієї пари магнітів (рис. 3.8-а, 3.9-а) у площині, перпендикулярній осі складо  $P_{1-2} = 8,5 \text{ Н}$  (включаючи силу тертя). У разі зрівноваженої пари (рис. 3.8-б, 3.9-б) цей показник дорівнює  $P_{1-3} = 14,0 \text{ Н}$ . Виявлено, що в останньому випадку різко зменшується (майже на порядок) сила тертя магнітів, які знаходяться в стані рівноваги [68, 73].

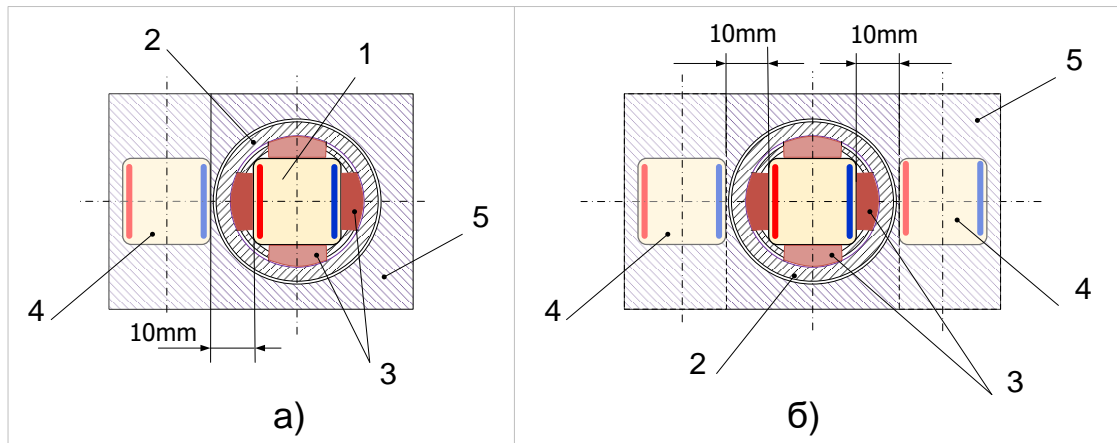


Рисунок 3.8 – Поперечний розріз через вузол герметичного приводу з постійними магнітами: а) – з однією парю полюсів у шарі; б) – дві пари полюсів із зрівноваженим осьовим зусиллям; 1 – магніт внутрішнього блоку; 2 – нерухома гільза внутрішнього блоку; 3 – центруючі дистанцери; 4 – магніт зовнішнього блоку; 5 – рухомий супорт зовнішніх магнітів

Внутрішній блок постійних магнітів і гільза, в якій вони рухаються, показано на рис. 3.10. Внутрішній блок з'єднано зі штоком витіснювача і розміщено в робочій порожнині високого тиску. Зовнішній блок знаходиться за межами герметичної гільзи. Основою зовнішнього блоку є рухомий супорт 5 з постійними магнітами 4, який за допомогою тяги 7 (рис. 3.11) пов'язано з механічним пристроєм або пневматичним циліндром. Останній, у свою чергу, керується соленоїдним розподільником сухого повітря (CDA). Частота циклів задається комп'ютером, який пов'язано з розподільником (розд. 3.3.2.). У другому варіанті замість блоку зовнішніх постійних магнітів може використовуватись електромагнітний статор, який містить каскад

електромагнітів, що створюють рухоме магнітне поле (в даній роботі не досліджено).

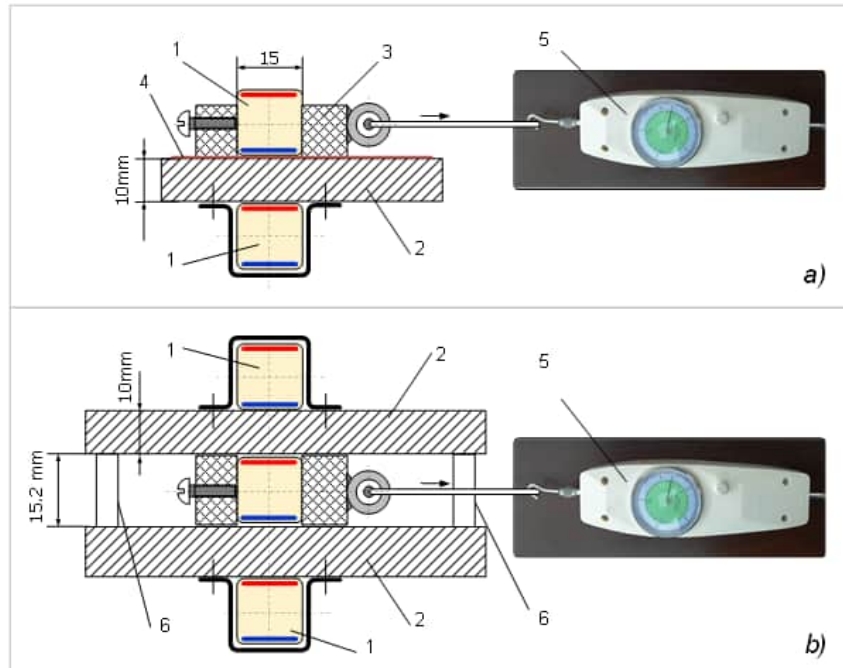


Рисунок 3.9 – Схема стенду визначення силової взаємодії магнітів відповідно до варіантів а) і б) рисунку 3.8: 1 – магніти; 2 – розділяюча перегородка зі сталі AISI 321 – імітатор елементів приводу; 3 – рухомий кронштейн; 4 – олива; 5 – динамометр НК-50 (Analog Force Gauge); 6 – дистанцери



Рисунок 3.10 – Пристрій внутрішнього блоку магнітів: 1 – магніт внутрішнього блоку; 2 – гільза внутрішнього блоку магнітів; 3 – центруючі дистанцери

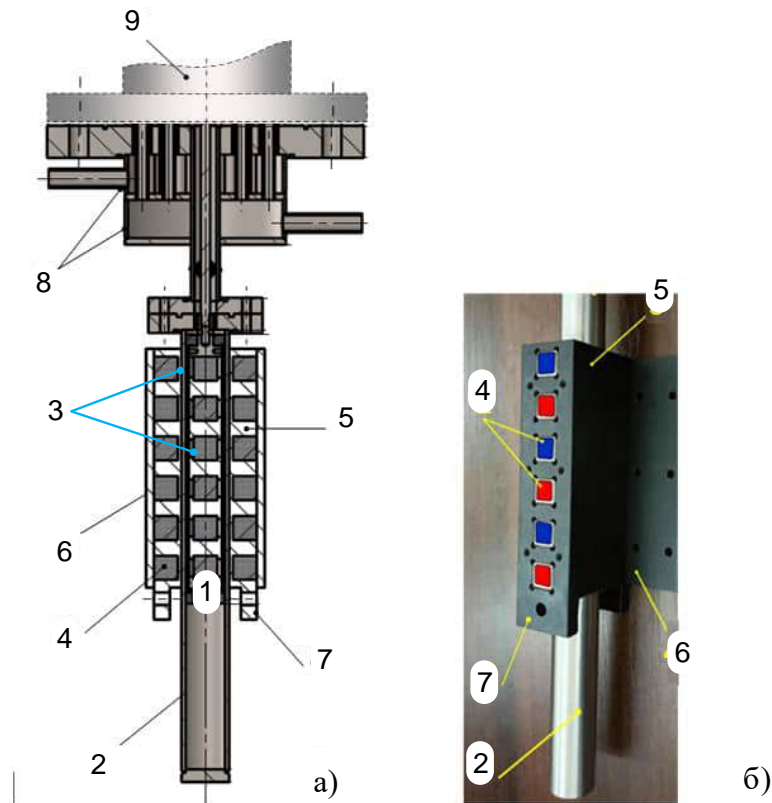


Рисунок 3.11 – Будова лінійної магнітної муфти: а) – поздовжній перетин; б) – зовнішній вигляд із знятою кришкою супорта; 1 – магніт внутрішнього блоку; 2 – нерухома гільза внутрішнього блоку магнітів, поєднана з порожниною робочої камери; 3 – дистанцери для центрування магнітів; 4 – магніт зовнішнього блоку; 5 – рухомий супорт зовнішніх магнітів; 6 – кришка супорта; 7 – з’єднувальні тяги супорта 6; 8 – колектори теплоносія; 9 – робочий циліндр термокомпресора

На попередньому етапі досліджено зусилля зчеплення для різного набору магнітних пар, в яких у кожному наступному шарі магнітів полярність змінювалась на протилежну (рис. 3.12). Встановлено:

- для 12 пар магнітів (18 шт, 6 шарів) максимальне статичне навантаження склало  $p_6 = 125$  Н; динамічне (у ривку) –  $p'_6 = 94 \dots 100$  Н;
- при зачепленні 6 пар магнітів (9 шт, 3 шари) зафіксовано максимальне статичне навантаження  $p_3 = 48$  Н; динамічне –  $p'_3 = 39 \dots 42$  Н.

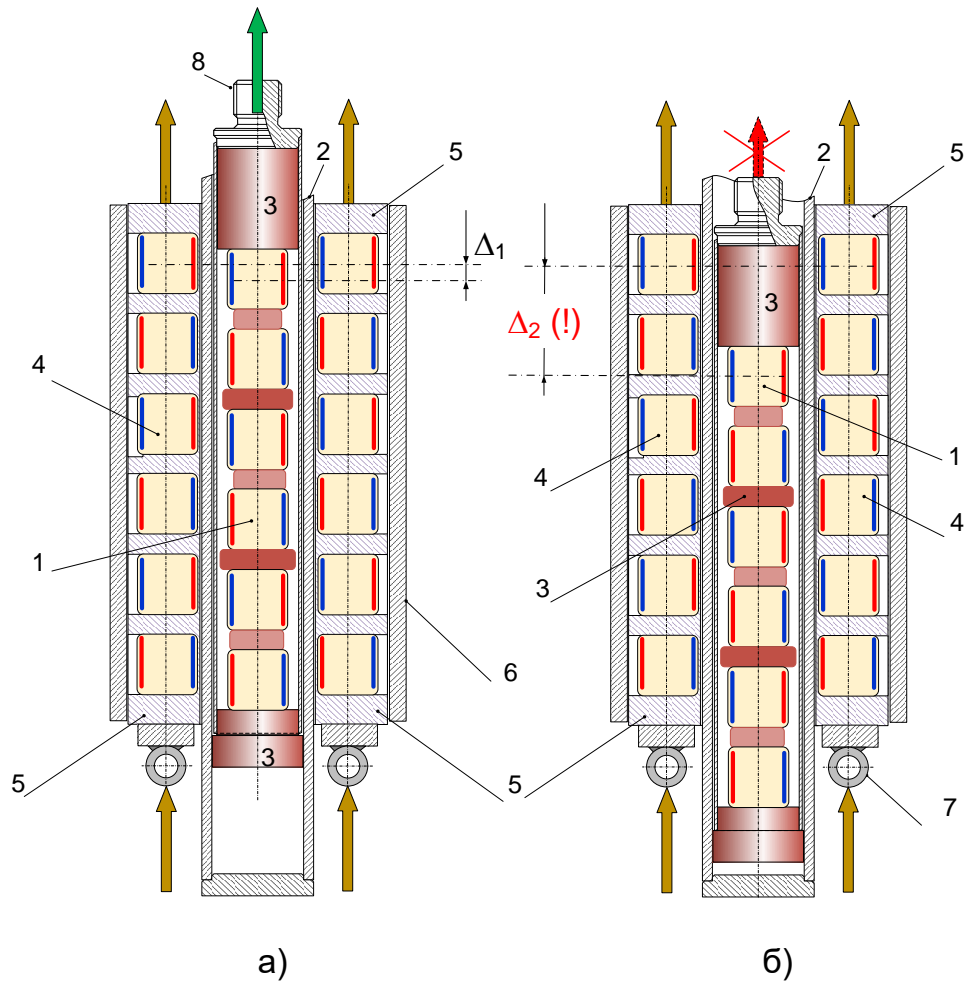


Рисунок 3.12 – Робота герметичного магнітного приводу кількістю шарів  $n = 6$ :

(а) – нормальний режим з допустимим зміщенням магнітів  $\Delta_1$ ;

(б) – перевантаження муфти, що супроводжується перестрибування між шарами магнітів  $\Delta_2$ ; 1 – магніти внутрішнього блоку; 2 – нерухома гільза внутрішнього блоку магнітів, поєднана з порожниною робочої камери; 3 – дистанцери; 4 – магніт зовнішнього блоку; 5 – рухомий супорт зовнішніх магнітів; 6 – кришка супорта; 7 – з'єднувальні тяги супорта; 8 – роз'єм для підключення штока витіснювача

Виявлено зростання зусилля, що передається, за рахунок взаємного впливу сусідніх шарів. При нарощуванні числа шарів  $b$  тяжіння зростає нелінійно (рис. 3.13). Проведені на початковому етапі випробування показали, що даний тип магнітної муфти здатний передавати зусилля через герметичну стінку в робочий об'єм з тиском до 12 МПа. Разом з тим 12-ти шаровий пристрій мав обмежені



можливості і при частоті  $\nu > 0,5$  Гц спостерігалось перестрибування між шарами магнітів (рис. 3.12).

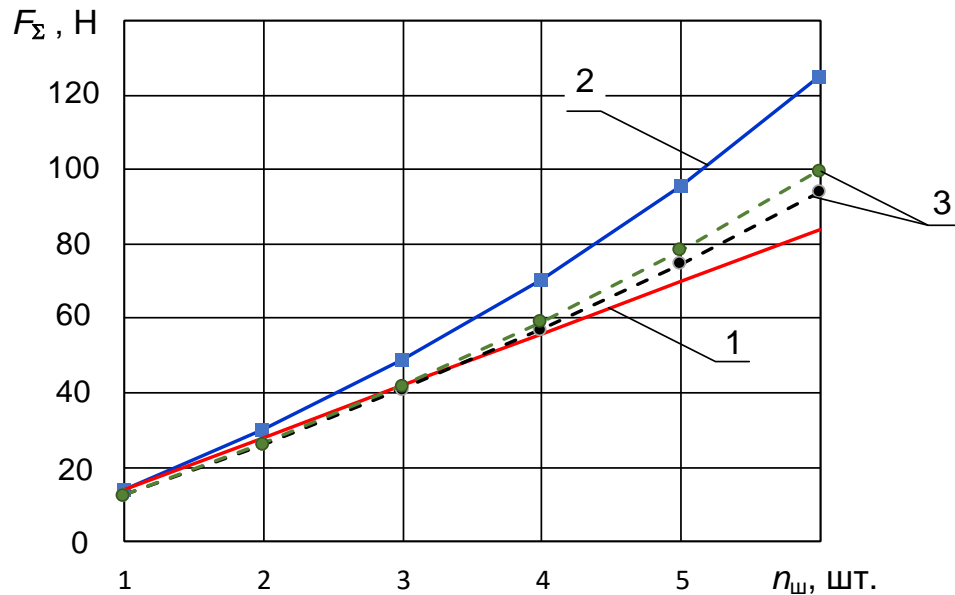


Рисунок 3.13. – Зусилля взаємодії магнітів  $F_{\Sigma}$  в залежності від кількості шарів  $n$ : 1 – розрахункове значення (за результатами випробування одного шару, рис. 3.8-б; 3.9-б); 2 – статичне зусилля (експеримент); 3 – динамічне зусилля (експеримент).

Як було зазначено вище, для забезпечення руху зовнішнього блоку магнітів раціонально використати пневматичні виконавчі механізми. Особливо привабливими є циліндрові пристрої. На відміну від мембранних вони мають збільшений ресурс та достатній робочий хід. Наприклад, циліндрові механізми Camozzi Group [74] забезпечують переміщення штока від 10 до 2500 мм.

На рис. 3.14 показаний пневматичний циліндр, приєднаний до зовнішнього блоку магнітів магнітної муфти. На рис. 3.15 зображено повний збірний вузол термокомпресора з пневмоприводом. Рис. 3.16 ілюструє положення магнітної муфти та штока пневматичного приводу в двох крайніх положеннях при робочому ході  $L_w = 110$  мм.

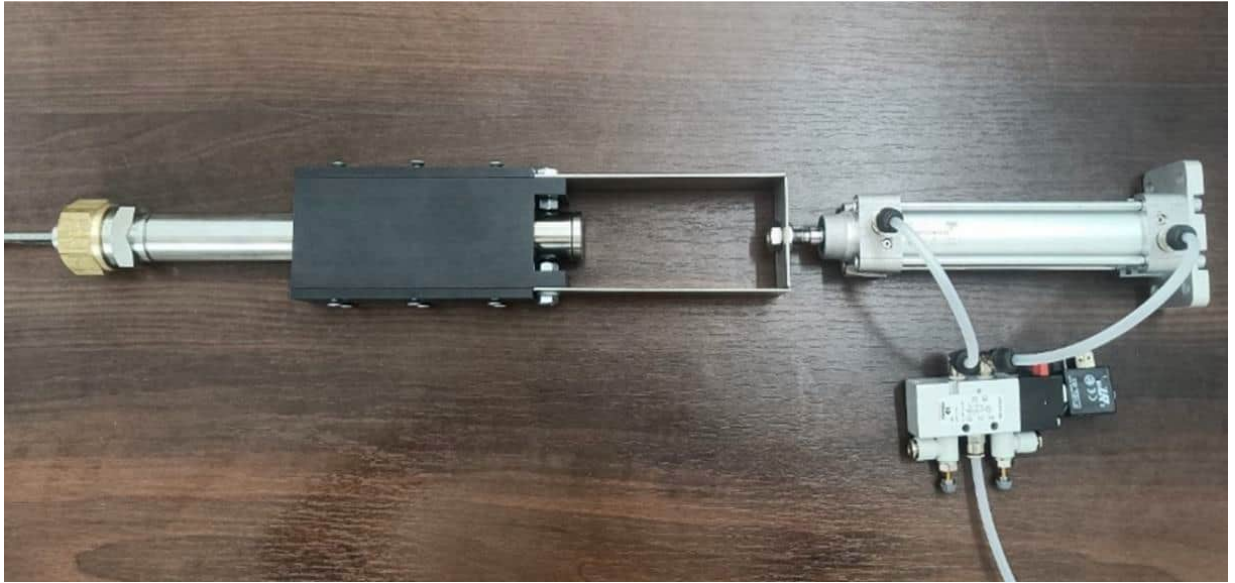


Рисунок 3.14 – Загальний вигляд магнітної муфти із підключеним пневматичним циліндром та механізмом газорозподілу



Рисунок 3.15 – Поздовжній розріз робочого вузла термокомпресора та вузла приводу витіснювача (повернуто)

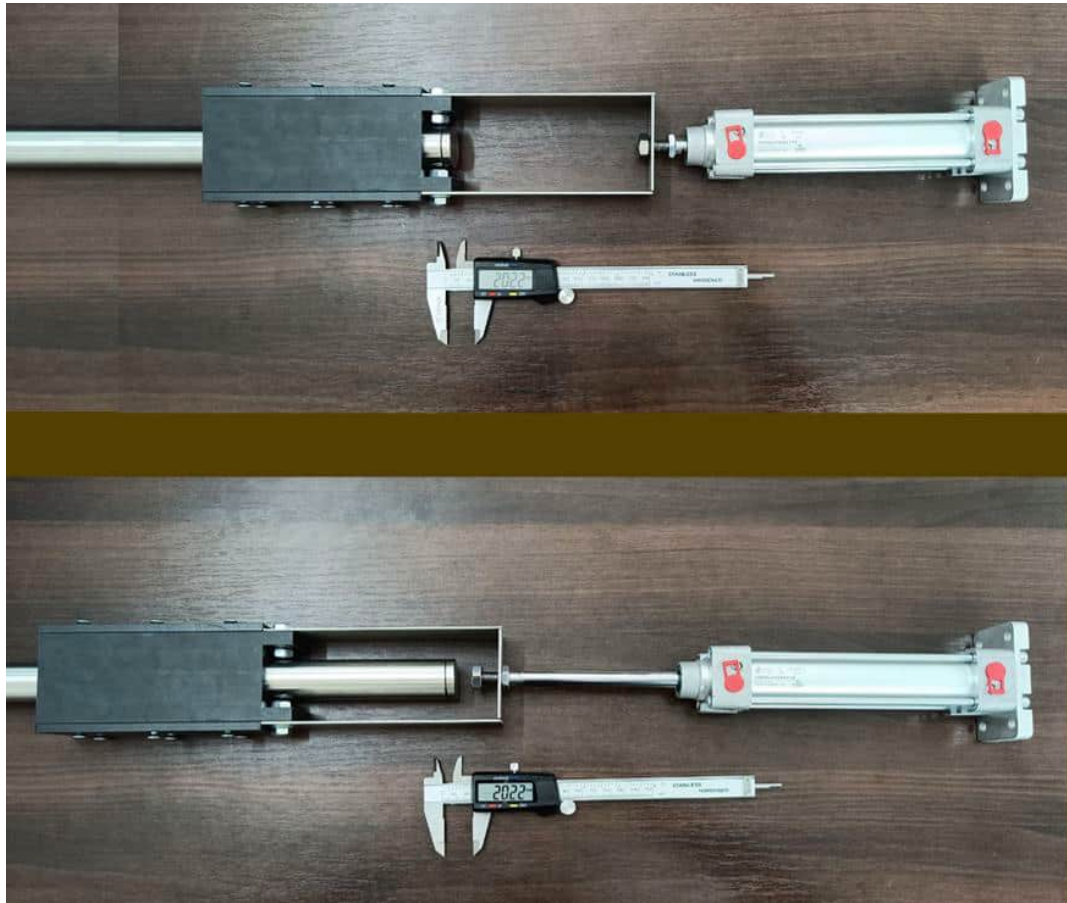


Рисунок 3.16 – Зовнішній супорт і шток пневмоциліндра у крайніх положеннях (величина робочого ходу  $L_w = 110$  мм)

### 3.2.3. Розробка та дослідження посиленого варіанту магнітної муфти.

На початковому етапі створення лінійного приводу на основі постійних магнітів було доказано принципову можливість створення магнітної муфти, яка працювала при перепаді тисків більш ніж 10 МПа (розд. 3.2.2). Але можливості перших дослідних моделей виявились обмеженими. Посилення муфти шляхом довільного збільшення магнітних пар не є раціональним кроком, бо спричиняє невиправдане зростання мертвого об'єму, і, як наслідок, падіння ступеня стиснення (2.11). Окрім того, як впливає з рис. 3.15, зайві шари магнітів призводять до росту лінійного габариту установки та посилення каркасу для усунення взаємного зміщення її вузлів.

Для виявлення достатньої потужності приводу для переміщення витіснювача необхідно провести детальну оцінку комплексу сил, які впливають на

рухливі елементи вузла. Серед таких елементів обидві пасивні секції витіснювача, шток, внутрішня рухома частина муфти з магнітами, зовнішній магнітний супорт, система тяг, які пов'язують названий супорт з механічним (пневматичним) пристроєм. В Додатку А проведено аналіз зусиль у разі вертикального розташування механізму при зворотно-поступальному русі витіснювача. Окрім ваги та інерційних сил було враховано сили тертя та гідравлічний опір робочого тіла при перештовхуванні його через регенератор.

Проведення оцінки динамічних та статичних навантажень рухомого механізму термокомпресора затребувало створення спеціального стендового обладнання (рис. 3.17-3.18). Таке рішення дозволяло задіяти додаткові вимірювальні прилади та здійснити доробки робочого циліндра, які неможливі в умовах роботи на підвищених тисках. Як показали експерименти, для гарантованого переміщення витіснювача з періодом  $T = 1$  с необхідно створити муфту, яка б передавала зусилля принаймні  $F_{\Sigma} = 200$  Н.

З урахуванням названої інформації було проведено оптимізацію магнітної муфти з оглядом на обмеження об'єму її внутрішньої порожнини. В процесі експериментів було здійснено випробування магнітів кількох розмірів при зміні радіальних та осьових зазорів між ними для різної кількості пар у зачепленні.

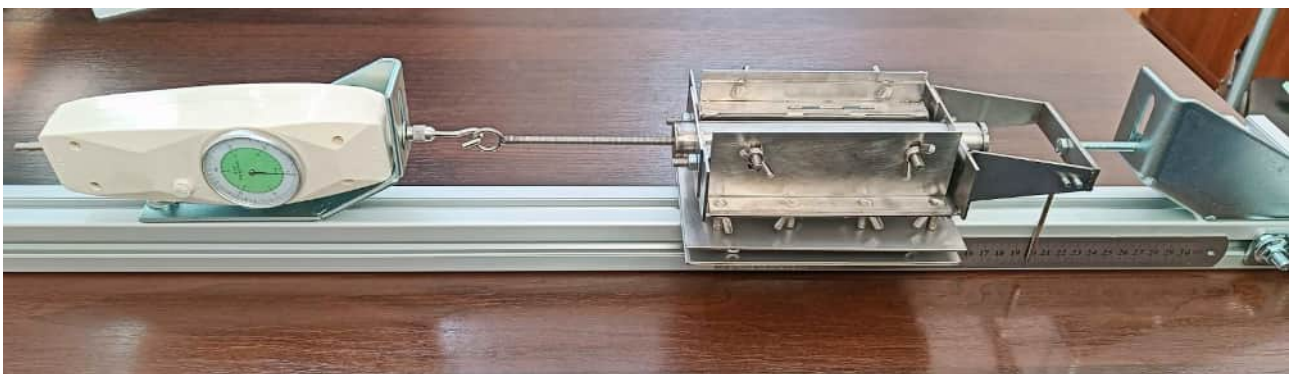


Рисунок 3.17 – Пристрій для визначення зусилля зчеплення магнітів



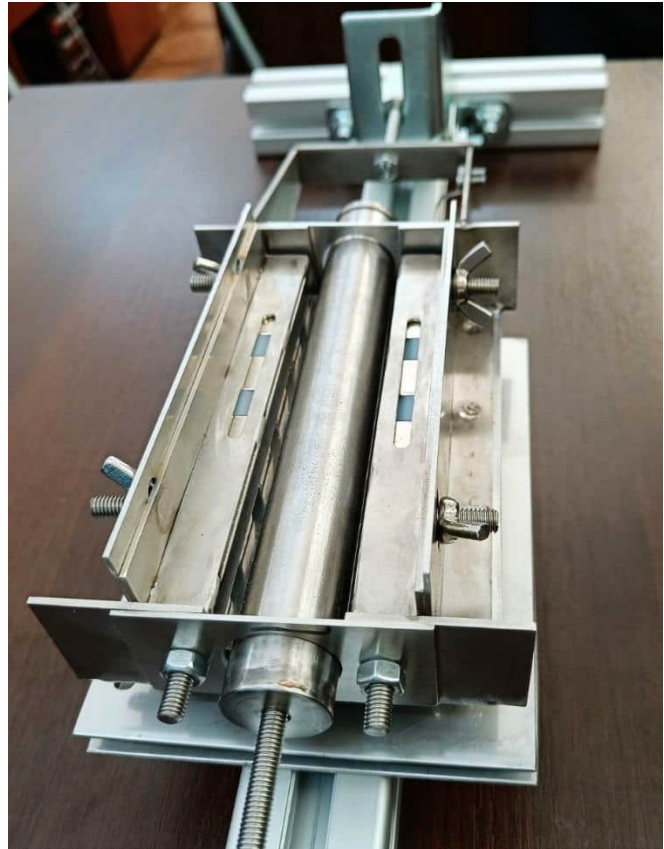


Рисунок 3.18 – Пристрій для визначення зусилля зчеплення, оснащений імітатором зовнішнього супорту для швидкої заміни магнітів

Серед досліджених стандартних розмірів найбільш прийнятними виявились магніти кубічної форми зі сторонами  $h_1 = 10$  мм та  $h_2 = 15$  мм (рис. 3.19). Спочатку було здійснено спробу для збільшенні зусилля до  $F_{\Sigma} \geq 200$  N шляхом нарощення кількості магнітних шарів, не змінюючи конструктивні особливості базового варіанту (рис. 3.8-б; рис. 3.12). Таке рішення фактично вимагало подвоїти кількість магнітних шарів (з 6 до 12). Протяжність тільки магнітної системи зростала з  $H_6 = 140$  мм до  $H_{12} = 240$  мм, що призводило до недопустимих габаритів та збільшення об'єму робочої порожнини.

Очевидний прийом збільшення сили магнітного зчеплення полягає в скороченні радіального зазору між парами магнітів. Цього можна досягти, наприклад, шляхом зменшення формату магнітів з  $h = 15$  мм до  $h = 10$  мм. Результати випробувань маломасштабних магнітів представлені у табл. 3.4.

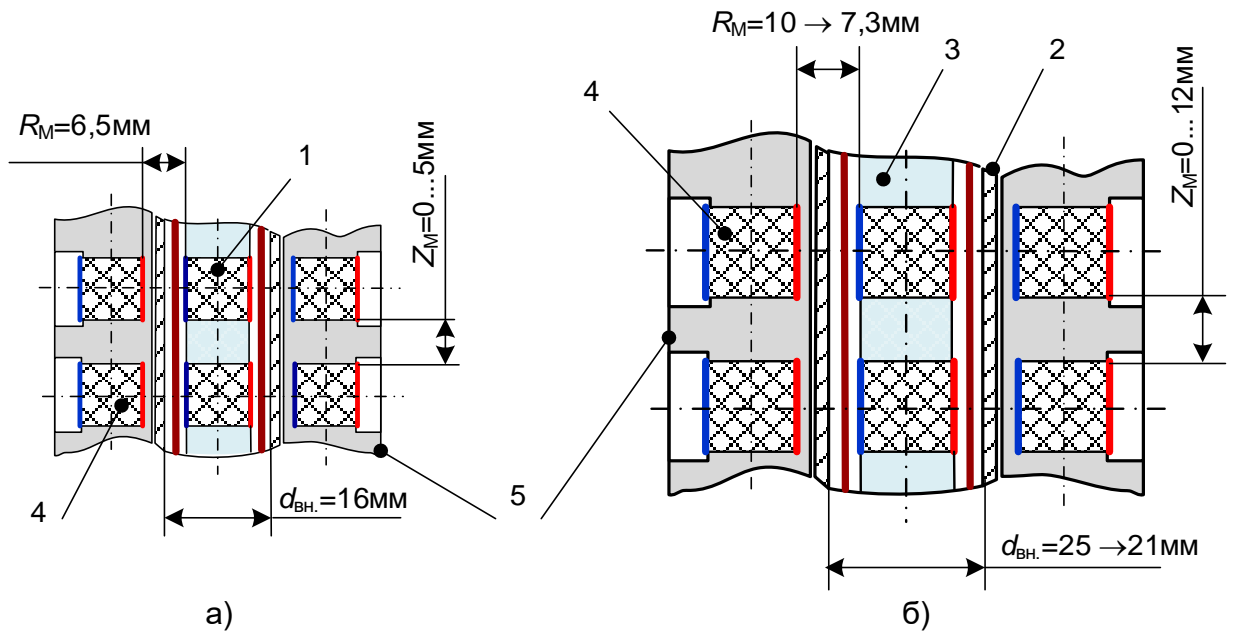


Рисунок 3.19 – Геометричні розміри двох модифікацій магнітної муфти:  
 (а) – на основі магнітів з визначальним розміром  $h = 10$  мм; (б) – з використанням магнітів  $h = 15$  мм, згідно базової моделі (рис. 3.8-б; рис. 3.12); 1 – внутрішні магніти; 2 – нерухома гільза, яка обмежує робочий об'єм; 3 – прокладка-дистанцер для забезпечення осьового зазору  $Z_M$ ; 4 – зовнішні магніти; 5 – рухомий супорт зовнішніх магнітів;  $R_M$  – радіальний зазор між магнітами

Таблиця 3.4.

Характеристики муфт на основі магнітів  $b = 10$  мм, що забезпечують зусилля  $F_\Sigma = 200$  Н залежно від осьового зазору між магнітами  $Z_M$ , (по відношенню до базового варіанту (рис. 3.10-3.12))

Базовий (15 мм) ↓		Квадратний магніт $b = 10$ мм					
Зазор по вертикалі, $Z_M$ , мм	10	5	4	<b>3</b>	2	1	0
Радіальний зазор, $R_M$ , мм	10	6,5					
Зусилля <u>одного шару</u> з 3-ох магнітів, $F'$ , Н	19,8	9,6	9,8	<b>9,0</b>	8,5	7,6	6,0

Число шарів магнітів, необхідних для передачі зусилля 200Н, $n_{ш}$ , шт.	10	21	21	<b>23</b>	24	27	34
Кількість магнітів, необхідних для передачі зусилля 200 Н, $n_{\Sigma}$ , шт.	30	63	63	<b>69</b>	72	81	102
Протяжність блоку магнітів, $H$ , мм	240	310	290	<b>283</b>	286	296	340
Питомий мертвий об'єм гільзи 2 (рис. 3.19), $V_i = \text{дм}^3/100$ , мм; ( $d_{вн}$ , мм)	0,49 $\varnothing 25$	0,20 $\varnothing 16$					

Аналіз таблиці показує, що перехід до меншого формату магнітів (рис. 3.19-а) супроводжується зростанням їх числа  $n_{\Sigma}$  з 30 до 63 ... 81 шт. Одночасно збільшується протяжність осевого розміру блоку. Мінімальна довжина  $H_{23} = 283$  мм перевищує базовий варіант ( $n_{ш} = 10$  шт,  $H_{12} = 240$  мм).

Подальші дослідження було спрямовано на отримання більш компактної упаковки 15-ти міліметрових магнітів. Радіальний зазор між магнітами  $R_M$  вдалося зменшити з 10 до 7,3 мм (рис. 3.12). Експериментальним шляхом встановлено, що зменшення осевого зазору  $Z_M$  з 12 до 4 мм призводить до падіння зусилля в одному шарі з 3-ох магнітів усього на 4,1 %. Таке зближення магнітів вважатиметься виправданим, оскільки воно супроводжується істотним скороченням осевого розміру. Оптимізація осевого просвіту  $Z_M$  дозволила фактично подвоїти зусилля  $F_{\Sigma}$  за рахунок невеликого збільшення кількості магнітів  $n_{ш}$  з 6 до 9 шт при досить компактних осевому та радіальному розмірах муфти. Остаточним конструктивним рішенням прийнято варіант (рис. 3.20-3,21) з наступними характеристиками: розмір магніту  $h = 15$  мм; кількість шарів по три магніти в кожному  $n_{ш} = 9$  шт; осьома довжина блоку  $H = 167$  мм; статичне зусилля  $F_{\Sigma} = 233$  Н.

Таблиця 3.5.

Характеристики муфт на основі магнітів  $b = 15$  мм, що забезпечують зусилля

$$F_{\Sigma} = 200 \text{ N залежно від осьового зазору між магнітами } Z_M,$$

(по відношенню до базового варіанту (рис. 3.10-3.12))

Базовий (15 мм) ↓		Квадратний магніт $h = 15$ мм					
Запор по вертикалі, $Z_M$ , мм	10	12	8	5	<b>4</b>	3	0
Радіальний зазор, $R_M$ , мм	10	7,3					
Зусилля <u>одного шару</u> з 3-ох магнітів, $F^?$ , Н	19,8	27,0	26,6	26,2	<b>25,9</b>	24,7	19,0
Число <u>шарів магнітів</u> , необхідних для передачі зусилля 200 Н, $n_{ш}$ , шт.	10	8	8	8	<b>9</b>	9	11
Кількість магнітів, необхідних для передачі зусилля 200 Н, $n_{\Sigma}$ , шт.	30	24	24	24	<b>24</b>	27	33
Протяжність блоку магнітів, $H$ , мм	240	204	176	155	<b>167</b>	141	165
Питомий мертвий об'єм гільзи 2 (рис. 3.19), $V_i = \text{дм}^3/100$ , мм; ( $d_{вн}$ , мм)	0,49 Ø25	0,35 Ø21					

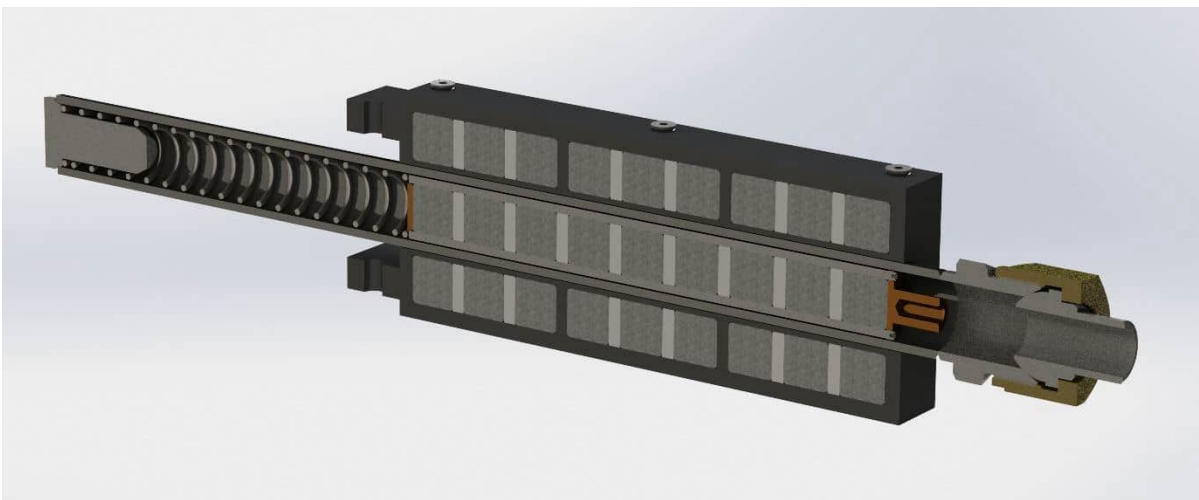


Рисунок 3.20 – Поздовжній розріз вузла посиленої магнітної муфти



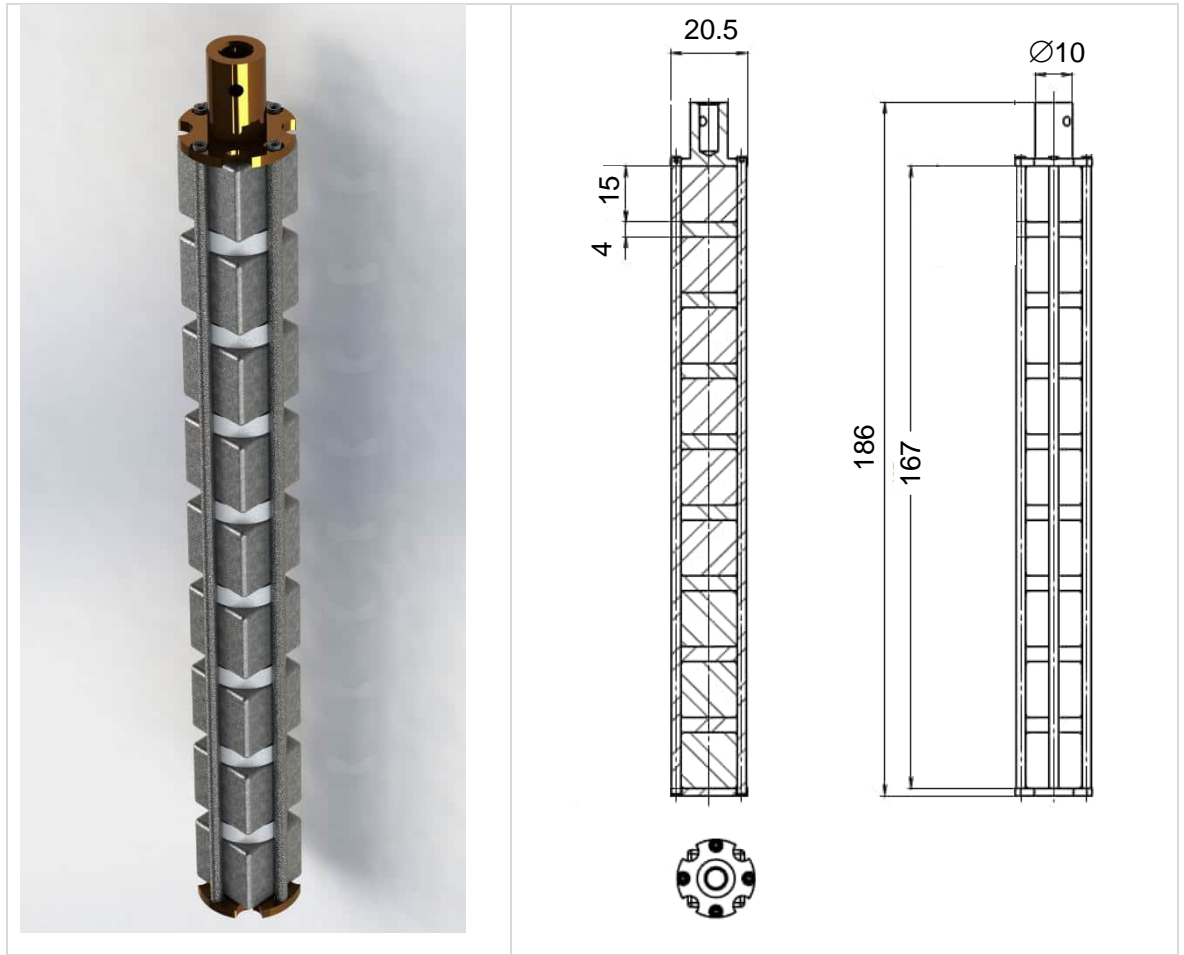


Рисунок 3.21 – Внутрішній блок магнітів

### 3.3. Дослідження характеристик макетного зразка термокомпресора

3.3.1. Технічні характеристики об'єкта дослідження показано у таблиці 3.6.

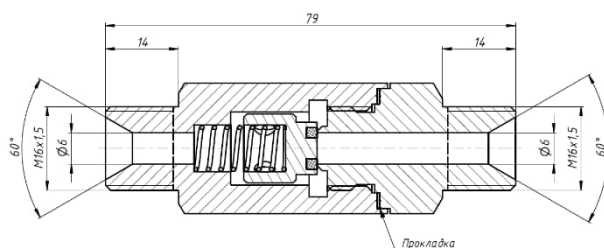
Розміри основних вузлів представлені на кресленнях рис. 3.24.

Таблиця 3.6.

№	Найменування	Величина	Примітки
1.	Діаметр робочого циліндра, $D_w$ , мм	100	сталь AISI 321
2.	Хід витіснювача, $L_w$ , мм	100	сталь AISI 321
3.	Товщина стінки циліндра, $\delta$ , мм	14	сталь AISI 321
4.	Охолоджувач (22 елементи типу «труба в трубі»)	$d = 8$ мм; $D = 12$ мм; $L = 109$ мм	
5.	Теплоносій – проточна вода	$T = 23...26^\circ\text{C}$	

6.	Нагрівач – 22 електричні елементи (рис.3.23)	Сумарна потужність $N = 100 \cdot 22 = 2200$ Вт	
7	Матеріал витіснювача (пасивні секції)	Тефлон Ф4	
8	Шток витіснювача	Сталь AISI 321	
9	Регенератор	Матеріал сітки	Мідь
10		Крок плетіння сітки	$b = 0,13 \dots 0,32$ мм; (від 3 до 8 клітинок в 1 мм)
11		Максимальна кількість шарів сітки	$n = 700$ штук (при висоті шару $h_R = 60$ мм)
12			
13	Переріз зворотних клапанів власного виготовлення (*)	$s = 6$ мм	(див. рис. 3.22)

(\*) – необхідність власної розробки зворотних клапанів викликана двома обставинами: клапани промислового виготовлення мають неприпустимий мертвий об'єм та розраховані на обмежену кількість циклів [75].



а)



б)

Рисунок 3.22 – Зворотний клапан власного виготовлення:

(а) – поперечний розріз; (б) – зовнішній вигляд

Таблиця 3.7.

Властивості основних конструкційних матеріалів в інтервалі робочих температур

Параметр, розмірність	Тефлон 7	Сталь AISI 321
Густина, г/см <sup>3</sup>	2,1...2,3	7,92
Максимальна робоча температура, К, (°С)	+260	+600
Мінімальна робоча температура, К, (°С)	-269	-196
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К)	0,25	15 ... 18,5

Питома теплоємність, Дж/(кг К)		1,04	470...500
Модуль пружності, МПа (в залежності від температури)	40 °С	-	138
	100 °С	-	123
	200 °С	-	106
Коефіцієнт лінійного розширення, $10^6 \cdot (1/К)$	50...110 °С	110	16,6
	120...200 °С	150	17,1
	210...280 °С	210	17,3



Рисунок 3.23 – Електричні нагрівачі з вбудованими датчиками температури, що використовуються як імітатор гріючого середовища

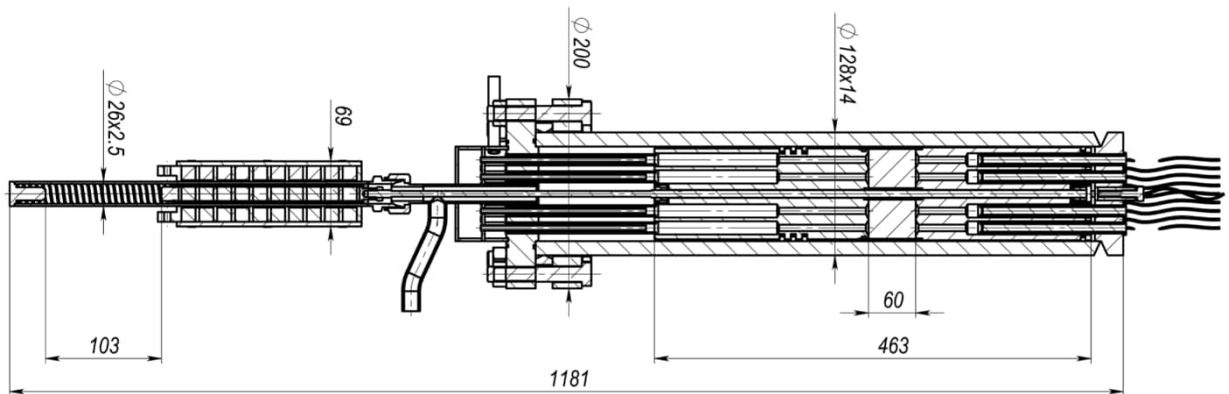


Рисунок 3.24 – Прийняті розміри основних елементів макетного зразка термомеханічного компресора

### 3.3.2. Схема та будова експериментального стенду.

Як показано на рис. 3.25 та 3.26 за допомогою роз'ємного вузла робочий циліндр пов'язаний з блоком магнітно-механічного приводу. Сам циліндр закріплено за допомогою фланцевого з'єднання до поперечних рейок каркаса.

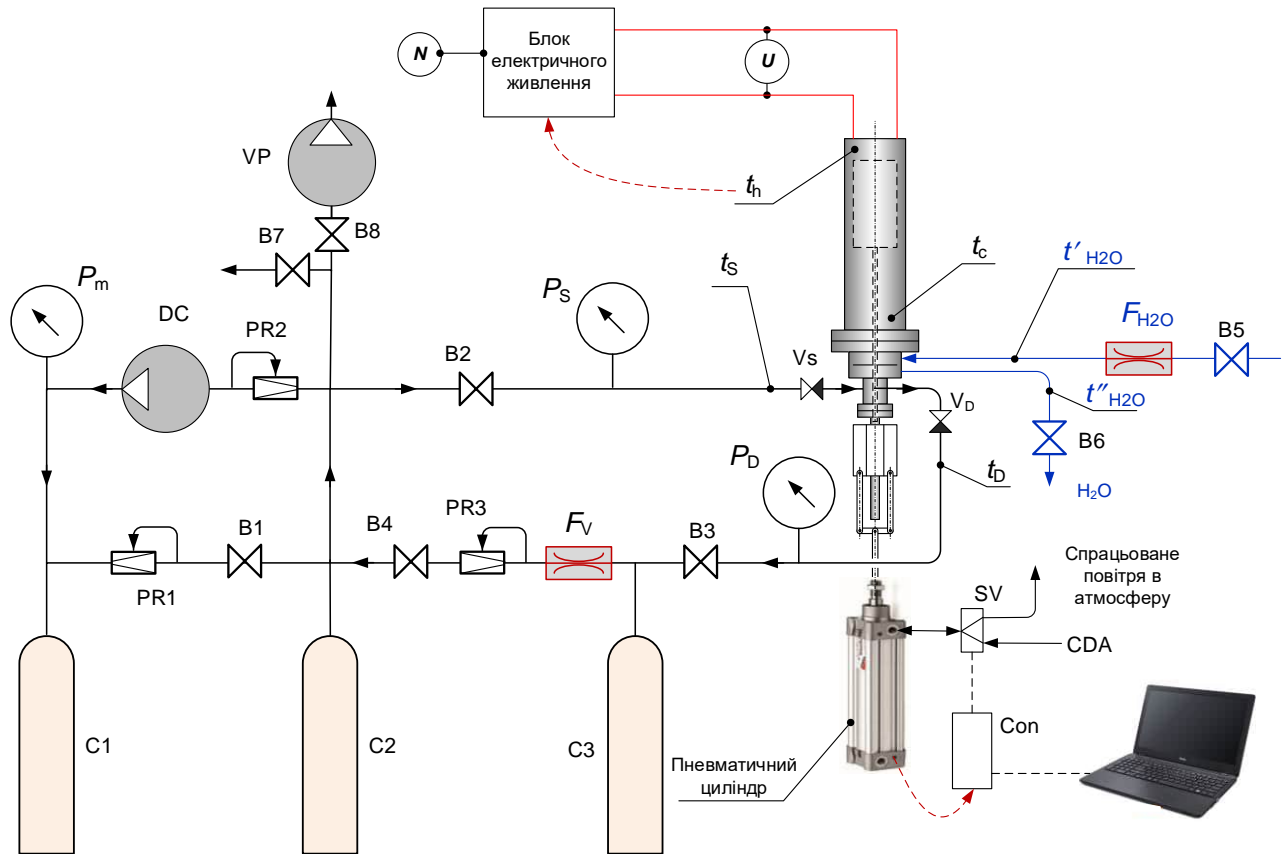


Рисунок 3.25 – Схема експериментального стенду [76, 77]: C1 – балон зі сумішшю, що перекачується; C2 та C3 – буфери на всмоктувальній та нагнітальній лініях; PR1 та PR2 – регулятори тиску «після себе»; PR3 – регулятор тиску «до себе»; B1 – вентиль підживлення суміші; B2 – подача газу в компресор; B3 – вихід із компресора; B4 – байпас; B5 та B6 – вентиля на водяній магістралі; B7 – скидання в атмосферу; B8 – вакуумування системи; SV – соленоїдний пневматичний розподільник; Con – контролер; CDA – пневматична мережа; VS і VD – всмоктувальний та нагнітальний клапани; DC – маловитратний діафрагмовий компресор високого тиску; VP – вакуум-насос;  $P_m$  – тиск у балоні C1. Позначення інших вимірювальних приладів відповідають переліку параметрів у таблиці

Під магнітною муфтою встановлено циліндр пневматичного приводу (Додаток А). Напрямок та частота переміщення штока пневмоциліндра, пов'язаного з супортом магнітного приводу, здійснюється розподільником повітря SV за допомогою контролера Con. Характер руху змінюється за командою комп'ютера. Керуючий комп'ютер також призначений для реєстрації, узагальнення та зберігання параметрів. Для стабілізації тисків перед термомеханічним нагнітачем та після нього передбачені буферні балони С2 та С3. Для зменшення кількості речовини в контурі та з метою збирання суміші після експериментів використовується допоміжний діафрагмовий компресор DC, перед яким тиск знижується за допомогою редуктора PR2. Окремі вузли стану показані на рис. 3.26.

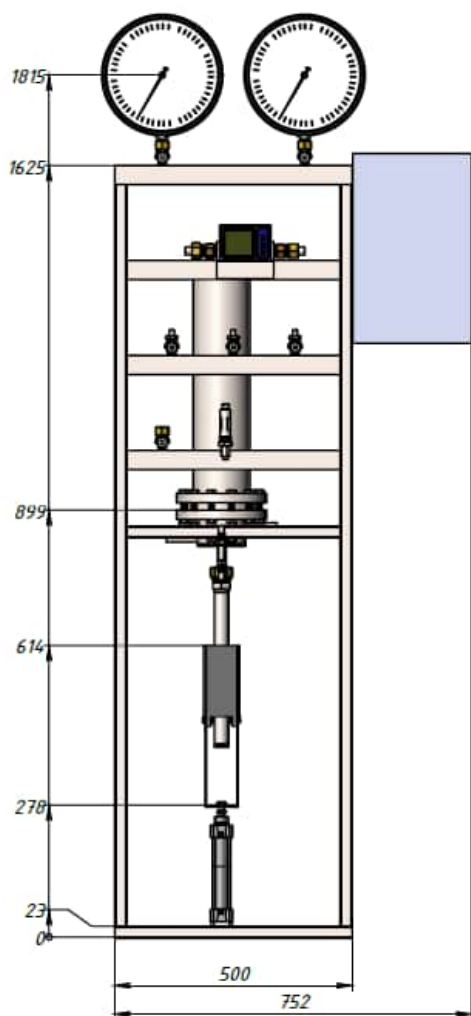


Рисунок 3.26 – Вигляд стану для випробувань термокомпресора





Рисунок 3.27 – Окремі вузли стану для випробувань макетного зразка пневмонагнітача: (а) – загальний вигляд; (б) – щит управління та захисту

### 3.3.3. Методика випробувань.

Для підтвердження працездатності та оцінки дійсних робочих характеристик потрібно визначити три основні параметри: ступінь стиснення  $\sigma_w$  (відношення кінцевого тиску  $P_D$  до початкового  $P_S$ ); продуктивність  $F_w$ ; потужність, що витрачається на стиснення та подавання газу [78]. Крім основних параметрів, необхідно також враховувати кількість циклів  $n$  в одиницю часу, температуру газу на вході  $T_S$  та виході  $T_D$  з компресора, температуру охолоджуючого середовища  $T_{H_2O}$  та  $T''_{H_2O}$ , а також його витрату  $F'_{H_2O}$ .

До початку випробувань компресора проводиться перевірка правильності складання та орієнтація стиків у поршневих кільцях. Виконується налаштування обмежувачів ходу витіснювача та центруючих елементів, проводиться контроль орієнтації магнітів у приводі та перевірка працездатності датчиків температури, контуру охолодження, а також електричних кіл кожного з нагрівачів. Після монтажу фланцевих з'єднань відбувається перевірка герметичності робочої

порожнини та ступінь перетікання газу в клапанах впуску та випуску при тиску до 12 МПа.

Початком робочої фази вважається момент стабілізації температури при стійкій роботі приводу витіснювача. При незмінному тиску у всмоктувальній лінії змінюють опір на нагнітанні і отримують залежність витрати середовища  $F_w$ , що перекачується, від ступеня стиснення  $\sigma_w$ . Експеримент проводять до отримання нульової витрати  $F_w = 0$  і визначають максимум  $\sigma_{\max}$ . Повторюють експеримент при інших частотах циклів  $n$  та тиску всмоктування  $P_s$ . За результатами отриманої інформації обчислюються такі величини.

- Ступінь підвищення тиску (2)

$$\sigma_w = \frac{P_D}{P_S}; \quad \sigma_{\max} = \left\langle \frac{P_D}{P_S} \right\rangle_{\max}; \quad (\text{under } F_w = 0).$$

- Відношення абсолютних температур у теплій та холодній порожнинах (1)

$$\theta = \frac{273,15 + t_h}{273,15 + t_c}. \quad (3.9)$$

- Теплове навантаження охолоджувача

$$Q_C = G_{H_2O} \cdot c_{H_2O} \cdot (t''_{H_2O} - t'_{H_2O}), \quad (3.10)$$

де  $c_{H_2O} = 4190$  Дж/(кг·°C) – питома теплоємність води.

- Сумарну теплову потужність електронагрівачів  $p_e = U \cdot I$ .

- Фактичні втрати теплової потужності

$$Q_{\text{і}} = p_e - Q_C - G_w \cdot (i_D - i_S), \quad (3.11)$$

де  $G_w$  – масова витрата середовища, що перекачується (8);  $i_D$  та  $i_S$  – ентальпії газу на вході та виході з компресора.

**3.3.4. Результати експериментального дослідження** наведено в таблиці 3.8, додатках Б та Д. Приклад зображення сторінки інтерфейсу одного з експериментів показаний на рис. 3.28. Узагальнені залежності витратних характеристик від тиску нагнітання для трьох варіантів теплового забезпечення представлені на рис. 3.29-3.31.

Таблиця 3.8.

## Гідравлічний опір клапанів

Аргон, $T_h = 200^\circ\text{C}$			Тиск, бар		
			16	50	70
Частота	Цикл в 1с (для 70 бар 1.2с)	$\Sigma_{\text{тах}}$	1,19		1,20
		$\Sigma_{\text{робоча}}$	1,11		1,10
		$F_{\text{робочий, slm}}$	38,20		228,20
		Гідравліка всмоктування (вс)	0,35		1,26
		Гідравліка нагнітання (н)	0,26		1,29
		$\Delta P_{\text{вс}}$ клапана	0,12		0,43
		$\Delta P_{\text{н}}$ клапана	0,06		0,39
	Цикл в 2с	$\Sigma_{\text{тах}}$	1,18	1,20	1,21
		$\Sigma_{\text{робоча}}$	1,11	1,10	1,10
		$F_{\text{робочий, slm}}$	25,00	93,35	135,00
		Гідравліка всмоктування	0,42	1,17	1,56
		Гідравліка нагнітання	0,37	1,10	1,55
		$\Delta P_{\text{вс}}$ клапана	0,11	0,50	0,59
		$\Delta P_{\text{н}}$ клапана	0,16	0,39	0,55
	Цикл в 5с	$\Sigma_{\text{тах}}$	1,18	1,20	1,20
		$\Sigma_{\text{робоча}}$	1,11	1,11	1,10
		$F_{\text{робочий, slm}}$	13,60	35,85	59,18
		Гідравліка всмоктування	0,43	1,30	1,81
		Гідравліка нагнітання	0,45	1,41	1,65
		$\Delta P_{\text{вс}}$ клапана	0,20	0,46	0,63
		$\Delta P_{\text{н}}$ клапана	0,15	0,57	0,59



$P_{discharge} = 54.4 \text{ bar}_a$ ;  $F=0 \text{ slm}$ ;  $\text{Compressor ratio (max)} = 120$ ;  $\text{Cycle period} = 2 \text{ sec}$ .

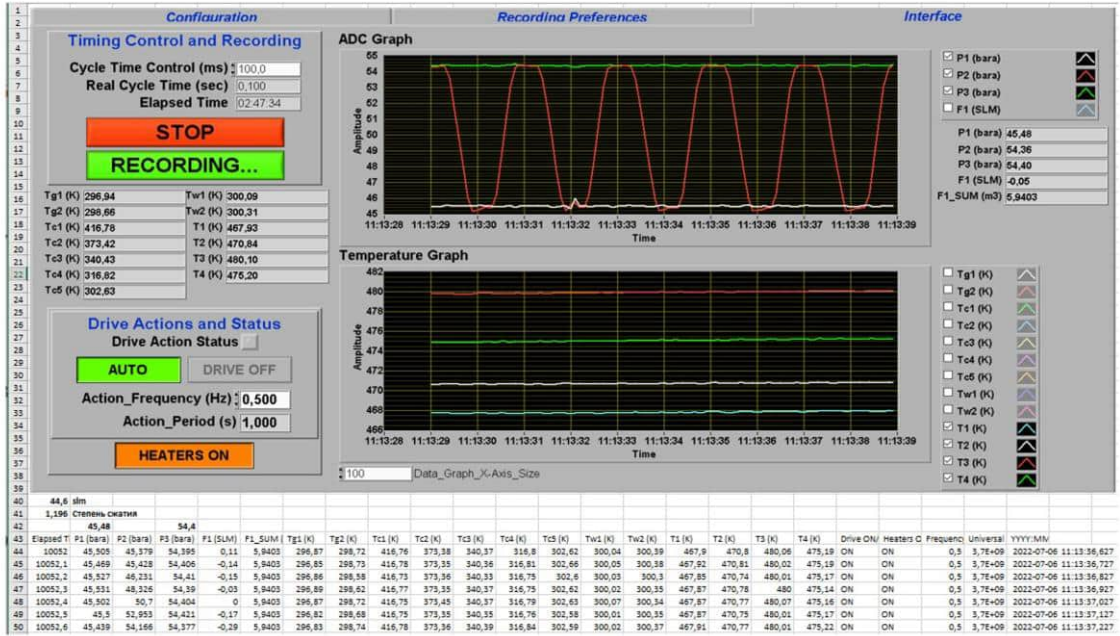


Рисунок 3.28 – Екран інтерфейсу із зображенням циклограми та ряду експлуатаційних параметрів

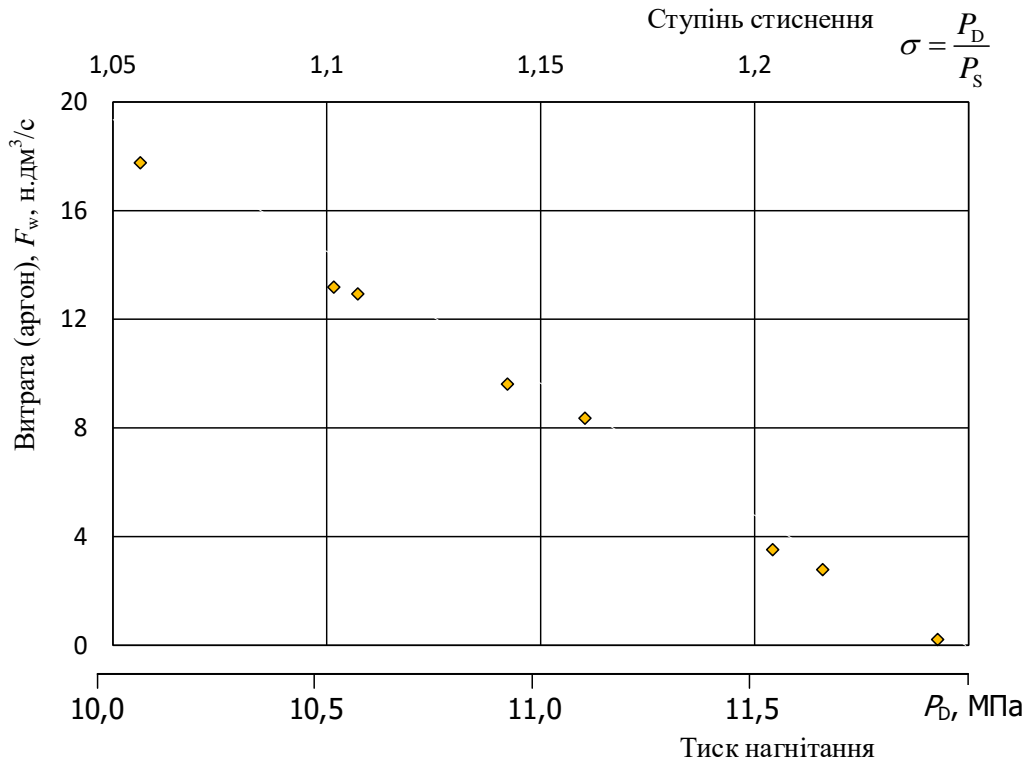


Рисунок 3.29 – Витратна характеристика термокомпресора при тиску на вході

$P_s = 9,6 \pm 0,04 \text{ МПа}$ . Імітація високотемпературного джерела  $T_h = 473 \text{ К}$ ;

$T_c = 306 \dots 310 \text{ К}$ ; тривалість циклу  $t = 1 \pm 0,1 \text{ с}$ ; витрати приведено до

$T_0 = 293,15 \text{ К}$ ;  $P_0 = 0,01013 \text{ МПа}$

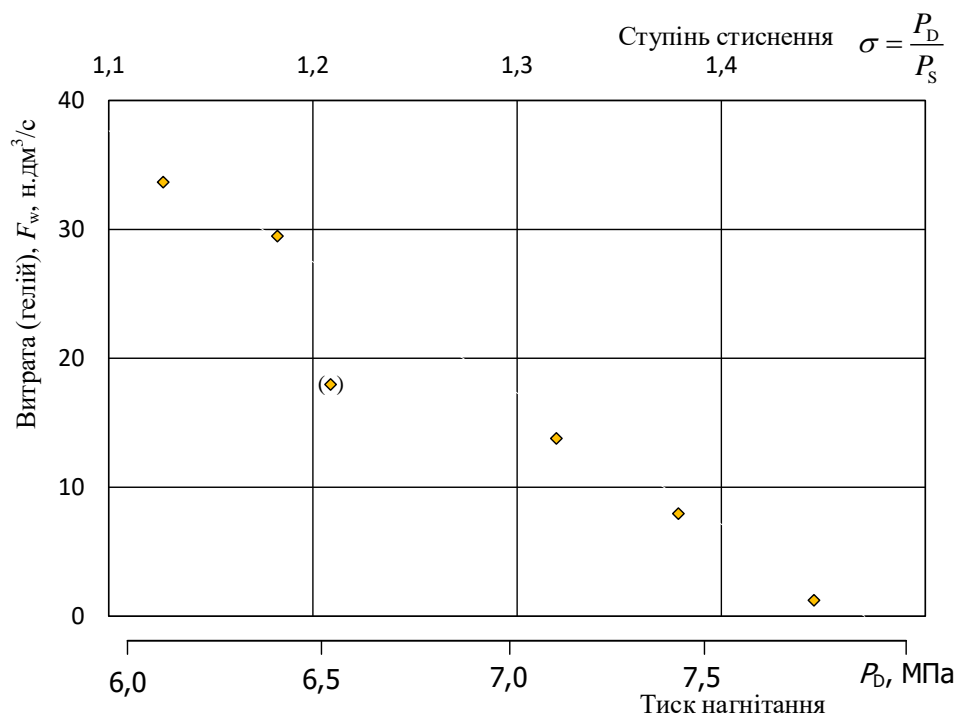


Рисунок 3.30 – Витратна характеристика термокомпресора при тиску на вході  $P_s = 5,4$  МПа. Імітація низькотемпературного джерела  $T_c = 132...135$  К;  $T_h = 280...286$  К; тривалість циклу  $t = 1 \pm 0,1$  с; витрати приведено до  $T_0 = 293,15$  К;  $P_0 = 0,01013$  МПа

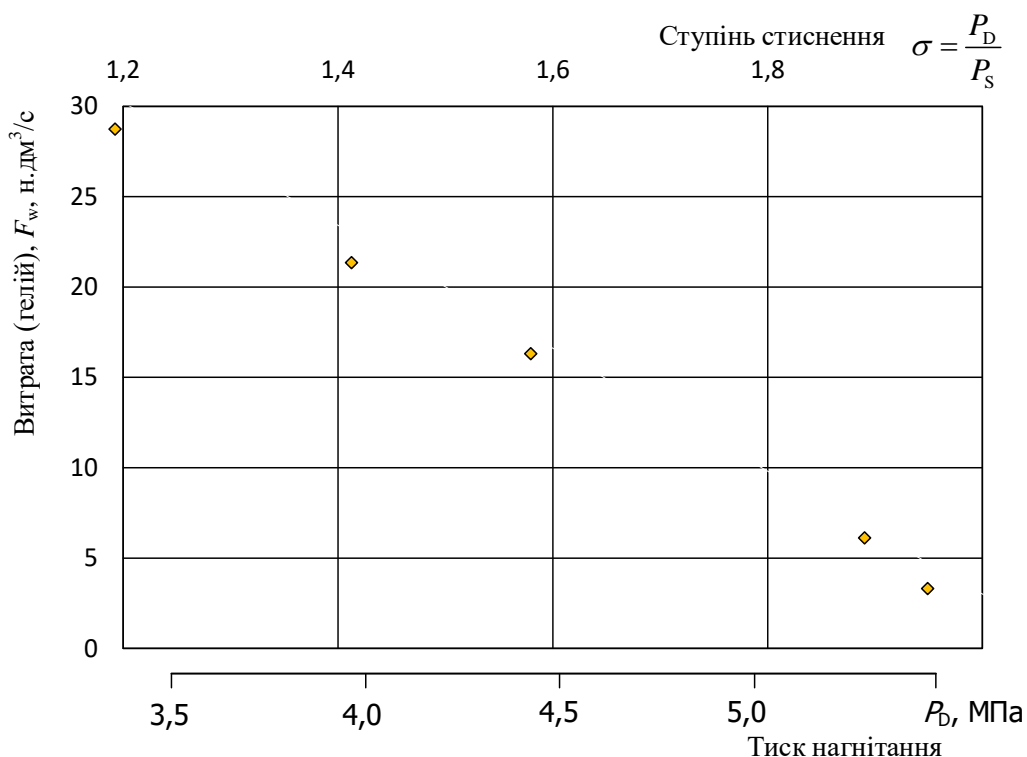


Рисунок 3.31 – Витратна характеристика термокомпресора при тиску на вході  $P_s = 2,8$  МПа. Використання ексергії криогенного та високотемпературного джерел  $T_c = 138$  К;  $T_h = 622...630$  К; тривалість циклу  $t = 1 \pm 0,1$  с; витрати приведено до  $T_0 = 293,15$  К;  $P_0 = 0,01013$  МПа

## ВИСНОВКИ

1. Підвищення ефективності утилізації низькотемпературної теплоти в кріогенних системах можливе шляхом застосування термомеханічних компресорів, що працюють у сукупності із газовими холодильними машинами за циклом Гіффорда.

2. Виготовлено багатофункціональний стенд для дослідження характеристик термокомпресорних ступенів в інтервалі температур від 90 до 350 К та тисках до 12 МПа.

3. Вивчено роботу термонагнітача на одно- та двоатомних робочих тілах.

4. Показано, що для конкретних геометричних розмірів робочого циліндра існує певна висота регенератора, перевищення якої призводить до зниження ступеня стиснення через зростання гідравлічного опору і перетікання газу повз регенератор.

5. Експериментально показано, що при температурі охолоджувача, характерної для парів природного газу, забезпечується ступінь стиснення  $\sigma = 1,5 \dots 2,1$  при тривалості робочого циклу  $\tau = 1 \dots 4$  с.

6. За наявності в суміші, що перекачується, висококиплячих компонентів мінімальна температура охолоджувача повинна бути обмежена за допомогою проміжного контуру для виключення фазових переходів.

7. При переході до тисків нагнітання  $P_D > 6,0$  МПа спостерігалася деформація тонкостінного витіснювача, а збільшення товщини металевих стінок супроводжувалося зростанням паразитного перетікання тепла.

8. Запропоновано та випробувано суміщені з регенератором витіснювачі з тефлону та целазолу. Доведено їхню працездатність аж до тиску  $P_D = 12,0$  МПа.

9. Для високонапірних термокомпресорів зусилля на шток витіснювача, що виходить за межі робочої камери, може становити 1000...2000 Н. Для зменшення навантаження та з метою виключення витоків робочого тіла через

сальник запропоновано та апробовано герметичні магнітні муфти із зусиллям до  $F_M = 120 \dots 300$  Н.

10. Перспективним напрямом використання створених термокомпресорів є реконденсація парів низькотемпературних продуктів з метою збільшення терміну їх бездренажного зберігання.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Бокша С.С. Нові безпоршневі компресори теплової дії // Хімічне та нафтове машинобудування. 1968. № 10. С. 9-12.
2. Медушевський Є.В. Системи регулювання рівня рідких кріопродуктів у дефлегматорах неонгелієвої суміші // Холодильна техніка та технологія. 2022, вип. 2. Т. 58. С. 21-30.
3. Уокер Г. Машини, що працюють за циклом Стірлінга: Пер. з англ. М.: Енергія, 1978. 152 с.
4. Новотельнов В.М. та ін. Кріогенні машини: Підручник для вузів за спец. «Техніка та фізика низьких температур» / В.М. Новотельнов, А.Д. Суслов, В.Б. Полтораус. Спб.: Політехніка, 1991. 335 с.
5. Бродянський В.М., Синявський Ю.В. Термомеханічний нагнітач: Зб. ЦИНТИхімнафтомаш // Кисневе кріогенне та автогенне машинобудування. 1970. №2. С. 28-34.
6. Суслов А.Д., Горохівський Г.А., Полгараус В.Б., Горшков А.М. Кріогенні газові машини. М.: Машинобудування, 1982. 213 с.
7. Техніка низьких температур / за ред. Є.І. Мікуліна, І.В. Марфенової, А.М. Архарова. Вид. 2-ге, перероб. і доп. М.: Енергія, 1975. 512 с.
8. Тарабанов М. Г. Кондиціонування повітря. Видавництво: АВОК-Прес. 2015. 212 с.
9. Мінкус Б.А. Комбіновані тепловикористальні холодильні машини: дис. докт. техн. наук: 05.14.03. О.: ОТІХП, 1970. 243 с.
10. Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Аналіз роботи теплового насосу в системі низькотемпературної ректифікації суміші пропан-бутан // Вісник національного технічного університету «Харківського політехнічного інституту», серія Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів. 2021. №2. С. 3-8.

11. Морозюк Л. І., Морозюк Т. В., Гайдук С. В. Термодинамічний аналіз тепловикористовуючої холодильної машини з діоксидом вуглецю // Східноєвропейський журнал передових технологій. 2014. № 2(8). С. 36-44.
12. Морозюк Л.І. Розвиток теорії та методів дослідження процесів перетворення та отримання тепла та холоду в установках з багатокомпонентними та багатофазними робочими речовинами: дис. ... док. тех. наук: 05.14.06. ОНПУ, Одеса, 2013. 352с.
13. Морозюк Л.І., Гайдук С.В. Можливості створення компресорної тепловикористальної холодильної машини // Холодильна техніка та технологія. 2012. № 4 (138). С. 17-21.
14. Xuannan, Wu., Tianshu, Ge., Yanjun, Dai., Ruzhu, Wang. Research on the Water Vapor Adsorption Performance of WFPF Coated with Silica Gel // 6th International Conference on Cryogenics and Refrigeration, April, 12-14, 2018, Shanghai, China, P. 282.
15. Кельцев Н.В. Основи адсорбційної техніки. М: Хімія, 1976. 511 с.
16. Zaitsev A., Mehrpooya M., Ghorbani B., Sanavbarov R., Naumov F., Shermatova F. Novel integrated helium extraction and natural gas liquefaction process configurations using absorption refrigeration and waste heat // International Journal of Energy Research. 2020. Vol. 44. P. 6430-6451.
17. Галімова, Л.В. Абсорбційні холодильні машини та теплові насоси: навч. Астрахань: АГТУ, 1997. 226 с
18. Pons, M. et al. Thermodynamic based comparison of absorption systems for cooling and heat pumping // International Journal Refrigeration. 1999. Vol. 22, No 1. P. 5-17.
19. Морозюк Л.І. Тепловикористовуючі холодильні машини – шляхи розвитку і вдосконалення // Холодильна техніка и технологія. 2014. №5 (151). С. 23-29.
20. Петренко В.О., Воловик О.С., Єрін В.О. Области раціонального застосування ежекторних холодильних машин, що використовують

легкокиплячі робочі речовини // Холодильна техніка и технологія. 2005. №1. С. 17-30.

21. Єрін В.О. Розробка холодильних систем на основі ежекторних машин з раціональним енергоспоживанням і утилізацією тепла: дис канд. техн.наук. Одеса, 2013.

22. Qi Zhang, Jose M. Pinto. Energy-aware enter-prise-wide optimization and clean energy in the industrial gas industry // Computers & Chemical Engineering, 2022, vol. 165, p. 107927.

23. Бондаренко В.Л., Симоненко Ю.М., Медушевський Є.В. Технології енергозбереження в виробництві рідкісних газів // XIII всеукраїнська науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» 23 - 25 вересня 2021 року.

24. Bondarenko V. L., Diachenko T. V. Utilization of LNG energy. Main directions. Chem. Petrol. Eng., 2020, vol. 56, pp. 247-254. Утилизация эксергии

25. Bruno S. Leo. United States Patent US3892102A. Vuilleumier Refrigerator Hot Cylinder Burner Head. July 1, 1975. URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/10/4b/42/5697a08e9e7aef/US3892102.pdf> (дата звернення 02.04.2024).

26. IHS Markit Global Energy Scenarios data set – Energy outlook to 2050. Inflections scenario. IHS Markit. July 2021. VERSION 1.0. URL: <https://connect.ihsmarkit.com/gpe/energy-climate-scenarios/dashboard/overview> (дата звернення 02.04.2024).

27. Statistical Review of World Energy. 72nd edition. 2023. 64 p. URL:[https://www.energyinst.org/data/assets/pdf\\_file/0004/1055542/EI\\_Stat\\_Review\\_PDF\\_single\\_3.pdf](https://www.energyinst.org/data/assets/pdf_file/0004/1055542/EI_Stat_Review_PDF_single_3.pdf) (дата звернення 02.04.2024).

28. Schlumberger authors. Turning Natural Gas to Liquid // Oilfield Review 15. 2003. No. 3. P. 32-37.

29. Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Методи термодинамічного аналізу в оцінці ефективності процесів розділення суміші вуглеводнів // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: матеріали всеукраїнської наук.-

тех. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів (Одеса, 27-28 лист. 2020 р.). Одеса, 2020. С. 132-133.

30. Тепловий насос в системі ректифікації для цілорічного отримання чистого пропану з суміші пропан-бутан // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології : зб. тез доп. всеукр. наук.-техн. онлайн-конф. молодих вчених та здобувачів вищої освіти. (Одеса, 19-20 квіт. 2022 р.) Одеса, 2022. С. 86-87.

31. Stenning S., Mackey T. CNG Opens New Markets // *Fundamentals of the Global LNG Industry*. London: Petroleum Economist, 2007. P. 67-68.

32. Speight J. *Natural gas: A basic handbook*. Houston, USA: Gulf Publishing Company, 2020, 786 p.

33. *Fluid Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures: [REFPROP. Version 10.0]*. Official edition. Gaithersburg, Md.: U.S. Department of Commerce, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, 2013.

34. Kidnay A. J., Parrish K. W., Macartney D. G. *Fundamentals of natural gas processing* (3rd ed.). Boca Raton, USA: CRC Press, 2020, 498 p.

35. Bondarenko V. L., Diachenko O. V., Diachenko T. V. *Analysis of Industrial LNG Production Technologies* // *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 57, pp. 985-996.

36. Клименко О.П. Зріджені вуглеводневі гази. 3-е вид., перероб. та доп. М., 1974. 367 с.

37. Організація Об'єднаних Націй. Уніфікація технічних приписів та правил безпеки на внутрішніх водних шляхах. ECE/TRANS/SC.3/2017/9. Distr.: General 12 July 2017. 61 сесія, Женева, 4–6 жовтня 2017 року.

38. Науково-дослідний центр промислового газового обладнання (НДЦ ПГО) / за редакцією Карякіна Є. А.: довідник: обладнання для зріджених вуглеводневих газів. URL:[https://gazovik-gas.ru/f/catalogue/pdf/4\\_0328\\_0497.pdf](https://gazovik-gas.ru/f/catalogue/pdf/4_0328_0497.pdf) (дата звернення 03.03.2024).

39. Balashov Yu.I., Dukhanin Yu.I., Kovalenko V.D. et al. Design and testing of a new refrigerated liquefier. Collection of scientific reports of the III All-Union



Scientific and Technical Conference "Cryogenic Technology-82", Part 1, 1983, pp. 65-69.

40. Бондаренко В. Л., Костенко Є. В., Медушевський Є. В. Аналіз можливості підвищення продуктивності зріджувача гелію за рахунок зміни способу подавання підживлювального потоку // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки та технологій: матеріали всеукраїнської наук.-тех. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів (Одеса, 14-15 трав. 2021 р.). Одеса, 2021. С. 96-97.

41. Minigulov R.M., Rudenko S.V., Vasin O.E., Gritsishin D.N., Sobolev E.I. Installation and Method for Liquefying Natural Gas. 20.09.2018. № WO 2018/169437 A1. URL: <https://patents.google.com/patent/WO2018169437A1/ru> (дата звернення 02.04.2024).

42. Chang H.M., Lim H.S., Choe K.H. Effect of multi-stream heat exchanger on performance of natural gas liquefaction with mixed refrigerant // *Cryogenics*. 2012. No. 52. P. 642-647.

43. Bahram Ghorbani, Mehdi Mehrpooya, Milad Sadeghzadeh. A novel LNG reproduction layout using ejector refrigeration, an auto-cascade refrigeration system, and an ethylene compression refrigeration cycle // *Chemical Papers*. 2022. Vol. 76. P. 7647-7665.

44. Г. К. Лавренченко. Внесок професора О.П. Клименко та його школи у створення наукових основ вуглеводневих енерготехнологій // *Технічні газы*. 2009. № 5. С.9-14.

45. Kleemenko A.P. One flow cascade cycle (in schemes of natural gas liquefaction and separation) // *Proc. of 10th Int. Congr. of Refr. Denmark: Copenhagen, 1959*. P. 1-a-16.

46. Biletskii E. Yu., Singurov A. A. Refrigeration cycle on mixed refrigerants in natural gas liquefaction // *Gaz. Prom.*, 2020, no. 3 (798), pp. 68-74.

47. Ефективна установка зрідження природного газу на базі АГНКС із використанням «відкритого циклу Клименко» / І.Ф. Кузьменко, О.Л. Довбиш, Р.В. Дарбінян та ін. // *Технічні газы*. 2006. № 4. С. 25-28.

48. Kalitin P.P., Parfenov K.A., Gilman I.I. Development of cryogenic plants and systems based on the reverse Stirling cycle. Processes in installations and systems of cryogenic mechanical engineering, 1979, pp. 63-66.
49. В.Л. Бондаренко; Ю.М. Симоненко, А.О. Чигрін, Системи охолодження апаратів конденсаційного очищення Ne-He суміші на рівні температур 68...78 К // Технічні гази. 2017. № 3. С. 18-25
50. Малков М.П. Довідник з фізико-технічних основ кріогеніки. М: Вища школа, 1985. 431с.
51. Kravchenko M.B., Lavrenchenko G. K. Improving the Efficiency of a Gifford-McMahon Cryogenic Refrigerator // Chem. Petrol. Eng., 2019, vol. 55, pp. 392-401.
52. Gifford W.E. Novel refrigeration cycles and devices. Progress Cryogenics, A96i, V.b.
53. Gifford W.E., Acharya A., Ackermann R.A. Compact cryogenic regenerator performance // Advances in. Cryogenic Eng., 1968, Vol. 14.
54. Симоненко Ю. М., Костенко Є. В. Перспективи використання термомеханічних компресорів у системах реконденсації ЗПГ // Refrigeration Engineering and Technology 2023. 60(2). С. 159-166.
55. Морозюк Л. І., Чабан Р. О., Костенко Є. В. Особливості конструкції компресорних установок повторного зрідження газів на судах // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології: зб. тез доп. всеукр. наук.-техн. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів (Одеса, 23-24 квіт. 2019 р.). Одеса, 2019. С. 159–160.
56. Симоненко Ю. М., Костенко Є. В., Чигрін А. О. Аналіз цикла термокомпресора із зовнішнім розташуванням регенератора // XIV Всеукраїнська науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (21-22 вересня 2023 р.) Одеса, 2023. С. 161-163.
57. Lipshin V. I., Volkov A. N., Shafiev I. M. Compressibility factor of gases and gas condensate mixtures: experimental determination and calculations // Vesti Gaz. Nauki, 2018, no. 5 (37), pp. 120-131.

58. Суслов А.Д. Сівков В.П. Дослідження перенесення тепла поршнем-утилізатором // Вісті ВНЗ, Енергетика, №8, 1972.
59. Григор'єв В.А., Крохін ЮІ. Тепло-і масообмінні апарати кріогенної техніки: Навч. посібник для вузів. М.: Енергоіздат, 1982. 312 с.
60. Васерман О.А., Казавчинський Я.З., Рабінович В.А. Теплофізичні властивості повітря та його компонентів. М.: Наука, 1966. 375 с.
61. Simonenko Iu. M., Hrudka B. H, Chygrin A. A., Kostenko Ye. V. Application of Technical Gases and Their Families in Modern Industrial Technologies: A Review // Problems of the Regional Energetics. – 2024. – Vol. 3 (63). – P. 104-117.
62. Симоненко Ю. М., Морозюк Л. І., Костенко Є.В. Установа для отримання аміаку високої чистоти // Матеріали 81 наук. конф. наук.-пед. складу ОНАХТ (Одеса, 27-30 квіт. 2021р.). Одеса, 2021. С. 154-155.
63. Kerry F. G. Industrial gas handbook: Gas separation and purification (1st ed.). Boca Raton, USA: CRC Press, 2016, 552 p.
64. Maksimov B. N. et al. Industrial organofluorine products: reference publication. Leningrad: Khimiya, 1990, 464 p.
65. Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Установа для отримання аміаку високої чистоти // Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки та технологій: матеріали всеукраїнської наук.-тех. конф. молодих вчених, аспірантів та студентів (Одеса, 14-15 трав. 2021 р.). Одеса, 2021. С. 99-100.
66. Симоненко Ю. М., Морозюк Л. І., Костенко Є. В. Схемне рішення установки для отримання аміаку високої чистоти // Сучасні проблеми холодильної техніки і технології: матеріали XIII Всеукраїнської наук.-тех. конф. (Одеса, 23-25 вер. 2021 р.). Одеса, 2021. С. 160-161.
67. Thermophysical properties of neon, argon, krypton and xenon: monograph / ed. V. A. Rabinovich. M.: Standarts Publishing House, 1976, 636 p.
68. Simonenko Iu. M., Chygrin A. A., Kostenko Ye. V. Cryogenic Thermomechanical Compressor // Problems of the Regional Energetics. – 2023. – Vol. 2 (58). – P. 150-159.

69. Сейдж Б.Х. Термодинаміка багатоконпонентних систем. М.: Вид-во Надра, 1969. 304 с.
70. Downie N.A. Industrial Gases. Maran & Co, Guildford, UK, 2002, 570 p.
71. Fastovsky V. G., Rovinsky E. A., Petrovsky Yu. V. Inert gases. Ed. 2. Moscow: Atomizdat, 1972. 352 p.
72. Мазур В.А., Бондаренко В.Л., Симоненко Ю.М. Термодинамічні моделі сумішей низькопотенційних потоків повітророзподільних установок з рідкісними газами // матеріали: 6-ої міжн. наук.-техн. конф. «Сучасні проблеми холодильної техніки та технології», Одеса, 2009. С.134-136.
73. Симоненко Ю.М., Костенко Є.В. Розробка криогенного термомеханічного компресора // 83 Наукова конференція науково-педагогічного складу Одеського національного технологічного університету (25-28 квітня 2023 р.) Одеса, 2023. С. 294-295
74. Пневматичні та електричні приводи, компоненти Samozzi Group. URL: <https://catalog.samozzi.ua/#> (дата звернення 14.04.2024)
75. Кондратьєва Т.Ф. Запобіжні клапани. Видання 2-е, перероблене. 1976. 232с.
76. Симоненко Ю. М., Медушевський Є. В., Костенко Є. В. Пневматичні регулятори в установках одержання інертних газів // Refrigeration Engineering and Technology 59(3). 2023. С. 159-166.
77. Simonenko Iu. M., Chygrin A. A., Kostenko Ye. V. Cryogenic High-Pressure Thermomechanical Pressurizer // The 17 th Cryogenics 2023, IIR Conference. (Dresden April 24-28, 2023). Number: 133.
78. Бондаренко В. Л., Симоненко Ю. М., Чигрін А. О., Костенко Є. В. Дослідження низькотемпературного термокомпресора // Збірник тез доповідей 82-ї наукової конференції викладачів університету. (Одеса, 26–29 квіт. 2022 р.) Одеса, 2022. С. 265-266
79. Зозуля В.І. Методика термодинамічного та силового розрахунку поршневих компресорів // Звіт з наукової роботи. NICMAS, 2017.

## Додаток А.

### Методика експериментального дослідження динамічних і статичних навантажень на рухомий механізм витіснювача

#### 1. Постановка задачі

1.1. Описані у цьому документі вимірювання спрямовані на виявлення факторів, що визначають механічне навантаження на витіснювач теплового насосу з боку лінійної муфти. Ця муфта утворена зовнішнім та внутрішнім блоками магнітів та за допомогою штока забезпечує зворотно-поступальний рух рухомого вузла, котрий окрім витіснювача, містить регенератор. Результати стендових випробувань макетного зразка дозволять визначити технічні вимоги до лінійної муфти, а також уточнити геометричні допуски виготовлення елементів рухомого механізму по відношенню до робочого циліндра [79].

1.2. Відповідно до ескізу (рис. А1) рухомий механізм компресора можна розділити на два вузли, які пов'язані зусиллями магнітної муфти через герметичну стінку. Перший блок знаходиться під тиском усередині корпусу. Він включає:

- верхню та нижню секції витіснювача, які виготовляються з термостійких пластмас (teflon-7, vespel або celazole);
- поршневі кільця (згідно з європейським маркуванням це teflon F4-K20);
- регенератор, що складається з 700...1400 шарів мідної сітки, укладеної в металевий корпус із нержавіючої сталі AISI 321;
- блок внутрішніх магнітів з дистанцерами (teflon 7), які знаходяться у металевій гільзі;
- металевий шток (стяжку), який з'єднує всі перелічені елементи та має на кінцях різьбові з'єднання М8.

До складу рухомого (внутрішнього) блоку також входять допоміжні елементи з відносно невеликою масою: кріплення, пружина для компенсації

теплового розширення рухомого блоку і верхній подовжувач штока з магнітною мікромuftою для індикації переміщення поршня (рис. А2).

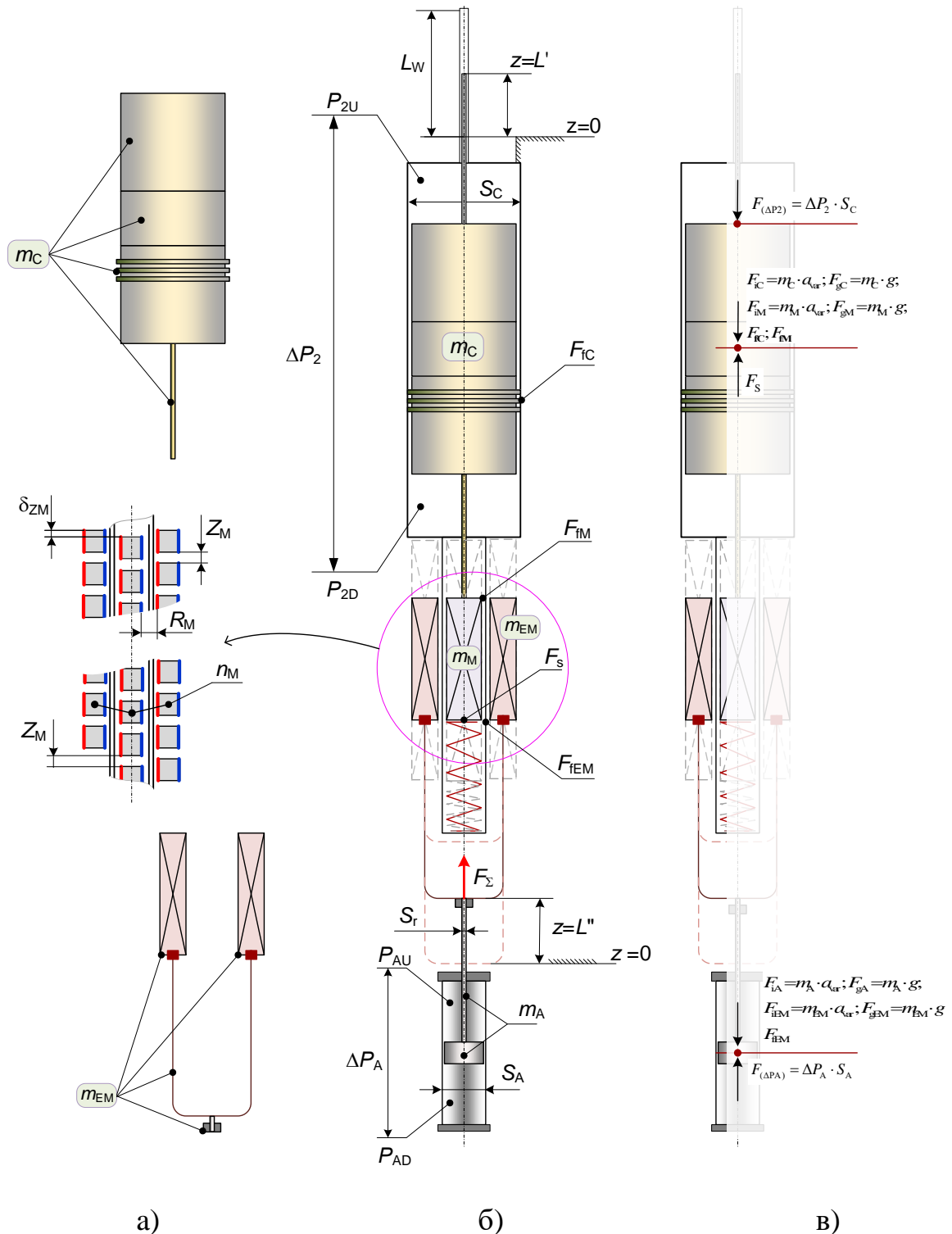


Рисунок А1 – Позначення основних параметрів, що впливають на динамічні характеристики рухомих елементів компресора (а і б); умовне позначення точок докладання сил під час руху поршня знизу-вгору (в). Найменування величин представлено в таблиці А1

Специфікація параметрів, що визначають динамічні характеристики рухомих елементів компресора (рис. А1)

Позн	Найменування	Розмір
$L_W$	Робочий хід витіснювача	мм
$S_C$	Площа перетину циліндра	дм <sup>2</sup>
$P_{2U}$	Тиск над поршнем (гаряча порожнина)	МПа
$P_{2D}$	Тиск нижче поршня (холодна порожнина)	МПа
$\Delta P_2$	Перепад тиску в циліндрі компресора	кПа
$m_C$	Маса витіснювача (включаючи шток та регенератор)	кг
$m_M$	Маса блоку внутрішніх магнітів	кг
$m_{EM}$	Маса блоку зовнішніх магнітів (включаючи тягу приводу)	кг
$m_A$	Маса рухомих елементів пневматичного приводу	кг
$F_{iC}$	Сила інерції поршня-витіснювача (у зборі)	Н
$F_{iM}$	Сила інерції блоку внутрішніх магнітів	Н
$F_{iEM}$	Сила інерції блоку зовнішніх магнітів	Н
$F_{iA}$	Сила інерції поршня пневматичного циліндра	Н
$F_{gC}$	Вага поршня витіснювача (у зборі)	Н
$F_{gM}$	Вага блоку внутрішніх магнітів	Н
$F_{gEM}$	Вага блоку зовнішніх магнітів	Н
$F_{gA}$	Вага поршня пневматичного циліндра	Н
$F_{fC}$	Сила тертя між поршнем та циліндром	Н
$F_{fM}$	Сила тертя між корпусом та внутрішніми магнітами	Н
$F_{fEM}$	Сила тертя між корпусом та зовнішніми магнітами	Н
$F_S$	Сила впливу компенсуючої пружини	Н
$F_\Sigma$	Результативне зусилля з боку пневматичного приводу	Н
$P_{AU}$	Тиск над поршнем пневматичного приводу	бар
$P_{AD}$	Тиск нижче поршня пневматичного приводу	бар
$\Delta P_A$	Перепад тиску в циліндрі пневматичного приводу	бар

$Z_M$	Відстань між магнітами вздовж вертикальної осі «Z»	мм
$R_M$	Відстань між магнітами по радіусу	мм
$L'$	Поточна координата базової точки циліндра	мм
$L''$	Поточна координата базової точки зовнішніх магнітів	мм
$\delta_{ZM}$	Зміщення по осі «Z» між внутрішнім та зовнішнім блоками магнітів	мм
$n_M$	Кількість рядів магнітів (по три елементи у кожному)	шт
$S_A$	Площа перетину пневматичного циліндра	дм <sup>2</sup>
$S_r$	Площа поперечного перетину штока пневматичного циліндра	дм <sup>2</sup>
$t$	Час повного циклу компресора	с

ПРИМІТКА а) – поняття «вгору» і «вниз» до певної міри умовні, оскільки у перспективі можлива довільна орієнтація циліндра, включаючи горизонтальне і похилий становища; б) – відмінності у формулах (A1.2) та (A1.3) обумовлені впливом площі штока  $S_r$ , яка віднімається з робочого перерізу циліндра. (Цей відомий принцип враховується під час силового аналізу двоходових циліндрів у компресорах, парових двигунах та насосних системах).

Другий (зовнішній) блок рухомого механізму працює за атмосферного тиску. У його складі три основні вузли (рис. A1, а, б):

- блок зовнішніх магнітів, які встановлені з певним кроком у спеціальному супорті, що ковзає по зовнішній поверхні труби магнітної муфти;

- тяга, що з'єднує супорт магнітів зі штоком пневматичного циліндра;

- поршень пневмоциліндра з вищевказаним штоком.

Більш детальне зображення перелічених елементів, їх взаємозв'язок та розміри представлені у вигляді креслень у розділах 3.2.2 та 3.2.3.

1.3. На фрагменті рис. A1-в показані точки застосування сил, що діють на обидва блоки рухомого механізму. Результуюче зусилля з боку



пневматичного приводу  $F_{\Sigma}$  умовно прикладено в точці, що з'єднує шток пневмоциліндра і тягу, яка зв'язує шток з супортом зовнішніх магнітів. За своєю природою зусилля можна розділити на кілька різновидів.

1.3.1. Сили впливу різниці тисків:

- на поршень витіснювача

$$F_{(\Delta P_2)} = \Delta P_2 \cdot S_C; \quad (A1.1)$$

- на поршень пневматичного приводу під час руху вгору

$$F_{(\Delta P_A)} = \Delta P_A \cdot S_A, \quad (A1.2)$$

- на поршень пневматичного приводу під час руху вниз

$$F'_{(\Delta P_A)} = \Delta P_A \cdot (S_A - S_r), \quad (A1.3)$$

Відповідно до формул (A1.1)-(A1.3) ці сили пропорційні різниці тисків та площі перетину відповідних циліндрів.

1.3.2. Сили інерції\_або «сили-протидії», що виникають відповідно до законів Ньютона з боку об'єкта з масою  $m$  при його прискоренні  $a$ . У загальному вигляді така залежність встановлюється векторним співвідношенням, яке показує, що інерційна сила орієнтована у протилежному напрямку прискоренню

$$\vec{F}_i = -m \cdot \vec{a}. \quad (A1.4)$$

При зворотно-поступальному русі механізмів компресора напрям і величина сил інерції змінюватимуться відповідно до прискорення  $a$ .

1.3.3. Сила тяжіння, що діє на кожен елемент компресора, також пропорційна його масі  $m$ . Її величина обчислюється за формулою, аналогічною (A1.4), в якій  $a$  приймає фіксоване значення, що дорівнює прискоренню вільного падіння  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ . Під час руху вгору сила інерції та вага спрямовані в одну сторону, а модулі сил підсумовуються

$$[F_g + F_i] = m \cdot [g + a]. \quad (A1.5)$$

У разі зворотного переміщення (вниз) сили гравітація та інерції спрямовані у протилежні сторони

$$[F_g - F_i] = m \cdot [g - a]. \quad (A1.6)$$

Часткова компенсація сили гравітаційного тяжіння можлива за рахунок застосування гвинтової пружини стиснення, що встановлюється в нижній частині магнітної муфти. Звичайно, найбільший вплив такої пружини буде мати місце при максимальній деформації в нижній мертвій точці. У міру руху вгору компенсуюче зусилля пружини буде зменшуватися. Отримання менш різкої залежності зусилля від переміщення можливе за рахунок невеликого коефіцієнта жорсткості та збільшення початкової довжини пружини. Однак таке рішення призводить до зростання мертвого об'єму та негативно позначається на ефективності компресора.

1.3.4. Сили тертя. Моделювання зусиль в вузлах тертя  $F_{fC}$  і  $F_{fM}$  за умов відсутності оливи дуже важке. Коефіцієнт сухого тертя різноманітних матеріалів у циліндро-поршневій групі термокомпресора залежить від сукупності факторів. Для даної конструкції зазори деталей, що стикаються, і комплект поршневих кілець визначаються не тільки точністю виготовлення, а також і ступенем зносу деталей. На розміри робочих поверхонь впливає термічне розширення елементів і характер розподілу температур вздовж осі та за радіусом.

1.4. Доводиться констатувати, що отримання достовірної інформації щодо величин  $F_{fC}$  і  $F_{fM}$  можливе лише дослідним шляхом при відтворенні робочих умов в циліндрі термокомпресора.

Мета запланованих експериментів не зводиться лише до аналізу фрикційних явищ, а передбачає вивчення всього комплексу чинників, які визначають навантаження на рухомий механізм термічного компресора. Для вирішення такої задачі необхідно забезпечити вимірювання зусиль та взаємного положення внутрішніх (поршень, осьові магніти) та зовнішніх елементів рухомого механізму. При цьому вимірювання необхідно проводити з досить високою частотою, щоб визначити профіль позиціонування поршня витіснювача.

## **2. Список цільових характеристик.**

2.1. Різниця тисків газу є ключовим чинником навантаження на привід поршня. Гідравлічний опір регенератора, кільцевих та циліндричних каналів є змінним у межах одного циклу, оскільки він залежить від швидкості поршня витіснювача. Очікується, що різниця тиску збільшуватиметься пропорційно квадрату швидкості поршня. Однак нагрівання газу на гарячій стороні циліндра та робота регенератора внесуть додатковий відчутний ефект.

Зібрані дані допоможуть оптимізувати траєкторію позиціонування поршня. Закон руху, а отже і інерційні сили, будуть залежати від напрямку переміщення (вгору, чи навпаки). Вимірювання перепаду тисків необхідно проводити для різних температур нагрівача та тиску газу.

2.2. Детальні профілі абсолютного тиску повинні бути отримані за різних характерів руху витіснювача. Цікавим є весь інтервал експлуатаційних режимів (від нульової витрати при граничному ступені стиснення, до максимальної витрати у разі відсутності перепаду тиску в контурі рециркуляції (без стиснення). Потрібно оцінити залежність абсолютного тиску від температурного поля вздовж циліндру. Для аналізу даних потрібна інформація про обсяг загального об'єму газу в установці залежно від середнього робочого тиску або тиску всмоктування.

2.3. Характер зміни тиску у холодній частині циліндра після включення нагрівачів до настання стабілізації температурного поля. Ці випробування потрібно починати, коли установка довгий час знаходиться у стані теплової рівноваги, а кількість газу в робочій порожнині компресора не змінюється (впуск і випуск закриті).

2.4. Ефективність роботи насоса визначається шляхом вимірювання загального споживання енергії насосом. Альтернативним методом оцінки теплового балансу є зміна температури та витрати охолоджуючої води. Однак цей прийом не відрізняється достатньою точністю.

### 3. Опис метрології для вимірювання сили приводу

3.1. Для знаходження сил, що діють на блок «поршень-привід», потрібно:

- визначення ваги (маси) всіх рухомих елементів компресора ( $m_C$ ,  $m_M$ ,  $m_A$ ,  $m_{iM}$ ,  $m_{EM}$ , (рис. А1, табл. А1);
- отримання залежності зусилля пневматичного циліндра  $F_{(\Delta P_A)}$  від надлишкового тиску рушійного повітря, що подається в нього ( $\Delta P_A \approx P_A$ );
- положення рухомих компонентів відносно прийнятого початку координат  $Z_0$  і взаємне положення внутрішнього приводного магніту та зовнішнього супорта  $\delta Z_M$ ;
- характеристика компенсуючої пружини (залежність  $F_s = f(L')$ ).
- забезпечити точність вимірів зусиль принаймні на рівні  $\pm 1$  Н.

3.2. Результируюча сила приводу з боку пневматичного циліндра може визначатися двома способами:

- відповідно до п. 1.3 цього додатку та формул (А1.2) та (А1.3);
- з використанням датчика зусилля  $F_\Sigma$ , встановленого між штоком пневматичного циліндра та тягою супорта зовнішніх магнітів.

Для індикації поточної різниці тисків  $\Delta P_A$  передбачається використовувати високошвидкісний датчик тиску з роздільною здатністю  $< 2$  мс. Ефективна площа пневматичного циліндра повинна бути калібрована за допомогою динамометра і датчика тиску в циліндрі для двох випадків: рух вгору (А2) і рух вниз (А3).

Варто визнати, що альтернативний метод, заснований на використанні датчика сили  $F_\Sigma$  переважний, оскільки дає безпосередню інформацію, не спотворену тертям і інерційними силами самого пневматичного поршня. Крім цього, такий датчик універсальний, оскільки здатний працювати з іншими (не пневматичними) типами приводів. Така властивість може бути корисною, якщо в майбутньому пневматичний привід буде замінений, наприклад, на лінійний двигун з електромагнітним статором.

3.3. Калібрування статичних та динамічних навантажень приводного ступеня. Статичне навантаження визначається безпосереднім виміром ваги

рухомих частин приводу. Реальне зусилля, прикладене до магнітної муфти, частково знижується за рахунок інерційності компонентів, що рухаються. Серед них основний чинник – блок зовнішніх магнітів. Деякий опір може виникнути через появу індукційного струму в ізоляційній трубі, що розділяє зовнішні та внутрішні магніти.

На початковому етапі калібрується динамічне навантаження комплексу «пневмоциліндр – блок зовнішніх магнітів», тобто без поршня-витіснювача, штока та прикріпленого до них внутрішнього магніту. Для оцінки впливу наведеного струму експеримент проводиться лише за наявності труби, що розділяє зовнішні та внутрішні магніти.

Процес калібрування охоплює діапазон швидкостей, характерних для практичної роботи насоса. Характеристики лінійного датчика положення представлено таблиці А2.

#### **4. Опис метрології виміру позиції вздовж осі Z**

4.1. Визначення положення зовнішнього приводного магніту базується на безпосередньому лінійному вимірі з використанням лінійного оптичного енкодера. Для цього лінійний датчик встановлюють на супорті приводного магніту.

4.2. Отримання інформації про фактичне позиціонування внутрішнього механізму здійснити складніше, оскільки він знаходиться в герметичній камері при тиску близько 120 бар. Для індикації положення витіснювача необхідно зв'язати шток із додатковим магнітним перетворювачем руху (рис. А2). На відміну від основної магнітної муфти, здатної при відносному зміщенні магнітів  $\delta_{ZM}$  передавати зусилля 0...20 кг, цей механізм повинен працювати без навантаження. Тому положення зовнішніх і внутрішніх мікромагнітів узгоджені ( $\delta'_{ZM} \rightarrow 0$ ).

Такі умови забезпечуються мінімальною вагою зовнішнього кільцевого магніту (< 6 г).

Показана на рис. А2 магнітна муфта забезпечує передачу інформації про позиціонування через герметичну стінку з точністю близько 1 мм. Кільцевий магніт може бути пов'язаний з відбивачем безконтактного триангуляційного лазерного енкодера (табл. А1, А2).

4.3. Калібрування відносного положення магнітів силової лінійної муфти. Передача зусилля супроводжується виникненням зсуву між привідними (зовнішніми) та веденими (внутрішніми) магнітами  $\delta_{ZM}$ . Зміщення вимірюється як функція рушійної сили  $F_{\Sigma}$  у всьому діапазоні зусиль як при позитивному, так і при негативному зміщенні  $\delta_{ZM}$ , що виникають при реверсі зусилля  $F_{\Sigma}$ .

Поршень витіснювача повинен бути зафіксований у середньому положенні установкою спеціальної тяги, пов'язаної з верхнім торцем привідного валу. Нульовою відміткою рушійної сили слід вважати сумарну вагу блоку зовнішніх магнітів і пов'язаних з ним елементів (тяги, кріплення, датчик зусилля  $F_{\Sigma}$ ).

Шляхом повільного нарощування тиску в пневматичному циліндрі змінюють рушійну силу та накопичують дані про положення залежно від прикладеної сили. Додатковим каналом інформації може бути датчик сили  $F_{\Sigma}$ , встановлений між штоком пневмоциліндра і тягою зовнішніх магнітів.

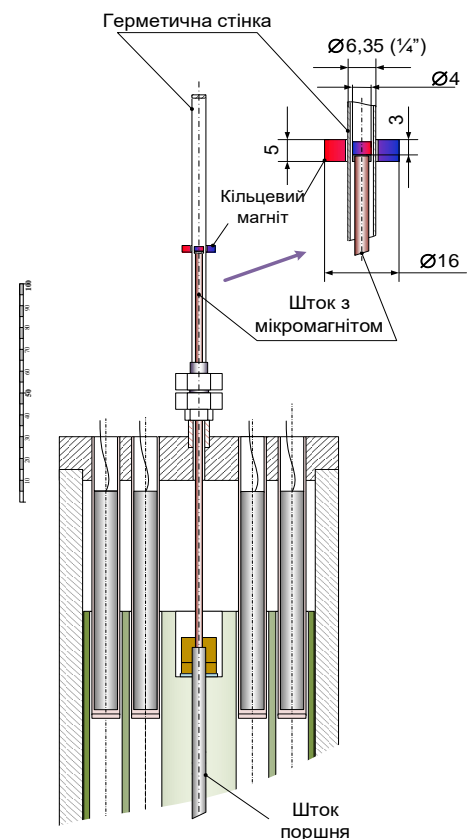


Рисунок А2 – Схема малої магнітної муфти для датчика внутрішнього позиціонування

№	Найменування	Характеристика	Тип	Зовнішній вигляд	Вимірювана величина
1	Датчик сили розтягування (стиснення)	Межа вимірів 500 Н. Похибка $\pm 1$ Н. Час відгуку: 1 мс .	K-U9C-005K-03m 0-VA1		Результативне зусилля приводу $F_{\Sigma}$ .
2	Аналогові динамометри	Межа вимірів 50 Н. Похибка $\pm 0,5$ Н.	НК-50		Попереднє визначення кількості магнітів $n_M$ та зазору між ними $Z_M$
3		Межа вимірів 300 Н. Похибка $\pm 3$ Н.	НК-300		
4	Датчик переміщення	Межа вимірів 200 мм . Похибка $\pm 0,16$ мм . Час відгуку: 1 мс .	ILD1420-200		Поточні координати базових точок витіснювача та зовнішніх магнітів $L'$ ; $L''$
5	Датчики абсолютного тиску	Межа вимірів 10 та 250 bar. Похибка $\pm 0,025$ bar та $\pm 0,625$ bar . Час відгуку: 35 мс .	M20		Тиск у пневматичному циліндрі $P_2$ та тиск у порожнині компресора $P_A$
6	Датчики перепаду тиску	Робочий тиск 200 bar . Межа виміру + 1 ... -1 bar . Похибка $\pm 0,005$ бар . Час відгуку 1 мс .	MDM4901FL		Перепад тиску в циліндрі компресора $\Delta P_2$
7		Робочий тиск 200 bar . Межа вимірювання + 10 ... -10 bar . Похибка $\pm 0,05$ бар. Час відгуку 1 мс .			Перепад тисків у пневмоциліндрі $\Delta P_A$

## 5. Опис експерименту.

5.1. Вимірювання положення та рушійної сили виконуються одночасно. Необхідно аналізувати фактичний час відгуку та передавальну функцію для використовуваних датчиків. Щоб уникнути додаткового погіршення тимчасових характеристик сигналу, необхідно прагнути реєстрації даних з частотою дискретизації  $\sim 100$  мкс.

5.2. Кожне випробування складається зі збору даних при множині різних тисків. Отримана інформація повинна відображати сукупність положень та величину рушійної сили протягом робочого циклу поршня. Набір випробувальних тисків має включати:

- максимальний тиск (переважно номінальний тиск 120 бар);
- мінімально можливий тиск, близький до атмосферного (1 бар) ;
- декілька проміжних точок у зазначеному інтервалі з кроком близько 20 бар.

На першому етапі випробування проводяться при непрацюючому насосі (температури з обох боків циліндра, яка наближена до навколишнього середовища).

5.3. Оцінка опору регенератора. Випробування має проводитися для всіх регенераторів, які використані в лабораторній установці. Мета полягає в тому, щоб визначити вплив зміни властивостей сітки регенератора та оптимізувати конструкцію регенератора на основі як теплових характеристик, так і мінімального опору газу.

Заслуговує уваги випробування з демонтованим регенератором (тобто без сітки). Це випробування дозволить визначити опір каналів в пасивних секціях витіснювача і оптимізувати їх конструкцію.

5.4. Перевірка вимог до ущільнювальних поршневих кілець. Мета полягає в тому, щоб визначити ступінь байпасування газу в залежності від розміру зазору та пружності кілець.



Випробування проводяться за різних температур, щоб оцінити вплив теплового розширення. Досліджуються пластмасові поршневі кільця, які містять листову пружину-еспандер.

## 6. Експериментальний стенд для вимірювання динамічних і статичних навантажень.

6.1. Більшість випробувань проведено з використанням імітаторів, які відповідають за розмірами макетному зразку термокомпресора (рис. А3). Наявність імітаторів дозволяє розмістити кронштейни додаткових приладів, які не передбачені в макетному зразку. Також є змога внесення деяких змін у конструкцію, наприклад, додаткові канали в корпусі, які не допустимі при проведенні випробувань при високих тисках.

6.2. Характеристики пневматичного циліндра. Тип пневматичного приводу: 60 серія; стандартного тертя; з двостороннім регульованим демпфуванням; шток – нержавіюча сталь AISI 420В; манжет штока – поліуретан; діаметр штока – 32 мм; хід поршня – 110 мм.

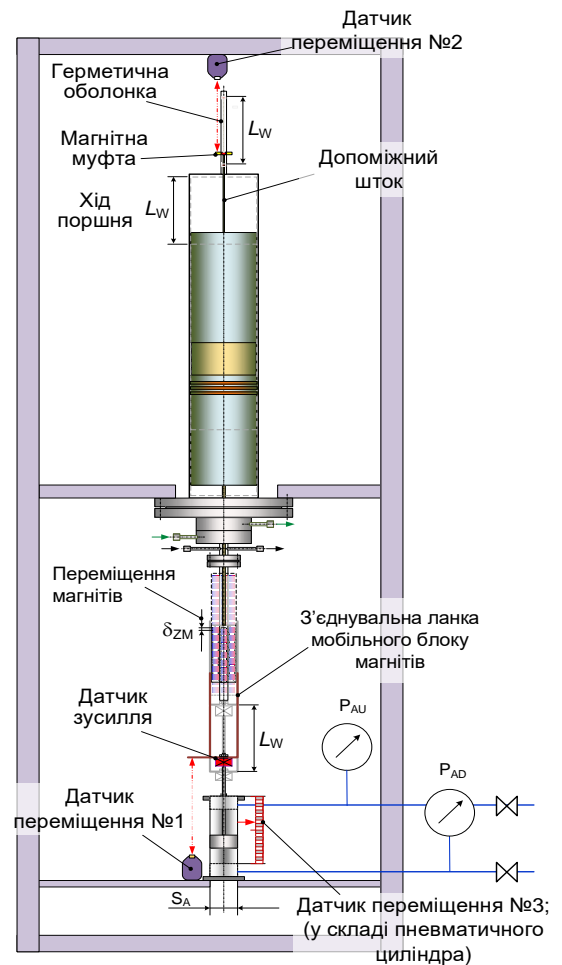


Рисунок А3 – Спрощена схема  
стенду для дослідження  
динамічних та статичних  
навантажень

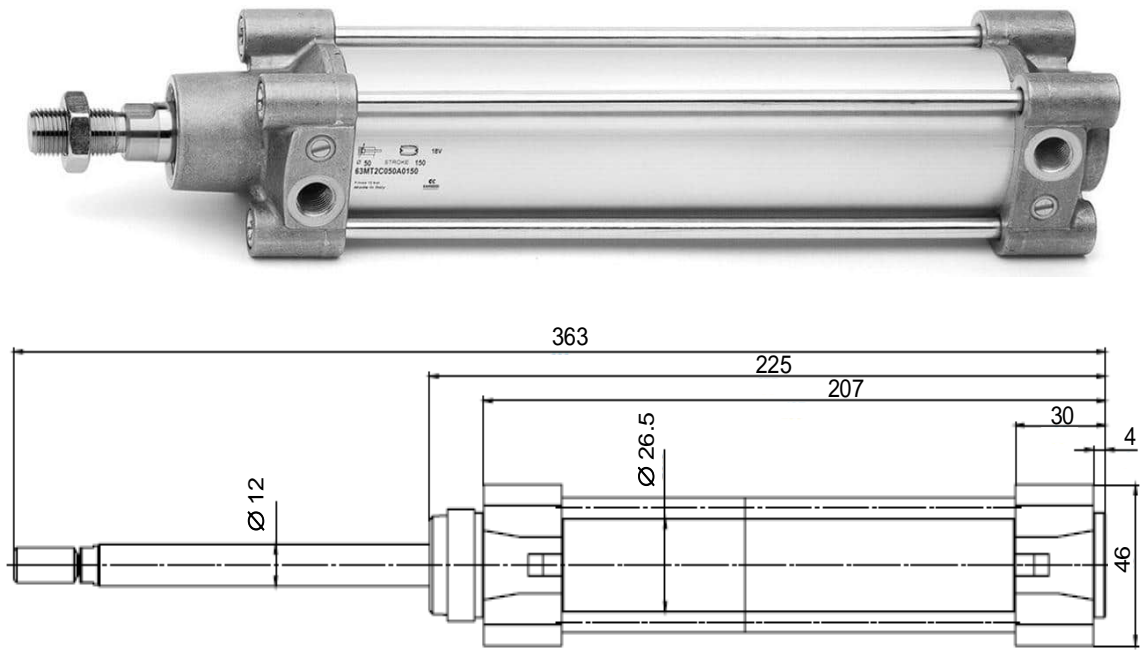


Рисунок А4 – Зовнішній вигляд та основні розміри пневматичного циліндра

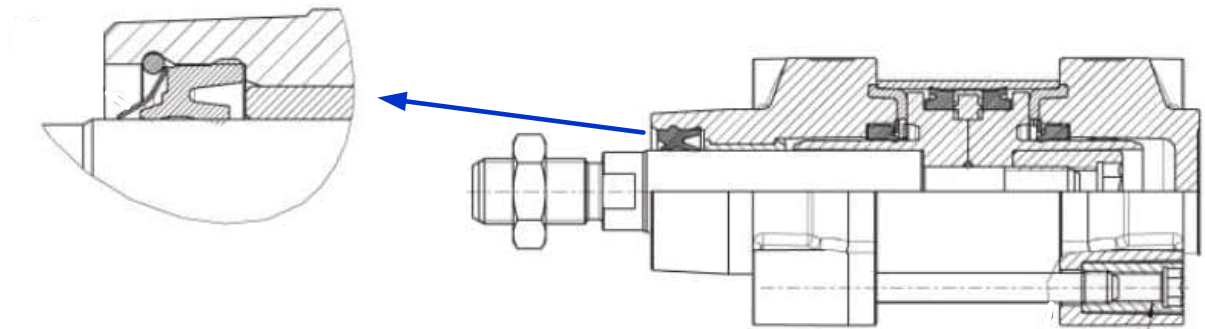


Рисунок А5 – Будова пневмоциліндра (горизонтальний розмір скорочено).

Таблиця А3.

Протокол випробувань

Перепад тиску, бар	$D_{PA}$	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
Сила під час руху вгору, Н	$F_{(DPA)}$	26	64	101	142	176	213	248	284
Сила під час руху вниз, Н	$F'_{(DPA)}$	21	51	81	119	152	187	226	255

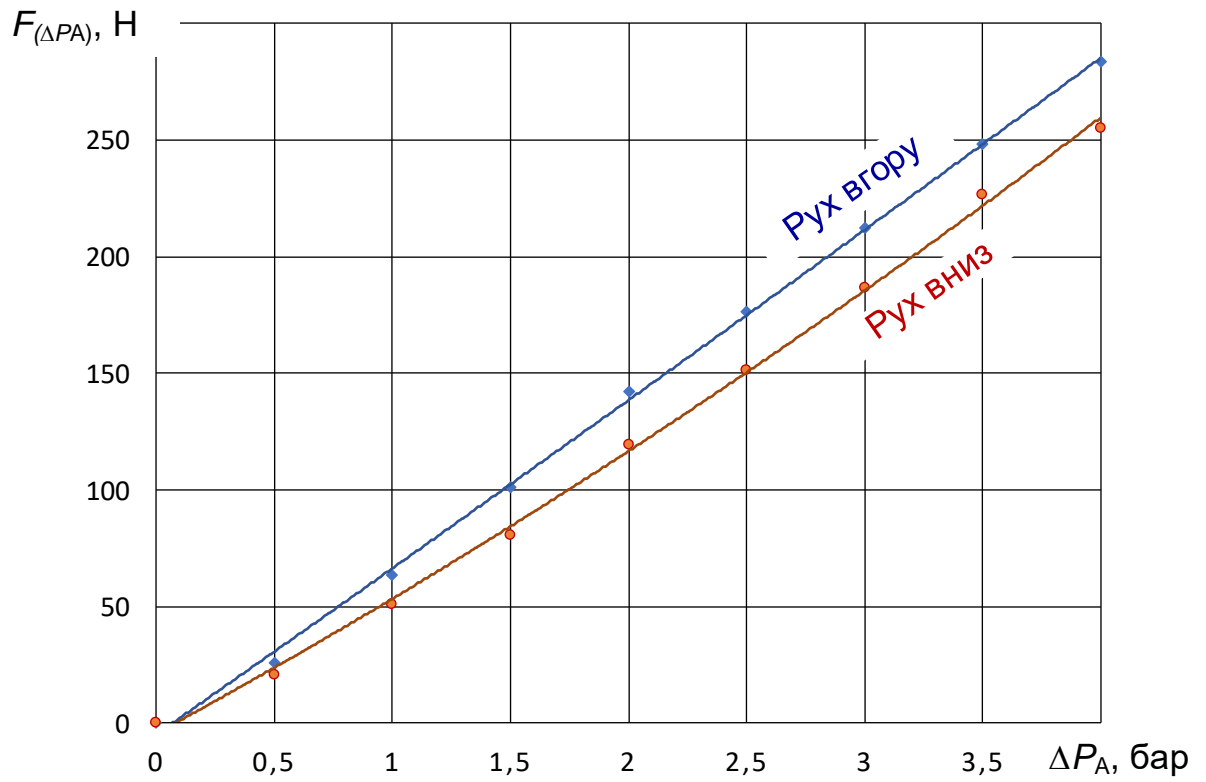


Рисунок А6 – Залежність зусилля пневмоциліндра від різниці тиску в його робочому поршні

Узагальнені результати досліджень, дослідження динамічних і статичних навантажень на рухомий механізм витіснювача наведено в Додатку Б.

**Додаток Б.****Результати дослідження динамічних і статичних навантажень на рухомий механізм витіснювача****1. Експериментальне визначення результуючого зусилля, яке передається магнітній муфті з боку пневматичного циліндра.**

1.1. В Додатку А розглянуто множину сил, які діють на витіснювач та привідний блок у вигляді магнітної муфти. Вказано, що завдяки дії гравітації під час руху вгору сумарне зусилля  $F_{\Sigma} = f(L)$  має перевищувати цей показник у разі зворотного ходу. Сукупність приладів, які реєстрували перепад тисків на витіснювачі та пневмоциліндрі, силу на штокові згаданого циліндра, позицію витіснювача всередині циліндра по відношенню до координат зовнішнього механізму, дозволила дослідити динамічні характеристики протягом всього циклу.

1.2. При аналізі індикаторної діаграми (рис. Б1) встановлено, що при переміщенні вгору з позиції нижньої мертвої точки швидкість руху поршня зростає. За рахунок цього збільшується перепад тисків між верхньою та нижньою порожнинами, які розділені витіснювачем-регенератором. Як наслідок – зростає зусилля, що додається до поршня з боку привідного механізму.

У точці В1 витрата повітря СДА до пневмоциліндра автоматично обмежується і зусилля  $F_{\Sigma}$  починає поступово зменшуватися. У точці В2 спрацьовують вбудовані гальмівні пристрої пневмоциліндра. Швидкість його поршня падає, а зусилля  $F_{\Sigma}$  яке передається через магнітну муфту, знижується до нуля. Завдяки потенціальній енергії «стиснутої» магнітної муфти витіснювач і внутрішній блок магнітів продовжують рухатися ще на кілька міліметрів.

1.3. Аналогічні явища спостерігаються у точках Н1-Н2 під час руху поршня вниз. Зниження зусилля при зміні напрямку руху обумовлене вагою частин поршня, включаючи регенератор, шток та рухомий вузол магнітної муфти. Цей факт повною мірою корелюється з даними зважування згаданих елементів. Як і під час попередньої фази (п. 1.2) при наближенні до нижньої мертвої точки витіснювач продовжує рухатись під дією «пружності» магнітної

муфти. Але в цьому разі його зупинка проходить на меншій ділянці ходу, бо зазор в магнітах суттєво скорочується через падіння навантаження.

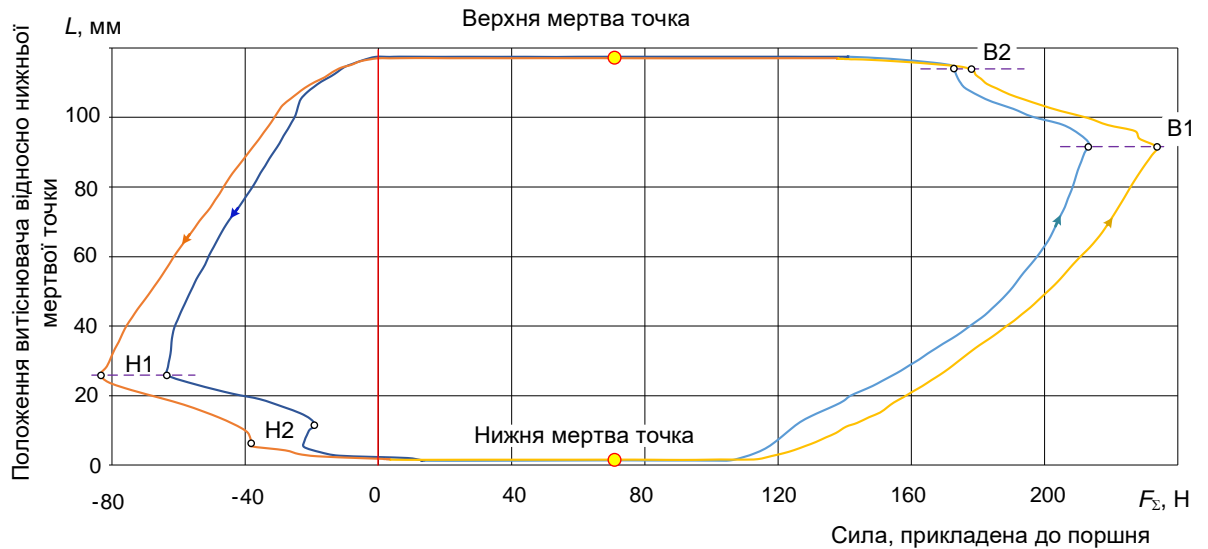


Рисунок Б1 – Залежність зусилля  $F_{\Sigma}$ , що передається з боку пневматичного циліндра зовнішньому блоку магнітної муфти:

— сітка 4 клітини/мм; — сітка 8 клітин/мм.

1.4. На графіках (рис. Б2) показано зміну швидкості переміщення поршня при висоті регенератора  $L_R = 100$  мм та щільності сітки 4 клітини/мм. Досить складний характер руху поршня обумовлено взаємним впливом низки чинників. Серед них:

- вплив пружини-компенсатора ваги витіснювача;
- зміщення внутрішнього блоку магнітної муфти по відношенню до зовнішнього;
- спрацювання газових демпферів на кінцях ходу пневматичного циліндра;
- продовження руху витіснювача після зупинки поршня пневмоциліндра.

1.5. При русі вгору (рис. Б2-а) зовнішній блок магнітної муфти деякий час випереджає поршень і зміщення в магнітній муфті збільшується. Далі відбувається «відрив» поршня від нижньої мертвої точки та її прискорення під дією магнітного зусилля і, частково, стиснутої пружини.

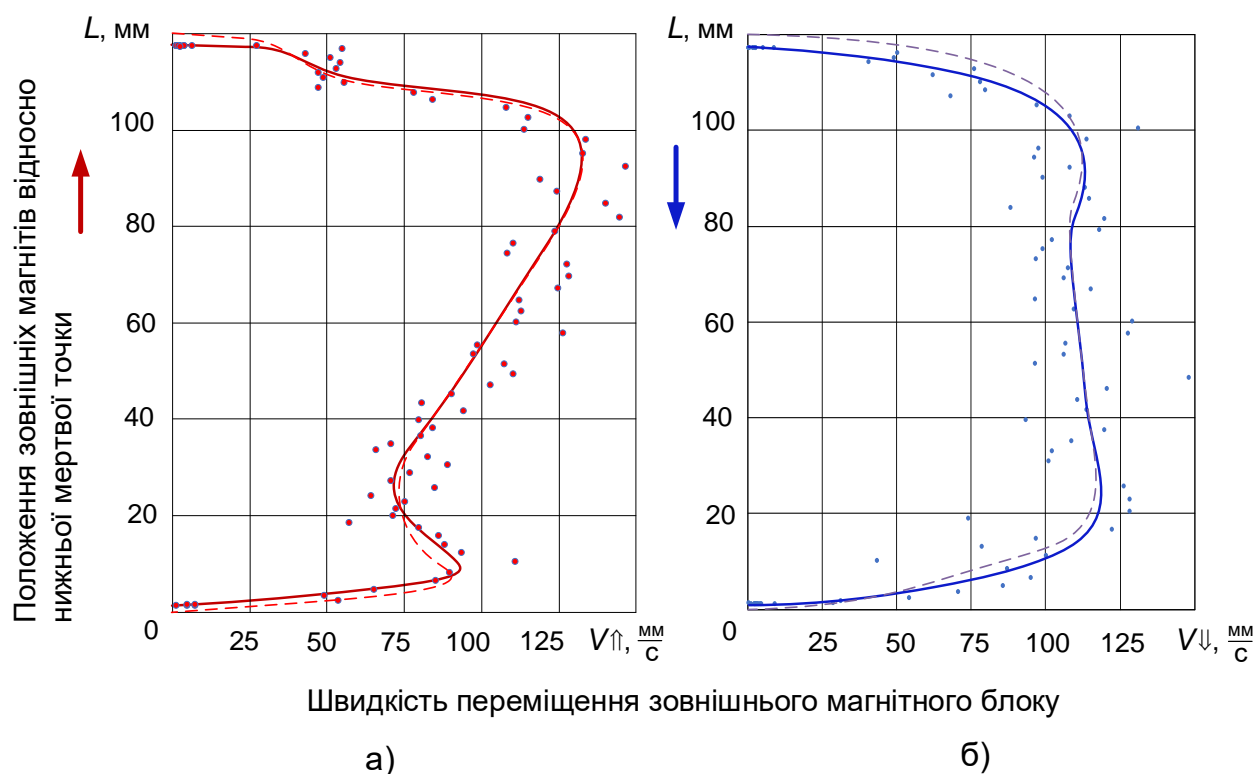


Рисунок Б2 – Залежність швидкості руху зовнішнього блоку магнітів  $V$ :

а) – при русі вгору; б) – при русі вниз (штрихові лінії показують швидкість переміщення зовнішнього блоку магнітів).

1.6. Подальший рух від  $L > 30$  мм відбувається при однакових швидкостях зовнішнього та внутрішнього механізмів. В кінці ходу включається демпфер пневмоциліндра швидкість зовнішнього блоку магнітів починає падати, і він виступає як гальмо. Поршень досягає верхньої мертвої точки, а пневмоциліндр продовжує рух і також займає своє крайнє положення, утримуючи поршень витіснювача за рахунок зусилля магнітів до скидання тиску повітря CDA та перемикання.

1.7. Аналіз початкових миттєвостей під час руху вниз (рис. Б2-б) потребує пояснень. Уявна розбіжність в верхній частині графіка між суцільною та штриховою лініями насамперед обумовлена зсувом координат верхніх мертвих точок зовнішнього та внутрішнього механізмів. В дійсності витіснювач практично відразу починає рухатися разом із зовнішнім блоком магнітів з наростаючою швидкістю. Далі обидва вузли переміщуються майже синхронно

приблизно з постійною швидкістю до моменту спрацювання нижнього демпфера пневмоциліндра та появи зусилля від пружини-компенсатора ваги.

1.8. На заключному етапі оцінювався вплив сил тертя при різній кількості кілець-ущільнювачів, пружності еспандерів, які їх притискають до дзеркала циліндра. Дослід проводився при відсутності регенератора, який було замінено дистанцером такої ж маси, але який не впливав на гідравлічний опір газу. Встановлено, що сили тертя в усіх досліджених випадках становили 18...34 % від ваги внутрішнього рухомого вузла. Тобто під своєю вагою витіснювач здатний ковзати в циліндрі з положення верхньої мертвої точки протягом 3/4 висоти, доки зусилля не будуть врівноважені стиснутою пружиною.

## 2. Вплив кількості ущільнюючих кілець та супутніх конфігурацій

2.1. Поршневі кільця виготовлено з тефлону-7. Вони розміщені в кільцевих пазах нижньої пасивної секції витіснювача під регенератором (див. Додаток А, рис. А1; Додаток В, рис. В6 та В16). Зазор між торцями кілець зроблено з урахуванням коефіцієнта теплового розширення (див. табл. 3.7). Для підсилення прилягання зовнішньої поверхні кілець до циліндра вони розтискаються зсередини листовими еспандерами.

Таблиця Б1.

Залежність експлуатаційних параметрів при зміні числі поршневих кілець витіснювача (висота регенератора  $L_R = 100$  мм, тривалість періоду  $t = 4$  с; тип сітки регенератора 4 клітини/мм)

Кількість ущільнювальних кілець, шт	3(*)	2	1	0	
Максимальний ступінь стиснення, $\sigma_{\max}$	1,19	1,19	1,18	1,15	
Зусилля на шток $F_{\Sigma}$ , Н	Рух вгору $\uparrow$	271	249	225	180
	Рух вниз $\downarrow$	-88,7	-69,8	-44,8	-5,2
Зміщення магнітів $[D_{S2}-D_{S1}]$ , мм	6,3	5,8	5,6	4,2	
Середня потужність нагрівачів, $N$ , кВт	0,58	0,59	0,59	0,84	

(\*) – базова конфігурація

2.2. Випробування впливу кілець на експлуатаційні параметри проведено під час штатної роботи термокомпресора (високотемпературний варіант). Як і очікувалось, зменшення числа кілець слабо призводить до зменшення ступеню стиснення. Проте такий вплив не дуже відчутний. Навіть при відсутності кілець компресор зберігає працездатність при ступені стиснення на кілька процентів (табл. Б3).

2.3. Зменшення кількості кілець-ущільнювачів супроводжується суттєвим зменшенням навантаження  $F_{\Sigma}$  на привід та зміщення в магнітній муфті. Негативним фактором є паразитний перетік робочого тіла повз регенератор і, як наслідок, збільшення підведеної теплової потужності майже в 1,5 рази.

Таблиця Б2.

Вплив альтернативних технічних рішень на показники компресора при кількості кілець витіснювача  $n = 3$ ; (висота регенератора  $L_R = 100$  мм, тривалість періоду  $t = 4$  с; тип сітки регенератора 4 клітини/мм)

Конструктивні особливості →		Базовий варіант	Ущільнення	1 кільце зверху, 2 кільця внизу	Без пружин
Максим. ступінь стискання, $\sigma_{\max}$		1,19	1,23	1,21	1,18
Зусилля на шток $F_{\Sigma}$ , Н	Рух вгору ↑	271	285	273	264
	Рух вниз ↓	-88,7	-119,0	-111,7	-91,7
Зміщення магнітів $[D_{S2}-D_{S1}]$ , мм		6,3	7,2	6,7	5,8
Середня потужність, $N$ , кВт		0,58	0,46	0,50	0,54

2.4. Вивчено також вплив на компресію кількох варіантів ущільнення. Серед них:

- з метою зменшення перетікання було використано додаткові ущільнення на торцях гільзи регенератора;
- розміщення одного кільця в верхній секції та двох кілець знизу регенератора;
- використання кілець без пружинних еспандерів.



2.5. Деяке поліпшення експлуатаційних характеристик виявлено за рахунок ущільнення стику корпусу регенератора у місцях стикування гільзи з верхньою та нижньою секціями витіснювача. Близькі показники спостерігались при перенесенні одного з кілець у верхню зону витіснювача (за регенератор). Цей крок також сприяв усуненню перетоку робочого тіла повз регенератор.

2.5. Вилучення пружин-еспандерів, які розтискають кільця, негативно позначився на ефективності. По мірі продовження експлуатації спостерігалось подальше погіршення ефективності, пов'язане з втратою пружності пластмасових кілець, не посиленних пружинними еспандерами.

### 3. Дослідження роботи компресора при змінній висоті регенератора

Таблиця БЗ

Характеристики термокомпресорів з різною протяжністю регенератора  
(тривалість періоду  $t = 4$  с; тип сітки регенератора 4 клітини/мм)

Висота регенератора, $L_R$ , мм	100	75	50	25	0*	0**	
Максим. ступінь стискання, $\sigma_{\max}$	1,20	1,23	1,25	1,22	1,07	1,05	
Зусилля на шток $F_{\Sigma}$ , Н	Рух вгору $\uparrow$	267	274	274	260	222	185
	Рух вниз $\downarrow$	-79,1	-105	-91,5	-81,7	-72,6	-54,8
Перепад тиску, $dP_1$ , кПа	22,6	19,0	14,1	9,8	6,4	5,1	
Зміщення магнітів $[D_{S2}-D_{S1}]$ , мм	6,0	7,3	6,3	5,9	4,4	4,2	
Середня потужність $N$ , кВт	0,59	0,50	0,52	0,56	0,95	0,92	

Примітка: 0\* – відсутність сітчастого шару регенератора та розташування на його місці витіснювача для компенсації збільшення «мертвого об'єму»; 0\*\* – відсутність сітчастого шару регенератора (без витіснювача-компенсатора).

Для цієї конфігурації компресора за тисках нагнітання  $P_D = 8,0 \dots 12,0$  МПа в інтервалі  $L_R = 25 \dots 75$  мм виявлено незначний екстремум ступеню стиснення. За відсутності сітки в регенераторі навантаження  $F_{\Sigma}$  на шток приводу падає, а енергоспоживання зростає. При цьому компресор практично втрачає працездатність.

## Додаток В. Процедура очищення термокомпресора

### 1. Основні положення

1.1. Виконайте зупинку термокомпресора, використовуючи наступний алгоритм:

- A) Зупинити переміщення витіснювача (натисніть на кнопку «AUTO» – перехід у режим «MANUAL», рис. В1);
- B) Вимкнути нагрівання (натисніть на кнопку «HEATERS ON» – відобразиться «HEATERS OFF», рис. В1);
- C) Скинути тиск в атмосфері через клапани V3 та V4. Зверніть увагу, що клапани V1, V2, V5, V6 повинні бути закриті;
- D) Зупинити програму (натисніть кнопку «СТОП», рис. В1);
- E) Вимкнути подавання живлення на електрощиток;
- F) Зупинити подавання води на секцію водяного охолодження та злити її залишки з колекторів.

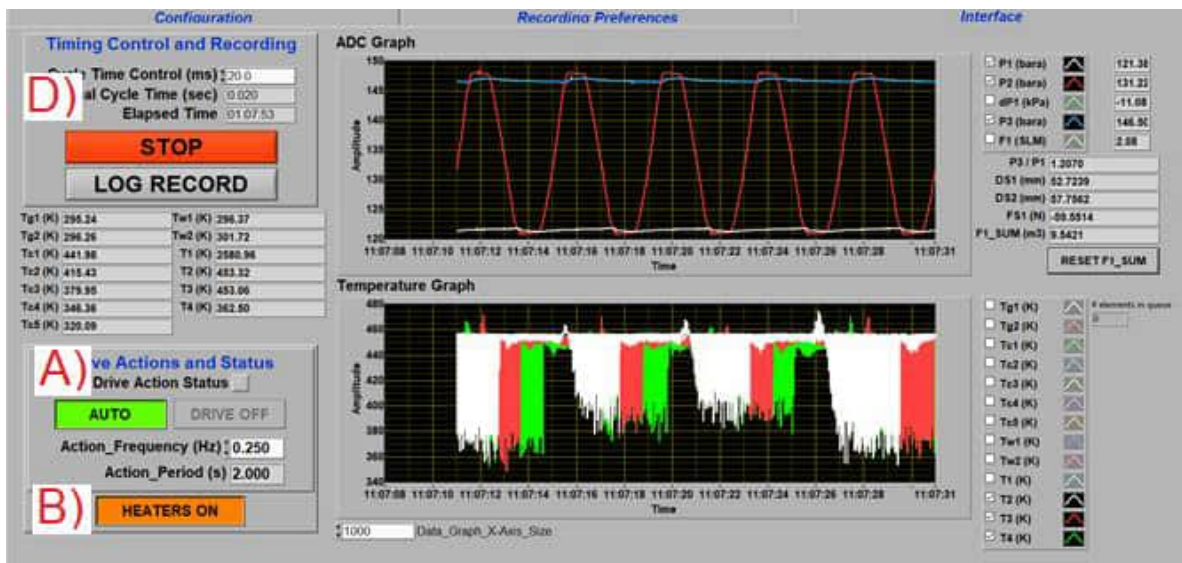


Рисунок В1 – Інтерфейс робочої програми

- 1.2. Від'єднайте балони з робочим газом, попередньо закривши їх (рис. В2). Використовуйте різьбові ключі на 24 та 30 мм. Також відкрийте балон подачі CDA.

1.3. Від'єднайте трубопроводи та основні комплектуючі від рами (рис. В3). Використовуйте ріжкові ключі на 17, 19, 22, 26 і 27 мм.



Рисунок В2 – Балони з робочим газом    Рисунок В3 – Демонтовані трубопроводи

1.4. Вийміть електричні нагрівачі, щоб забезпечити доступ до термопар. Використовуючи ріжкові ключі на 8 та 13 мм, викрутіть термопару (рис. В4).



Рисунок В4 – Демонтаж термопар

1.5. Використовуючи ріжковий ключ на 24 мм, викрутіть контргайки (4), а потім, використовуючи динамометричний ключ на 24 мм, по черзі викрутіть



болти (10) фланцевого з'єднання, попередньо послабивши їх. Підніміть корпус витіснювача за допомогою ланцюгової талі (рис. В5).



Рисунок В5 – Демонтаж корпусу витіснювача

1.6. Викрутіть гайки (2) зі штока витіснювача та вийміть по черзі (рис. В6) верхню секцію витіснювача, регенератор та нижню секцію витіснювача. Використовуйте подовжену торцеву головку на 13 мм.



Рисунок В6 – Демонтаж верхньої секції, регенератора та нижньої секції витіснювача

1.7. Відкрутіть контргайку та гайки (4), що кріплять пневматичний циліндр до рами (рис. В7). Від'єднайте пневматичний циліндр. Використовуйте ріжкові ключі на 10 та 17 мм.

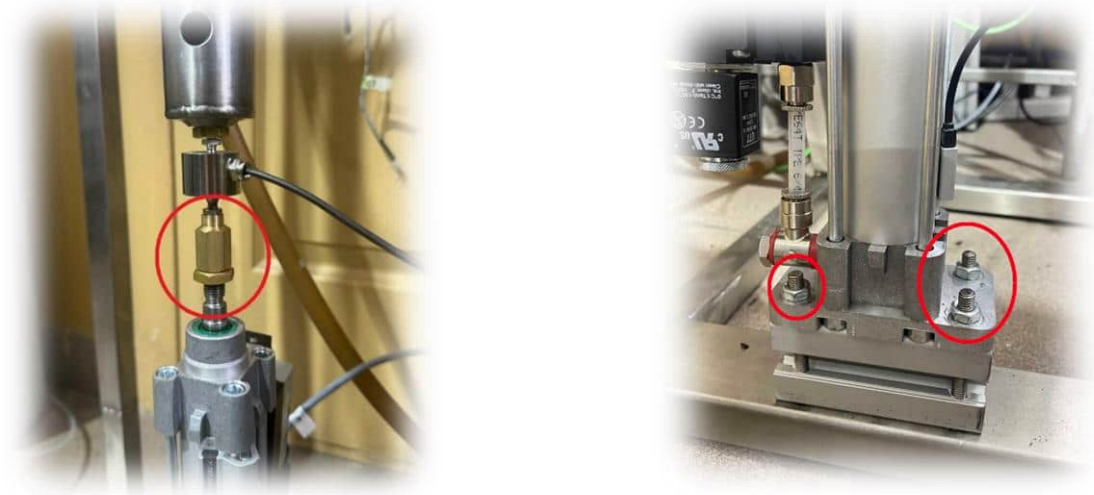


Рисунок В7 – Демонтаж пневматичного циліндра

1.8. Зніміть зовнішній магнітний блок лінійного приводу (супорт із постійними магнітами), потягнувши його вниз (рис. В8-а).

1.9. Відкрутіть гайку (рис. В8-б) та від'єднайте гільзу внутрішнього магнітного блоку з пружиною всередині. Використовуйте ріжкові ключі на 32 та 36 мм.

1.10. Зніміть внутрішній магнітний блок лінійного приводу (набір постійних магнітів), викрутивши його проти годинникової стрілки (рис. В8-в).

1.11. Надягніть респіратор та інші засоби індивідуального захисту перед початком процедури очищення.

1.12. Роз'єднайте складові верхньої секції витіснювача (рис. В9) і помістіть їх разом з нижньою секцією витіснювача в ультразвукову ванну (рис. В10) для остаточного промивання від можливих залишків оливи або дрібнодисперсних частинок, які утворилися при терті в процесі експлуатації. Залейте засіб для очищення DP5900 і запустіть процес промивання на годину.

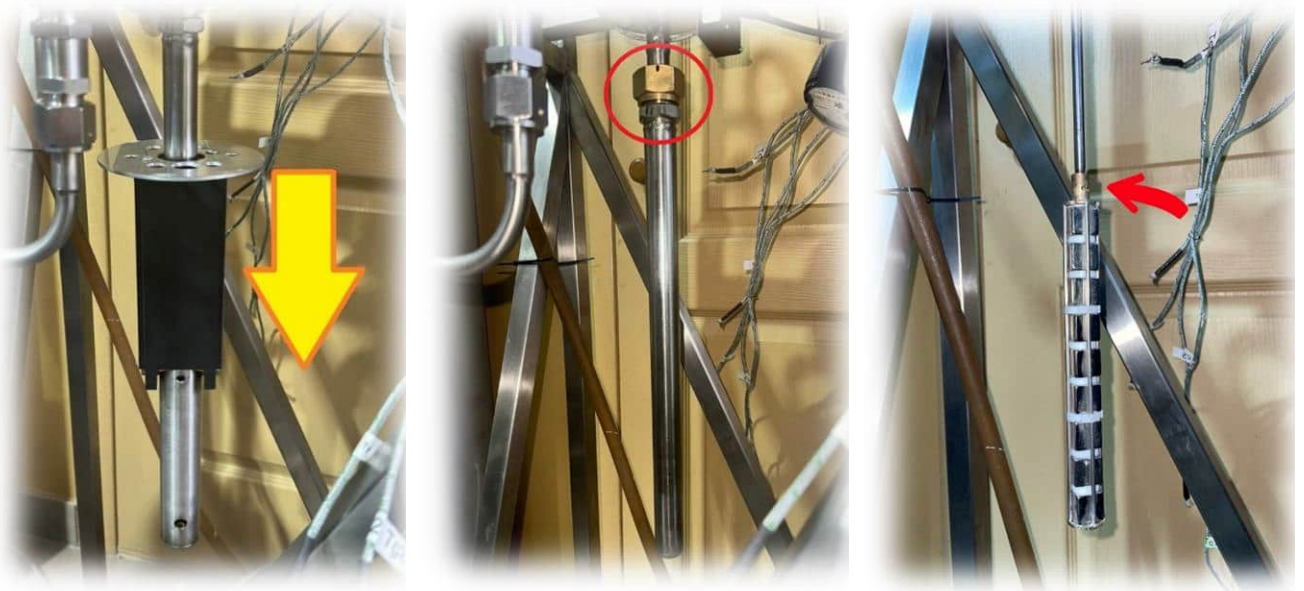


Рисунок В8 – Демонтаж магнітного лінійного приводу



Рисунок В9 – Демонтаж  
верхньої секції  
витіснювача



Рисунок В10 – Промивання витіснювача в  
ультразвуковій ванні



1.13. Злийте засіб для очищення DP5900, дотримуючись заходів для утилізації. Залийте в ультразвукову ванну воду і запустіть процес промивання ще на годину.

1.14. Дістаньте промиті секції витіснювача та обробіть поверхні етилацетатом для видалення залишків вологи, адсорбованих в процесі очищення. Використовуйте шприц та відповідну ємність.

1.15. Вийміть із регенератора насадочну частину (комплект мідних сіток) (рис. В11) і помістіть її в ультразвукову ванну (рис. В12) для остаточного промивання від можливих залишків оливи або дрібнодисперсних частинок целозолу та фторопласту, що утворилися в процесі експлуатації.

1.16. Залийте в ультразвукову ванну засіб для очищення DP5900 і запустіть процес промивання на годину. Злийте засіб для очищення DP5900, дотримуючись заходів з утилізації. Залийте в ультразвукову ванну воду і запустіть процес промивання ще на годину. Дістаньте промиту сітку та обробіть її поверхню етилацетатом для видалення залишків вологи, адсорбованої в процесі очищення. Використовуйте відповідну ємність.



Рисунок В11 – Насадочна частина регенератора



Рисунок В12 – Промивання сітки в ультразвуковій ванні

1.17. Помістіть корпус витіснювача в ультразвукову ванну із засобом для очищення DP5900 і запустіть процес промивання на годину. Злийте засіб для очищення DP5900, дотримуючись заходів з утилізації. Залийте в ультразвукову ванну воду і запустіть процес промивання ще на годину. Дістаньте корпус витіснювача та обробіть його поверхню, в тому числі поверхню гільзи нагрівачів (рис. В13) етилацетатом для видалення залишків вологи, адсорбованих у процесі очищення. Використовуйте відповідну ємність.

1.18. Від'єднайте секцію водяного охолодження та помістіть її в ультразвукову ванну із засобом для очищення DP5900. Повторіть алгоритм промивання, як у п. 1.16.

1.19. Очистити компоненти, що залишилися: зворотні клапани, редуктор, газові вентилі, гільзу внутрішнього магнітного блоку з пружиною та з'єднувальні трубопроводи в ультразвуковій ванні із засобом для очищення DP5900 за алгоритмом, як у п. 1.16.

1.20. Промийте поверхні очищених компонентів та трубопроводів етилацетатом для видалення залишків вологи, адсорбованих в процесі очищення. У важкодоступних місцях використовуйте шприц та відповідну ємність (рис. В14).

1.21. Змонтуйте усі компоненти та трубопроводи у вихідне положення. Спочатку зберіть насадку регенератора (~600 сіток) і спресуйте її, щоб уникнути утворення мертвого простору. Використовуйте відповідний прес (рис. В15). Після спресування зверніть увагу, що відстань від торців обичайки до сітки має становити 5 мм.

1.22. Змонтуйте шток витіснювача, пневматичний циліндр та лінійний магнітний привід. Використовуйте ріжкові ключі на 10, 17, 32 та 36 мм.

1.23. Змонтуйте нижню секцію витіснювача, регенератор та верхню секцію витіснювача. Закріпіть шток витіснювача гайками (2). Використовуйте подовжену торцеву головку на 13 мм.





Рисунок В13 – Промивання гілз  
нагрівачів



Рисунок В14 – Промивання  
з'єднувальних трубопроводів



Рисунок В15 – Спресування  
сіток

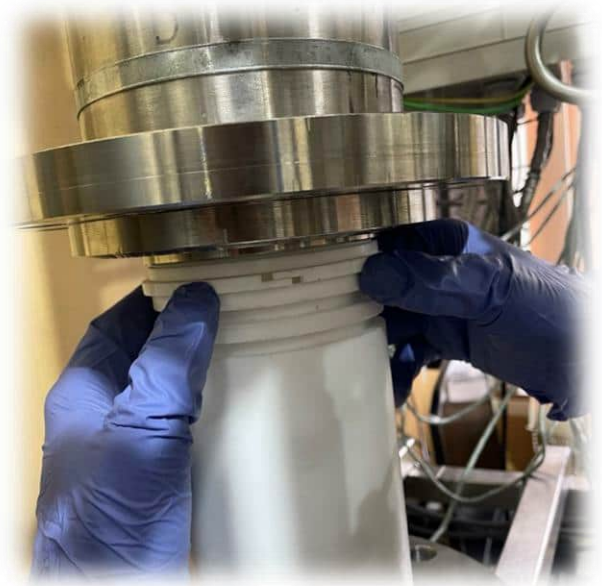


Рисунок В16 – Монтаж  
ущільнювальних кілець

1.24. Змонтуйте корпус витіснювача у вихідне положення. При виконанні цього кроку встановіть (3) ущільнювальні кільця (рис. В16) у міру опускання корпусу витіснювача вниз. Закрутіть болти (10). Використовуйте динамометричний ключ на 24 мм. Закрутіть контргайки (4). Використовуйте ріжковий ключ на 24 мм.

1.25. Приєднайте всі трубопроводи та балони з газом. Використовуйте ріжкові ключі на 17, 19, 22, 24, 26, 27, 30 мм.

1.26. Відпрацьовані засоби очищення утилізуйте відповідно до норм та правил регіону.

## **2. Тест на герметичність**

2.1. Загальні положення. Мета випробування на герметичність – виявлення нещільності в апаратах і лініях установки. Випробування системи спрямовані на усунення витоків компонентів суміші (Ar і He), недостатня кількість яких може порушити технологічний процес або затребуватиме підживлення.

Випробування на герметичність здійснюється кваліфікованим персоналом, який має допуск до проведення цих робіт.

Випробування на герметичність передбачають випробування на міцність, які виконуються відповідно до вимог ASME.

Перед випробуванням пневматичний контур установки повинен бути повністю у зібраному вигляді, всі різьбові з'єднання та елементи кріплення робочого циліндра повинні бути надійно затягнуті.

Електричні живлення ТЕНів відключають за допомогою програми керування термокомпресорною установкою.

Для відключення об'єму від зовнішніх комунікацій конструкції закривають вентилі V5...V10.

## 2.2. Вимоги до проведення випробувань.

У якості газу для виявлення нещільностей використовується гелій чистотою  $\geq 99,95\%$  або суміші гелію та аргону у співвідношенні 1:5, які подаються з балону (балонів) С1.

Лінія подавання газу повинна бути забезпечена фільтром високого тиску для запобігання потраплянню в систему механічних часток. Фільтри встановлюють між вентилями V4 та V5.

Перед початком випробувань проводять заходи для забезпечення стабільності температури навколишнього середовища та випробувального обладнання. Прилади, здатні вплинути на рівень температури, необхідно відключити за три години до початку робіт і протягом випробувань не використовувати.

На етапі випробування вимірюють температуру стінок циліндра компресора (Th10, Th13, Th20, Th23, Th30, Th33), температуру всмоктувальної та нагнітальної ліній Tg1, Tg2, а також температуру навколишнього повітря в безпосередній близькості від компресора. Показання термометрів усереднюють. Відхилення середньої температури від температури навколишнього середовища на понад три градуси  $|\Delta T_i| \leq 3^\circ \text{C}$  не допускається.

## 3. Проведення випробувань

3.1. Під час випробувань водяний контур компресора відключають від зовнішніх комунікацій. Вентилі V11, V12, V11a та V12a закривають. Щонайменше одну з'єднувальну лінію між вентиляціями V11-V11a (або V12-V12a) слід від'єднати від установки.

3.2. Для зливу води відкривають вентилі V13 та V14. При необхідності після спорожнення продувають водяний контур стисненим повітрям (азотом), подаючи його через вентиль V13 за допомогою редуктора, налаштованого на тиск 0,2...0,5 бар.

3.3. При випробуванні вентиля V11, V12 і V14 знаходяться в закритому стані, а вентиль V13 відкритий для виявлення витoku з пневматичної системи у водяному контурі.

3.4. Зовнішні лінії «Від зовнішній system» та «До зовнішній system», пов'язані з V7 і V8, від'єднують.

3.5. Відкривають вентиля V1, V2 і V3.

3.6. До V5 підключають балон з гелієм або сумішшю He + Ar. Вентилі V5, V6, V7, V8, V9 та V10 закриті.

3.7. Відкривають балонний вентиль V4. Обережно зачиняючи V5, збільшують тиск у контурі 1 до  $\approx 80$  бар, керуючись показаннями п'яти датчиків тиску P1...P5.

3.8. Процес підвищення тиску в закритому об'ємі супроводжується тимчасовим підвищенням температури. Підтримання тиску здійснюється протягом перших годин для стабілізації температури.

3.9. При виявленні факту перепуску випробування припиняють, тиск об'ємів скидають через V10 (Mobile port), а несправний вентиль замінюють.

3.10. Повторюють процедуру підвищення тиску спочатку до  $\approx 120$  бар, а потім до 150...160 бар. При необхідності підключають нові балони до V5, закриваючи перед тим V4 та V5.

3.11. При досягненні необхідного рівня (див. п. 3.10) V5 закривають, а зовнішню лінію між V4 і V5 від'єднують.

3.12. Підтримують тиск протягом першої години та відзначають у протоколі початкове значення середньої температури

$$T_{\Sigma 1} = \frac{T_{C10} + T_{C13} + T_{C20} + T_{C23} + T_{C30} + T_{C33} + T_{g1} + T_{g2}}{8}, (\text{°C}). \quad (1)$$

3.13. Записують у протокол початкову величину середнього тиску

$$P_{\Sigma 1} = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5}{5}, (\text{бар}). \quad (2)$$

3.14. У протоколі реєструють також:

- сумарний гідравлічний об'єм,  $v$ ,  $\text{дм}^3$  (гідравлічний об'єм);
- газ, що використовується для випробування (інертний газ);
- типи приладів, що вимірюють  $P$  та  $T$ , їх класи точності та межі виміру (датчик тиску, датчик температури);
- час початку та завершення випробування,  $t_1$  і  $t_2$ ;
- кінцеві величини середньої температури  $T_{\Sigma 2}$  та середнього тиску  $P_{\Sigma 2}$ .

3.15. Мінімальний рекомендований час випробувань  $t_1$  і  $t_2 = 24$  години.

#### 4. Обробка результатів

4.1. Обчислюють зміну тиску та температури  $\Delta P = P_{\Sigma 1} - P_{\Sigma 2}$  і  $\Delta T = T_{\Sigma 1} - T_{\Sigma 2}$  (звертаючи увагу на знаки!).

4.2. Річний об'єм витоку гелю, наведений за умовами  $T_0 = 293$  К та  $P_0 = 1,013$  бар, обчислюється за формулою:

$$\Delta V = \frac{v \cdot 24 \cdot 365}{(t_2 - t_1)} \cdot \frac{P_0}{T_0} \cdot \frac{P_{\Sigma 1}}{T_{\Sigma 1}} \cdot \left( \frac{\Delta P}{P_{\Sigma 1}} - \frac{\Delta T}{T_{\Sigma 1}} \right); \text{дм}^3 / \text{рік}, \quad (3)$$

4.3. Проникності ксенону та аргону відрізняються від проникності гелю. Якщо випробування на щільність виконується на гелії, то величина фактичних річних втрат за однакових умов при роботі на аргоні буде в  $k_{[\text{He}/\text{Ar}]} = 2,2$  рази менше, а для ксенону в  $k_{[\text{He}/\text{Xe}]} = 3,7$  рази менше, ніж у випадку гелю. Ці дані отримані в ході окремих тестів на визначення проникності He, Ar і Xe при тих же перепадах тиску.

4.4. Якщо в процесі випробування буде виявлено об'єм витоку, що перевищує допустимий рівень, необхідно знайти і усунути причину витоку.

4.5. Для пошуку течії використовуйте переносний течешукач моделі GasCheck 3000is. Чутливість приладу:

- для відкритих ділянок  $\Delta V_{\text{He}} \geq 6 L_{\text{Xe}} / \text{рік}$ ;

- при використанні захисного огороження передбачуваної зони витоку  
 $\Delta V_{\text{He}} \geq 2 L_{\text{Xe}} / \text{рік}$ .

4.6. Перед усуненням виявлених нещільностей надлишкового тиску з ділянки, що демонтується, необхідно скинути тиск до атмосферного рівня.

## 5. Зразок обробки результатів випробувань

### 5.1. Вихідні дані

Гідравлічний об'єм установки	$v = 7,2 \text{ дм}^3$ ;
Рекомендований випробувальний тиск	$P_r = 150 \text{ бар}$ ;
Час початку тестування	$t_1 = 0 \text{ год } 00 \text{ хв}$ ;
Час закінчення тестування	$t_2 = 25 \text{ год } 30 \text{ хв}$ ;
Початковий тиск	$P_{\Sigma 1} = 154,06 \text{ бар}$ ;
Кінцевий тиск	$P_{\Sigma 2} = 153,78 \text{ бар}$ ;
Початкова температура	$T_{\Sigma 1} = 23,15 \text{ }^\circ\text{C} = 296,3 \text{ К}$ ;
Кінцева температура	$T_{\Sigma 2} = 22,75 \text{ }^\circ\text{C} = 295,9 \text{ К}$ .

### 5.2. Допустимий (1) річний об'єм витоку гелю

$$\Delta V_{\text{He}} = \frac{v \cdot 24 \cdot 365}{(t_2 - t_1)} \cdot \frac{P_0}{T_0} \cdot \frac{P_{\Sigma 1}}{T_{\Sigma 1}} \cdot \left( \frac{\Delta P}{P_{\Sigma 1}} - \frac{\Delta T}{T_{\Sigma 1}} \right) = \frac{63072}{25.5} \cdot 289.2 \cdot 0.520 \cdot \left( \frac{0.28}{154.06} - \frac{0.40}{296.3} \right) = 173.7 \text{ LHe/year}$$

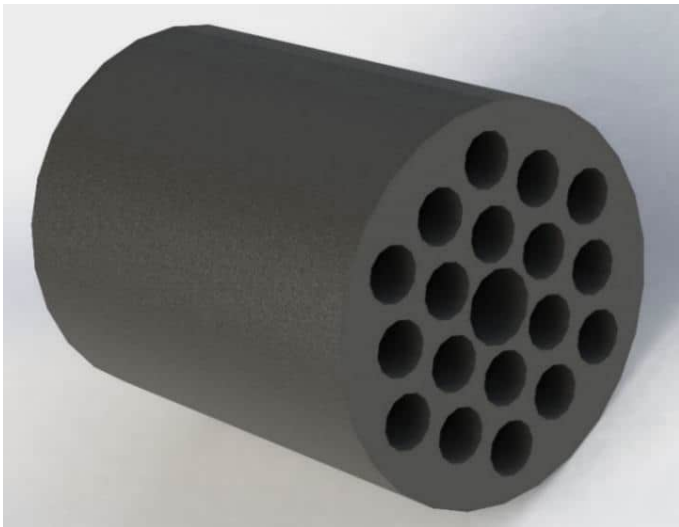
### 5.3. Для чистих аргону та ксенону величина річного витоку складе

$$\Delta V_{\text{Ar}} = \frac{173.7}{2.2} = 79 \text{ LAr/year} \quad \text{and} \quad \Delta V_{\text{Xe}} = \frac{173.7}{3.7} = 47 \text{ LXe/year}$$

## Додаток Г.

**Визначення можливості використання Celazole PBI U-60  
у якості матеріалу витіснювача****1. Призначення та фізичні властивості матеріалу.**

1.1. Метою експерименту є дослідження сорбційних властивостей високотемпературного пластика двох частин верхньої секції витіснювача в умовах високих температур. Деталі витіснювача, виготовлені з матеріалу полібензімідазол PBI U-60, зображені на рис. Г1. Celazole PBI U-60 (далі – Celazole) є унікальним органічним полімером, що відрізняється теплостійкістю до 400 °С, гарними антифрикційними властивостями, коефіцієнтом температурного розширення, наближеним до матеріалу циліндра (таблиця Г1).



а)



б)

Рисунок Г1 – Елементи витіснювача високотемпературного термокомпресора:

(а) – верхня (основна) частина, яка контактує з теплообмінником гріючого середовища; (б) – нижня частина з проточкою під гільзу регенератора

## Основні фізичні властивості Celazole

Параметр, розмірність		Значення
Густина, кг/дм <sup>3</sup>		1,3
Максимальна робоча температура на повітрі, °С		350
Максимальна робоча температура в інертному середовищі, °С		400
Температура початку незворотної деформації, °С		427
Мінімальна безперервна робоча температура, °С		-73
Коефіцієнт теплопровідності (25 °С), Вт/(м·°С)		0,41
Модуль пружності, МПа		5900
Коефіцієнт лінійного розширення, 10 <sup>6</sup> (1/К)	25...150°С	23
	200... 300 °С	33

З урахуванням таблиці Г1 властивостей Celazole, максимальну температуру нагріву для експерименту було обрано на рівні 340 °С. Цей режим буде обмежено датчиками, вбудованими в електричні нагрівачі.



Рисунок Г2 – Камера випалювання домішок



Рисунок Г3 – Процес вимірювання маси деталей



## **2. Методика вагової оцінки наявності летючих домішок**

2.1. Цей етап досліджень спрямовано на виявлення при нагріві можливого виділення побічних домішок з метою запобігання забруднення робочого тіла. Названі домішки після виділення з перегрітого матеріалу здатні накопичуватись в більш холодних місцях робочої порожнини та негативно впливати на такі елементи компресора як регенератор, зворотні клапани, внутрішній блок магнітної муфти та пару циліндр-вितіснювач.

2.2. Перед нагрівом зовнішні поверхні обох секцій витіснювача ретельно очищались згідно Додатку Д з використанням ультразвукової ванни. Після висушування деталі зважувались при температурі близько до  $20^{\circ}\text{C}$  (рис. Г3).

2.3. Початкове нагрівання елементів у камері випалювання здійснювалось до температури  $t_{\text{п}} = +220^{\circ}\text{C}$ .

2.4. Після витримки протягом трьох годин при температурі  $t_{\text{п}}$  здійснювалось вимірювання ваги.

2.5. Після охолодження до  $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$  і через 17 годин деталі знову зважувались.

2.6. Елементи остаточно нагрівались у камері до температури  $t_{\text{max}} = +340^{\circ}\text{C}$ . Вимірювання здійснювалось після витримки протягом 3 годин при температурі  $t_{\text{max}}$ .

2.7. Після охолодження елементів до  $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$  і витримки при цій температурі протягом 17 годин здійснювалось зважування.

2.8. Контрольне вимірювання ваги здійснювалось після витримки протягом 65 годин при температурі  $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$ .

2.9. Остаточне зважування – після витримки протягом 240 годин при температурі  $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$ .

## **3. Результати першого етапу дослідження**

Нижче наведено результати вимірювань, розрахункова величина відхилення  $\Delta$ . Для наочності результати винесені до зведеної таблиці Г2 та відображені на діаграмах (рис. 3-4).

Узагальнені результати дослідження зміни маси деталей від температури

Темп., °C	Вага основного блоку, гр.	Зміна маси основного блока, гр.	Вага додаткової вставки, гр.	Зміна маси додаткової вставки, гр.
20	752,21	-	523,22	-
220	750,04	-2,17	522,25	-0,97
20	750,80	+0,76	522,56	+0,31
340	747,42	-3,38	521,94	-0,62
20	748,14	+0,72	522,14	+0,2
20	748,66	+1,24	522,3	+0,36
20	749,29	+1,87	522,49	+0,55

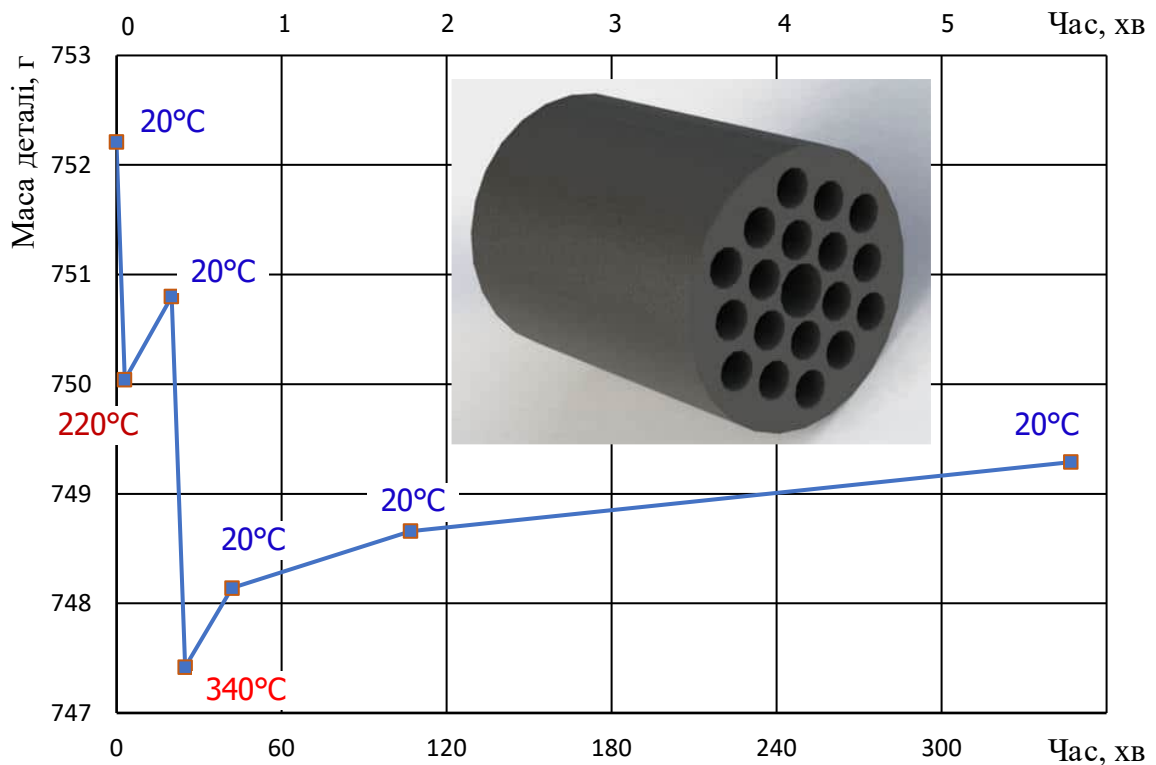


Рисунок Г4 – Зміна маси основного блоку витіснювача

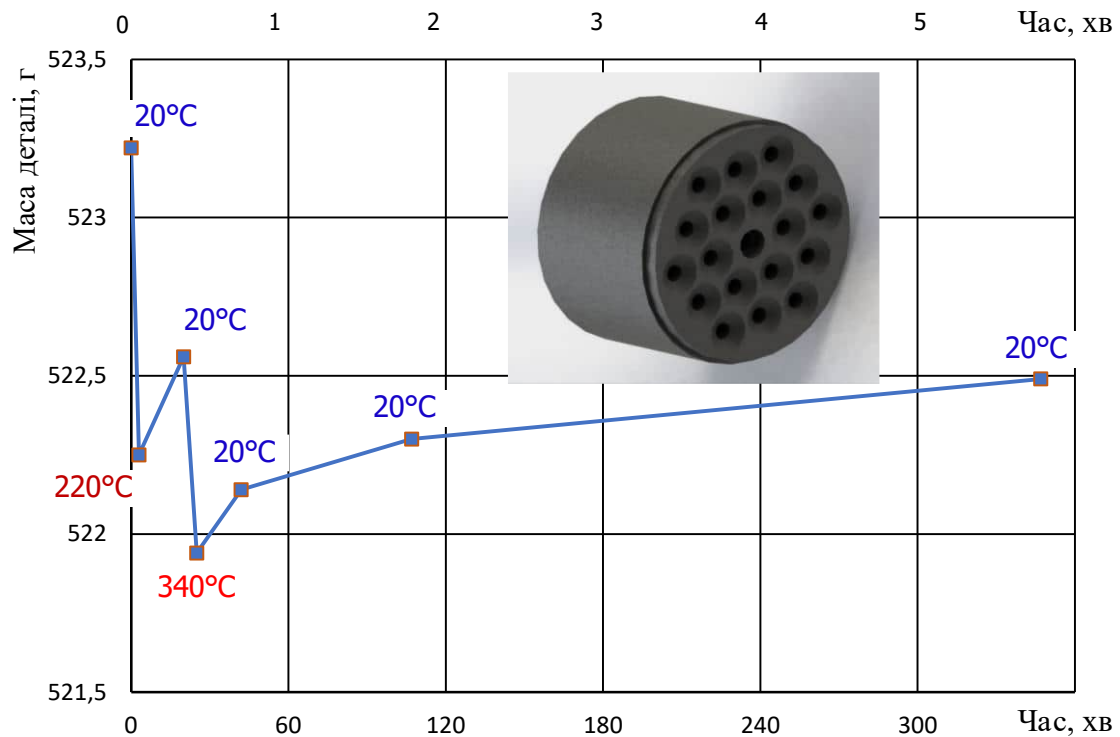


Рисунок Г5 – Зміна маси додаткової вставки витіснювача

Дослідження показали, що відносна зміна маси двох частин верхньої секції витіснювача не пропорційна їх абсолютним масам. Основний блок важить більше додаткової вставки всього в 1,4 рази. В той же час зміна маси основного блоку становить 2,5...5 рази більше ніж додаткової вставки. Імовірною причиною цього явища, це є наслідком впливу форми деталей.

#### 4. Методика аналітичного дослідження

4.1. Аналіз наявності летючих домішок проводився за допомогою Flame ionization detector (FID) з похибкою 50 ppb (0,05 ppm).

4.2. Попереднє очищення Celazole виконувалось послідовним виконанням наступних кроків:

- прогрів у печі до 350 °C;
- витримка протягом 3-х годин;
- очищення в ультразвуковій ванні;

- промивання етилацетатом.

4.3. Повторне прогрівання в печі до 350 °С проводилось згідно з п. 4.2.

4.4. Сушіння в печі при 100 °С протягом 30 хвилин.

4.5. Герметична порожнина, в яку передбачалось розмістити деталь, заповнювалась аргоном високої чистоти (99,995%) та полоскалась кілька разів до падіння концентрації висококиплячих органічних домішок нижче 1 ррм.

4.6. Зразок деталі з Celazole розміщувався в герметичній порожнині, яка прогрівалась до 250...350 °С.

## **5. Результати аналітичного дослідження газового середовища в камері з зразками Celazole**

5.1. Результати аналізу представлені на діаграмах (рис. Г6-7).

5.2. Використання аналітичного устаткування, чутливого до органічних домішок, показало, що під впливом високих температур спостерігається активна десорбція з об'єму матеріалу летючих речовин. Серед них – аміак та інші аміни.

5.3. Після видалення речовин, вказаних в п.5.2., у разі охолодження до температури навколишнього середовища, матеріал активно поглинає вологу з атмосферного повітря.

5.4. Глибоке очищення дослідженого матеріалу можливе шляхом тривалого (4...6 годин) вакуумування нагрітих зразків до глибини вакууму 0,2 Торр.

5.5. Зберігати підготовлені деталі необхідно в герметичній посудині, заповненій сухим азотом чи аргоном при надлишковому тиску, принаймні, 0,05 МПа.

5.6. Для використання складових частин витіснювача, виготовлених з Celazole РВІ U–60, в високотемпературних термокомпресорах необхідно проводити попередню обробку деталей згідно з Додатком В (пп. 1.12–1.14) в поєднанні з наступним прогрівом при температурах до 350 °С з подальшим

витримуванням у вакуумній камері.

5.7. Після монтажу термокомпресора і розміщення витіснювача в його порожнині робочий об'єм повторно полоскається та вакуумується.

5.8. Після проведення процедур згідно п. 5.5 використання витіснювачів з Celazole РВІ U-60 необхідно обмежити робочою температурою в нагрівачі термокомпресора до 250°C.

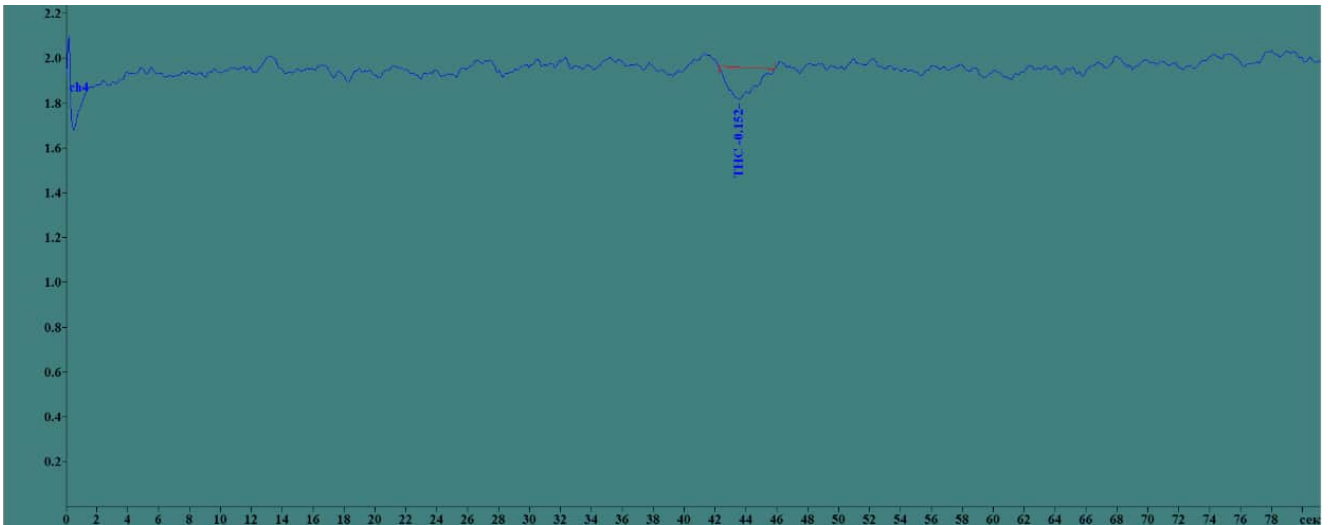


Рисунок Г6 – Аналіз Celazole у холодному стані (домішки – 0,152 ppm )

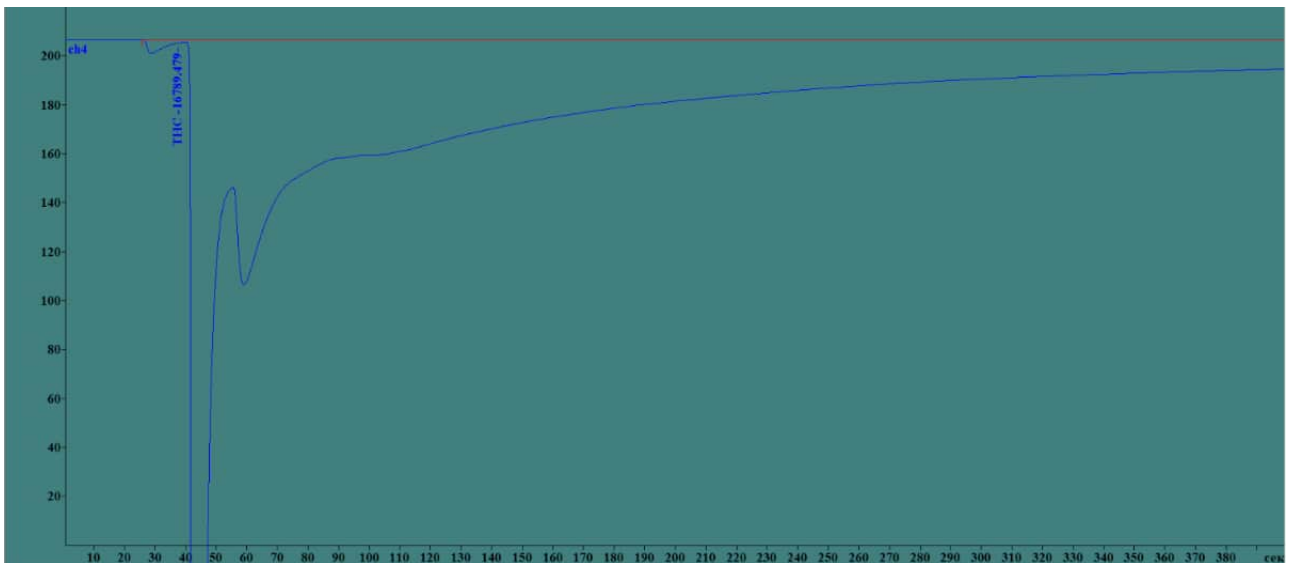


Рисунок Г7 – Аналіз Celazole при нагріванні до 350°C

(домішки – 16 789 ppm  $\approx$  1,68%)

## Додаток Д.

### Дослідження гідравлічного опору регенератора в високотемпературному термокомпресорі

Для вимірювання перепаду тисків між нижньою (холодною) та верхньою (гарячою) порожнинами робочого циліндра до згаданих об'ємів підключають лінії диференційного манометра dP1 (рис. Д1-а). Канал «+» цього датчика підключається до лінії нагнітання перед клапанами впуску-випуску cv2, а канал «-» – зв'язується з верхньою порожниною робочого циліндру через осьовий отвір індикатора переміщень DS1 (рис. Д1-б).

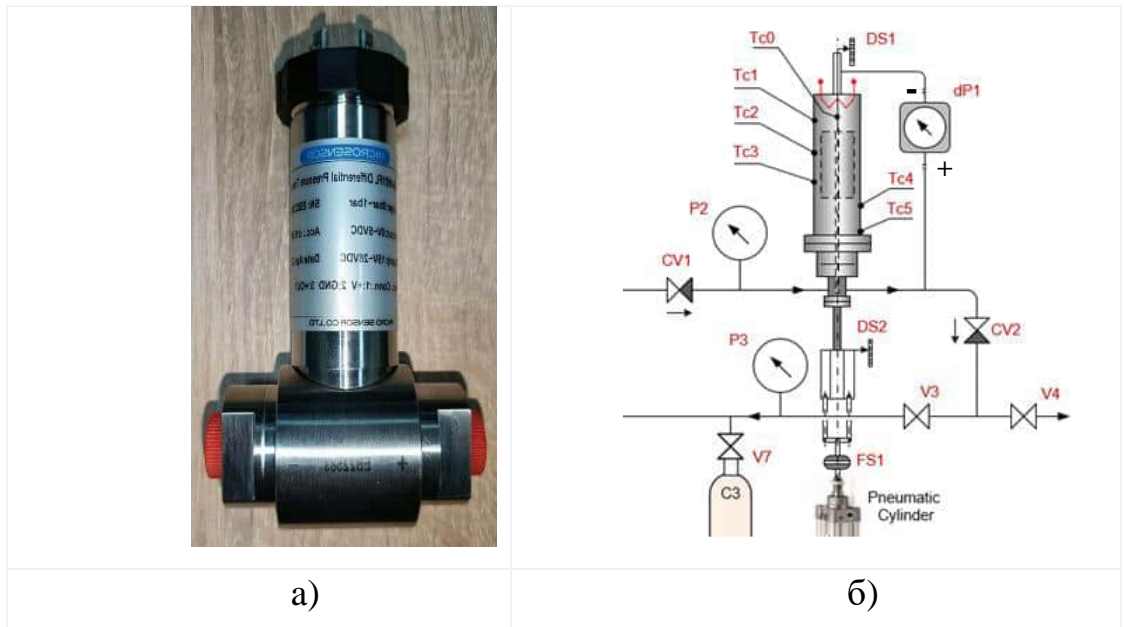


Рисунок Д1 – а) – диференційний манометр MDM4901FL, (див. Додаток А1, табл. А2); б) – фрагмент схеми, що ілюструє точки підключення датчика до порожнини робочого циліндра

На попередньому етапі проведено порівняння двох видів сітки (рис. Д2) з кількістю клітинок 100 і 200 на дюйм ( $\approx 4$  клітин/мм та  $\approx 8$  клітин/мм, відповідно). Протяжність робочого періоду  $t = 4$  с. Результати випробувань представлені в таблиці Д1.



Рисунок Д2 – Варіанти сіток, які використані у регенераторі.

Таблиця Д1.

Експлуатаційні характеристики компресора при різних типах регенератора

Тип сітки ( кількість клітинок на 1 дюйм)		100	200
Ступінь стиснення, $\sigma_{\max}$ (2.11)		1,19	1,18
Зусилля на шток, Н	Рух вгору↑	271	292
	Рух вниз↓	-88,7	-104
Максимальний перепад тиску в циліндрі, $dP1$ , кПа		<b>18,4</b>	<b>22,6</b>
Максимальне зміщення між зовнішніми та внутрішніми магнітами, мм		6,3	8,1
Середня потужність електронагрівачів, кВт		0,58	0,64

При аналізі таблиці Д1 можна зазначити, що обидва варіанти сіток показали близькі значення ступеня стиснення  $\sigma_{\max}$ . Частка за рахунок перепаду тисків в сумарному зусиллі становила 144...176 Н для рідкої та більш густої сіток, відповідно.

Враховуючи, що силові характеристики обмежують допустиму частоту роботи, необхідно прийняти в якості основного типу сітку №100. Заслуговує уваги варіант комбінації шарів регенератора, утворених з кількох видів сіток.

На наступному етапі було визначено гідравлічний опір власне сітчастого шару регенератора. Для цього, окрім випробувань в стандартній конфігурації, було досліджено перепад тисків на витіснювачі з демонтованою сіткою.

Замість неї між пасивними секціями витіснювача було встановлено дистанцер з достатнім прохідним перетином, тобто з мінімальним опором (рис. Д3).



Рисунок Д3 – Деталь-замінник регенератора для дослідження опору сітчастого шару регенератора

Таблиця Д2.

Залежність перепаду сітки регенератора від тиску нагнітання  $P_D$  при сталій тривалості робочого періоду  $t = 4$  с, ( $\nu = 0,25$  Гц). Тип сітки №100.

Тиск на виході з термокомпресора, МПа →		4,96	10,4	14,7
Перепад тисків виключно на сітчастому шарі, кПа	Рух вгору↑	1,59	2,59	3,41
	Рух вниз↓	1,56	2,63	3,86

Таблиця Д3.

Залежність перепаду сітки регенератора від тривалості робочого періоду  $t = 2 \dots 6$  с при тиску нагнітання  $P_D = 17,3$  МПа Тип сітки №100.  $L_R = 75$  мм

Тривалість робочого періоду, с →		6	4	2
Перепад тисків виключно на сітчастому шарі, кПа	Рух вгору↑	5,56	14,84	23,23
	Рух вниз↓	4,61	13,58	20,81