

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка

до бакалаврського кваліфікаційного проекту на тему:

«РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДВОХ РОТОРНОГО ВАКУУМНОГО
НАСОСУ»

Виконав: студент 4 курсу, групи 1ГМ-216
зі спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напрямку підготовки)

Хоменко Д.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доц., доцент каф. ГМ

Бакалець Д.В.

(прізвище та ініціали)

« 06 » 06 2025 р.

Рецензент: к.т.н., доц., доцент каф. АТМ

Антонюк О.П.

(прізвище та ініціали)

« 16 » 06 2025 р.

Допущено до захисту

Зав. кафедри ГМ

д.т.н., професор Поліщук Л.К.

« 10 » 06 2025 р.

Вінниця ВНТУ– 2025 р

Підпис і дата

Л.

Інв. №

Взам. Інв. №

Підпис і дата

Інв. № ориг.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л.К.

"04" березня 2025 року

З А В Д А Н Н Я
НА БАКАЛАВРСЬКИЙ КВАЛІФІКАЦІЙНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТУ

гр. 1ГМ-216 Хоменку Д.С.

(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема бакалаврського кваліфікаційного проєкту «РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДВОХ РОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСУ»

керівник бакалаврського кваліфікаційного проєкту Бакалець Д.В., к.т.н. доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 20.03. 2025 року №97

2. Строк подання здобувачем бакалаврського кваліфікаційного проєкту

3. Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи 1) Продуктивність, л/с – 70; 2) Гранично залишковий тиск, Па – 0,3; 3) Потужність двигуна, Вт – 180; 4) Частота обертання, 1/с – 127,4.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1) Вступ; 2) Виконати дослідження з встановленням стану та тенденції розвитку роторного вакуумного насосу, дослідити конструкції аналогічного обладнання; 3) Виконати патентно-інформаційний огляд аналогічних конструкцій; 4) Висновки з теоретичного огляду та постановка задач проєктування; 5) Розробка конструкції двох роторного вакуумного насосу; 6) Виконати конструкторські та технологічні розрахунки, що необхідні для побудови розробленої конструкції двох роторного вакуумного насосу; 7) Розробити заходи з охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1) Аналіз конструкцій роторних вакуумних насосів (ф. А1 – 1 арк); 2) Патентно-інформаційний огляд (ф. А1 – 1 арк); 3) Складальний кресленник двох роторного

вакуумного насосу (ф. А1 – 1 арк); 4) Проектування роторів (ф. А1 – 1 арк.); 5) Робочі кресленики деталей «ротор», «кришка», «картер» та «вал» (ф. А3 – 4 арк.).

6. Консультанти розділів бакалаврського кваліфікаційного проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	виконання прийняв
Технічний розділ (основна частина)	Бакалець Д.В.	05.03.2025р. 	06.06.2025р.
Охорона праці, безпека життєдіяльності	Поліщук О.В.	02.05.2025р. 	20.05.2025р.

7. Дата видачі завдання 05.03.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської дипломної роботи	Термін виконання		Примітка
		початок	закінчення	
1	Виконати дослідження з встановленням стану та тенденції розвитку конструкцій роторних вакуумних насосів	05.03.2025р.	20.03.2025р.	
2	Розробка конструкції двох роторного вакуумного насосу	05.03.2025р.	20.03.2025р.	
3	Виконання проектних та перевірочних розрахунків конструкції	21.03.2025р.	07.04.2025р.	
4	Розробка графічної частини БКП	08.04.2025р.	02.05.2025р.	
5	Охорона праці	02.05.2025	12.05.2025	
6	Оформлення текстової та графічної частини проекту	12.05.2025	06.06.2025	
7	Перевірка на плагіат	06.06.2025	09.06.2025	
8	Нормоконтроль БКП	10.06.2025	10.06.2025	
9	Рецензування БКП	11.06.2025	16.06.2025	
10	Захист БКП	За графіком кафедри		

Здобувач

(підпис)

Хоменко Д.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Бакалець Д.В.
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Бакалаврська кваліфікаційна робота складається з 75 сторінок формату А4, на яких є 19 рисунків, 8 таблиць, список використаних джерел містить 25 найменувань.

У роботі здійснено аналіз відомих конструкцій вакуумних насосів та спроектовано механічний двороторний насос, відповідно до вихідних даних. Для цього було визначено основні розміри насоса, розраховано зазори, проведено профілювання роторів. Виконанні проєктні та перевірочні розрахунки розробленої конструкції. Розроблені креслення згідно, яких можливе виготовлення розробленої конструкції.

Ключові слова: насос, конструкція, двох роторний, вакуумний, розрахунок.

ANNOTATION

The bachelor's qualification work consists of 75 pages of A4 format, which include 19 figures, 8 tables, and the list of sources used contains 25 names.

The work analyzes known designs of vacuum pumps and designs a mechanical double-rotor pump, according to the initial data. For this purpose, the main dimensions of the pump were determined, the gaps were calculated, and the rotors were profiled. Design and verification calculations of the developed design were performed. Drawings were developed according to which it is possible to manufacture the developed design.

Keywords: pump, design, double-rotor, vacuum, calculation.

ЗМІСТ

	ВСТУП.....	3
1	АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РОТОРНИХ ВАКУУМНИХ НАСОС.....	4
1.1	Класифікація двоходових вакуумних насосів	4
1.2	Огляд конструкцій двоходових вакуумних насосів	7
1.3	Патентно-інформаційний огляд	16
2	ОПИС РОЗРОБЛЮВАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДВОХРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСУ	25
3	КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	27
3.1	Визначення геометричних розмірів насоса	27
3.2	Профілювання роторів	30
3.3	Розрахунок зазорів між виконавчими елементами конструкції насосу	36
3.4	Розрахунок провідності зазору	41
3.5	Визначення потужності насоса.....	43
3.6	Розрахунок синхронізації механізму насоса.....	44
4	ОХОРОНА ПРАЦІ.....	45
4.1	Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта	45
4.2	Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	47
4.3	Технічні рішення з пожежної безпеки.....	51
	ВИСНОВКИ.....	53
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	55
	ДОДАТКИ.....	58
	ДОДАТОК А . Технічне завдання	59
	ДОДАТОК Б. Ілюстративна частина.....	64
	ДОДАТОК В. Специфікації.....	73
	ДОДАТОК Г Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень	74

ВСТУП

Зараз вакуумну техніку широко використовують у різних галузях промисловості (електротехнічної, електронної, радіотехнічної, хімічної, металургійної, медичної, харчової тощо) для здійснення технологічних процесів або забезпечення роботи установок різного призначення, а також у кріогенних установках і установках для імітації космічних умов, прискорювачах елементарних частинок.

Основним елементом будь-якої вакуумної системи, як правило, є механічний вакуумний насос, конструкція якого повсякчас модернізується для покращення техніко-економічних показників.

Метою роботи є розробка двох роторного вакуумного насоса з покращеними техніко-економічними показниками.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі задачі:

- Виконати дослідження з встановленням стану та тенденції розвитку конструкцій роторних вакуумних насосів;
- Здійснити патентно-інформаційний огляд конструкцій насосного обладнання;
- Обпираючись на результатах теоретичного дослідження теми кваліфікаційної роботи розробити конструкцію двох роторний вакуумний насос;
- Виконати конструкторські розрахунки для розробки конструкції двох роторного вакуумного насоса та необхідних робочих креслень.
- Розробити кресленики двох роторного вакуумного насоса та робочі креслення його деталей;
- Запропонувати заходи з охорони праці для безпечної експлуатації розробленої конструкції двох роторного вакуумного насоса.

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РОТОРНИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ

1.1 Класифікація двохроторних вакуумних насосів

Двохроторні вакуумні насоси залежно від характеру процесу стиснення поділяють на дві групи: насоси із зовнішнім стисненням і насоси з частинним внутрішнім стисненням [1, 2].

У двохроторних вакуумних насосах (рисунк 1.1) в овальному корпусі 1 назустріч один одному обертаються два ротори 2 і 3. Ротори виконують із двома (рисунк 1.1, а) або трьома (рисунк 1.1, б) прямими або бітовими (спіральними) (рисунк 1.2) лопатями [3].

Кут закрутки лопатей не перевищує 180° . Кутом закрутки лопаті називають кут, на який повернутий навколо поздовжньої осі ротора один торець відносно іншого.

Синхронне обертання роторів і зазор між ними забезпечуються синхронізуючими шестернями, які змонтовані на валах роторів. Між роторами, а також роторами і корпусом у робочому стані зберігаються зазори, через що в робочу порожнину стиснення газу мастильний матеріал не подається.

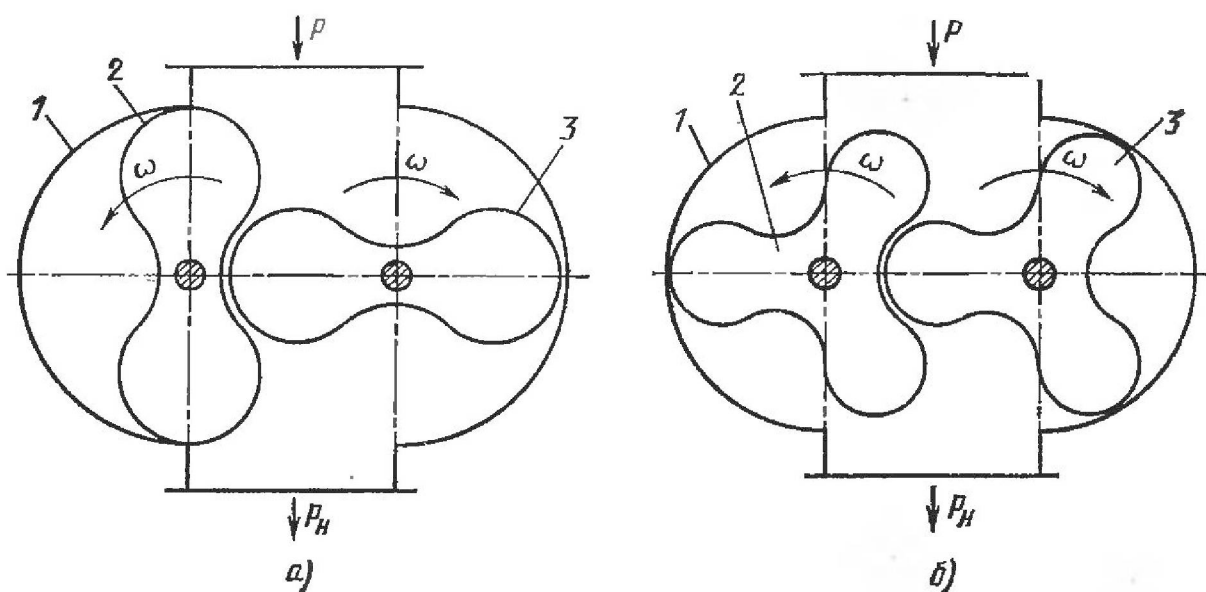


Рисунок 1.1 – Принципові конструктивні схеми двохроторних вакуумних насосів

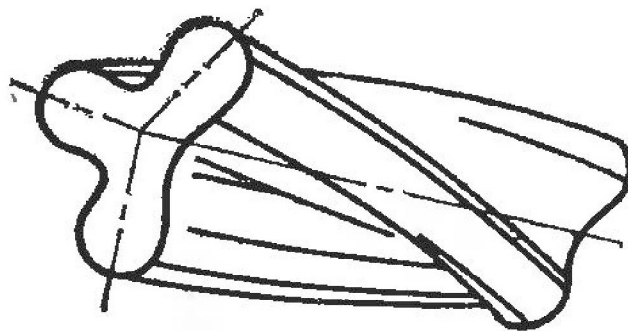


Рисунок 1.2 – Гвинтовий ротор двохроторного вакуумного насосу

Розглянемо відкачування газу на прикладі насоса з дволопатеви́ми роторами. Нехай у даний момент ротори перебувають у положенні, показаному на рисунку 1.3, *а*. Порожнина *I* від'єднана від вікна всмоктування, але ще не з'єднана з вікном нагнітання. Наступного моменту (рисунок 1.3, *б*) порожнина *I* з'єднується з вікном нагнітання, і газ під тиском нагнітання надходить у порожнину *I*.

Процес натікання газу з порожнини нагнітання в порожнину *I* продовжується доти, доки тиск у порожнині *I* не стане рівним тиску нагнітання. Після вирівнювання тисків газ із порожнини *I* почне подаватися в порожнину нагнітання разом із газом, який перебуває в порожнині *II* (рисунок 1.3, *в*). Під час повороту роторів на кут 90° (рисунок 1.3, *г*) газ із порожнини *I* роторами продовжує всмоктуватися в нагнітальну порожнину, процес звільнення порожнини *II* від газу завершується, а між ротором 2 та корпусом 1 утворюється порожнина *III*, процеси в якій почнуть відбуватися у тій самій послідовності, що й у порожнині *I*, з моменту, що відповідає положенню рисунку 1.3, *а*. У моменти, що відповідають положенням на рисунку 1.3, *д* і *е* газ із порожнини *I* продовжує подаватися в нагнітальне вікно, а в момент, що відповідає повороту роторів на 180° , процес витіснення газу з порожнини *I* закінчується. Далі процес повторюється, починаючи з положення рисунку 1.3, *а*, але місце порожнини *I* займе порожнина *IV*, порожнини *III* – порожнина *II*, порожнини *II* – порожнина *III*, порожнини *IV* – порожнина *I*.

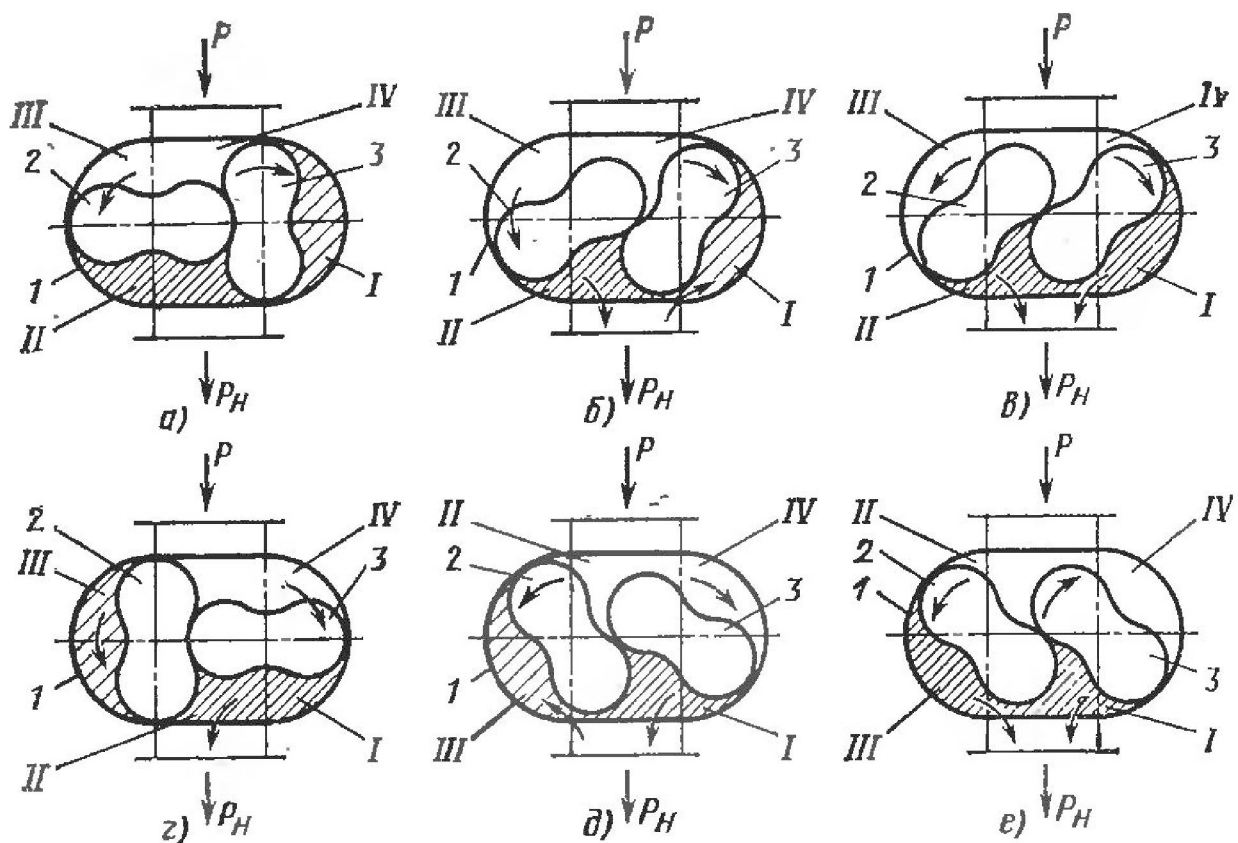


Рисунок 1.3 – Принципова схема дії двохроторного вакуумного насосу

Таким чином, за один оберт кожного ротора в нагнітальну порожнину ротором 2 подає газ із порожнин II і III, а ротором 3 – газ із порожнин I і IV. У двороторному вакуумному насосі тільки в порожнинах, сполучених із нагнітальним патрубком, газ стискається і подається в нагнітальний патрубок. Такий процес стискання називають зовнішнім стисканням [4].

Процес зовнішнього стиснення менш економічний порівняно з процесами з внутрішнім стисненням, тому двороторні вакуумні насоси застосовують, як правило, в ділянці тисків всмоктування 1,33 ... 133 Па. Отриманню в цих вакуумних насосах більш високого вакууму перешкоджають відносно великі перетікання газу з порожнини нагнітання в порожнину всмоктування внаслідок наявності зазорів між роторами і між роторами та корпусом. При застосуванні двороторних вакуумних насосів у сферах тисків, близьких до 100 кПа, відношення тиск нагнітання p_n до тиску всмоктування p у них порівняно

невеликий (1,2...1,5) також унаслідок наявності великих перетікань із порожнини нагнітання в порожнину всмоктування.

Це положення підтверджується експериментально (рисунок 1.4) [22]. Повна врівноваженість і хороше динамічне балансування роторів забезпечують досягнення високої частоти обертання роторів, що призводить до великої швидкості дії за порівняно малих розмірів. Крім того, відсутність тертя між роторами, простота конструкції й технологічної обробки роторів призвела до широкого використання двороторних вакуумних насосів у промисловості.

Двороторні вакуумні насоси працюють разом із форвакуумними, як які використовують плунжерні, пластинчато-роторні, рідинно-кільцеві або поршневі вакуумні насоси. Двороторні вакуумні насоси, що випускаються з швидкістю дії від 0,0015 до 10 м³/с, створюють залишковий тиск до 0,5 Па.

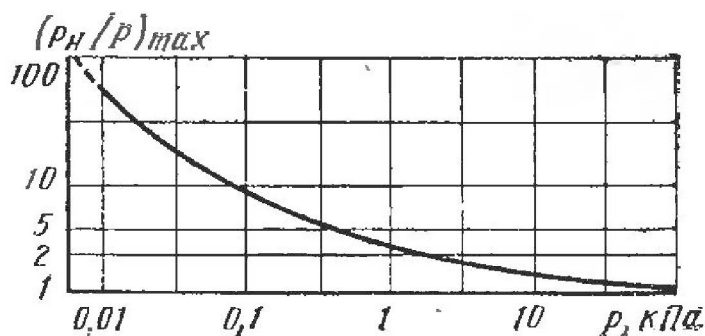


Рисунок 1.4 – Залежність максимального відношення тиску p_n/p до тиску всмоктування p

1.2 Огляд конструкцій двохроторних вакуумних насосів

Двохроторні вакуумні насоси призначені для відкачування повітря і газів, які не вступають у реакцію з матеріалами, з яких виготовлені деталі вакуумних насосів, і з застосовуваними в них мастилами.

На рисунку 1.5 показано конструкцію одноступінчастих серійних вакуумних насосів 2ДВН-500 і 2ДВН-1500. Умовне позначення розшифровується так: 2 – порядковий номер модернізації; Д – двороторний; В – вакуумний; Н – насос; цифри після літер – поіменна швидкість дії в дм³/с за

номінальної швидкості. Якщо насос укомплектований електродвигуном, частота обертання вала якого відрізняється від номінальної, то в кришці позначення насоса вказується шифр, що відповідає числу полюсів електродвигуна [5].

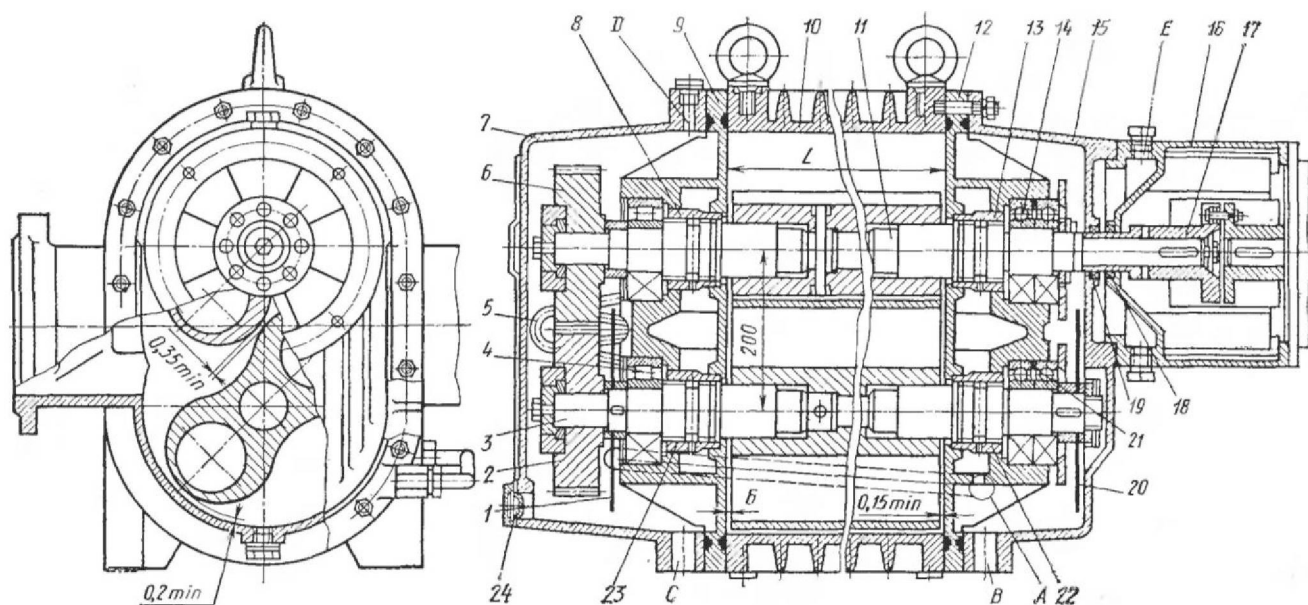


Рисунок 1.4 – Вакуумний насос типу 2ДВН

Збільшення швидкості дії насоса 2ДВН-1500 досягається збільшенням довжини L ротора від 280 мм у насосі 2ДВН-500 до 700 мм у насосі 2ДВН-1500. Насосні 2ДВН-500 і 2ДВН-1500 працюють із плунжерними форвакуумними насосами типу НВЗ.

У корпусі 10 обертаються два дволопатеві ротори 3 і 11. Синхронізацію обертання роторів забезпечують косозубні синхронізуючі шестерні 2 і 6. Шестерні виготовлені з цементованої сталі. Зубчатий вінець загартований і відшліфований. За допомогою цих шестерень також виставляються профільні зазори $\delta_{pp\min} = 0,35$ мм. Для полегшення складання синхронізувальних шестерень передача моменту з ротора 11 на шестерню 6 і з шестерні 2 на ротор 3 здійснюється через пружини 4 (рисунок 1.5). При цьому для збереження положення шестерень відносно вала під час роботи необхідно забезпечити

достатні сили тертя між пружинами, валом і шестернями. Для того домагаються відповідним затягуванням болтів. Спочатку затягують болт 5 на роторі, потім рівномірно болти 3 на шестерні 1 і кільці 2, після чого знову перевіряють затяжку болта 5 на роторі. Під час затягування болтів 3 необхідно забезпечити прилягання пружин 4 однієї до іншої, для чого їх необхідно зміщати під час збирання уздовж осі до шестерні 1. Застосування пружин 4 дає змогу обійтися без шпонкових пазів або шліцьових з'єднань між валом і синхронізуючими шестернями.

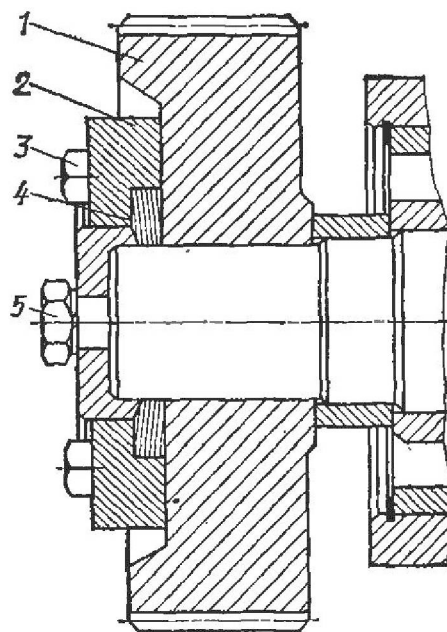


Рисунок 1.5 – Установка синхронізуючі шестерні на валу у вакуумних насосах типу 2ДВН

Ротори обертаються в роликopідшипниках кочення 4 (див. рисунок 1.4), що утворюють плаваючу опору, яка не перешкоджає тепловому подовженню роторів, і в здвоенніх радіально-упорних кулькових підшипниках 14, що утворюють жорстку опору, здатну сприймати двостороннє осьове навантаження. Мінімальний торцевий зазор $\delta_{\text{торц. зазор min}} = 0,15$ мм між роторами 3 і 11 та торцевою крішкою 12 і мінімальний зазор B , що дорівнює $\delta_{pp \text{ min}} = 0,4$ мм для насоса 2ДВН-500 і $\delta_{pp \text{ min}} = 0,9$ мм для насоса 2ДВН-1500 між роторами 3

і 11 та торцевою крішкою 9, вніставляють під час збирання. Осьовий зазор підшипників 14 регулюють підбором і встановленням кілець 21 зі сталеві стрічки.

Змащування підшипників і шестерень – рідинне циркуляційне. Мастило розбризгується дисками 1 і 20. Масляні порожнини в кришках 7 і 15 з'єднані похилим трубопроводом *A* і трубопроводом більшого діаметру, що приєднується до кришок 7 і 15 через отвори *B* і *C*. Мастило заливають у мастильну порожнину через отвір *D*. Мастило в похилий трубопровід *A* закидається диском 1 і стікає в мастильну порожнину в кришці 15.

З мастильної порожнини в кришці 15 мастило повертається в мастильну порожнину в кришці 7 трубопроводом великого діаметра. Під час цієї циркуляції мастило охолоджується. Для запобігання потрадання мастильного матеріалу в порожнину стиснення використовують втулки 8, 13, 22 і 23 з нарізкою [1].

Ущільнення вала ведучого ротора 11 здійснюється двома гумовими манжетами 18 і 19, простір між якими заповнюється олією через отвір *E* і мастилопоказчик, що вгвинчується в цей отвір у робочому стані. В обертання вал ведучого ротора 11 приводиться від фланцевого електродвигуна через втулково-пальцеву муфту 17. Кріпиться двигун на ліхтарі 16.

Охолодження насоса 2ДВН-500 – повітряне, насоса 2ДВН-1500 – повітряно-водяне. Водяний холодильник 5, змонтований у кришці 7, охолоджує мастило. Крім того, водою охолоджується корпус на стороні приводного вала. Для збільшення теплопередавальної поверхні корпус 11 оребрений.

Одну з можливих конструкцій двоступеневого двороторного вакуумного насоса показано на рисунку 1.6. Обидва ступені змонтовані в одному корпусі 16. Перший ступінь зверху, другий – знизу. Ротори 21, 22, 23, і 24 обох ступенів приводяться в обертання від електродвигуна через клинопасову передачу, зі шківів 3 якої момент передається на приводний консольний вал 5.

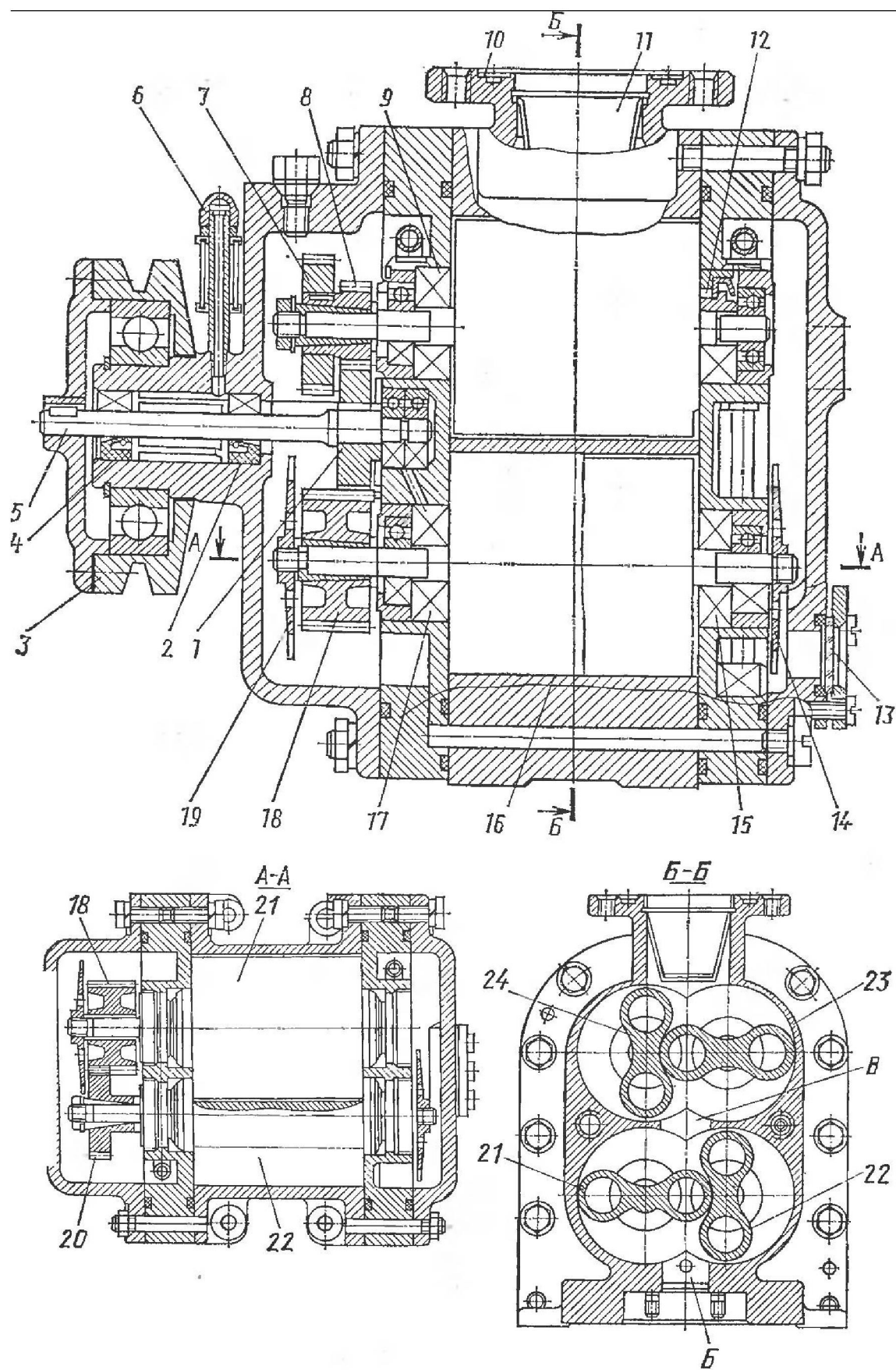


Рисунок 1.6 – Вакуумный насос ДВН-5-2

На валу 5 змонтовано зубчасте колесо 1, з якого момент передається на зубчасте колесо 8, змонтоване на валу ведучого ротора 23 першого ступеня, і на зубчасте колесо 18, змонтоване на валу ведучого ротора 21 другого ступеня. Зубчасте колесо 18 одночасно є синхронізувальним зубчастим колесом, що входить у зачеплення із синхронізувальним колесом 20, змонтованим на валу веденого ротора другого ступеня. Синхронізуюче колесо 7 змонтоване на маточині колеса 8 і входить у зачеплення із синхронізуючим колесом, змонтованим на валу веденого ротора 23 першого ступеня. Розміри першого і другого ступенів однакові. Більшу швидкість дії першого ступеня отримують за більшої частоти обертання роторів [2].

Ущільнення приводного вала – гідравлічне; простір між двома гумовими манжетами 2 і 4 заповнюється мастилом через маслянку 6. Змащування підшипників і зубчастих коліс – рідинне. Мастило розбризкується дисками 19 і 14. Рівень мастила контролюється за мастиловказівником 13. Потраплянню мастила в порожнини стиснення першого і другого ступенів перешкоджають мастиловідвідні пристрої 9, 12, 15 і 17. У вхідному патрубку 10 встановлено сітчастий фільтр 11. Нагнітальне вікно першого ступеня і всмоктувальне вікно *В* другого ступеня суміщені. Нагнітальний патрубок *В* розташований знизу.

На базі двороторних вакуумних насосів виготовляють вакуумні агрегати АВР-50 і АВР-150. Умовне позначення агрегата: АВР – агрегат вакуумний ротаційний, цифра – швидкість дії в $\text{дм}^3/\text{с}$ при робочому тиску.

Агрегати, призначені для роботи в стаціонарних умовах, відкачують газ, неагресивний до матеріалів конструкції агрегатів, пари і парогазові суміші, попередньо очищені від крапельної рідини і механічних забруднень.

Агрегати складаються з двороторного вакуумного насоса 3 марки ДВН-50 (рисунк 1.7), що послідовно працюють (штриховою лінією позначено агрегат), у агрегаті АВР-50 і марки ДВН-150 в агрегаті АВР-150, який відкачує газ із вакуумної камери 7, та форвакуумна помпа 13 марки 2НВР-5ДМ в агрегаті АВР-50 і марки АВЗ-20Д в агрегаті АВР-150. Насоси установлені на загальній рамі 12.

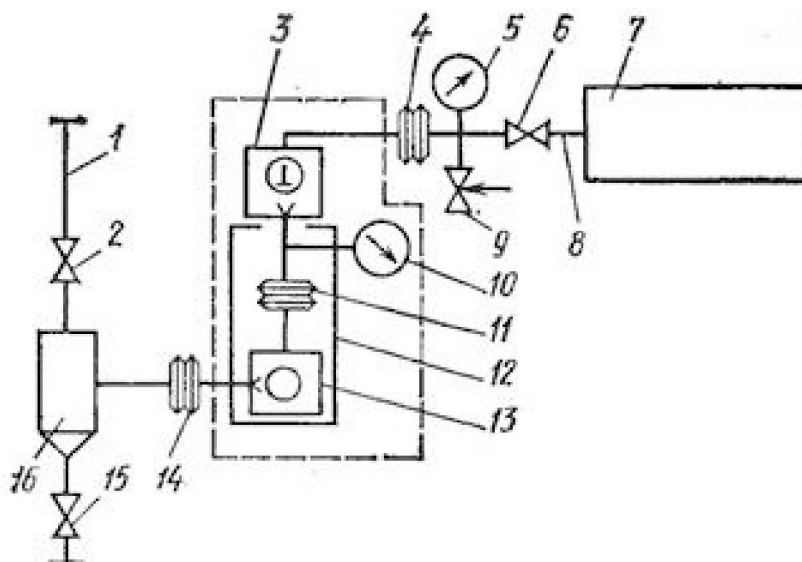


Рисунок 1.7 – Принципова схема агрегата типу АВР

Для забезпечення можливості пуску двороторного вакуумного насоса при тисках, що перевищують рекомендований тиск пуску (1,33 Па для агрегату АВР-50 і 0,66 Па для агрегату АВР-150), у двороторному вакуумному насосі передбачено перепускню лінію (рисунок 1.8), у якій встановлено клапан 1. Під час пуску клапан 1 перепускної лінії відчиняється, і газ із нагнітальної порожнини *A* через канал *B*, клапан 1 і канал *B* подається у всмоктувальну порожнину *Г* двороторного вакуумного насоса. Перепускний пристрій дає змогу вмикати двороторний вакуумний насос 3 (див. рисунок 1.7) за атмосферного тиску у входному патрубку 8 агрегату одночасно з форвакуумним насосом 13 [3].

Перепускний пристрій також оберігає агрегат від поломки в разі раптового підвищення тиску у входному патрубку агрегату, наприклад у разі розгерметизації вакуумної камери 7.

Між двороторним вакуумним насосом 3 і форвакуумним насосом 13 встановлено манометр 10 для виміру міжступінчастого тиску і сильфон 11, що дає змогу компенсувати неспіввісність в'їзного патрубка двороторного вакуумного насоса та входного патрубка форвакуумного насоса, теплові

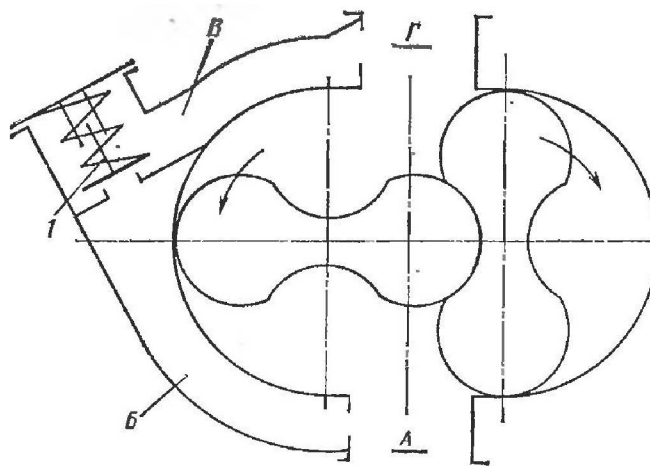


Рисунок 1.8 – Принципова схема вакуумних насосів типу ДВН-50 і ДВН-150 з перепускною лінією

деформації та запобігти передаванню вібрації з одного вакуумного насоса на інший.

Сильфони 4 і 14, встановлені на входній і вихідній лініях агрегату, унеможливають передавання вібрації на вакуумну камеру 7 і випускную лінію, що містить масловідстійник 16, запірний вентиль 15 для зливання масла і конденсату і запірний вентиль 2 на випускному трубопроводі 1. Манометром 5 зміряється тиск на вході в агрегат. За зачиненого запірного вентиля 6 через вентиль 9 у корпус насоса подають повітря для запобігання потрапляння парів вуглеводнів із насоса у всмоктувальний патрубок 8 і вакуумну камеру 7.

Робота двороторних вакуумних насосів супроводжується сильним шумом. Характер шуму в двох роторних вакуумних насосах залежить від природи виникнення. Шум, що виникає під час всмоктування і нагнітання внаслідок нерівномірності заповнення робочих осередків і виникнення пульсацій газу, є аеродинамічним шумом. Шум, що виникає під час роботи синхронізувальних шестерень, підшипників кочення і внаслідок вібрації корпусу, є механічним шумом. Дослідження показують, що механічний шум на 10 ... 40 дБ нижчий від аеродинамічного шуму, тобто для зменшення шуму під

час роботи двухроторних вакуумних насосів насамперед необхідно знизити шум, що виникає під час всмоктування і нагнітання.

Нині шум знижують шляхом установлення глушників і застосування звукоізолюючих кожухів. Крім того, шум може бути зменшений у результаті конструктивних рішень, до яких, зокрема, належать:

- застосування трилопатевих гвинтових роторів; кут закрутки лопатей вибирають таким, щоб вершини на одному торці ротора розташовувалися навпроти западин на протилежному торці ротора;

- виконання у вакуумних насосах із трилопатеви́ми роторами всмоктувальних і нагнітальних вікон зі скосами або з розточуванням на циліндричній поверхні корпусу; виконання каналу 2 (рисунок 1.9) у корпусі 3 між нагнітальним патрубком 1 і робочим осередком 4, що не з'єднується ні зі всмоктувальним, ні з нагнітальним вікнами.

В установках із двороторними вакуумними насосами застосовують реактивні та абсорбційні глушники шуму. У реактивних глушниках шуму звук від стінок і перегородок відбивається назад до джерела звуку; в абсорбційних глушниках для поглинання звуку використано звукопоглинальний матеріал.

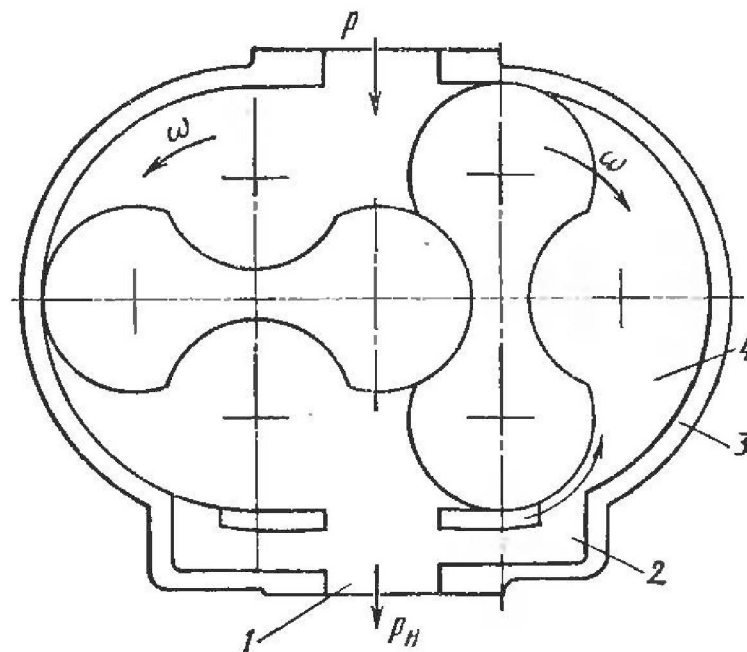


Рисунок 1.9 – Двухроторний вакуумний насос з каналом, який з'єднує нагнітальний патрубок з робочою коміркою

Найбільш поширеним останнім часом методом є застосування звукоізолюючих кожухів. При цьому двороторні вакуумні насоси разом з електродвигуном розташовують усередині кожухів. З кожухів виводять тільки всмоктувальні та нагнітальні трубопроводи і електровводи. Кожухи виготовляють, як правило, з металу або пластмас і всередині обшивають звукопоглинальним матеріалом, як який можна використовувати ультратонке скловолокно, ультратонке базальтове волокно, мінераловатну плиту та інші матеріали.

Звукопоглинальний матеріал закривається склотканиною і перфорованими металевими листами.

Під час експлуатації необхідно регулярно контролювати рівень оливи в оливних порожнинах вакуумних насосів за мастилопоказчиками 24 (див. рисунок 1.3) або 13 (див. рисунок 1.6). У двороторних вакуумних насосах використовують мастило ВМ-1, ВМ-4 або ВМ-6 [5].

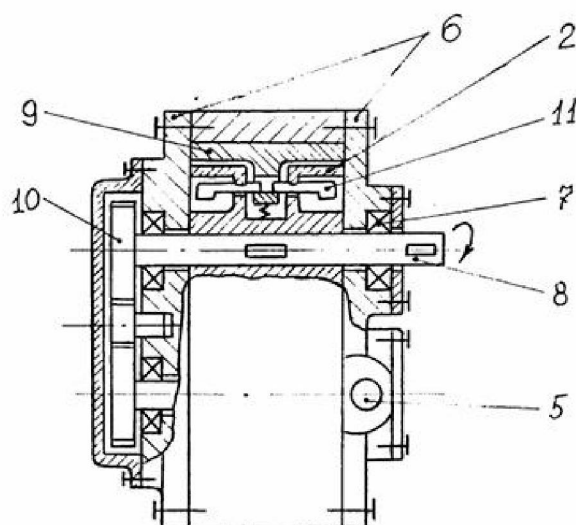
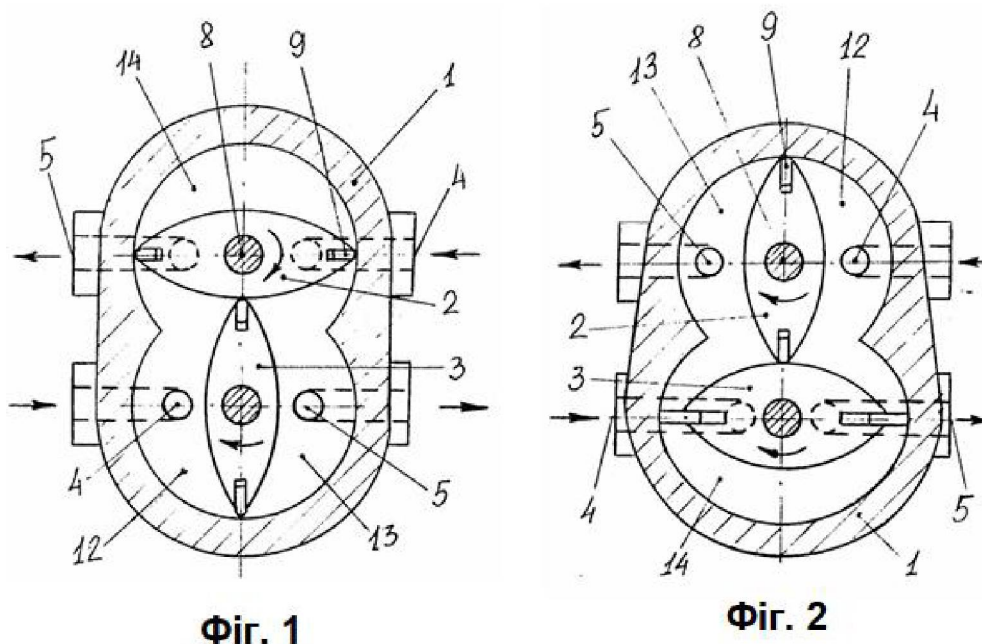
Під час експлуатації слід періодично міняти вакуумне мастило. Перший раз рекомендується міняти мастило через 100...150 год експлуатації двороторного вакуумного насоса. При відкачуванні чистих газів періодичність зміни мастила 2000 год роботи.

У двороторних вакуумних насосах під час зношування підшипників відбувається зміщення осі обертання роторів донизу, що призводить до зменшення радіального зазору; під час зношування синхронізувальних шестерень – поворот роторів, що призводить до зменшення профільного зазору. Щоб уникнути зіткнення роторів або роторів і корпусу, слід своєчасно міняти шестерні та підшипники або регулювати їх. Для цього зубчастий вінець на одній із синхронізуючих шестерень доцільно виконати розрізним.

1.3 Патентно-інформаційний огляд

На рисунку 1.10 представлено «Роторний насос» згідно патенту на винахід України № 40690 [6]. Задачею винаходу постають: підвищення

економічності та продуктивності насоса, збільшення висоти самовсмоктування насоса і зниження вартості його виготовлення.



- Фіг. 1 – показаний поперечний розріз запропонованого насоса;
 Фіг. 2 – показаний поперечний розріз насоса з висувними лопатками, що можуть рухатися зворотно-поступально в пазах роторів при їх обертанні;
 Фіг. 3 – показаний поздовжній розріз запропонованого насоса

Рисунок 1.10 – Роторний насос згідно патенту на винахід України № 40690

Поставлена задача вирішується тим, що в роторному насосі, що містить закритий кришками корпус, в якому розміщені ротори, ущільнені по стінкам корпусу, кришок та між собою, і утворюючі своїми поверхнями зі стінками корпусу і кришок проміжні камери та камери всмоктування і нагнітання, проміжні камери утворені з можливістю з'єднання їх з камерами всмоктування і нагнітання при їх виникненні.

Запропонований роторний насос складається з корпусу 1, в порожнинах якого розміщені ротори 2 і 3. З порожнинами з'єднані всмоктуючий канал 4 та нагнітальний канал 5. Корпус насоса закритий кришками 6, в яких установлені підшипники 7 роторів. Ротори розміщені співвісно з порожнинами корпусу, в яких вони установлені. Ротор 2 з'єднаний з валом 8 привода (наприклад, електродвигуна). Ротори мають підпружинені лопатки 9 і з'єднані між собою передачею 10 (наприклад, шестеренною), що забезпечує взаємозв'язане обертання роторів. Лопатки 9 можуть бути споряджені контрвантажами 11 (фіг. 3) для обмеження зусилля притиснення їх до корпусу відцентровими силами при роботі насоса. В закритому кришками корпусі утворені: камери всмоктування і нагнітання 12 і 13 та проміжні камери 14. Підпружинені лопатки 9 служать ущільненням між роторами та корпусом і кришками насоса. Лопатки не можуть рухатися зворотно-поступально в пазах роторів при їх обертанні в циліндричних порожнинах корпусу насоса (фіг. 1). Лопатки 9 можуть рухатися зворотно-поступально в пазах роторів при їх обертанні в не циліндричних порожнинах корпусу насоса (фіг. 2), що забезпечує підвищення продуктивності та висоти самовсмоктування насоса, порівняно з насосом, у якого лопатки не можуть рухатися зворотно-поступально в пазах його роторів.

Запропонований роторний насос працює по такому принципу. Під час роботи насоса ротори 2 і 3 обертаються, утворюючи проміжні камери 14, які з'єднуючись створюють камери всмоктування і нагнітання 12 і 13 (фіг. 1, фіг. 2). Через всмоктуючий канал 4 в камеру всмоктування 12 надходить перекачувана речовина і одночасно вона витісняється з камери нагнітання 13 в нагнітальний канал 5.

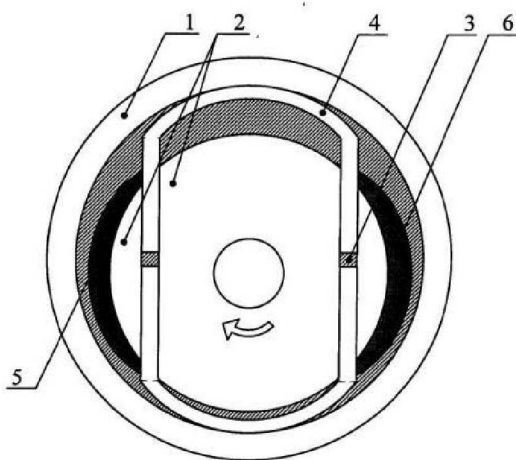
Далі цей цикл роботи насоса повторюється.

Запропонований роторний насос можливо використати як реверсивний гідродвигун (пневмодвигун), якщо в один з його каналів подавати рідину (або газ) під тиском, а через другий канал відводити відпрацьовану рідину (або газ).

Використання запропонованого роторного насоса дозволяє, порівняно з відомими аналогами, підвищити економічність, продуктивність насоса, збільшити його висоту самовсмоктування, а також знизити вартість виготовлення через його нескладу конструкцію.

На рисунку 1.11 «Роторний насос» згідно патенту на винахід України №83699 [7]. Завдання винаходу полягає у створенні конструкції роторного насоса з триплощинними лопатками, ексцентричним ротором у циліндричній порожнині корпуса та числом робочих камер вдвоє переважаючим число триплощинних лопаток, що спрощує будову насоса, зокрема дозволяє жорстко з'єднати циліндр та торцеві кришки. Графічний матеріал на одному аркуші містить Фіг.1 і 2, де зображено роторний насос з циліндричним корпусом 1, у порожнині якого встановлено ексцентричний ротор 2 з паралельними хордовими прорізами 3, в які поміщено триплощинні лопатки 4 з можливістю радіального зворотно-поступального руху, а їх середня площа вигнута з

Фіг.1



Фіг.2

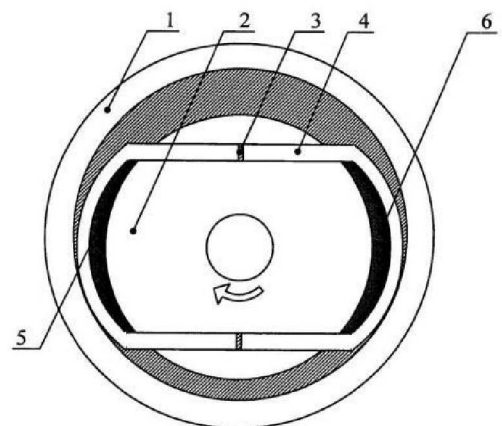


Рисунок 1.11 – Роторний насос згідно патенту на винахід України №83699

радіусом дуги дещо меншим радіуса ротора 2 і прилягає до внутрішньої циліндричної поверхні корпусу 1, причому половина робочих камер утворена ротором 2 і триплощинними лопатками 4, а друга їх половина утворена внутрішньою циліндричною поверхнею корпусу 1, триплощинними лопатками 4 та ротором 2.

Впуск та випуск робочого тіла здійснюється через отвори 5 і 6 у кришці корпусу 1, який жорстко з'єднаний з кришкою. Фіг.1 і фіг.2 відрізняється положенням ротора зміщеним на 90° .

При обертанні ротора 2 робочі камери між ротором 2 і корпусом 1, що розділені триплощинними лопатками 4 обертаючись циклічно змінюють свій об'єм здійснюючи всмоктування робочого тіла через отвір 5 у кришці корпусу 1 та нагнітання його у отвір 6, при цьому корпус 1 залишається нерухомим. Контакт між внутрішньою поверхнею корпусу 1 і триплощинними лопатками забезпечується відцентровими силами та пружинами.

На рисунку 1.12 «Роторний вакуумний насос для мобільних дегазаційних установок» згідн патенту України на корисну модель №153224 [8]. Корисна модель належить до гірничої промисловості, зокрема до заходів безпеки у вугільних шахтах, і може бути використана для дегазації шахтних виробок.

В основу корисної моделі поставлена задача вдосконалення роторного вакуумного насоса для мобільних дегазаційних установок шляхом зменшення тертя між поверхнями ротора та циліндричної розточки корпусу насоса, що зменшить перетікання газу з зони високого тиску у зону розрідження, нагрівання від тертя ротора по поверхні корпусу циліндричної розточки і збільшить коефіцієнт корисної дії насоса.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що роторний вакуумний насос для мобільних дегазаційних установок, який складається з корпусу, по центральній осі симетрії якого знаходиться циліндрична розточка, ротора, розташованого в розточці корпусу ексцентрично до її центральної осі симетрії, вхідного каналу, вихідного каналу із зворотним клапаном, згідно з корисною моделлю, ротор насоса перекочується по поверхні розточки корпусу і одночасно

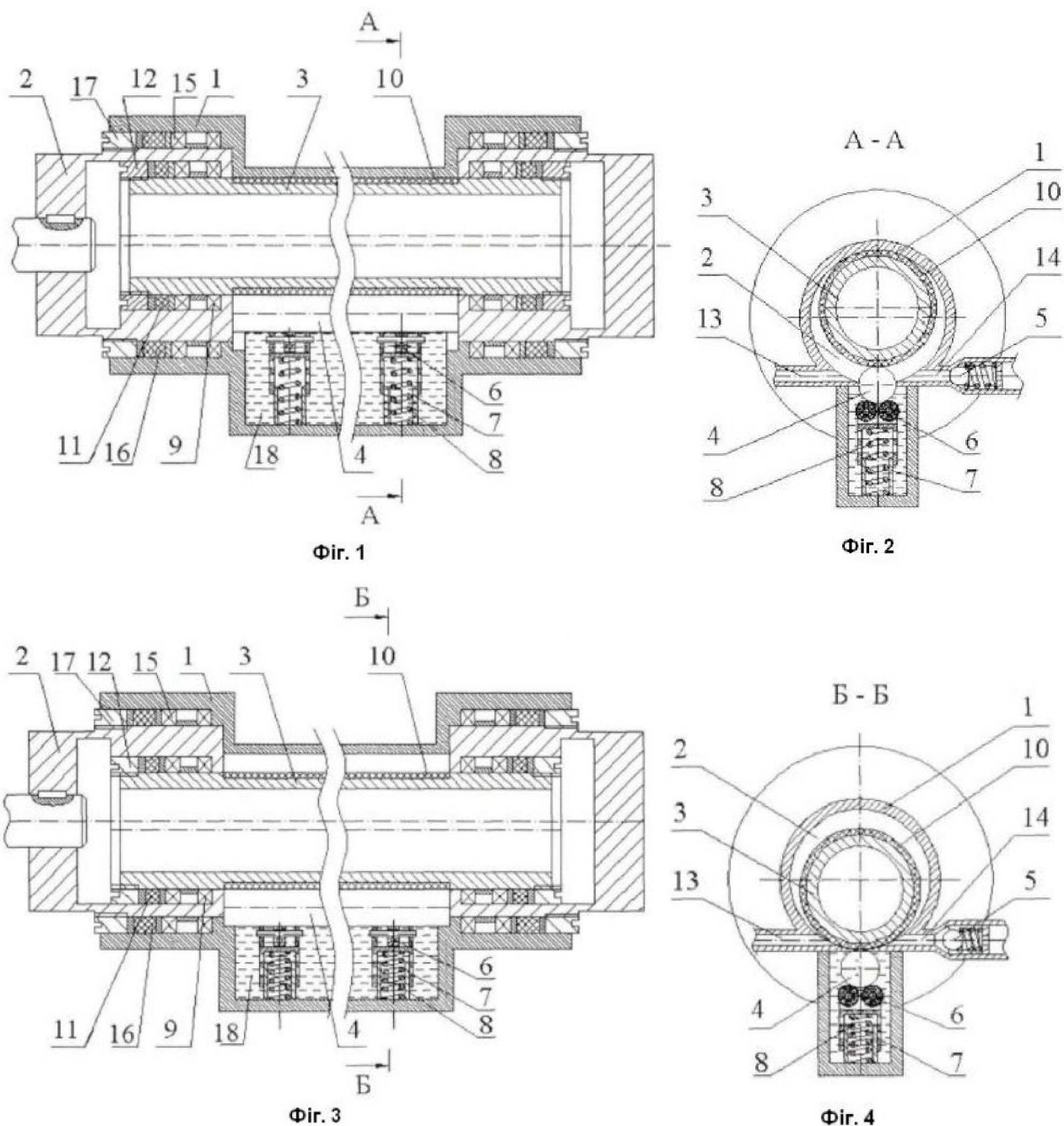


Рисунок 1.12 – «Роторний вакуумний насос для мобільних дегазаційних установок» згідн патенту України на корисну модель №153224

обертається навколо своєї осі симетрії в торцевих кришках, що закривають корпус, має покриття своєї циліндричної поверхні, яка контактує з поверхнею розточки корпуса, з еластичного матеріалу, наприклад гуми, має замковий ролик, який постійно притиснутий до ротора внизу розточки корпуса і частина якого по всій його довжині постійно знаходиться в маслянистій рідині, торцеві кришки, що закривають корпус, встановлені та обертаються в ньому 5 на

підшипниках і обертають встановлений в них на підшипниках ротор, при цьому між усіма торцевими та радіальними поверхнями ротора і кришок, а також кришок і корпуса існують зазори, що не дають їм торкатись.

Наявність у ротора покриття всієї циліндричної поверхні (яка контактує з поверхнею розточки корпуса) еластичним матеріалом (наприклад гумою), а також те, що ротор насоса перекочується по поверхні розточки корпуса і одночасно обертається навколо своєї осі симетрії в торцевих кришках, що закривають корпус, дозволяє перейти від тертя ковзання до тертя кочення, що потребує значно менше енергії, значно менше зношує поверхні ротора і розточки корпуса, запобігає їх нагріву, а також забезпечує герметичність з'єднання між поверхнями ротора і розточки корпуса, що виключає можливість перетікання газу з зони стиснення в зону розрідження.

Наявність замкового ролика, який постійно притиснутий до ротора внизу розточки корпуса, дозволяє в розточці корпуса створити дві камери стиснення та розрідження газу, а те, що ролик притиснутий до ротора, який має еластичне покриття, та вони обоє обертаються навколо своєї осі, забезпечує між ними тертя котіння та герметичність контакту і виключає перетікання газу з зони стиснення в зону розрідження.

Наявність необхідного об'єму маслянистої рідини в порожнині корпуса, а також те, що частина ролика по всій його довжині постійно знаходиться в цій маслянистій рідині, дозволяє з одного боку виключити перетікання газу з зони стиснення в зону розрідження незалежно від положення ротора і ролика, що постійно з ним контактує, а з другого боку забезпечує змащення еластичного покриття ротора, торцевих повень ротора, кришок, корпуса і ролика, що знаходяться близько або контактують, що також значно зменшує перетікання газу з зони стиснення в зону розрідження, а також силу тертя між цими поверхнями.

Те, що торцеві кришки, що закривають корпус, встановлені та обертаються в ньому на підшипниках, обертають встановлений в них на підшипниках ротор, при цьому між усіма торцевими та радіальними

поверхнями ротора і кришок, а також кришок і корпусу існують зазори, що не дають їм торкатись, що дозволяє уникнути прямого контакту та тертя ковзання торців ротора і кришок і кришок і корпусу, а також замінити ущільнення між торцями ущільненням між циліндричними поверхнями, які значно ефективніші та витриваліші за рахунок того, що ущільнюється поверхня тільки одного радіуса, тоді як торцеві ущільнення працюють одночасно на багатьох різних радіусах, що призводить до їх нерівномірного зносу та перетіканню газу з зони стиснення в зону розрідження. Таким чином, між торцями корпусу і кришок, а також між торцями кришок і ротора існує тільки контакт через підшипники котіння і відбувається тільки тертя котіння, що потребує значно менше енергії для роботи насоса.

Суть корисної моделі, що запропонована, пояснюється кресленнями (рисунок 1.12 (фіг.1 – 4)). На фігурі 1 зображений загальний вигляд роторного вакуумного насоса для мобільних дегазаційних установок у повздовжньому перерізі у верхньому положенні ротора.

На фігурі 2 зображений поперечний переріз *A-A* роторного вакуумного насоса для мобільних дегазаційних установок.

На фігурі 3 зображений загальний вигляд роторного вакуумного насоса для мобільних дегазаційних установок у повздовжньому перерізі у нижньому положенні ротора.

На фігурі 4 зображений поперечний переріз *B-B* роторного вакуумного насоса для мобільних дегазаційних установок.

На фігурах 1 – 4 наведені такі позначення: 1 – корпус; 2 – торцева кришка; 3 – ротор; 4 – замковий ролик; 5 – зворотний клапан; 6 – підшипник підпирний; 7 – стакан; 8 – пружина; 9 – підшипник ротора; 10 – еластичне покриття; 11 – ущільнювач ротора; 12 – підпірна гайка; 13 – вхідний канал; 14 – вихідний канал; 15 – підшипник корпусу; 16 – ущільнювач корпусу; 17 – підпірна гайка; 18 – рідке мастило.

Роторний вакуумний насос для мобільних дегазаційних установок працює наступним чином. Вхідний канал 13 герметично з'єднано з шахтним

дегазаційним трубопроводом з боку свердловин у вугільних пластах. Вихідний канал 14 з'єднано з шахтним дегазаційним трубопроводом з боку його виходу з шахти на поверхню, після чого вмикають привід, який починає обертати торцеву кришку 2, яка з'єднана з корпусом 1 за допомогою підшипників корпуса 15. Ротор 3, який з'єднаний з торцевою кришкою 2 за допомогою підшипників ротора 9, починає обкочуватись по поверхні розточки в корпусі 1 і одночасно навколо своєї осі. Одночасно з цим починає обертатись навколо своєї осі замковий ролик 4, який притискає до ротора 3 пружина 8 через стакан 7 і підшипники підпирні 6 фіг. 1, 2. Оскільки зовнішня циліндрична поверхня ротора має еластичне покриття 10 (наприклад гумове) і ротор 3 притиснутий до поверхні розточки в корпусі 1 повітря, що знаходиться між ротором 3 і розточкою в корпусі 1, витісняється в вихідний канал 14. Стиснуте рухом ротора 3 повітря не 5 може також пройти ні зверху між ротором 3 і замковим роликом 4, тому що ролик притиснутий до еластичного покриття ротора 3, ні знизу, тому що нижня частина ролика 4 по всій його довжині постійно знаходиться в рідкому мастилі 18 нижче його рівня в порожнині корпуса 1. З боку торцевих кришок 2 стиснуте повітря також не має виходу, оскільки всі зазори між ротором 3 і торцевими кришками 2, а також між торцевими кришками 2 і корпусом 1 перекриті 10 ущільнювачем ротора 11, і ущільнювачем корпусу 16, які притиснуті підпірною гайкою 12 і підпірною гайкою 17. Ця ж сама система ізоляції не дозволяє повітрю чи стиснутому газу попадати в зону розрідження, яка з'являється позаду (з огляду на рух ротора 3) ротора 3 фіг. 1, 2. По мірі обкочування ротора 3 по стінці розточки корпуса 1 ротор 3 опускається вниз, витісняючи газ через вихідний канал 14 і зворотний клапан 5 в дегазаційний трубопровод, що йде з шахти на поверхню. В цей же час з протилежного боку ротора виникає розрідження газу, що залишився, і туди по дегазаційному газопроводу починає надходити газ з боку свердловин у вугільних пластах. Після того як ротор 3 пройде крайнє нижнє положення фіг. 3, 4, він починає стискати газ, який надійшов з свердловин і заповнив об'єм між ротором 3 і розточкою в корпусі 1, і цикл повторюється.

2 ОПИС РОЗРОБЛЮВАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДВОХРОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСУ

Двороторні вакуумні насоси призначені для відкачування повітря і газів, які не вступають у реакцію з матеріалами, з яких виготовлено деталі вакуумних насосів, і з мастилами, що застосовуються в них. У корпусі 1 (див. рисунок 2.1) обертаються два дволопатеві ротори 8. Синхронізацію обертання роторів забезпечують косозубі синхронізуючі шестерні 11. Шестерні виготовлені з цементованої сталі. Зубчастий вінець загартований і відшліфований. За допомогою цих шестерень також виставляються профільні зазори – 0,101 мм. Для збереження положення шестерень щодо вала під час роботи необхідно забезпечити достатні сили тертя між валом і шестернями. Цього досягають відповідним затягуванням болта 20. Ротори обертаються в роликотопідшипниках кочення 18, що утворюють плаваючу опору, яка не перешкоджає тепловому подовженню роторів, і в радіально-упорному кульковому підшипнику 24, який утворює жорстку опору, здатну сприймати осьове навантаження.

Змащування підшипників і шестерень – рідинне циркуляційне. Мастило розбризкується дисками 17. Мастильні порожнини в кришках 4 і 5 з'єднані похилим трубопроводом 15. Мастило заливають у масляні порожнини через отвір 22. Мастило в похилий трубопровід 15 закидається диском 17 і стікає в масляну порожнину в кришці 5. З масляної порожнини в кришці 5 мастило повертається в масляну порожнину в кришці 4 трубопроводом великого діаметра. Під час цієї циркуляції олива охолоджується. Для запобігання потрапляння мастильного матеріалу в порожнину стиснення використовують манжети 26.

Ущільнення вала ведучого ротора 6 здійснюється гумовою манжетою 26. Охолодження насоса повітряне. Для збільшення теплопередавальної поверхні корпус 1 оребрений.

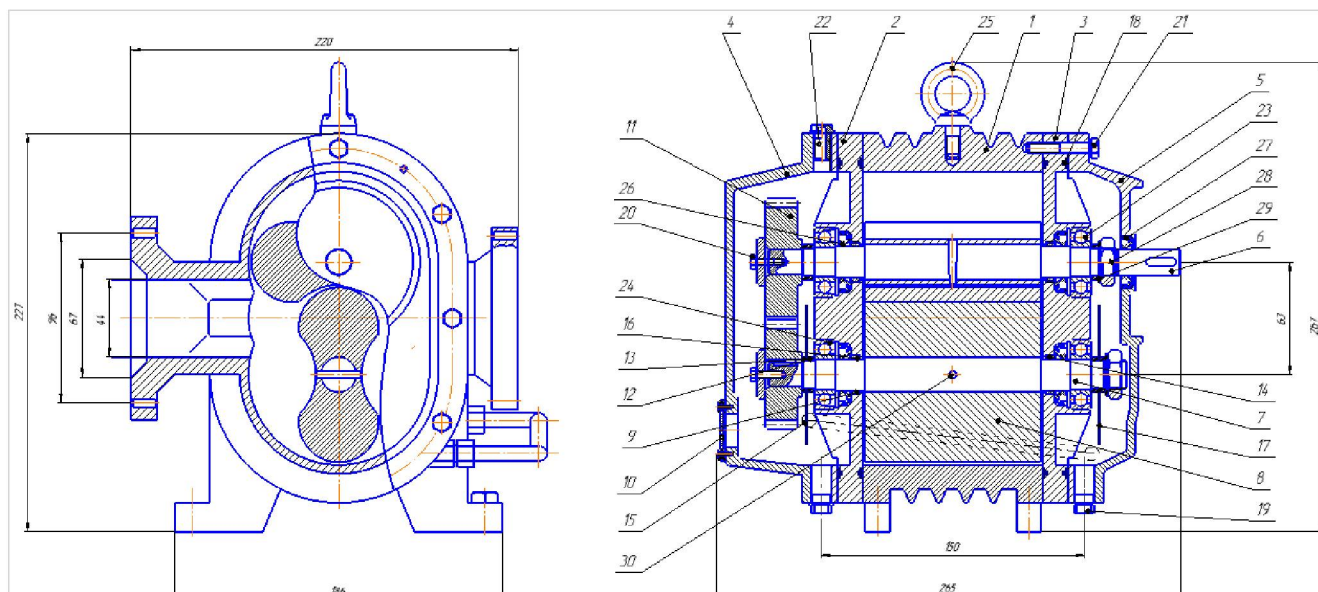


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема двохроторного вакуумного насосу

3 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Визначення геометричних розмірів насосу

Вихідні дані для виконання роботи:

Швидкість дії $S=0,0703 \text{ м}^3/\text{с}$;

Граничний залишковий тиск $P_{np}=0,3\text{Па}$;

Абсолютний тиск при всмоктуванні $P_{\text{в}}=0,1\text{кПа}$;

Абсолютний тиск при нагнітанні $P_{\text{н}}=1\text{кПа}$;

Температура відкачуваного газу 297 К ;

Дійсна швидкість дії визначає основні розміри насоса. З цього рівняння знаходимо розрахунковий радіус ротора [9]:

$$R = \sqrt{\frac{s}{\lambda k_L \chi U_2}}, \quad (3.1)$$

де s – дійсна швидкість дії;

λ – коефіцієнт відкачування;

k_L – коефіцієнт довжини ротора, $k_L=L/R$;

χ – коефіцієнт, що оцінює якість ротора;

U_2 – окружна швидкість на периферії роторів, м/с. $U_2=2\pi Rn$.

Коефіцієнт λ відкачування приймають у межах $0.4...0.9$. Задаємо $\lambda = 0.7$. Обираємо за графіком (рисунок 3.1).

Коефіцієнт k_L вибирають в межах $2...4$ [10]. Задаємо $k_L=3$, для отримання необхідної довжини ротора по відношенню до його діаметра.

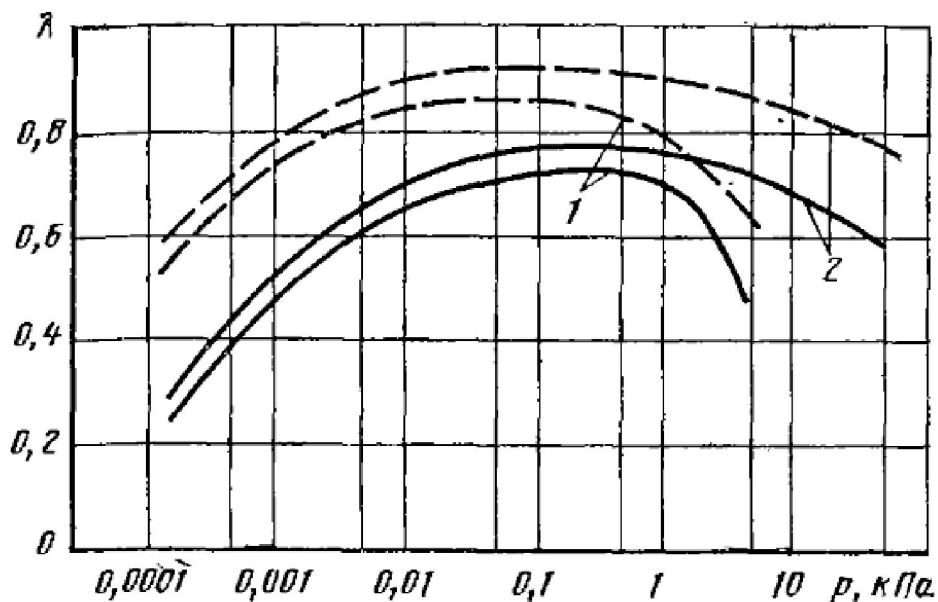


Рисунок 3.1 – Залежність коефіцієнта відкачування від тиску всмоктування

Окружну швидкість U_2 вибирають залежно від матеріалу ротора, оскільки від U_2 залежить відцентрова сила, що порушує працездатність ротора. Для роторів, виконаних з алюмінієвих сплавів, U_2 обирають у межах 30... 80 м/с, зі сталі – 50... 100 м/с, з титанових сплавів – 80... 150 м/с. Широкий діапазон вимірювання швидкостей пояснюється тим, що двороторні вакуумні насоси прагнуть безпосередньо з'єднати з двигуном, а міжосьову відстань $A=2a$ виконують відповідно до ДСТУГОСТ 2185-66.

Задаємо матеріал ротора – АЛ1 ДСТУГОСТ 1583-93, алюмінієвий сплав оберемо, ґрунтуючись на корозійній стійкості та малій масі матеріалу, а також на малій схильності до утворення тріщин, порівняно невеликій усадці та хорошій оброблюваності.

Сплав АЛ1 належить до п'ятої групи алюмінієвих сплавів, це сплави складного хімічного складу, що містять: магній, кремній, марганець і мідь. Самому сплаву характерні підвищені механічні та жароміцні властивості. Вибираємо $U_2 = 40$ м/с з метою недопущення виникнення великих центр обіжних сил.

Коефіцієнт, що оцінює якість ротора, з конструктивних міркувань для дволопатевого роторів приймають у межах 0.617...0.5 [11]. Задаємо $\chi=0,5$.

$$R=\sqrt{(0.0703/0,7\cdot3\cdot0,5\cdot40)}=0,041 \text{ м};$$

Радіус R округлюють до цілого числа в мм: $R = 50 \text{ мм}$.

Будують профіль ротора і визначають точне значення коефіцієнта:

$$\chi=(\pi R^2-F_p)/\pi R^2, \quad (3.2)$$

де $F_p = 3481 \text{ мм}^2 = 0.00348 \text{ м}^2$ – площа ротора, визначена за допомогою програми «Solidworks» за кресленням профілю ротора.

$$\chi = (3,14 \cdot 0.05^2 - 0,00348)/3,14 \cdot 0,05^2 = 0,557,$$

Розраховуємо попередню довжину ротора L , м.

$$L = (S_r/2\pi R^2 \chi n), \quad (3.3)$$

де S_r – геометрична швидкість дії, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$S_r = \frac{S}{\lambda} = \frac{0.0703}{0.7} = 0.1 \text{ м}^3/\text{с}, \quad (3.4)$$

n – розрахункова частота обертання вала, с^{-1} .

$$n = U_2/2\pi R = 40/2 \cdot 3.14 \cdot 0.05 = 127.4 \text{ с}^{-1}, \quad (3.5)$$

$$L = (0,1/2 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,557 \cdot 127,4) = 0.09 \text{ м},$$

Розраховуємо об'єм ротора, м^3

$$V_p = F_p L; \quad (3.6)$$

$$V_p = 0.00348 \cdot 0.09 = 0.0003132 \text{ м}^3.$$

3.2 Профілювання роторів

Під час профілювання роторів розв'язують задачу: за обраною частиною профілю побудувати сполучену з нею частину іншого профілю. Завдання профілювання вирішується для теоретичних профілів, тобто профілів, між якими немає зазору.

Профілі роторів двороторних вакуумних насосів характеризуються такими розмірами, для ротора с $z=2$,

$$\alpha = \frac{\pi}{2z} = 45^0; \quad (3.7)$$

$$r = R - b; \quad (3.8)$$

$$c = 2a - r; \quad (3.9)$$

$$b = (R^2 - a^2)/(2R - a\sqrt{2}), \quad (3.10)$$

де z – число лопатей;

r – радіус головки ротора, м;

R – зовнішній радіус ротора, м;

c – ширина западини ротора, м;

a – радіус початкового кола, м;

b – відстань від центру ротора до центру кола, яким описана головка ротора, м.

Окружні профілі – це профілі, в яких голівка ротора описується колом радіусу r , центр B якого розташовано від осі O_I ротора на відстані b , меншій або рівній 0,9288 для дволопатевого роторів.

Окружні профілі характеризуються одним із таких співвідношень: для дволопатевого роторів $b/a = 0,5... 0,9288$; $R/a = 1,2368... 1,6698$; $c/a = 0,7632... 0,3302$.

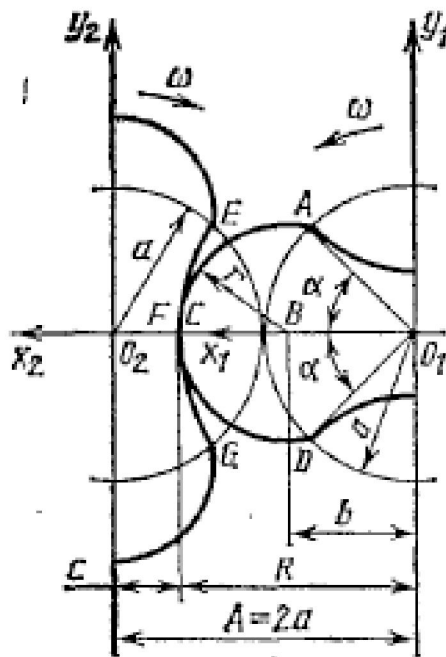


Рисунок 3.2 – Окружний профіль ротора двохроторного насоса

При цьому профілі описуються плавною опукло-увігнутою кривою, на якій відсутні точки перегинів і петлі.

Зазвичай обирають більші значення відношень b/a і R/a і менші значення відношення c/a , тому що за такого співвідношення площу F_p торцевого перерізу ротора отримують меншу, а коефіцієнт χ , що оцінює якість профілю, більший. Що більше значення коефіцієнта χ , то менші розмір і маса вакуумного насоса для заданих умов роботи і швидкості дії. Однак за великих значень коефіцієнта χ погіршуються характеристики міцності ротора, тому під час розрахунку профілю ротора його розраховують на міцність.

Радіус аначального кола:

$$a = \frac{R}{1.625} = \frac{0.05}{1.625} = 0.031 \text{ м}; \quad (3.11)$$

міжосьова відстань A , м

$$A = 2a = 2 \cdot 0.031 = 0.062 \text{ м}.$$

За ДСТУГОСТ 2185-66 приймаємо $A=0,063$ м і перерахуємо радіус початкового кола: $a=A/2=0,0315$ м.

Розраховуємо b від центру ротора до центру головки ротора:

$$b = (R^2 - a^2)/(2R - a\sqrt{2}), \quad (3.12)$$

$$b = (0,05^2 - 0,0315^2)/(2 \cdot 0,05 - 0,0315 \cdot \sqrt{2}) = 0,0272 \text{ м},$$

Радіус r головки ротора, м

$$r=R-b; \quad (3.13)$$

$$r=0,05-0,0272=0,0228 \text{ м}.$$

Ширина c западини ротора, м:

$$c=2a-R; \quad (3.14)$$

$$c=2 \cdot 0,0315-0,05=0,013 \text{ м}.$$

Половина кута головки ротора:

$$\alpha=\pi/2z, \quad (3.15)$$

$$\alpha=180/2 \cdot 2=45^\circ.$$

У двороторних вакуумних насосах унаслідок перепаду тиску сила, що діє на ротори, мала порівняно з відцентровою силою, тому ротори розраховують на розрив від дії відцентрової сили (Н) [9]:

$$R_y = 0,5V_p\rho\omega^2R_{y.m} \quad (3.16)$$

де V_p – об'єм ротора, м³;

$\rho = 2,7 \cdot 10^3$ кг/м³ – щільність АЛ1, з якого виконаний ротор;

ω – кутова швидкість, рад. $\omega = 2\pi n$;

$R_{y,m}$ – відстань від осі ротора до центру ваги половини ротора, м.

Приймаємо $R_{y,m}=b=0,05\text{м}$;

$$\omega = 2\pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot 127 = 797,56 \text{ рад};$$

$$R_y = 0,5 \cdot 0,0003132 \cdot 2,7 \cdot 10^3 \cdot 797,56^2 \cdot 0,0272 = 7315,62 \text{ Н}$$

$$R_y = 7,316 \text{ кН}.$$

Напруга на розрив, що діють у центральному перерізі западини, (МПа):

$$\sigma = \frac{R_y}{\left[2L\left(c - \frac{d_e}{2}\right)\right]}, \quad (3.17)$$

де L – довжина ротора, м, $d_e=0,02\text{м}$ – діаметра вала під ротором, м.

$$\sigma = \frac{7,316}{2 \cdot 0,09 \left(0,013 - \frac{0,02}{2}\right)} = 13,548 \cdot 10^6 = 13,6 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу:

$$n_3 = \sigma_m / \sigma, \quad (3.18)$$

де σ_m – межа плинності під час стиснення для матеріалу, з якого виконаний ротор МПа. Для алюмінію $\sigma_m = 2 \cdot 10^2$ МПа.

$$n_3 = \frac{2 \cdot 10^2}{13,6} = 14,7.$$

Побудову профілів проводять у рухомих системах координат $x_1O_1y_1$ і $x_2O_2y_2$. Система координат $x_1O_1y_1$ жорстко пов'язана з першим ротором, центр її O_1 збігається з віссю ротора, кут φ повороту - з кутом повороту ротора. Система координат $x_2O_2y_2$ жорстко пов'язана зі сполученим ротором,

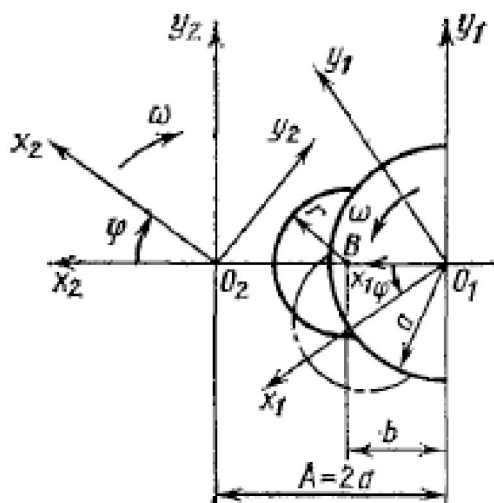


Рисунок 3.3 – Системи координат для побудови вихідного і з'єднувального профілів

центр її O_2 збігається з віссю сполученого ротора, кут φ повороту - з кутом сполученого ротора.

Кути φ повороту ротора рівні, оскільки ротори обертаються з однаковою кутовою швидкістю ω . Відстань між центрами O_1 і O_2 координат дорівнює міжцентровій відстані між роторами $A=2a$, м. Система координат $x_1O_1y_1$ і $x_2O_2y_2$ пов'язана між собою рівняннями.

$$x_2 = -A\cos\varphi + b\cos 2\varphi + r\cos(\psi + 2\varphi); \quad (3.19)$$

$$y_2 = A\sin\varphi + b\sin 2\varphi + r\sin(\psi + 2\varphi); \quad (3.20)$$

Під час побудови сполученого профілю кут задають довільно, кут отримують із рівняння:

$$\frac{[v(x_2y_2)]}{[v(\varphi,\psi)]} = a\sin\varphi\cos\psi - (b - a\cos\varphi)\sin\psi = 0, \quad (3.21)$$

Координати спряженої частини профілю в системі координат $x_2O_2y_2$ визначають за рівнянням.

$$x_2 = -A\cos\varphi + (a + r\cos\psi)\cos 2\varphi + (-r\sin\psi)\sin 2\varphi; \quad (3.22)$$

$$y_2 = A\sin\varphi - (a + r\cos\psi)\sin 2\varphi + (-r\sin\psi)\cos 2\varphi; \quad (3.23)$$

Оскільки профілі роторів у двохроторних вакуумних насосів однакові, то отриману з'єднувальну частину добудовують до голівки ротора, яку описано колом радіусом, і отримують профіль ротора. Задаються значенням кута φ , визначають x_2 і y_2 (таблиця 3.1):

Таблиця 3.1 – Значення отриманих координат з'єднувальної частини профілю ротора

γ	Ψ	$X_2, \text{ м}$	$Y_2, \text{ м}$	γ	Ψ	$X_2, \text{ м}$	$Y_2, \text{ м}$
1	-7.29	-0,0131	0,0022	14	-66.18	-0,0192	0,017
2	-14.4	-0,0134	0,0044	15	-68.41	-0,0194	0,0173
3	-21.17	-0,0138	0,0064	16	-70.47	-0,0196	0,0175
4	-27.49	-0,0144	0,0082	17	-72.39	-0,0198	0,0177
5	-33.3	-0,015	0,0098	18	-74.18	-0,02	0,0178
6	-38.58	-0,0156	0,0111	19	-75.86	-0,0201	0,0179
7	-43.36	-0,0162	0,0123	20	-77.44	-0,0202	0,018
8	-47.67	-0,0168	0,0132	21	-78.93	-0,0204	0,0181
9	-51.55	0,0174	0,0141	22	-80.35	-0,0205	0,0182
10	-55.06	-0,0178	0,015	23	-81.7	-0,0206	0,0184
11	-58.24	-0,0182	0,0158	24	-82.98	-0,0207	0,0185
12	-61.12	-0,0186	0,0162	25	-84.22	-0,0208	0,0186
13	-63.76	-0,0189	0,0166	26	-85.4	-0,0208	0,0187

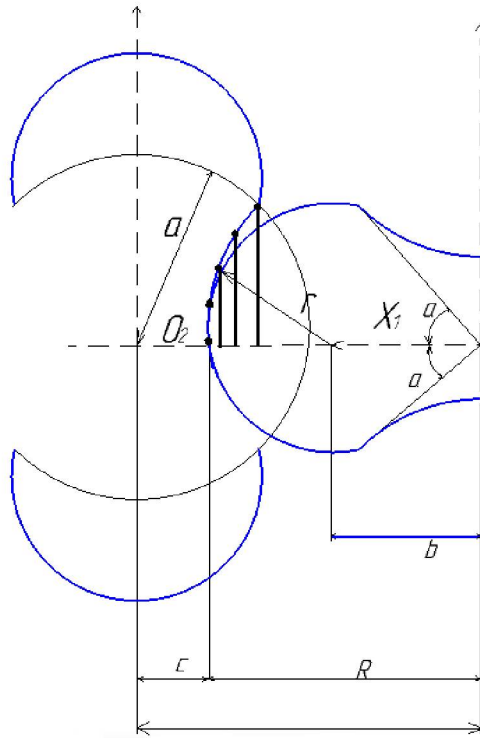


Рисунок 3.4 – Побудова профілів роторів

3.3 Розрахунок зазорів між виконавчими елементами конструкції насосу

Монтажний зазор між роторами (профільний зазор) [11]:

$$\delta_{pp\ max} = \frac{|\Delta D_{min}|}{2} + |\Delta(2c)_{min}|/2 + |\Delta A_{min}| + \Delta c + \Delta R - \Delta A, \text{ м} \quad (3.24)$$

Тоді максимальний зазор між роторами під час роботи:

$$\delta_{pp\ max} = \frac{|\Delta D_{max}|}{2} + |\Delta(2c)_{max}|/2 + |\Delta A_{max}|, \quad (3.25)$$

де $\Delta D_{min}, \Delta D_{max}, \Delta C_{min}, \Delta C_{max}, \Delta A_{min}, \Delta A_{max}$ – номінальні та максимальні допуски на діаметр, ширину западини ротора і міжцентрові відстані під час виготовлення; Δc – збільшення ширини западини за рахунок нагрівання ротора, $\Delta c = \alpha_p c \Delta t_p$

де $\alpha_p = 26 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт лінійного розширення для АЛ1 – матеріалу ротора;

$\Delta t_p = t_p - t_o$ – температура ротора в робочому стані.

$$\Delta R = \alpha_p R \Delta t_p, \quad (3.26)$$

де ΔR – подовження ротора в радіальному напрямку в робочому стані;

ΔA – збільшення міжцентрової відстані внаслідок нагрівання кришок, у яких розташовані підшипники [12];

$$\Delta A = \alpha A \Delta t, \quad (3.27)$$

$\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт лінійного розширення чавуну СЧ24 – матеріалу кришок підшипників;

$$\Delta t = t_{к.п} - t_0; \quad (3.28)$$

$t_{к.п}$ – температура кришок підшипників у робочому стані,

t_0 – температура навколишнього середовища.

Для вакуумних насосів, що працюють при тисках всмоктування 1.33...133.3 Па на підставі досвідчених даних, приймають $\Delta t = 40...60$; Для вакуумних насосів, що працюють при тиску всмоктування 75...100кПа, $\Delta t = 80...100^0$.

$$\Delta A = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 63 \cdot 60 = 0,0378 \text{ мм.}$$

$$\Delta C = 26 \cdot 10^{-6} \cdot 13 \cdot 80 = 0,027 \text{ мм.}$$

$$\Delta R = 26 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 80 = 0,0104 \text{ мм.}$$

Допуск на виготовлення діаметра ротора мм, а також подальші допуски визначають виходячи з розмірів із використанням довідника [13]:

(Dr h6=100 мм) $\Delta D_{\min}=0\text{мм}$, $\Delta D_{\max}=-0,022\text{ мм}$.

Допуск на виготовлення розточування корпусу, мм:

(Dk H7=153 мм) $\Delta D_{\min}= 0,040\text{ мм}$, $\Delta D_{\max}=0\text{ мм}$;

Допуск на міжосьову відстань, мм:

(A h6=0,63 мм) $\Delta A_{\min}= 0\text{ мм}$, $\Delta A_{\max}= - 0,019\text{ мм}$;

Допуск на виготовлення ширини западини, мм:

(C f7=13 мм) $\Delta(2c)_{\min}= - 0.016\text{ мм}$, $\Delta(2c)_{\max}= - 0.034\text{ мм}$;

$$\delta_{pp.\min} = \frac{0}{2} + \frac{0,016}{2} + 0 + 0.027 + 0,104 - 0,0378 = 0,101\text{мм};$$

$$\delta_{pp.\max} = \frac{0}{2} + \frac{0,034}{2} + (-0,019) = 0,002\text{мм}.$$

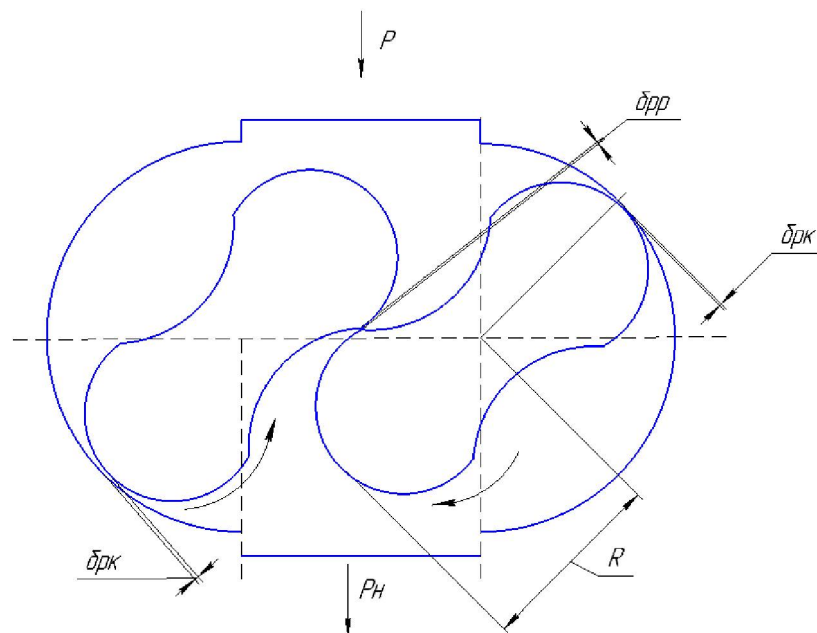


Рисунок 3.5 – Зазори, що виникають під час відкачування

Монтажний зазор між корпусом і ротором (радіальний зазор):

$$\delta_{pk.min} = |\Delta D_{min}|/2 + |\Delta D_{k.min}|/2 - \Delta R_k + \Delta R + (\Delta A)/2, \quad (3.29)$$

А максимальний радіальний зазор під час роботи [14]:

$$\delta_{pk.max} = |\Delta D_{max}|/2 + |\Delta D_{k.max}|/2, \quad (3.30)$$

де $\Delta D_{k.min}$, $\Delta D_{k.max}$ – мінімальне і максимальне значення допусків на діаметр розточування під час виготовлення корпусу;

ΔR_k – подовження корпусу в радіальній напрузі в робочому стані,

$$\Delta R_k = \alpha_k R_k \Delta t_k, \quad (3.31)$$

$\alpha_k = 10 \cdot 10^{-6}$ – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу корпусу, для чавуну СЧ24; $R_k=167$ мм – радіус корпусу,

$\Delta t = t_k - t_0$, t_k – температура корпусу в робочому стані.

Для вакуумних насосів, що працюють за тиску всмоктування 1.33...133.3 Па, на підставі дослідних даних приймають $\Delta t_k = 40 \dots 60$, $\Delta t_p=70 \dots 100^0\text{C}$, для вакуумних насосів, що працюють за тиску всмоктування 75...100 кПа, $\Delta t_k = 80 \dots 100^0$, $\Delta t_p=130 \dots 150^0$,

$$\Delta R_k=10 \times 10^{-6} \times 0,164 \times 60=98 \times 10^{-6} \text{мм};$$

$$\delta_{p.k.min} = \frac{0}{2} + \frac{0,04}{2} - 98 \times 10^{-6} + 0,104 + \frac{0,0378}{2} = 0,1428 \text{мм};$$

$$\delta_{p.k.max} = \frac{-0,022}{2} + \frac{0}{2} = 0,011 \text{ мм}.$$

Монтажні торцеві зазори з боку плаваючої опори:

$$\delta_{т.пп.min} = 0,5(|\Delta L_{min}| + |\Delta L_{k.min}|) + \Delta L - \Delta L_k; \quad (3.32)$$

З боку жорсткої опори:

$$\delta_{т.ж.мин} = 0,5(|\Delta L_{k.мин}| + |\Delta L_{мин}|); \quad (3.33)$$

де $\Delta L_{k.мин}, \Delta L_{k.маx}$ – значення допусків на виготовлення довжини корпусу, мм:

$L_k H8=0,09$ мм; $\Delta L_{k мин}=0.054$; $\Delta L_{k маx}=0$ мм.

$\Delta L_{мин}, \Delta L_{маx}$ - допуск на виготовлення довжини ротора:

$L f7 = 0,09$ мм; $\Delta L_{мин}=-0.036$; $\Delta L_{маx}=-0,071$.

де $\Delta L, \Delta L_k$ – збільшення довжини ротора і корпусу внаслідок його нагрівання під час роботи.

$$\Delta L = \alpha_p L \Delta t_p; \quad (3.34)$$

$$\Delta L_k = \alpha_k L \Delta t_k; \quad (3.35)$$

$$\Delta L = 26 \cdot 10^{-6} \cdot 0,09 \cdot 80 = 0,02 \text{ мм};$$

$$\Delta L_k = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 0,09 \cdot 60 = 0,54 \text{ мм};$$

Монтажні торцеві зазори з боку плаваючої опори:

$$\delta_{т.пл.мин} = 0,5(|\Delta L_{мин}| + |\Delta L_{k.мин}|) + \Delta L - \Delta L_k; \quad (3.36)$$

$$\delta_{т.пл.мин} = 0,5 \cdot (0,013 + 0,054) + 0,02 - 0,54 = 0,487 \text{ мм}.$$

З боку жорсткої опори:

$$\delta_{т.ж.мин} = 0,5(|\Delta L_{k.мин}| + |\Delta L_{мин}|); \quad (3.37)$$

$$\delta_{т.ж.мин} = 0,5 \cdot (0,054 + 0,036) = 0,045 \text{ мм}.$$

Максимальні торцеві зазори під час роботи з боку жорсткої опори:

$$\delta_{т.ж.маx} = 0,5(|\Delta L_{k.маx}| + |\Delta L_{маx}|); \quad (3.38)$$

$$\delta_{т.ж.маx} = 0,5 \cdot (0 + 0,071) = 0,355 \text{ мм};$$

З боку плаваючої опори:

$$\delta_{т.пп.маx} = 0,5(|\Delta L_{k.маx}| + |\Delta L_{маx}|);$$

$$\delta_{т.пп.маx} = 0,5 \cdot (0 + 0,071) = 0,355 \text{ мм}.$$

3.4 Розрахунок провідності зазору

Геометрична швидкість дії двох роторного вакуумного насоса з двома роторами, м³/с [10, 16]:

$$S_r = S/\lambda, \quad (3.39)$$

де λ – коефіцієнт відкачування.

Кожен ротор переноситиме зі всмоктування на нагнітання за один оберт по два об'єми. Експериментально встановлено, що в двороторних вакуумних насосах втратами, пов'язаними з дроселюванням, підігріванням і натіканням, можна знехтувати, внаслідок їхньої мінімальної кількості порівняно з втратами, спричиненими перетіканням газу у всмоктувальну порожнину.

Тоді

$$\lambda = 1 - \frac{V_3}{S_e} \cdot \frac{p_H}{p}, \quad (3.40)$$

В вакуумних насосів, що працюють за тисків всмоктування 133,3...1,333 Па, режим течії газу в зазорах молекулярний і провідність зазорів визначаються за рівнянням Кнудсена:

$$U_3 = 36,4 \sqrt{T_H/M} [L(2k_{pk}\delta_{pk} + k_{pp}\delta_{pp}) \cdot (D + 2a)(k_{mj}\delta_{mj} + k_{mn}\delta_{mn})], \quad (3.41)$$

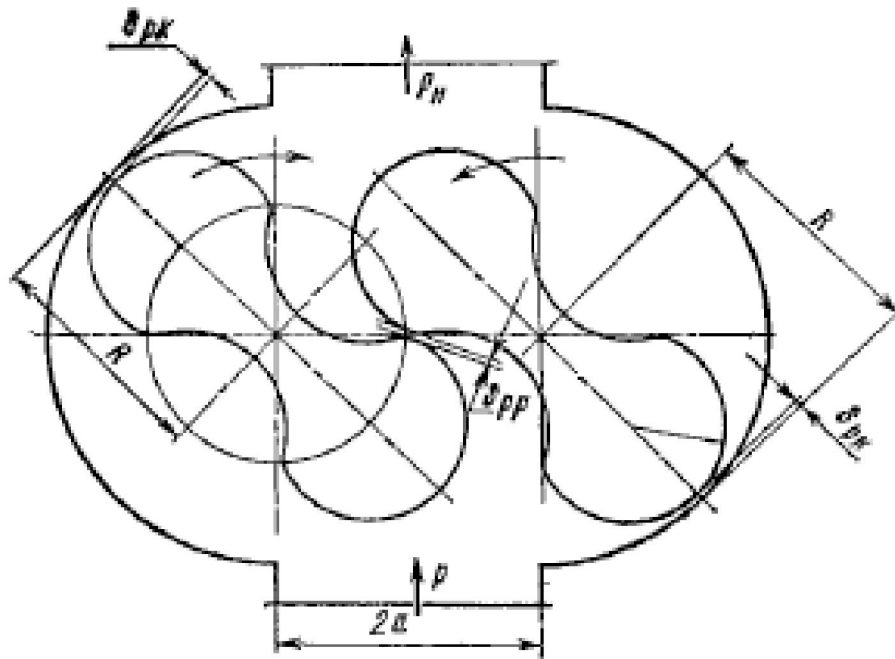


Рисунок 3.6 – Положення роторів під час розрахунку провідності зазорів

де T_n – температура газу перед зазором, що дорівнює температурі газу на нагріванні, К; $M=29$ – молекулярна маса;

$k_{pk}, k_{pp}, k_{тж}, k_{тпн}$ – поправки Клаузинга відповідно для радіальних, профільних і торцевих зазорів з боку жорсткої і плаваючої опори [16].

За експериментальними даними, з достатньою точністю можна прийняти $k_{pk} = k_{pp} = 0,23$, і покладаючи, що торцеві зазори мають прямокутну форму з осередненою по торцю ротора довжиною зазору в напрямку перетікання, що дорівнює $l=r+c$.

$$l=r+c=0,0228+0,013=0,036\text{м}, \quad (3.42)$$

$$k_{тж} = \frac{\delta_{тж}}{l} \ln \frac{l}{\delta_{тж}}; \quad (3.43)$$

$$k_{тпн} = \frac{\delta_{тпн}}{l} \ln \frac{l}{\delta_{тпн}}; \quad (3.44)$$

$$k_{тпн} = k_{тж} = \frac{0,0355 \cdot 10^{-3}}{36 \cdot 10^{-3}} \ln \frac{36 \cdot 10^{-3}}{0,0355 \cdot 10^{-3}} = 0,0068.$$

$$U_3 = 36,4\sqrt{297/29}[0,17(2 \cdot 0,23 \cdot 0,011 \cdot 10^{-3} + 0,23 \cdot 0,02 \cdot 10^{(-3)}) + (0,1 + 0,063) \cdot (0,0068 \cdot 0,0355 \cdot 10^{-3} + 0,0068 \cdot 0,0355 \cdot 10^{(-3)})] = 0,000796 \text{ м}^3/\text{с},$$

Коефіцієнт відкачування:

$$\lambda = 1 - \frac{U_3}{S_z} \cdot \frac{P_H}{P}; \quad (3.45)$$

де U_3 – провідність зазорів; $\text{м}^3/\text{с}$;

S_z – геометрична швидкість дії, $\text{м}^3/\text{с}$;

P – абсолютний тиск при всмоктуванні; кПа.

P_H – абсолютний тиск при нагнітанні; кПа;

$$\lambda = 1 - \frac{0,000796}{0,1} \cdot \frac{1}{0,1} = 0,920;$$

Скоригована довжина ротора $L, \text{м}$:

$$L = L_p \lambda_B / \lambda; \quad (3.46)$$

де L_p – розрахункова довжина ротора; м

$$L = 0,09 \cdot 0,4 / 0,920 = 0,0684 \text{ м};$$

Приймаємо за рядом Ра 5 ГОСТ 6636-69 $L = 100 \text{ мм}$.

3.5 Визначення потужності насоса

Потужність, що витрачається на привід вакуумного насоса, (Вт) [15]:

$$N_e = [S_r(p_H - p)]/n, \quad (3.47)$$

де n – ККД двороторних вакуумних насосів, що враховує термодинамічні, газодинамічні та механічні втрати,

$$n = 0.5 \dots 0.85;$$

$$N_e = \frac{0.1(1-0.1)}{0.5} = 0.18 \text{ кВт} = 180 \text{ Вт}.$$

Потужність двигуна:

$$N_{\text{дв}} = N_e / n_{\text{пер}}, \quad (3.48)$$

де $n_{\text{пер}}$ – ККД редуктора, що встановлюється між двигуном і вакуумним насосам.

У двороторних вакуумних насосах прагнуть з'єднати не посередньо вал двигуна і вал насоса; у цьому разі $n_{\text{пер}}=1$

$$N_{\text{дв}} = \frac{180}{1} = 180 \text{ Вт}.$$

3.6 Розрахунок синхронізації механізму насосу

Синхронізацію обертання роторів забезпечують косозубі синхронізуючі зубчасті колеса. Шестерні виготовлені з цементованої сталі. Зубчастий вінець загартований і відшліфований. За допомогою цих шестерень виставляються також профільні зазори. Для полегшення складання синхронізуючих шестерень передача моменту з вала на шестерню і з шестерні на вал здійснюється за допомогою шпонки. При цьому для збереження положення шестерень щодо вала під час роботи необхідно забезпечити достатні сили тертя між гайкою Гровера, болтом і валом, цього досягають відповідним затягуванням болта.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

В даному розділі розглядаються умови роботи на механічній дільниці, де виготовляється привод установки для механізованого аргонодугового зварювання. Дільниця розташована безпосередньо в механічному цеху. Будівля є залізобетонною конструкцією та має один поверх. Освітлення на дільниці природне бокове та штучне комбіноване. Обладнання живиться напругою 380 В від трифазної чотирипровідної мережі з заземленою нейтраллю.

На дільниці використовується природна вентиляція та механічна приточно-витяжна система. Обладнання живиться напругою 380 В від трифазною чотирипровідної мережі з заземленою нейтраллю. На робітників можуть діяти небезпечні та шкідливі фізичні виробничі фактори:

- високий рівень шуму та вібрацій на робочому місці;
- підвищена напруга в електричній мережі;
- недостатня освітленість робочої зони;
- підвищена концентрація пилу;
- виліт матеріалу з зони обробки;
- гострі кромки, заусениці і шорсткість на поверхнях заготовок, інструмента, обладнання.

Хімічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: токсичні; подразнюючі.

Ці фактори виникають внаслідок застосування у виробництві ЗОР для нормальної роботи ріжучого інструменту і можуть бути причиною хронічних та гострих отруєнь.

Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори, що можуть бути на дільниці: фізичні перевантаження, монотонність роботи.

4.1. Технічні рішення з безпечної експлуатації об'єкта

4.1.1 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць

При організації робочих місць величезне значення має їх спеціалізація, встановлення чіткого виробничого профілю (того чи іншого) робочого місця.

Спеціалізація робочих місць значною мірою залежить від типу виробництва, рівня і характеру спеціалізації підприємства в цілому і по структурних підрозділах, до яких відноситься те чи те робоче місце.

На спеціалізованих робочих місцях виконується обмежене коло робіт (операцій). Такі робочі місця переважають на масовому і крупносерійному виробництві. Вони оснащуються спеціалізованим обладнанням. Універсальні робочі місця пристосовані для виконання широкого кола робіт, вони організовуються переважно на одиничних виробництвах і оснащуються універсальним устаткуванням; за рівнем механізації розрізняються робочі місця

Організація та обслуговування робочих місць значною мірою залежить від типу виробництва. В одиничному і дрібносерійному виробництвах на робочому місці виконується велике число різноманітних операцій; робочі місця оснащені універсальним обладнанням, різноманітною технологічною оснасткою та інвентарем. У серійному виробництві переважають робочі місця, на яких виконується обмежене число технологічних операцій. Такі робочі місця оснащуються спеціалізованим обладнанням, оснащенням та інструментом.

Для масового виробництва характерне закріплення за робочими місцями однієї технологічної операції, що дозволяє оснащувати її спеціальним обладнанням та інструментом.

Увесь комплекс функцій обслуговування можна поділити на три групи: обслуговування засобів праці; обслуговування предметів праці; обслуговування працівників.

4.1.2. Електробезпека

Розглянемо питання електробезпеки та захисту робочих від ураження електричним струмом. Для цього визначимо клас приміщення по ступеню небезпеки ураження електричним струмом. Дільниця відноситься до особливо небезпечних приміщень, що характеризуються наявністю слідуючих умов, що чинять особливу небезпеку:

- струмопровідні поли (залізобетонні);

- можливість одночасного дотику людини до маючих з'єднання з землею механізмів з одного боку та металевим корпусом електрообладнання з іншого.

В електроустановках змінного струму в мережах з заземленою нейтраллю повинно бути застосоване занулення та повторне заземлення нульового провідника.

4.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

4.2.1. Мікроклімат

Показники мікроклімату в виробничих приміщеннях нормуються для теплового та холодного періодів року згідно категорій робіт [17]. Роботи, які виконуються відносяться до категорії Пб (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Показники мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура t , °C					Відносна вологість, %		Швид. повітря, м/с	
		Оптимальна	На робочих місцях				Оптимальна	Допустима на роб. місці	Оптимальна	Допустима на
			Верхня межа		Нижня межа					
			пост.	непост.	пост.	непост.				
Холодний Теплий	П б	17...19	21	23	15	13	40...60	75	0,2	>0,4

Інтенсивність теплового випромінювання працівників від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлювальних пристроїв на постійних робочих місцях не повинна перевищувати 100 Вт/м² при опроміненні 25% поверхні тіла.

Оптимальні параметри мікроклімату підтримувати економічно недоцільно, тому підтримують допустимі параметри.

В повітрі робочої зони в результаті технологічних процесів та роботи обладнання виділяються шкідливі речовини [18].

Таблиця 4.2 – Питома кількість шкідливих речовин, що виділяються в зоні обробки

Технологічний процес	Шкідлива речовина	m_s , мг/м ³
Обробка різанням	Пари мастил	15
	Окис заліза FeO	8,0
	Двоокис кремнію SiO ₂	16

Таблиця 4.3 – Гранично-допустимі концентрації шкідливих речовин [2]

Речовина	Агрегатний стан	Клас безпеки	Величина ГДК, мг/м ³	Дія на організм
Пари мастил	Аерозоль	II	6,0	Ф
Окис заліза FeO (пил)	Аерозоль	III	6,0	Ф
Двоокис кремнію SiO ₂ (пил)	Аерозоль	III	1,0	Ф

Примітка. «Ф» – аерозоль фіброгенної дії.

Як видно з таблиці 4.2, величина виділення шкідливих речовин перевищує допустиму, тому потрібно вживати наступні заходи: застосування приточно-витяжної вентиляційної системи; застосування природної вентиляції.

У механічному цеху застосовують промислову витяжну загальну обмінну вентиляцію.

4.2.2 Освітлення

Згідно [19] роботи на механічній дільниці відносяться до розряду 2.

Освітлення робочої зони дільниці:

- штучне освітлення – освітленість 150 лк;
- природне освітлення – освітленість 300 лк.

Таблиця 4.4 – Нормування освітленості

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкту розрізнення	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення	Характер фону	Штучне, лм	Природне, %
						Комб.	Комб.
Високоточне	Більше 0,15 до 0,3	2	в	Середній	Середній	750	2,5

Для освітлення приміщення буде використовуватись суміщене освітлення. Природне освітлення буде здійснюватись комбінованим світлом-через вікна в зовнішніх стінах і ліхтар у перекриттях. Штучне освітлення буде комбінованим. Джерелами загального штучного освітлення будуть газорозпорядні лампи, а місцевого – лампи розжарення.

Стосовно природного освітлення: освітлення бічне; географічна широта 48°; орієнтація вікон – на захід.

Так як маємо одностороннє бічне природне освітлення, то мінім значення КПО нормується в точці, розміщеній на відстані 1 м від стіни, найбільш віддаленої від світлових проїомів, на перетині вертикальної площини характерного перерізу приміщення та умовної робочої поверхні (пола).

На верстатах використовуємо для місцевого освітлення лампи розжарювання.

4.2.3 Виробничий шум

Основним джерелом шуму на ділянці є: приводи пристроїв та процес обробки. Допустимі рівні звукового тиску згідно [20] наведені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Допустимі рівні звукового тиску

Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньо геометричними частотами, Гц									Рівні звуку і еквівалентні рівнів звуку, дБ(А)
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	80
107	95	87	82	78	75	73	71	69	

Для зниження шуму у виробничих приміщеннях застосовують різні методи: зменшення рівня шуму в джерелі його виникнення; звукопоглинання і звукоізоляція; установка глушників шуму; раціональне розміщення обладнання; застосування засобів індивідуального захисту.

4.2.4 Виробничі вібрації

На ділянці діє вібрація, джерелом якої є працююче обладнання. В механічному цеху має місце локальна вібрація, яка передається через руки робітника, що працює за верстатом.

Напрямок дії: Хл, Ул, Зл. Нормовані значення відповідно до [21] наведені в таблиці 6.6 для локальної вібрації Хл, Ул, Зл – напрямках.

Загальні методи боротьби з вібрацією у виробничих умовах класифікуються наступним чином:

- зниження вібрацій в джерелі виникнення шляхом зниження або усунення збуджувальних сил;
- відлагодження від резонансних режимів раціональним вибором приведеної маси або жорсткості системи, котра коливається;
- вібродемпфування – зниження вібрацій за рахунок тертя демпферного пристрою, тобто переведення коливної енергії в тепло;
- динамічне гасіння – введення в коливну систему додаткові мас або збільшення жорсткості системи;

Таблиця 4.6 – Рівень вібрації

Середньо геометрична частота октавних смуг, Гц	Нормативні значення			
	віброприскорення		віброшвидкість	
	м/с ²	дБ	м/с×10 ⁻²	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,7	129	1,4	109
63	5,4	136	1,4	109
125	10,7	141	1,4	109
250	21,3	147	1,4	109
500	42,5	153	1,4	109
1000	85	150	1,4	109

- віброізоляція – введення в коливну систему додаткового пружного зв'язку, з метою послаблення передавання вібрацій, суміжному елементу конструкції або робочому місцю;

- використання індивідуальних засобів захисту.

4.3. Технічні рішення з пожежної безпеки

За ступенем вогнестійкості приміщення відносяться до I ступеню – приміщення з несучими і огорожуючими конструкціями з природних чи штучних матеріалів, бетону, залізобетону з використанням листових чи плитних перегороджуючих матеріалів [22].

Дільниця механічної обробки відноситься до категорії виробництва «Д» – виробництва, в якому оброблюються негорючі речовини і матеріали в холодному стані (табл. 4.7).

Таблиця.7 – Визначення категорії приміщення

Категорія будівлі	Допустима кількість поверхів	Ступінь вогнестійкості	Площа поверхів в межах пожежного відділення, м ²
Д	6	I	не обмежується

Границі вогнестійкості наведені в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8 – Мінімальні границі вогнестійкості і максимальні границі розповсюдження вогню, см

Стіни				Колони	Поверхові площадки, косоури, балки, марші сходові клітин	Елементи покриття
Несучі та сходових клітин	Само-несучі	Зовнішні не несучі	Внутрішні не несучі (перегородки)			
2,5/0	1,25/0	0,5/0	0,5/0	2,5/0	1/0	0,5/0

Для запобігання пожеж в механічному цеху необхідно провести ряд заходів: встановити пожежні сповіщувачі; навчити робітників елементарним правилам та основам вогнегасіння; проводити своєчасні профілактичні огляди і випробовування обладнання; підвести на ділянку аварійне водопостачання; встановити повний комплекс пожежного щита.

ВИСНОВКИ

Під час роботи бакалаврською кваліфікаційною роботою було спроектовано механічний двороторний насос, відповідно до вихідних даних. Для цього було визначено основні розміри насоса, розраховано зазори, проведено профілювання роторів. У процесі роботи було вивчено складові елементи насоса цього типу. У кінцевих розрахунках було визначено потужність насоса, яка склала $P=180\text{Вт}$. Під час проектування було визначено основні переваги та недоліки:

Переваги:

- швидкість дії ;
- простота конструкції;
- хороше динамічне балансування;
- у робочій камері відсутнє мастило;
- відносно малі габарити і маса.

Недоліки:

- шумність;
- складність збирання;
- великі перетікання;
- недостатній попередній вакуум;
- вимагає попереднього розрядження.

Вподальшому вище згадані недоліки можна усунути модернізуючи конструкцію роторного насосу.

Виконання профілювання ротора дозволяє краще зрозуміти кінематику конструкції та виконати відповідні раціоналізаторські та оптимізаційні рішення.

Виконані технологічні та конструкторські розрахунки дозволили розробити роботоздатну конструкцію роторного вакуумного насоса за заданими

технічними характеристиками. Вподальшому планується виконати дослідження з надійності, зокреме довговічності роторних пар.

Для забезпечення безпечної експлуатації розробленого двох роторного вакуумного насосу запропоновані відповідні заходи з охорони праці у відповідності до діючих нормативних документів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки. Розрахунки, застосування та випробування: навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : Центр учбової літератури, 2012. – 318 с.
2. Срібнюк, С.М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Основи теорії та застосування. 2-ге видання.: навч. посібник для студ. вищих навч. закладів : основи теорії і застосування / С.М. Срібнюк. К. : Центр навчальної літератури, 2014. 318 с.
3. Шевчук С.П. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки : підруч. / С.П. Шевчук, О.М. Попович, В.М. Світлицький. – К.: НТУУ «КПІ», 2010. – 308 с
4. Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Гідравлічні машини : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 100с.
5. Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини: насоси, вентилятори, газодуви, компресори: Підручник. – Львів : «Магнолія 2006», – 2018. – 340с.
6. Пат. №40690 Україна, МПК F04C18/00 Роторний насос / Станішевська О.А., Ситало А.І. заявник і власник – Ситало А.І. заявл. 31.05.2001; опуб. 15.08.2001, Бюл. №7.
7. Пат. №83699 Україна, МПК F04B1/00 Роторний насос / Скрипець З.І., Скрипець Г.З. заявник і власник – Скрипець З.І.; заявл. 13.06.2006; опуб. 11.08.2008, Бюл. №15.
8. Пат. №153224 Україна, МПК F04C7/00 Роторний вакуумний насос для мобільних дегазаційних установок / Мінеєв С.П., Антончик В.Є. заявник і власник – Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України; заявл. 25.10.2022; опуб. 08.06.2023, Бюл. №23.
9. Ковальов, І. О. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навч. посіб. / І. О. Ковальов, О. В. Ратушний. – Суми : СумДУ, 2016. – 250 с.

10. Гідравліка, гідро- та пневмопривод : підручник / за ред. О. О. Федорця, О. Ф. Саленка. – 2-ге вид., переробл. і допов. – Київ : Знання, 2009. – 502 с.
11. Гідравліка: Навчально-методичний комплекс. Навчально-методичний посібник. / В.І.Дуганець, І.М.Бендера, В.А. Дідур та ін. За ред. В.І. Дуганця, І.М.Бендери, В.А. Дідура. – Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В. 2013. – 566 с. ISBN 978-617-539-131-0
12. Стадник В.А. Деталі машин. Електронне навчальне видання – К.: – НТУУ КПІ, 2012. – 650 с.
13. Павленко В. С. Зубчасті передачі в машинобудуванні : навчальний посібник/ В. С. Павленко, Б. Ф. Ліщинський, В. О. Пішенін. – К. : НМК ВО, 1992. – 114 с.
14. Мархель І. І. Деталі машин : навчальний посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2017. – 368 с.
15. Деталі машин. Навчальний посібник. В. Павлов, Г. Борозенець, І. Семак. – К. :Кондор, 2021. – 220 с.
16. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.
17. ДСН 3.3.6.042-99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень. URL: <http://mozdocs.kiev.ua/vie>.
18. ДБНВ.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. К. : Мінрегіонбуд України, 2013.
19. ДБН В.2.5-28:2018 Природне і штучне освітлення. URL: http://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=79885
20. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
21. ДСН 3.3.6.039-99 Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації.
22. ДСТУ 2272:2006 Пожежна безпека. Терміни та визначення основних понять. URL: https://ammokote.com/wp-content/uploads/2020/08/DSTU_2272_2006.pdf.

23. ДСТУ 8828:2019 Пожежна безпека. Загальні положення. URL: <https://dwg.ru/dnl/15125>.
24. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. URL: http://www.poliplast.ua/doc/dbn_v.
25. ДСТУ Б В.1.1-36:2016 Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпек. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759.

ДОДАТОК А
(обов'язковий)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д. т. н., професор Поліщук Л.К.

(підпис)

« ____ » _____ 2025

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

На розробку конструкції двох роторного вакуумного насосу

Розробив студент, групи 1ГМ – 216

Спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

Хоменко Д.С.

« ____ » _____ 2025

Керівник: к.т.н., доцент

Бакалець Д.В.

1 Найменування і область застосування

Найменування – двох роторний вакуумний насос.

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даної роботи є індивідуальне завдання на бакалаврську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Метою є розробка двох роторного вакуумного насосу. Призначення розробки – пристрій для відкачування газових сполук.

4 Джерела розробки

4.1 Срібнюк С. М. Насоси і насосні установки. Розрахунки, застосування та випробування: навч. посіб. / С. М. Срібнюк. – Київ : Центр учбової літератури, 2012. – 318 с.

4.2 Срібнюк, С.М. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Основи теорії та застосування. 2-ге видання.: навч. посібник для студ. вищих навч. закладів : основи теорії і застосування / С.М. Срібнюк. К. : Центр навчальної літератури, 2014. 318 с.

4.3 Шевчук С.П. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки : підруч. / С.П. Шевчук, О.М. Попович, В.М. Світлицький. – К.: НТУУ «КПІ», 2010. – 308 с

4.4 Омельченко О.В., Цвіркун Л.О. Гідравлічні машини : навч. посіб. Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2020. 100с

4.5 Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини: насоси, вентилятори, газодуви, компресори: Підручник. – Львів : «Магнолія 2006», – 2018. – 340с.

4.6 Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище – Львів : Афіша, 2004. – 578 с.

5 Показники призначення:

Продуктивність, л/с	70
Гранично залишковий тиск, Па	0,3
Потужність двигуна, Вт	180
Частота обертання, 1/с	127,4

5.1 Технічні вимоги

- регулювання органів управління – безступінчасте;
- вимоги монтажної придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;
- маса продукції – до 100кг;
- захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини конструкції взаємозамінні;
- деталі, вузли двох роторного вакуумного насосу, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила, цементу;
- система керування – логістичний контролер чи механічна система.

5.2 Вимоги до надійності:

довговічність – не менше 6 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність – компоновочне рішення повинно бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби (підшипник) та відносно простий їх ремонт.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації - конструкція деталей двох роторного вакуумного насосу повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час розробки конструкції двох роторного вакуумного насосу використовувати уніфіковані деталі і стандартні вироби.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу і ремонту. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонту двох роторного вакуумного насосу.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей двох роторного вакуумного насосу слід вибирати відповідно до рекомендацій, що застосовують під час виготовлення обладнання, що працює у важких умовах.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

- умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

- час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 8 год;

- вид обслуговування періодичний;

- періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 1 день (один раз в три місяці);

5.9 Вимоги по транспортуванню і збереженню

- можливість транспортування на будь-якому виді транспортних засобів відповідної вантажопід'ємності;

- захист від ударів під час завантаження і розвантаження;

- зберігання на складі готової продукції;

- зберігання у законсервованому вигляді;
- складування на стелажах.

6 Етапи НДР і терміни їх виконання:

- Виконати дослідження з встановленням стану та тенденції розвитку конструкцій роторних вакуумних насосів;
- Здійснити патентно-інформаційний огляд насосного обладнання;
- Базуючись на результатах теоретичного дослідження проблематики теми роботи розробити конструкцію двох роторного вакуумного насосу;
- Виконати технологічні та конструкторські розрахунки, що необхідні для побудови розробленої конструкції;
- Запропонувати заходи з охорони праці для безпечної експлуатації розробленої конструкції двох роторного вакуумного насосу.
- висновки.
- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту бакалаврської кваліфікаційної роботи.

7Порядок контролю і прийомки

- попередній захист БКР.
- захист БКР.

Додаток Б (обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

«РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДВОХ РОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСУ»

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РОТОРНИХ ВАКУУМНИХ НАСОСІВ

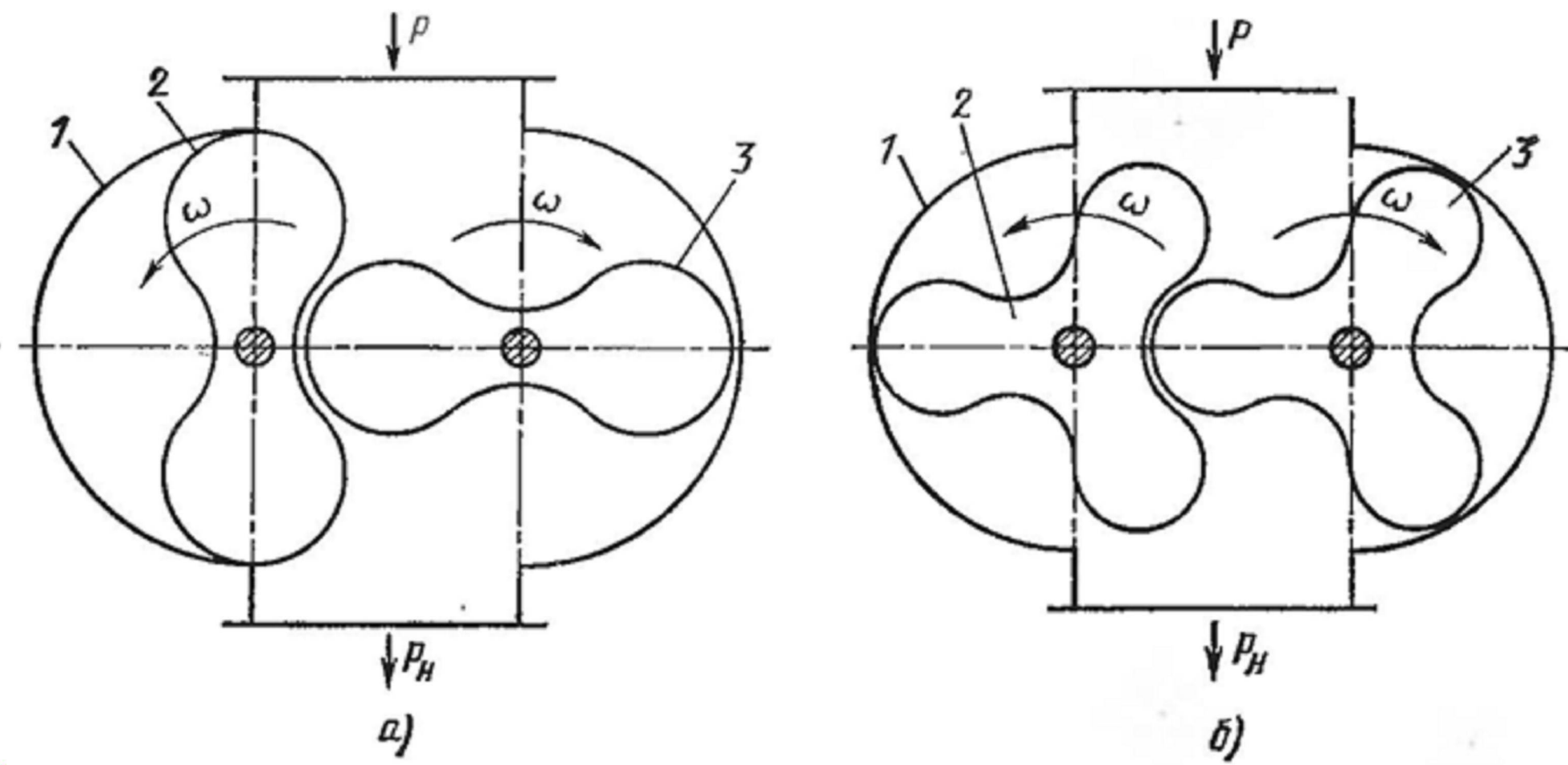


Рисунок 1 – Принципові конструктивні схеми двохроторних вакуумних насосів

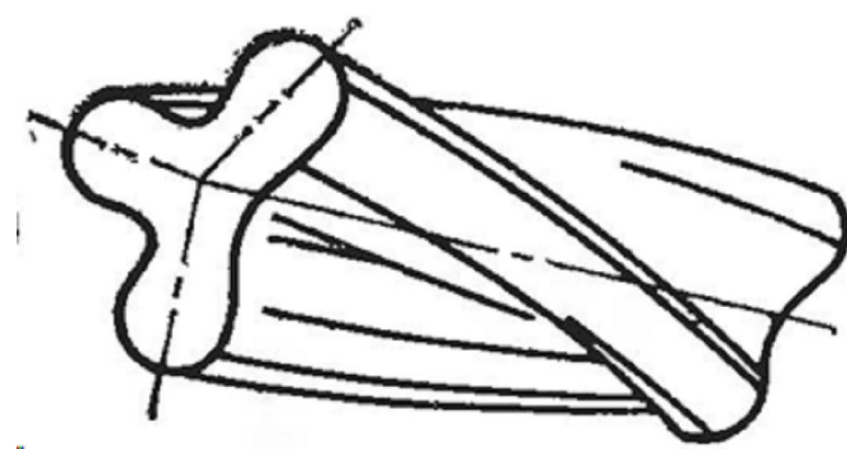


Рисунок 2 – Гвинтовий ротор двохроторного вакуумного насосу

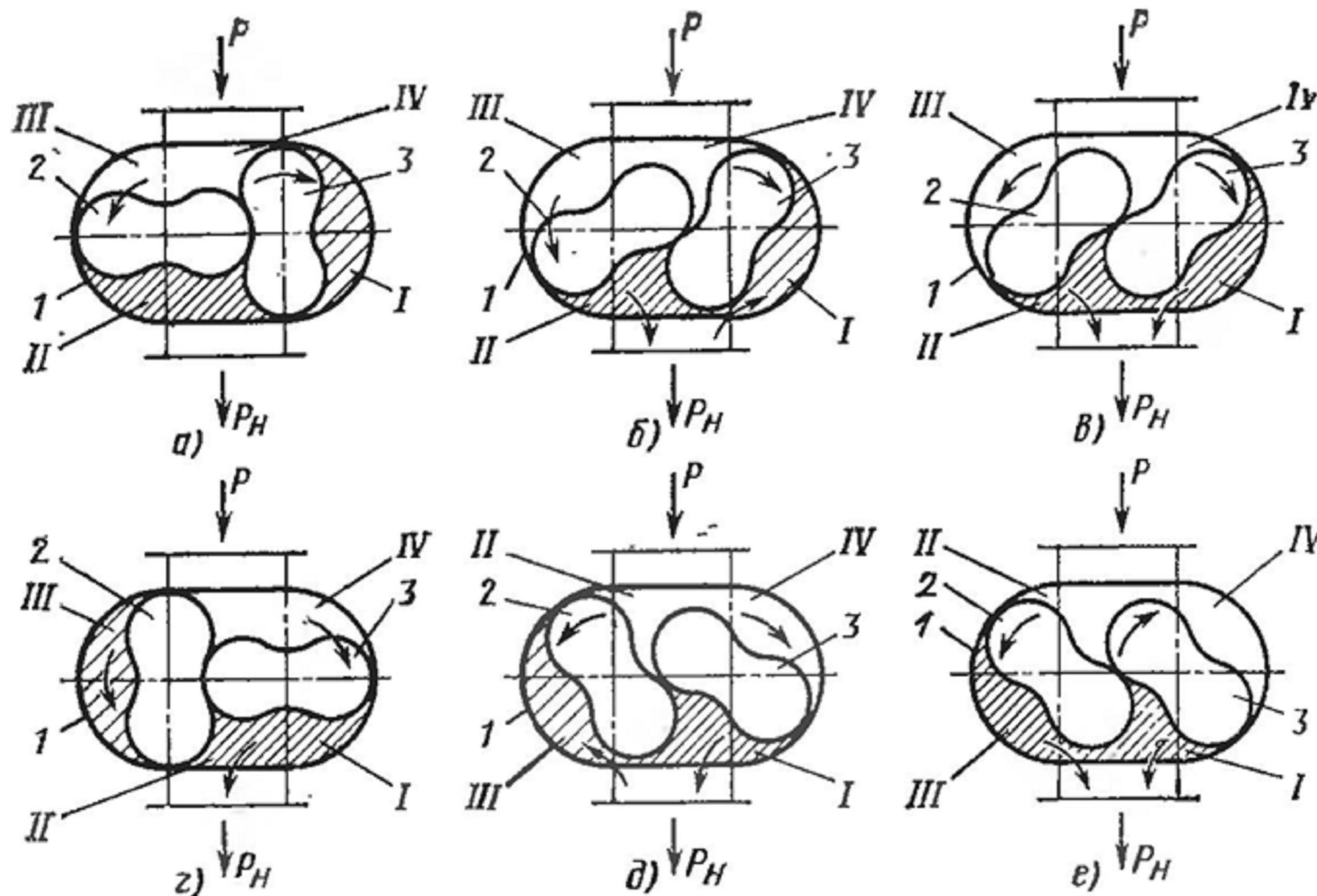


Рисунок 3 – Принципова схема дії двохроторного вакуумного насосу

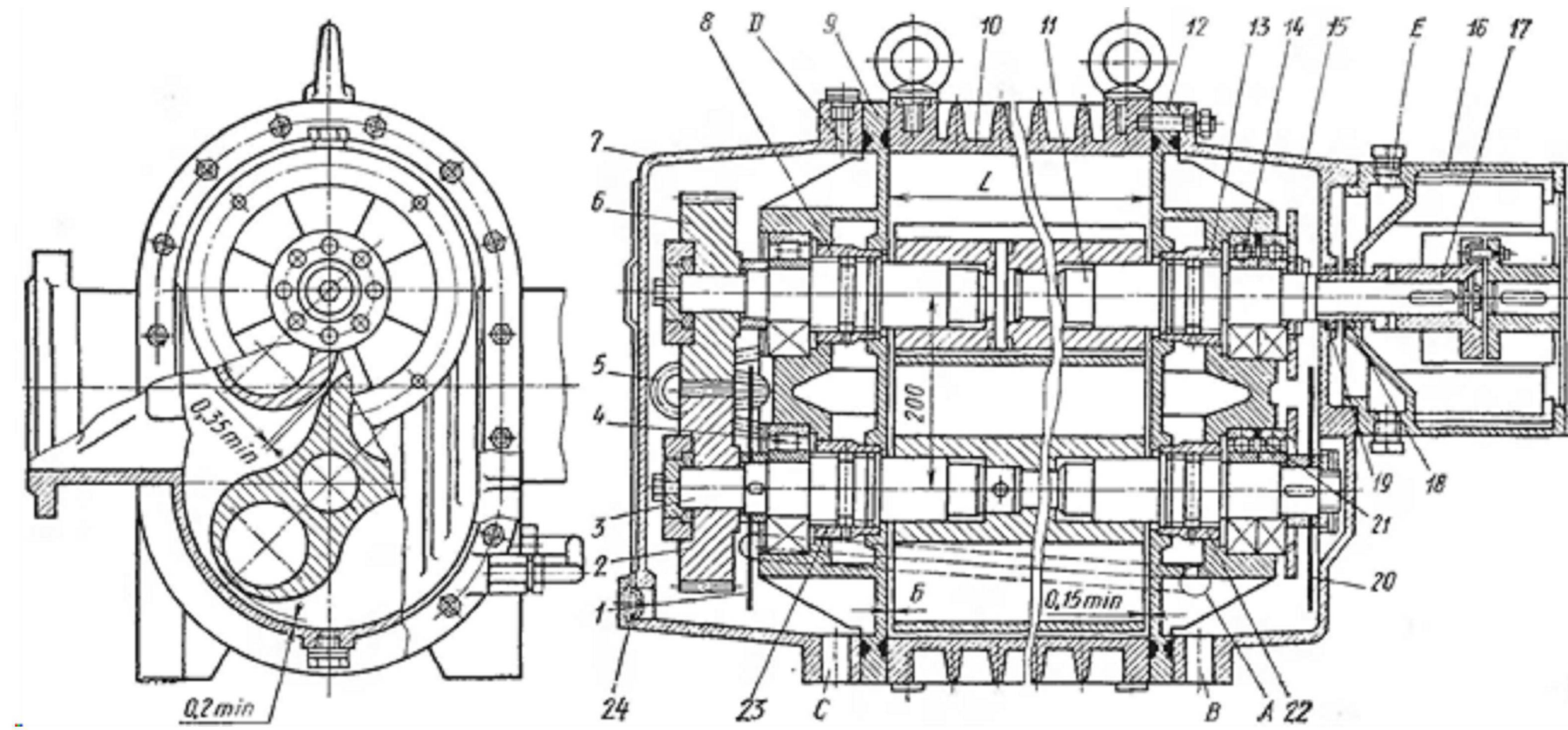


Рисунок 4 – Вакуумний насос типу 2ДВН

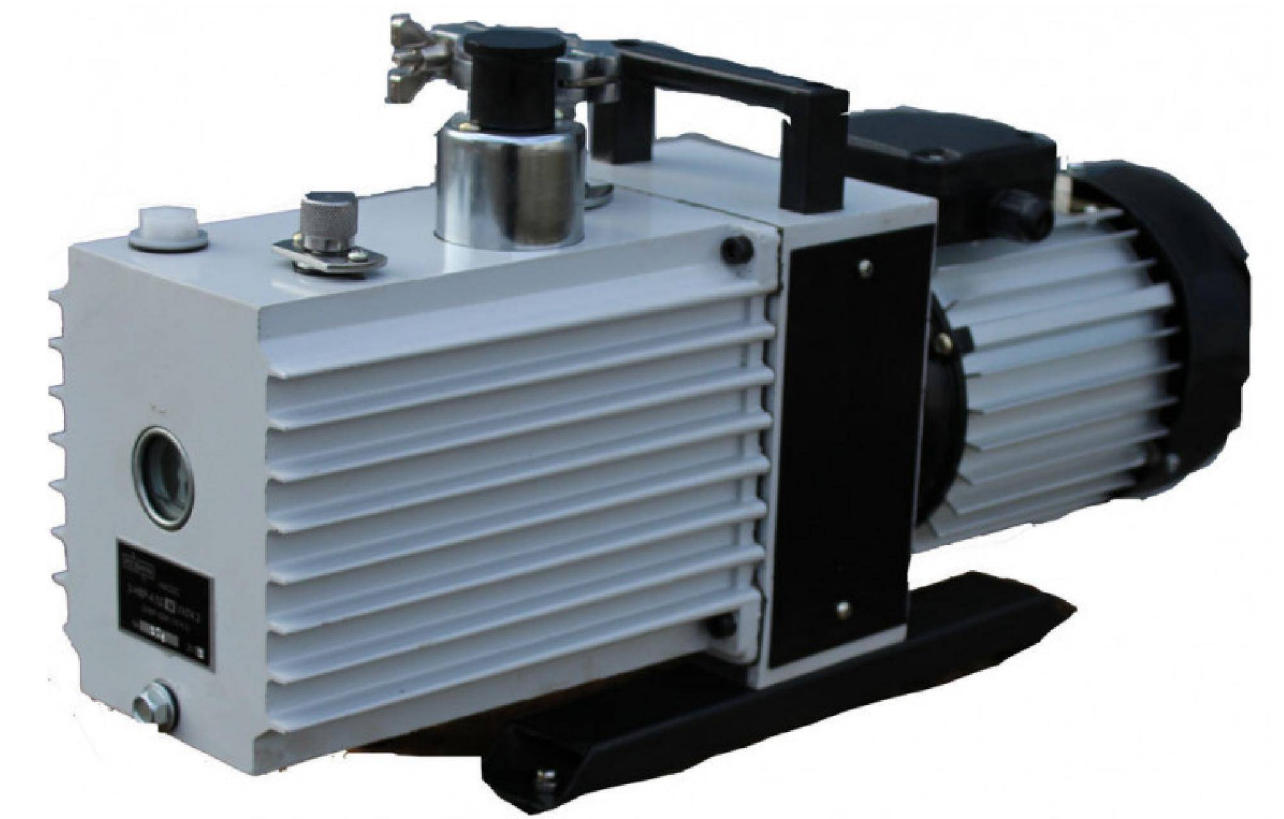


Рисунок 6 – Вакуумні насоси 2НВР-90Д

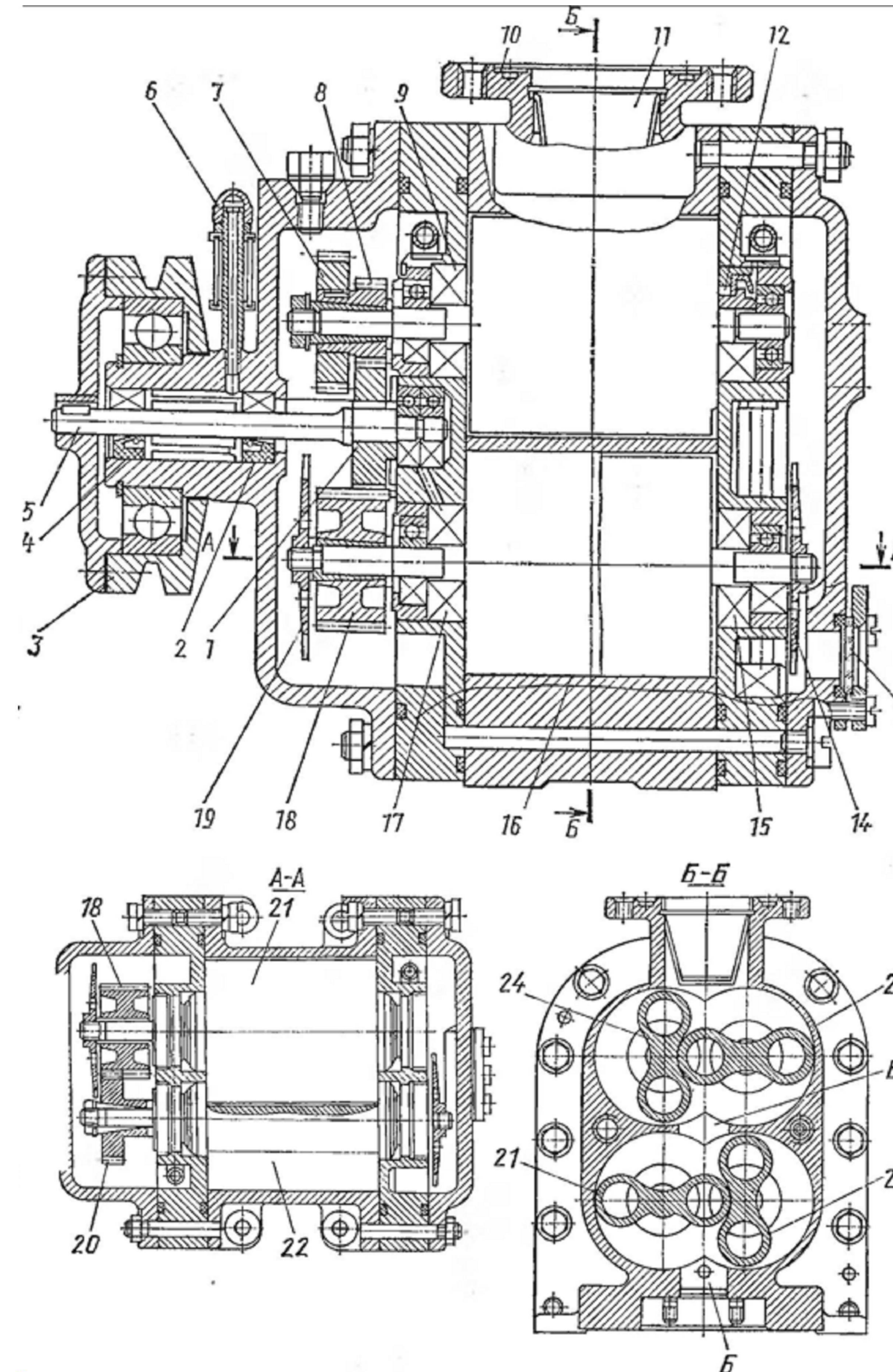


Рисунок 5 – Вакуумний насос ДВН-5-2



Рисунок 7 – Вакуумний насос АО Hydro-Vacuum РW

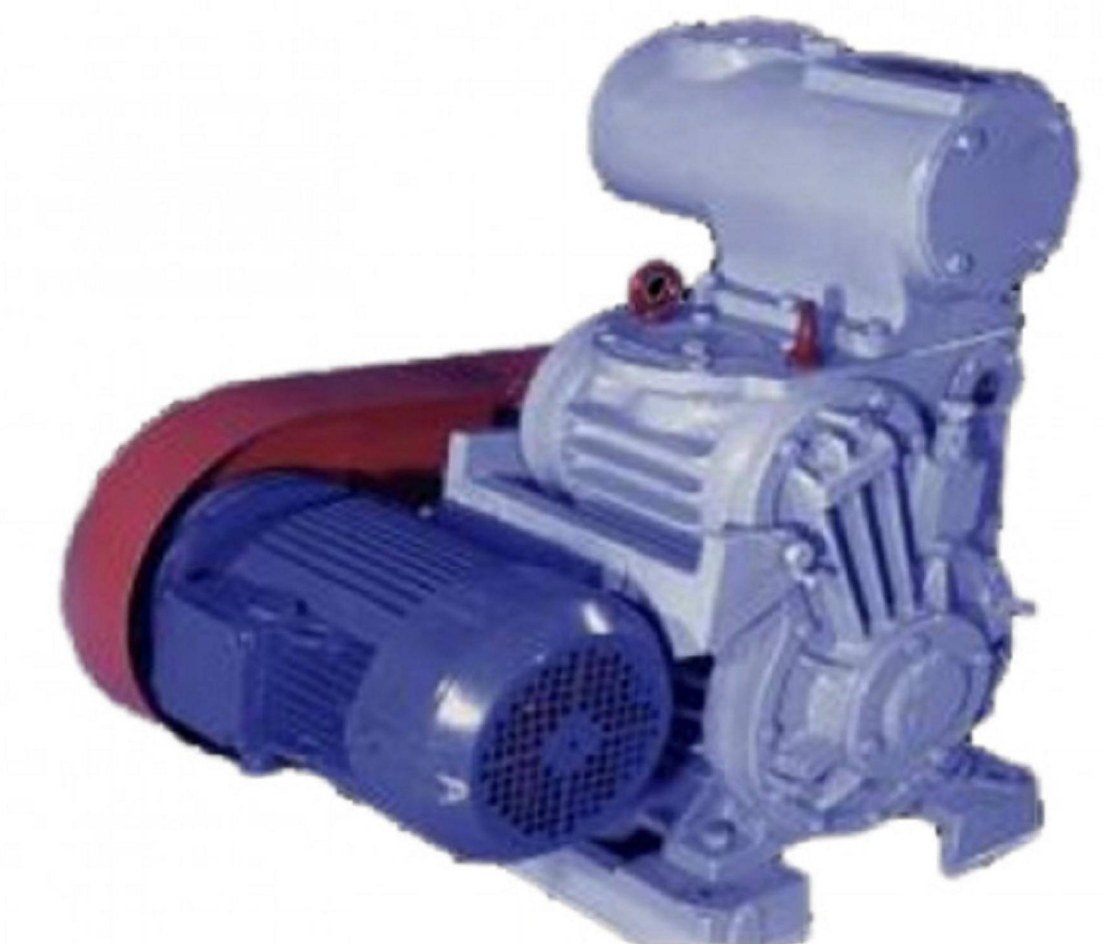


Рисунок 8 – Вакуумний насос АВЗ (НВЗ) 125Д

Патентно-інформаційний огляд

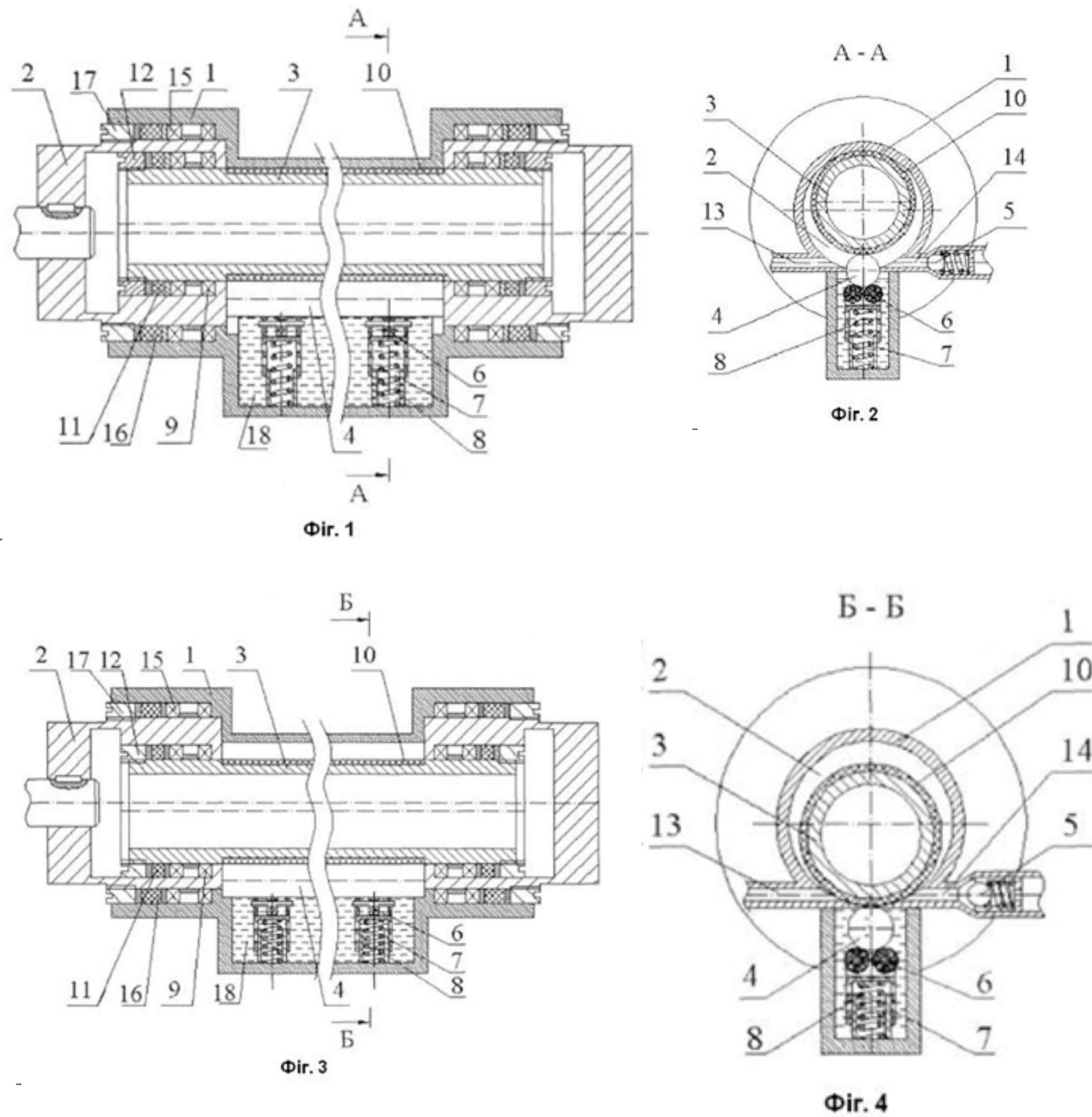


Рисунок 1 – «Роторний вакуумний насос для мобільних дегазаційних установок» згідн патенту України на корисну модель №153224

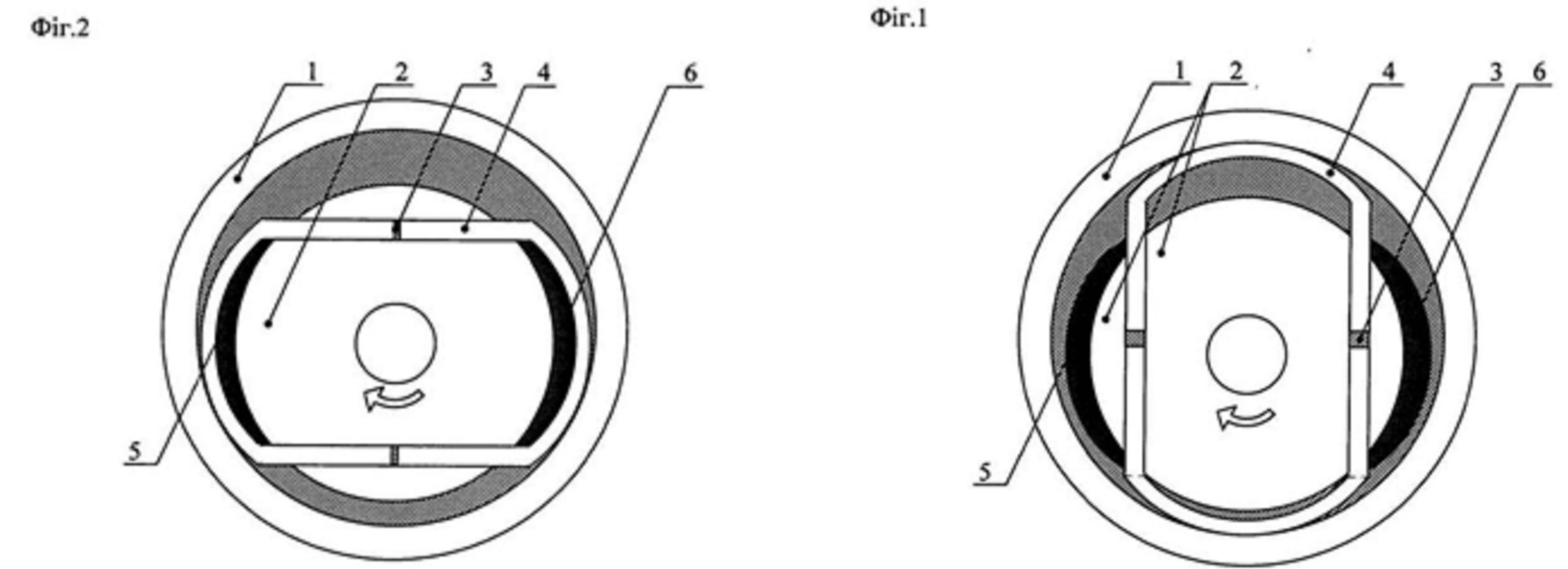
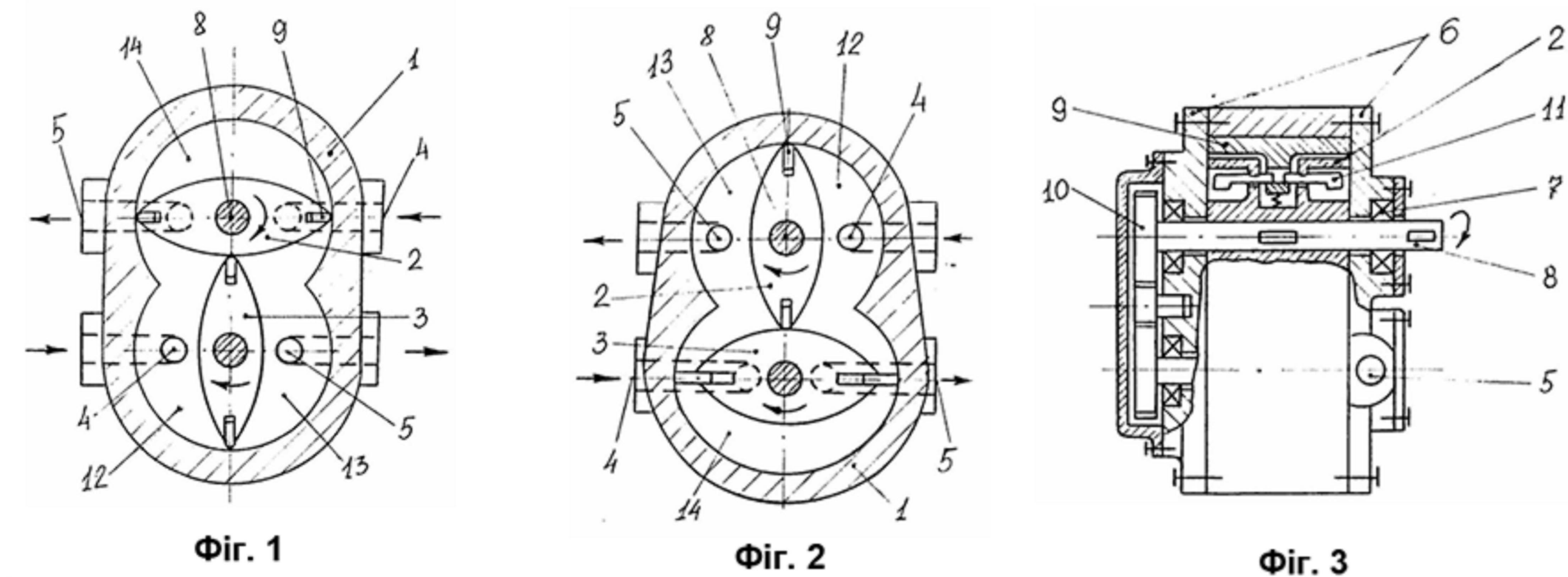
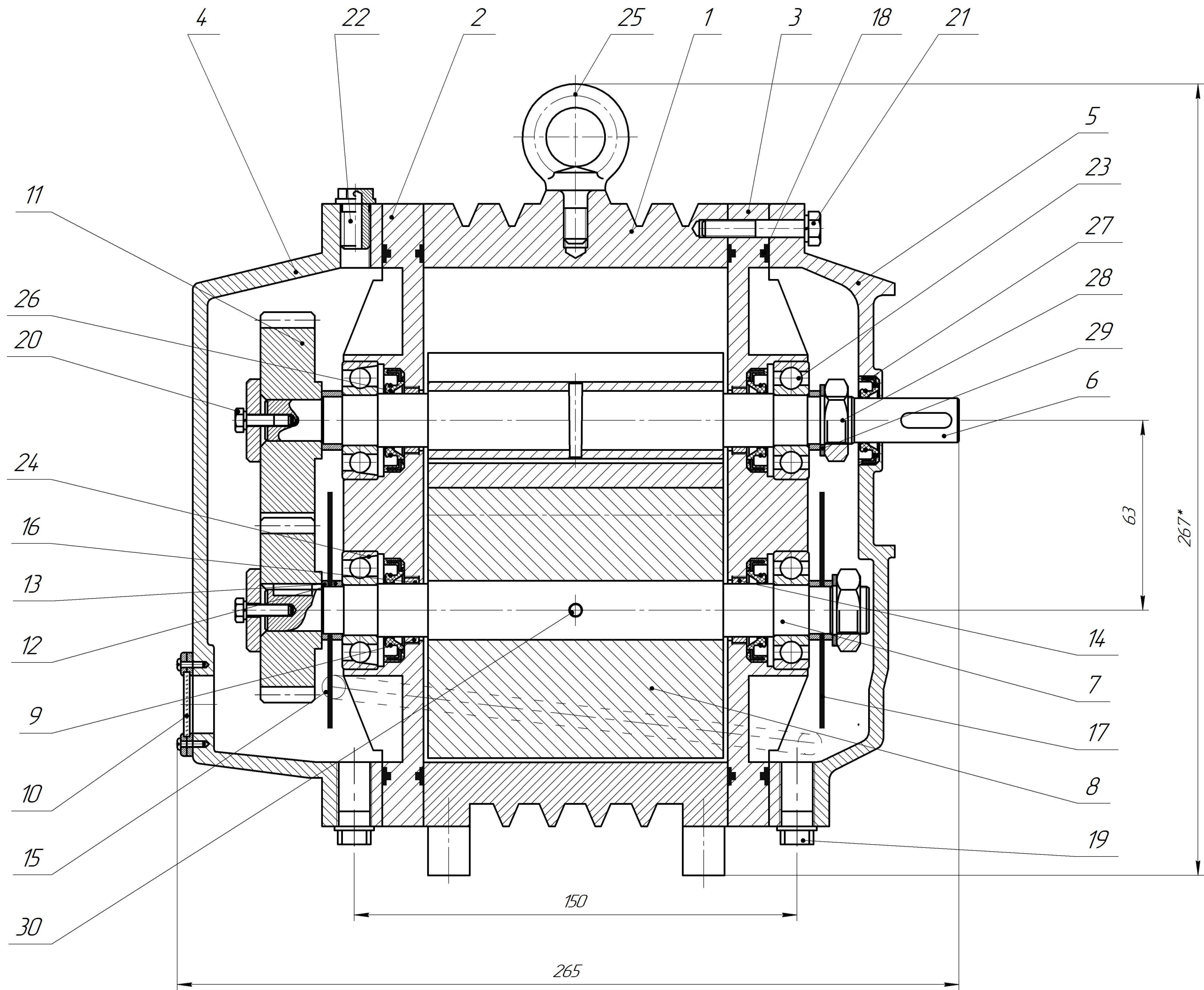
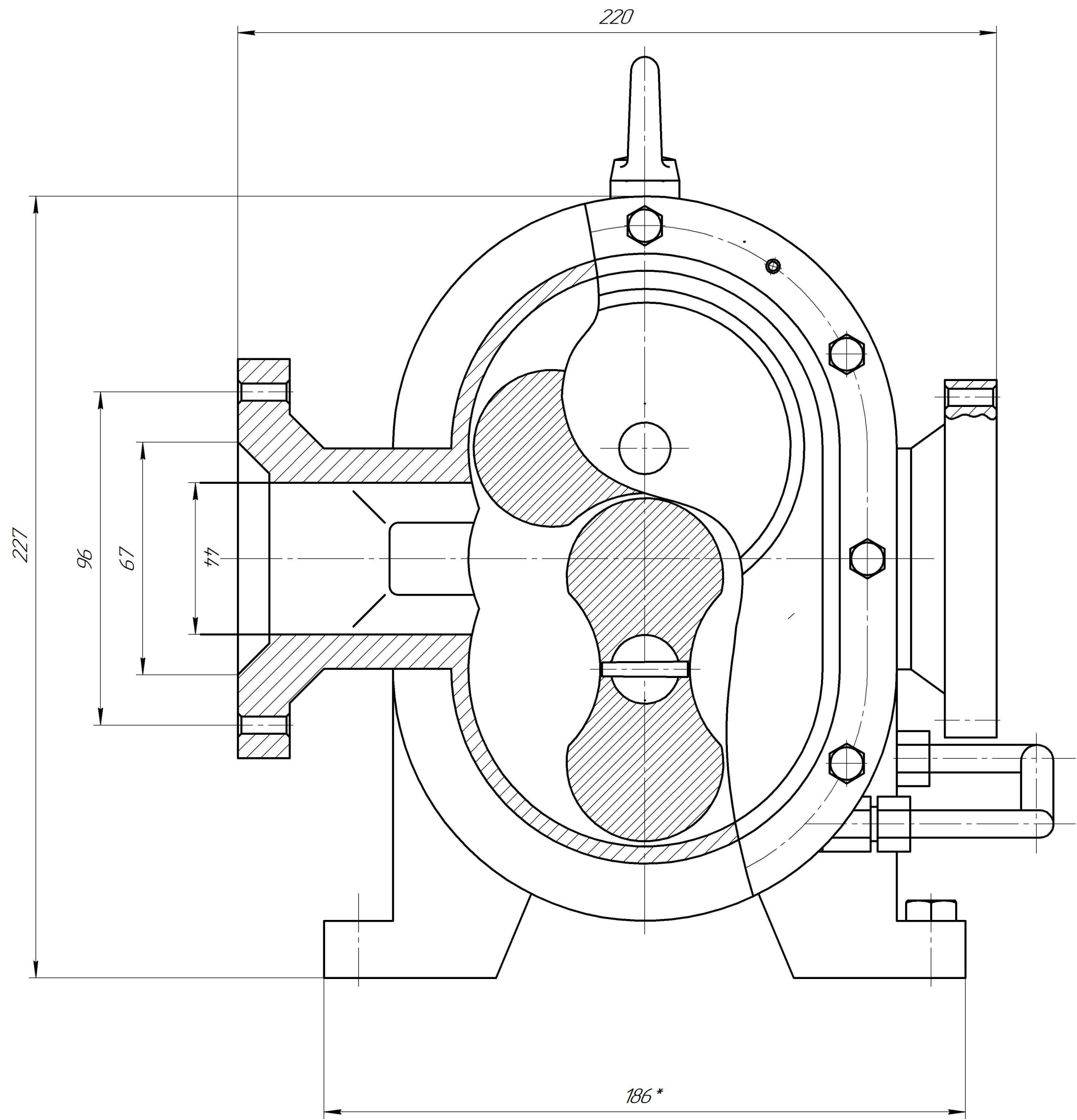


Рисунок 2 – Роторний насос згідно патенту на винахід України №83699



Фіг. 1 – показаний поперечний розріз запропонованого насоса;
Фіг. 2 – показаний поперечний розріз насоса з висувними лопатками, що можуть рухатися зворотно-поступально в пазах роторів при їх обертанні;
Фіг. 3 – показаний поздовжній розріз запропонованого насоса

Рисунок 3 – Роторний насос згідно патенту на винахід України № 40690



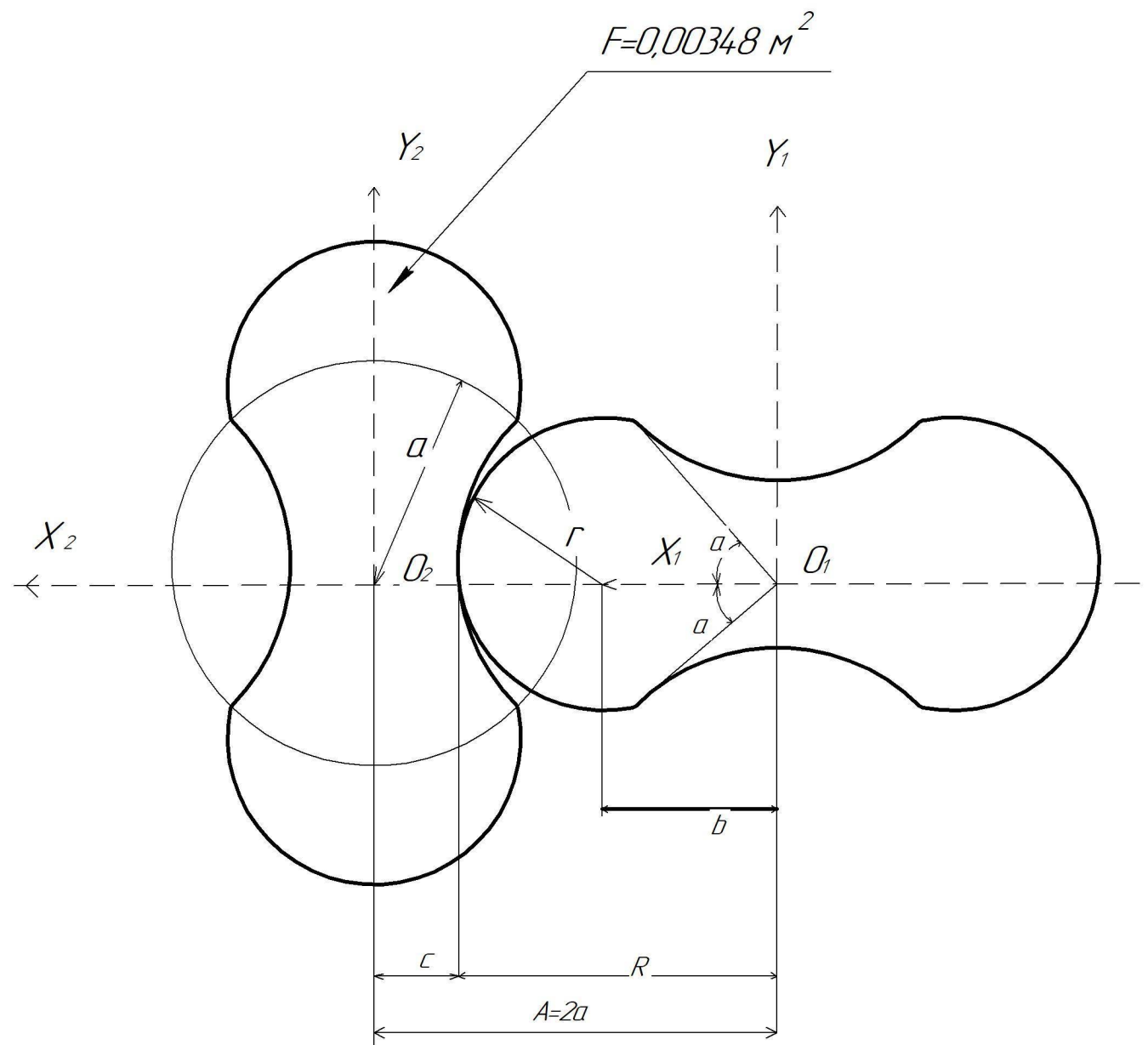
Технічні вимоги

- *- розміри для довідок
- В насос заливати мастило ВМ-1, ВМ-4 або ВМ-6.
- При зборці виставити мінімальні монтажні зазори.
- Ведучий вал повинен прорвертатись без заїдання.
- При першому запуску включити насос при максимальній частоті на 10-15 хв.
- Після одкотки насос оглянути, при необхідності підтягнути підшипники і болтові з'єднання.
- Протікання в місцях нерухомих з'єднань не допускається.
- Рекомендується поверхні з'єднань "корпус-лободина" і "лободина-кришка" покрити ущільнювальною пастою типу "Герметик".
- Встановлювати разом зі звукоізоляційним кожухом або глушником
- Під час експлуатації контролювати рівень мастила.

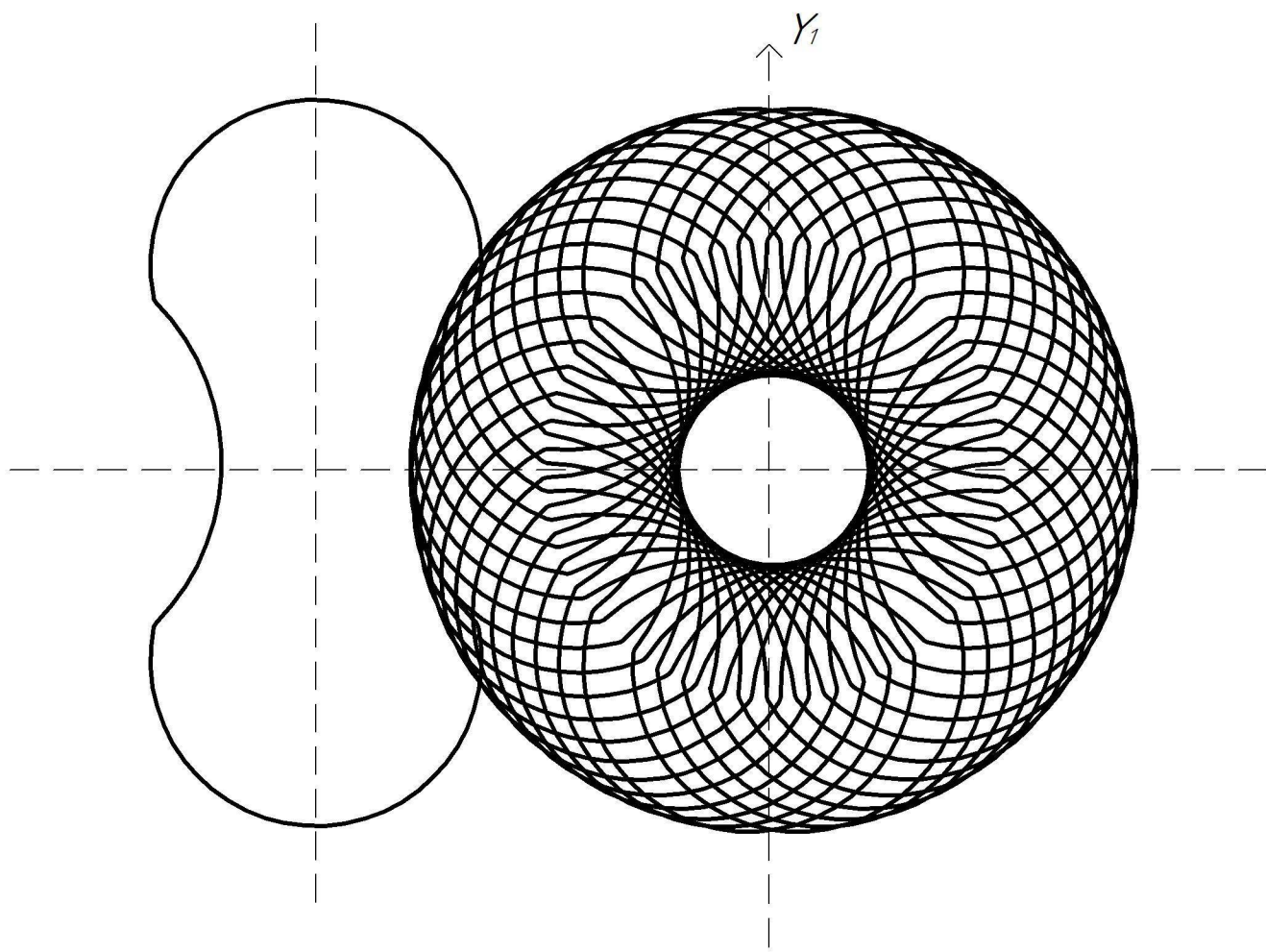
Технічні характеристики

- Продуктивність $S=70,3$ л/с.
- Граничний залишковий тиск $P=0,3$ Па.
- Температура відкачуваного газу $T=297K$.
- Потужність двигуна $N=180$ Вт.
- Частота одертання $n=127,4$ 1/с.

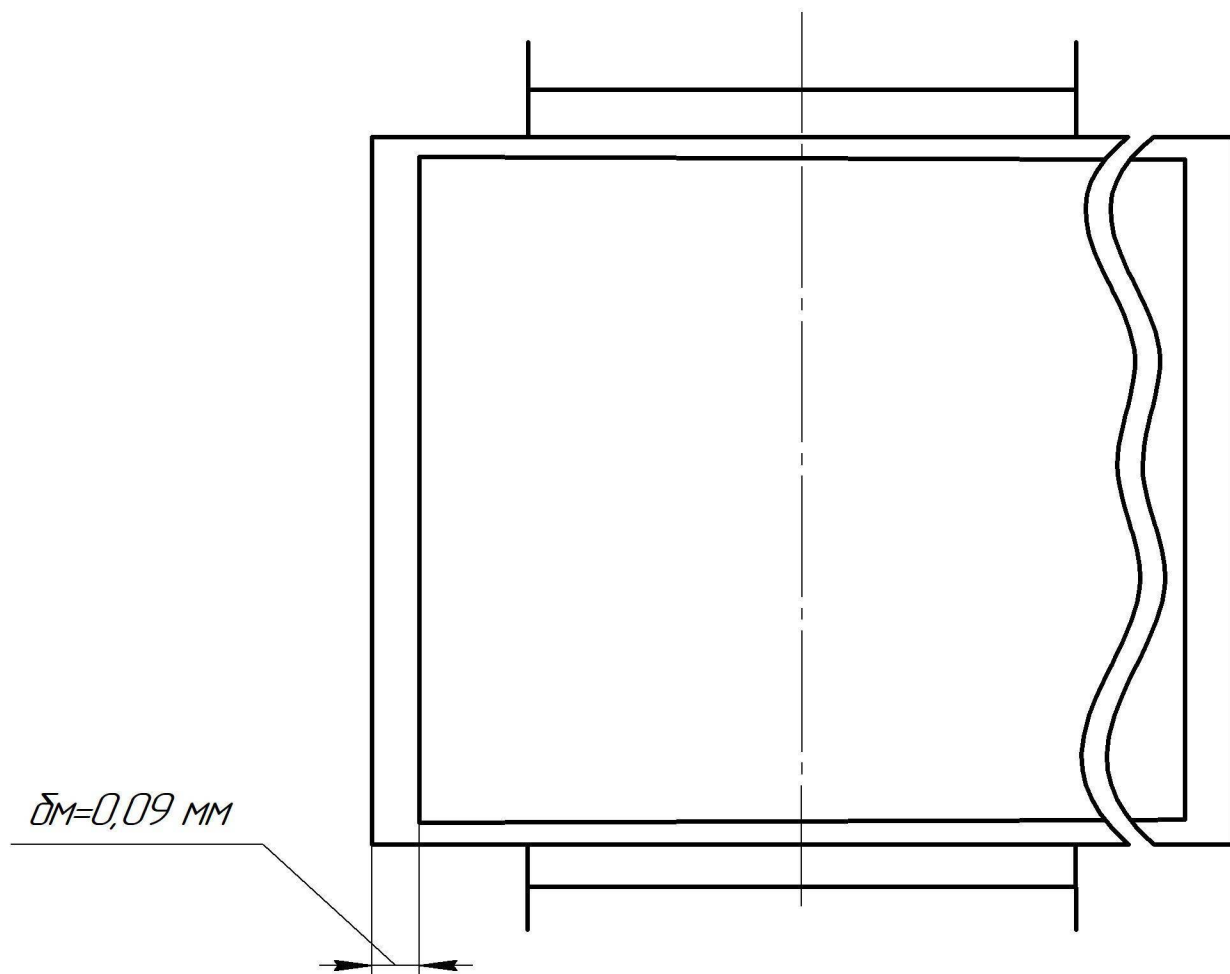
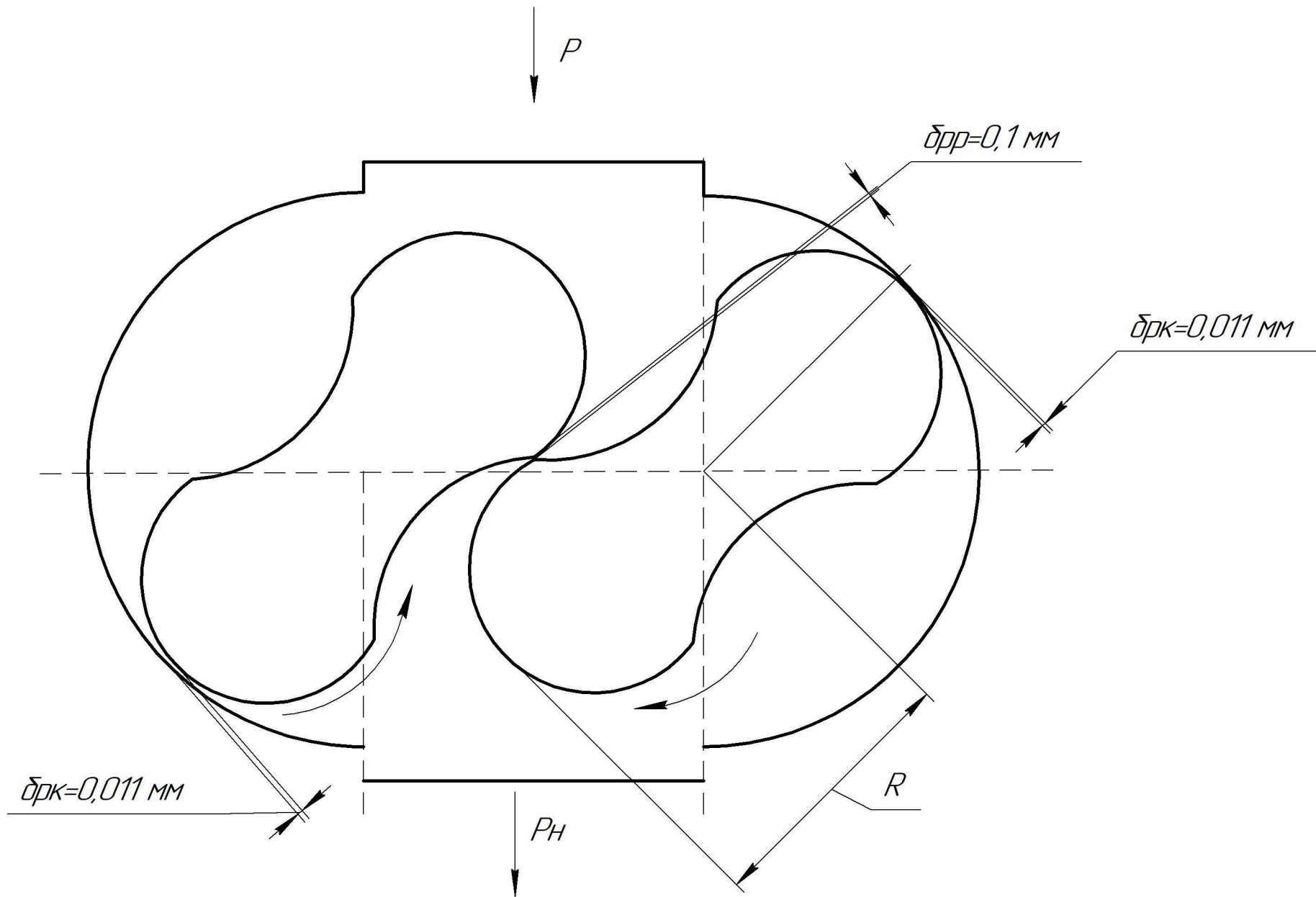
						08-62.5KР.22.01.000.СК				
Зм.Лист	№ док.м.	Підп.	Дата	Двох роторного вакуумного насосу			Лист	Маса	Масштаб	
									1:1	
				(складальний кресленийник)			Лист		Листів	1
							ВНТУ, 1ГМ-210			
Нконтр.	Слободий А.В.									
Затв.	Полещук А.К.									



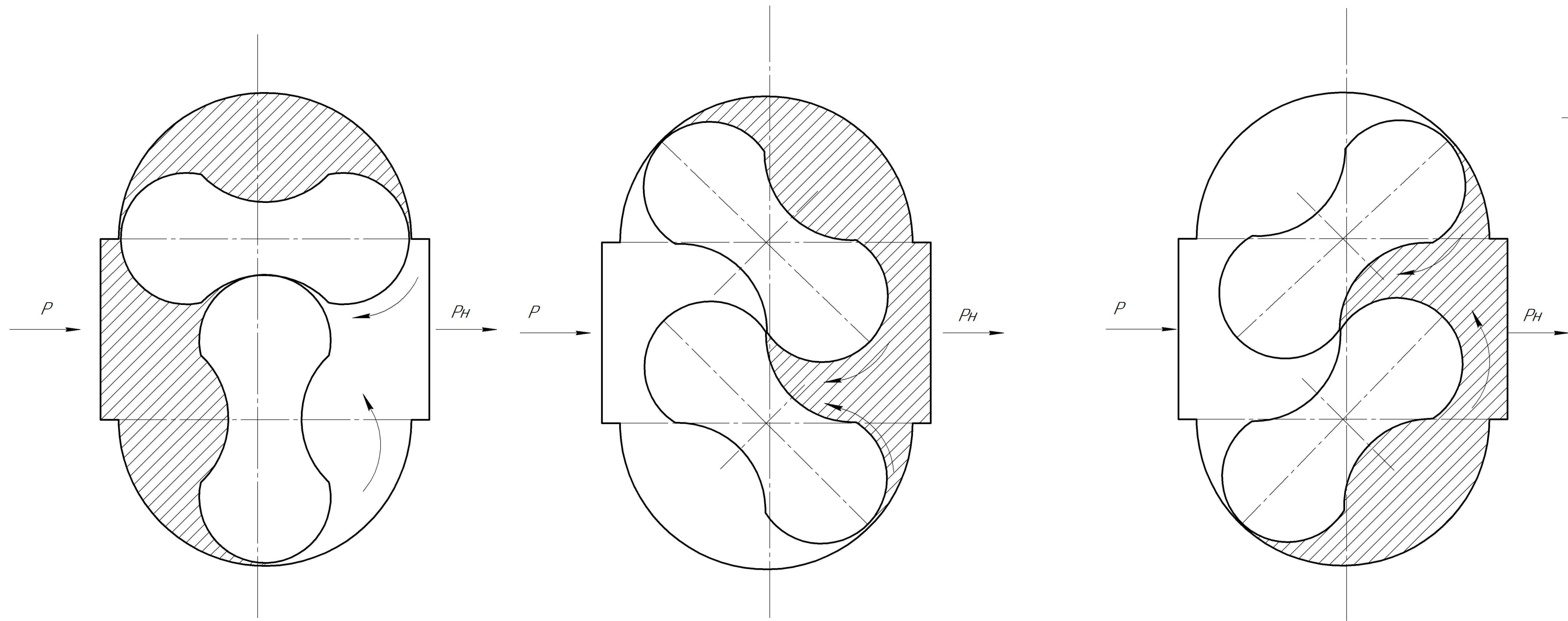
$X_1O_1Y_1$ і $X_2O_2Y_2$ – рухомі системи координат жорстко зв'язані з першим і другим роторами



Профілювання роторів



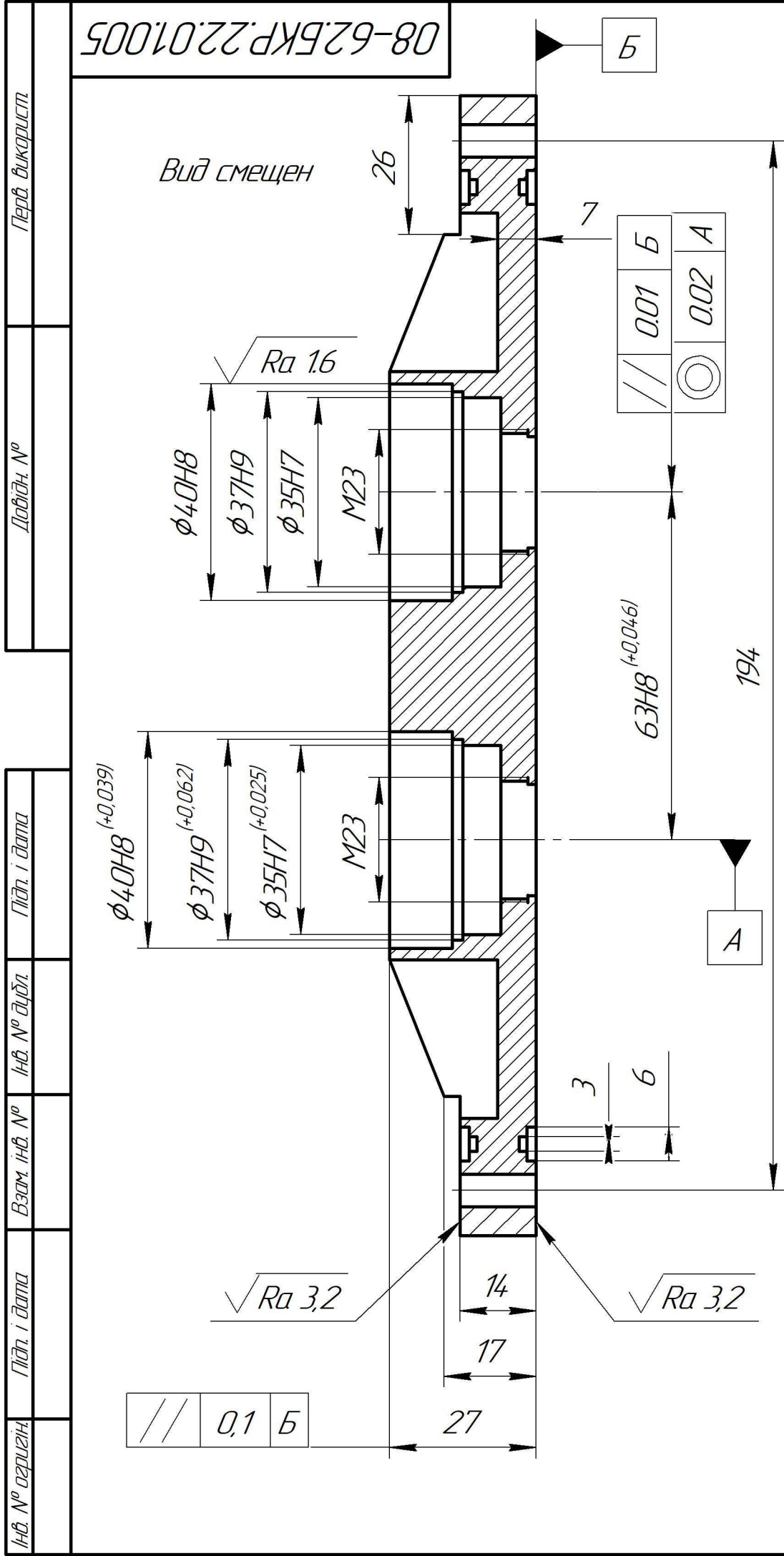
Радіальні і торцеві зазори



Принципова схема роботи

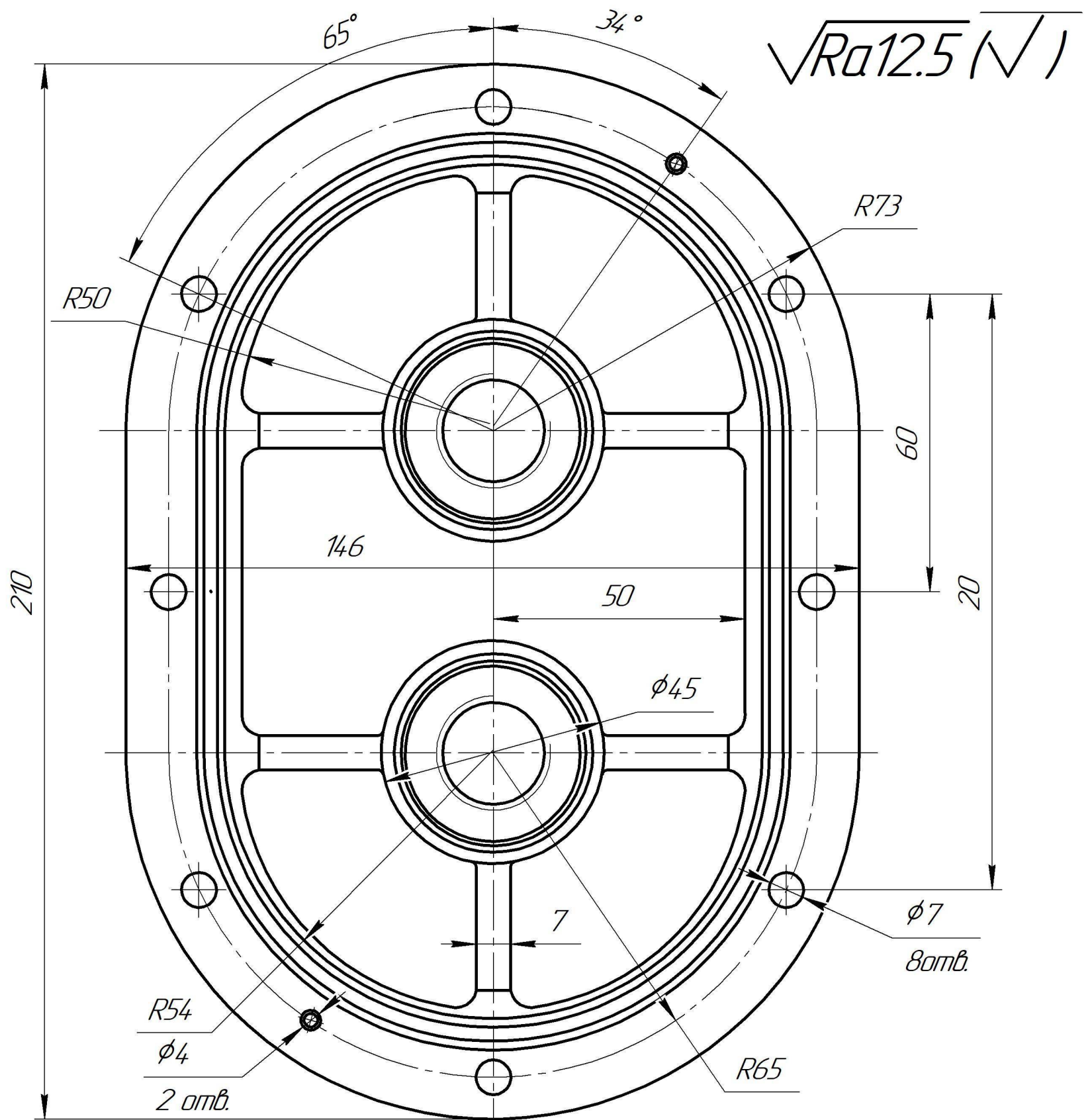
Основні типові розміри	Значення
Радіус ротора R , м	0,050
Радіус початкової окружності a , м	0,0315
Міжосьова відстань A , м	0,063
Відстань від центру ротора до центру головки ротора b , м	0,0272
Радіус головки ротора r , м	0,0228
Ширина впадини ротора c , м	0,013
Половина кута головки ротора α , град	45°
Площа торцевого перерізу ротора F , м ²	0,00348
Об'єм ротора V , м ³	0,0003132

08-62.5KP.22.00.000. П/13				Проектуючий		
Зм.	Лист	№ док.	Підп.	Дата	Лист	Масштаб
Разроб.	Харченко ДС				11	
Перев.	Боканець ДВ				Лист	Листів
Т.контр.					1	
Н.контр.	Слодкий АВ				ВНТУ, 1ГМ-210	
Затв.	Полещук ЛК				Формат А1	



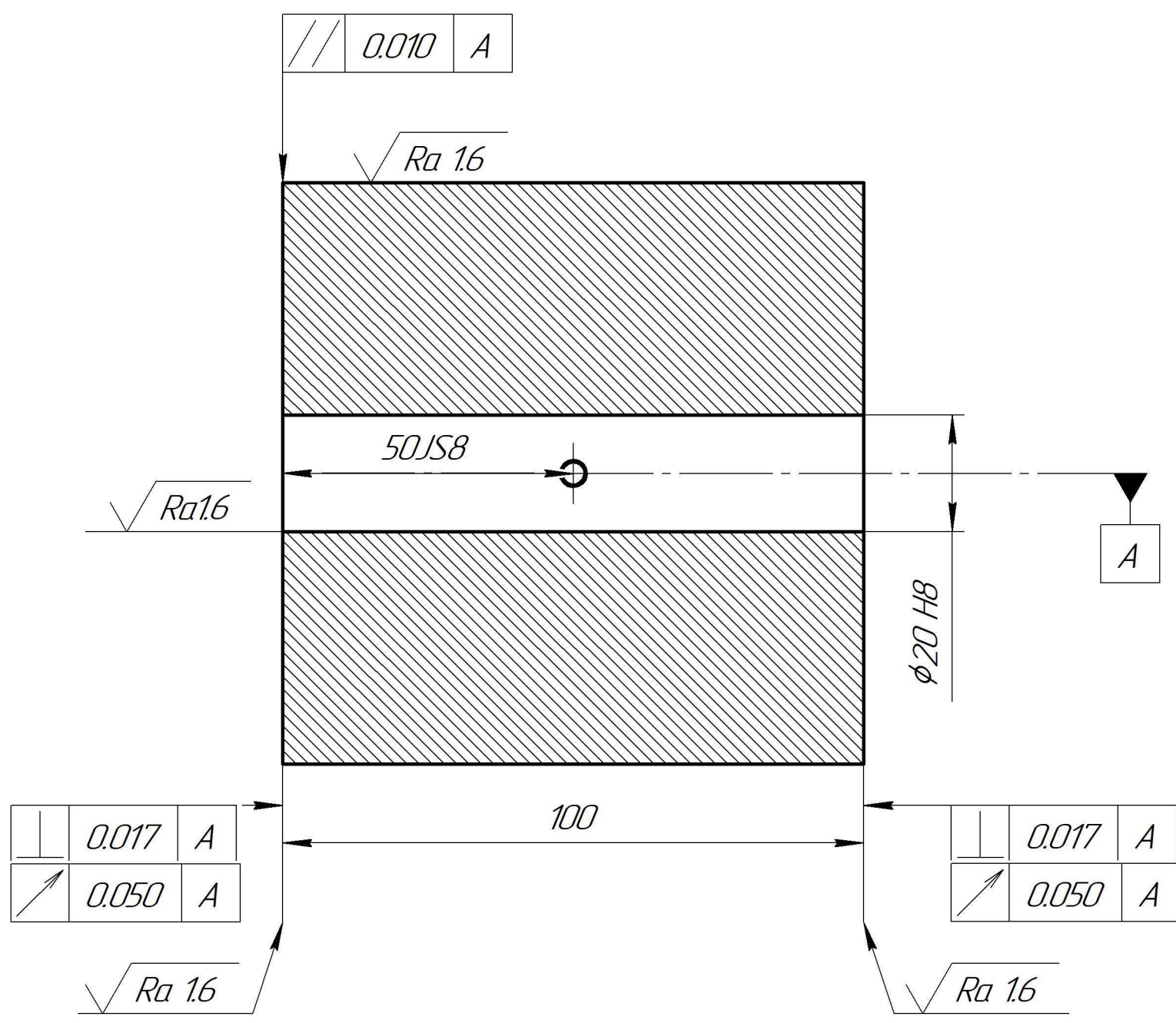
1171.240 HB

1 H14, h14, ± $\frac{IT14}{2}$



08-62.БКР.22.01.005					Кришка		
Зм. Лист	№ докум.	Підп.	Дата		Лит.	Маса	Масштаб
Розроб.	Хоменко Д.С.						1:1
Перев.	Бакалець Д.В.				Лист	Листів	1
Т.контр.					СЧ24 ДСТУГОСТ 1412-70		
Н.контр.	Сладкий А.В.				ВНТУ, 1ГМ-210		
Затв.	Поліщук Л.К.				Формат А3		

Копіювати



1. 80...90HB
2. H14, h14, $\pm \frac{IT14}{2}$

					08-62.БКР.22.01.008			
					Ротор	Лист	Маса	Масштаб
								1:1
						Лист		Листів 1
						А/19 ДСТУГОСТ 2685-75 ВНТУ, 1ГМ-210		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата				
Розроб.	Хоменко Д.С.							
Перев.	Бакалець Д.В.							
Т.контр.								
Н.контр.	Сладкий А.В.							
Затв.	Поліщук Л.К.							



Додаток В

СПЕЦИФІКАЦІЇ

«РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДВОХ РОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСУ»

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Прим.		
				<u>Документація</u>				
			08-62.БКР.22.01.000.СК	Складальний кресленик	1			
				<u>Деталі</u>				
		1	08-62.БКР.22.01.001	Корпус	1			
		2	08-62.БКР.22.01.002	Картер	1			
		3	08-62.БКР.22.01.003	Картер	1			
		4	08-62.БКР.22.01.004	Кришка	1			
		5	08-62.БКР.22.01.005	Кришка	1			
		6	08-62.БКР.22.01.006	Вал	1			
		7	08-62.БКР.22.01.007	Вал	1			
		8	08-62.БКР.22.01.008	Ротор	2			
		9	08-62.БКР.22.01.009	Втулка	4			
		10	08-62.БКР.22.01.010	Оглядове вікно	2			
		11	08-62.БКР.22.01.011	Колесо зубчасте	2			
		12	08-62.БКР.22.01.012	Кільце	4			
		13	08-62.БКР.22.01.013	Кільце	2			
		14	08-62.БКР.22.01.014	Кільце	2			
		15	08-62.БКР.22.01.015	Кільце упорне	4			
		16	08-62.БКР.22.01.016	Гайка	2			
		17	08-62.БКР.22.01.017	Мастилорозкидач	2			
		18	08-62.БКР.22.01.018	Прокладка	4			
		19	08-62.БКР.22.01.019	Пробка	2			
				<u>Стандартні вироби</u>				
		20		Болт М4-6ех16.35 ОСТ 92-0718-72	2			
Підп. і дата				08-62.БКР.22.01.000.				
Інв. № ориг.	Розроб.	Хаменко Д.С.			Двох роторний вакуумний насос	Літ.	Аркуш	Аркушів
	Перевір.	Бакалець Д.В.					1	3
	Нач. від.					ВНТУ, 1ГМ-216		
	Н.контр	Слабкий А.В.						
	Затв.	Поліщук Л.К.						

Додаток Г

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ
ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

«РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДВОХ РОТОРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСУ»

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Розробка конструкції двох роторного вакуумного насосу.

Тип роботи: бакалаврська кваліфікаційна робота

Підрозділ: кафедра галузевого машинобудування, ФМТ, гр. ІГМ-216
(кафедра, факультет, навчальна група)

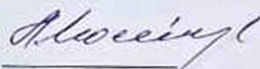
Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі
системою StrikePlagiarism 1 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- ☒ Запозичення, виявлені у роботі, є законними і не містять ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту
- ☐ У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.
- ☐ У роботі виявлено ознаки плагіату та/або текстових маніпуляцій як спроб укриття плагіату, фабрикації, фальсифікації, що суперечить вимогам законодавства та нормам академічної доброчесності. Робота до захисту не приймається.

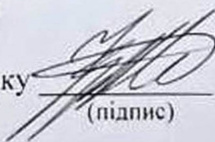
Експертна комісія:

Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)


(підпис)

Шенфельд В.Й., доцент кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

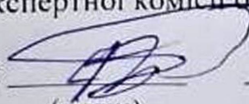

(підпис)

Особа, відповідальна за перевірку 

(підпис)

Шенфельд В.Й.
(прізвище, ініціали)

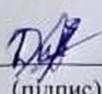
З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник 

(підпис)

Бакалець Д.В., к.т.н., доцент

(прізвище, ініціали, посада)

Здобувач 

(підпис)

Хоменко Д.С.

(прізвище, ініціали)