

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНАХТ»

Спеціальність 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП «Кондиціонування і вентиляція
повітря»

Група: 2 БКВ - 04

Дипломний проект

здобувача освіти денного відділення

БКВ04.025 000 ДП

РУСАНОВА ЄВГЕНІЯ
РУСЛАНОВИЧА

м. Одеса
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Кондиціонування і вентиляція
повітря»
Група 2БКВ – 04

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 04. 025. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Аналіз можливостей переведення герметичного компресора
зовнішнього блоку кондиціонера спліт-системи потужністю 13
Btu/sec на робочі речовини природнього походження.

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на _____ сторінках та графічного матеріалу на _____ аркушах.

Дипломник _____ (Русанов С.Р.)

Керівник проекту _____ (Селіванов А.П.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню
вимог ЄСКД _____ (Волянська С.В.)

До захисту допущено
Завідувач кафедру _____ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ _____ ” _____ 2023 р. Протокол ЕК № _____
Оцінка ЕК _____

Секретар ЕК _____ Куриленко В.О.

Міністерство освіти і науки України
ВСП «Одеський технічний фаховий коледж ОНТУ»

Дата видачі завдання
«20» лютого 2023 р.
Дата закінчення проекту
«01» липня 2023 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
_____ Беркань І.В.
“ 20 ” лютого 2023 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: _____ Русанов Євгеній Русланович
Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: _____ Аналіз можливостей переведення герметичного компресора зовнішнього блоку кондиціонера спліт-системи потужністю 13 Btu/sec на робочі речовини природнього походження

Стверджена наказом по коледжу _____ від « 17 » 10 2022 р. № 235–А2- ОД
Вихідні дані для проекту: _____ Температура навколишнього середовища 32 °С, відносна вологість 55%

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту
Вступ

1. Загальна частина

- 1.1 Вихідні дані проекту
- 1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту

2. Розрахунково-конструкторська частина

- 3.1 Розрахункові дані проекту
- 3.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 3.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 3.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 3.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 3.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 3.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 3.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

3. Організаційна частина

- 3.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи кондиціонування і вентиляції повітря

4. Економічна частина

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціювання або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	29 - 31.05.2023
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2023
3. Організаційна частина	08 - 09.06.2023
4. Аркуш 1, 2	10 - 11.06.2023
5. Економічна частина	12 - 14.06.2023
6. Аркуш 3, 4	15 - 17.06.2023
7. Організаційна частина	18.06.2022
8. Охорона праці	19.06.2023
Попередній захист	20.06.2023
Захист дипломного проекту	28 - 30.06.2023

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “13” вересня 2022 р.

Завідувач кафедрою _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Селіванов А.П.)

Вступ**1 Загальна частина**

1.1 Призначення і технічна характеристика об'єкту завдання

1.2 Вихідні дані

1.3 Техніко-економічне обґрунтування

2 Технологічна частина

2.1 Умови роботи пристрою

2.2 Обґрунтування вибору температурного режиму

3 Розрахунково-конструкторська частина

3.1 Розрахункові дані

3.2 Тепловий розрахунок компресора

3.3 Конструктивний розрахунок компресора

3.4 Динамічний розрахунок компресора

3.5 Розрахунок газового тракту

3.6 Розрахунок вузлів і деталей на міцність

3.7 Розрахунок корінних підшипників

3.8 Розрахунок системи змащування

4 Організаційна частина

4.1 Організація монтажу і ремонту холодильного обладнання

Попл. і дата						Попл. і дата			
	Взам. инв. №								
Попл. і дата						Попл. і дата			
	Инв. № дубл.								
Инв. № подл						Лит			
							Арк		
							1		
							ВСП ОТФК ОНТУ		
							гр.2БКВ-04		
					БКВ04.025.000 ДППЗ				
	Ли	Ізм.	№ докум.	Підп.	Дата	Аналіз можливостей переведення герметичного компресора зовнішнього блоку кондиціонера спліт-системи потужністю 13 Вт/сек на робочі речовини природного походження			
	Розроб.		Русанов						
	Перевір.		Селіванов						
	Н. контр.		Валянська						
	Затв.		Беркань						

- 4.2 Експлуатація холодильного обладнання
- 4.3 Основні контури спліт-системи
- 4.4 Захист навколишнього середовища
- 5 Економічна частина проекту**
- 6 Охорона праці**
- 7 Перелік використаних джерел**

Инва. № подп	Подп. и дата	Инва. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата
Инва. № подп	Подп. и дата	Инва. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Підп.	Дат
----	------	----------	-------	-----

Инев. № подп	Подп. и дата	Инев. № дубл.	Взам. инев. №	Подп. и дата

Ли	Ізм.	№ докум.	Підп.	Дат

БКВ04.025.000 ДППЗ

Лист

Инв. № подл.	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата

Ли	Изм.	№ докум.	Подп.	Дат

XXX-XXX-XXXX

Вступ.

Холодильний компресор визначає продуктивність і економічність холодильної установки.

Будь-який холодильний компресор є пристроєм, що забезпечує циркуляцію холодоагенту в системі холодильного агрегату. Саме якість роботи компресора стає вирішальним чинником, що визначає працездатність холодильної установки, її продуктивність і економічність. Гвинтовий компресор і поршневий компресор: використання в різних галузях виробництва.

Компресор - це серце холодильної установки. Область використання цього типу компресорів досить велика. Гвинтовий компресор, призначений для роботи в широкому діапазоні температур і кліматичних умов. Вони призначені для роботи у складі установок систем холодопостачання промислового призначення :

- систем кондиціонування;
- охолодження рідин;
- камер і складів зберігання;
- систем заморожування і шокового заморожування продуктів;
- скороморозильних апаратів.

Поршневий компресор призначений для роботи у складі установок холодопостачання комерційного призначення :

- в складі центральних компресорних станцій;
- для малих і середніх камер схову;
- низькотемпературних камер заморожування і так далі

Холодильні компресори є пристроями, що забезпечують циркуляцію холодоагенту в системі холодильного агрегату. Саме якість роботи компресора стає вирішальним чинником, що визначає працездатність холодильної установки, її продуктивність і економічність.

					БКВ04.025.000 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Високі експлуатаційні якості компресорів також не викликають сумнівів. Напівгерметичні і гвинтові компресори користуються заслуженою популярністю.

Холодильні поршневі компресори вже багато років успішно використовуються в різних областях охолодження : від глибокого заморожування до аерокондиціонування.

Компресори "Покоління 2" мають єдину технічну концепцію, охоплюють усю сферу застосування.

Традиційні і хлорневмістні HFC холодоагенти.

Основні характеристики:

- провідна конструкція клапанних дощок;
- найвища якість і зносостійкість колінвалів і шатуново-поршневої групи;
- високоєфективні вбудовані електромотори з охолодженням всмоктуваними парами;
- апробована система повернення мастила;
- компактність;
- мале необхідне місце для установки;
- універсальне застосування;
- мінімальна споживана потужність;
- особливо мала шумність;
- відсутність вібрації.

Темою цієї роботи передбачено «Розробка проекту герметичного компресору для зовнішнього блоку кондиціонера спліт-системи потужністю 12 Btu/sec». Використання парокompресійних холодильних машин у системах комфорту є невід'ємною частиною сучасної індустрії. Економічна ефективність розробки нового компресора підтверджується відповідними розрахунками проекту.

					БКВ04.025.000 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Призначення і технічна характеристика об'єкту завдання

Поршневі компресори використовуються в різних галузях виробництва. Вони призначені для подачі стисненого повітря (газу) і є джерелом енергії для різних виробничих процесів.

Поршневий компресор в основному складається з робочого циліндра і поршня, має всмоктувальний та нагнітаючий клапани, які розташовані зазвичай в кришці циліндра. Для здійснення зворотно - поступального руху поршнем в більшості поршневих компресорів є кривошипно-шатунний механізм з колінчастим валом.

Принцип дії поршневих компресорів простий: спочатку за рахунок дії кривошипно-шатунного механізму на поршень останній здійснює зворотні рухи, внаслідок чого виникає розріджений тиск, і в камеру надходить повітря (газ). При зворотньому ході поршня збільшується тиск, і, при досягненні величини тиску, що перевищує силу опору пружини, притискає нагнітальний клапан - відбувається виштовхування повітря (газу) у нагнітальний патрубок.

Поршневі компресори поділяються на компресори одинарної або подвійної дії (коли поршень працює обома сторонами). По кількості робочих циліндрів компресори можуть бути одноциліндровими або багатопоршневі. За розташуванням циліндрів поршневі компресори поділяються на вертикальні (циліндри розташовані вертикально), горизонтальні (циліндри розміщені або по один бік колінчастого валу – односторонні або по обидві сторони валу – двосторонні) та кутові (циліндри встановлені в одних лавах вертикально в інших – горизонтально або V чи W - подібно). Для малих компресорів найпоширеніша V-подібна схема, у великих компресорах подвійної дії найпоширеніше L-подібне розташування поршнів. Крім того, залежно від числа етапів стиснення, компресори бувають з одноступеневим або багатоступеневим стиском.

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В поршневих компресорах зазвичай передбачається автоматичне регулювання продуктивності, в залежності від витрат стислого повітря (газу), для забезпечення постійного тиску в нагнітальному трубопроводі. Простий спосіб регулювання - переривисте включення, тобто при падінні тиску до рівня нижньої межі в ресивері (у системі) компресор включається і відключається, досягши встановленої верхньої межі до наступного включення.

Поршневі компресори найкраще використовувати в тих випадках, коли Вам необхідна низька продуктивність, є перепади в споживанні стислого повітря або компресор експлуатується в несприятливих умовах (великі коливання температури, при використанні на вугільних складах, у млинах для помелу зерна і т.д.).

До недоліків даних компресорів можна віднести досить часте техобслуговування, великі енергозатрати, високий рівень шуму та вібрації, необхідність встановлювати додатковий фундамент.

Компресор – енергетична машина для підвищення тиску і переміщення повітря, газу або їх сумішей.

При бурінні свердловин компресори застосовуються в системах пневмокерування буровими установами; для наповнення стисненим повітрям пневмокомпенсаторів бурових насосів; для виносу вибуреної породи при бурінні свердловин з продувкою вибою повітрям тощо.

При видобутку пластового флюїду компресорні установки широко застосовуються для освоєння свердловин; експлуатації нафтових свердловин ер-газліфтом; закачування газу в пласт з метою підтримання пластового тиску; збору попутного газу і транспортування його на газопереробні заводи; транспортування газу по магістральних газопроводах тощо.

За принципом дії компресорні машини, як і всі проточні машини, поділяються на два класи: динамічні (до яких відносяться лопатеві компресори і вентилятори, а також струминні компресори); об'ємні (до яких

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

відносяться поршневі, поршне-мембранні, мембранні та різні типи роторних компресорів).

Лопатеві компресори і вентилятори бувають: відцентрові, осьові та діагональні.

За кінцевим тиском компресори поділяються на:

- 1) низького тиску (до $1,5$ МПа);
- 2) середнього тиску (від $1,5$ до 10 МПа);
- 3) високого тиску (від 10 до 100 МПа);
- 4) надвисокого тиску (більше 100 МПа).

За видом перекачуваного середовища – повітряні, кисневі, аміачні, для природного газу тощо.

За умовами експлуатації: стаціонарні (з масивним фундаментом і постійним обслуговуванням) ; пересувні (що переміщуються при експлуатації, іноді без постійного обслуговування); автономні (з власними допоміжними системами, що включені в склад агрегату).

За системою охолодження:

- 1) без штучного охолодження;
- 2) з повітряним охолодженням;
- 3) з внутрішнім водяним охолодженням;
- 4) із зовнішнім охолодженням в проміжних холодильниках;
- 5) охолоджувані вприскуванням рідин.

Принцип дії поршневих компресорів аналогічний принципу дії поршневих насосів: при зворотно-поступальному русі поршнів відбувається циклічне наповнення робочих камер і виштовхування з неї порцій перекачуваного середовища. Але характер робочого процесу в компресорі суттєво інакший, ніж в насосі. За будовою ці машини також значно відрізняються. За системою охолодження циліндрів і їх мащення поршневі компресори близькі поршневим двигунам внутрішнього згорання (ДВЗ). Деякі деталі цих машин аналогічні.

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За способом передачі руху робочим органам поршневі компресори поділяються на дві групи:

- 1) з механізмом руху (найчастіше кривошипно-шатунним);
- 2) вільно-поршневі.

Кривошипні компресори бувають приводні і моноблочні.

З метою здешевлення виробництва компресорів, їх випускають з уніфікованими базами, які представляють сукупність нормалізованих елементів руху, систем їх мащення, а для моноблочних машин – також і приводу. Модифікація компресорів з однією базою, розраховані на різні тиски і продуктивності, що мають однакову потужність і довжину ходу поршнів, відрізняються розмірами циліндрів і числом ступеней стиснення. Уніфікація вигідна і для експлуатації машин, тому що спрощується їх обслуговування і ремонт. Крім цього можна модифікувати компресор в процесі його експлуатації.

В поршневих компресорах використовують різні способи регулювання продуктивності. Один із способів – штучне збільшення “шкідливого” простору в циліндрі. На рис.5.1 видно, що в кришці циліндра першої ступені розміщена додаткова порожнина, яка приєднується до основної за допомогою клапана пневматичної дії.

Мащення циліндрів мінеральним мастилом часто небажане або недопустиме із-за різних причин (якщо мастило забруднює перекачуваний газ або вступає з ним в реакцію (кисень, хлор тощо), або якщо газ розчиняється в мастилі і погіршує його властивості, чи створює конденсат, який змиває мастило із стінок циліндра). При високих температурах компресорне мастило розкладається і викликає небезпеку вибуху. Тому створені компресори, що не потребують мащення циліндрів, і ущільнень штоків. Існує три різновиди таких машин: з ущільнюючими елементами поршня і штока, що не потребують мастила; з лабіринтним ущільненням; мембранні компресори.

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Компресори однакового типу розрізняються числом рядів циліндрів, розміщенням циліндрів і ступеней, конструкцією кривошипно-шатунного механізму, який може бути крейцкопфним і безкрейцкопфним. Це – ознаки схеми компресора, яка обумовлює конструкцію машини, її масу, габарити, вартість, а також економічність в експлуатації, надійність, зручність обслуговування і ремонту.

Герметичні поршневі компресори комплектуються високоякісними двигунами змінного струму, що дозволяє використовувати їх в промислових холодильних установках транспортного призначення. Компресори функціонують на основі всіх поширених холодильних агентів.

Поршневі компресори, завдяки відмінним технічним характеристикам, прийнято використовувати для комплектації:

- Медичного і лабораторного обладнання;
- Компресорно-конденсаторних установок;
- осушувачів стисненого повітря;
- Установок торгових підприємств;
- Низькотемпературних шаф;
- Морозильних автоматів;
- Фрезерів;
- Систем кондиціонування;
- Морозильних апаратів, тощо.

Компресори герметичного типу хороші також тим, що мають компактну конструкцію. Що дозволяє використовувати їх для комплектації невеликих холодильних установок комерційного призначення, наприклад, вітрин або прилавоків для охолодження напоїв.

Головні переваги герметичних компресорів:

- Невеликі розміри компресора в поєднанні з відмінними продуктивними обсягами;
- Високі показники холодопродуктивності;
- Інноваційні прийоми, які дозволяють мінімізувати рівень шуму;

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Знижений рівень споживання енергії;
- Оптимізовано холодильний коефіцієнт;
- Практична комплектація пускової системи;
- Підвищено потужність пускового моменту;
- Неймовірна стійкість механізму при експлуатації в умовах високих температурних режимів;
- Різні варіанти охолодження;
- Захист обмоток вбудованого характеру тощо.

Ефективність створення та оптимізації нових конструкцій герметичних компресорів зумовлені зростаючим попитом на ринку помірною холоду у межах продуктивності до 50 кВт. Герметичні компресори поршневого типу є найрозповсюдженішими у цьому сегменті виробництва холодильного обладнання.

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

1.2 Вихідні дані

Темою дипломного проекту передбачено «Аналіз можливостей переведення герметичного компресора зовнішнього блоку кондиціонера спліт-системи потужністю 13 Btu/sec на робочі речовини природнього походження»

Оскільки компресор, що підлягає розробці, призначений для побутової системи кондиціонування, для технічного завдання обрана традиційна міжнародна величина вимірювання енергії (потужності), British thermal unit, яка для переведення у повноцінні кіловати має бути віднесена до одиниці часу. $1\text{кВт}=1\text{ кДж/сек}$, тому приймається відношення до секунди, що дає можливість простого переведення з British international system у систему СІ.

Холодопродуктивність проектованого компресора приймається 12.66кВт.

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Техніко-економічне обґрунтування проекту

Запроектований виріб (компресор) має бути конкурентоспроможним відносно перенасиченого ринку компресорного обладнання провідних виробників, тому має бути максимально енергоефективним. Оскільки компресор встановлений у зовнішньому блоці спліт-системи, його конструкція має бути максимально захищена від корозії.

Для цього сталевий корпус із зовні фарбується у три шари спеціальною вологостійкою фарбою на один шар антикорозійного ґрунту. На етапі контролю якості комплектних деталей та готової продукції до фарбування не допускаються компресори із пошкодженими корпусними деталями. До цеху збирання зовнішніх блоків або до субпідрядників не потрапляють компресори із пошкодженим шаром зовнішнього пофарбування.

Компресор фреоновий і це означає, що у будь-якій точці системи буде присутнє змащувальне мастило, оскільки фреони є розчинниками для натуральних та синтетичних мастил. Змащування герметичного компресора природнє, тобто за допомогою мастильного туману, який утворюється при високій частоті обертання валу. Всі внутрішні поверхні покрити масляною плівкою і максимально захищені від корозії.

Для виконання елементів конструкції з метою зменшення вартості для корпусних деталей та деталей кріплення обирається сталь. Колінчастий вал та елементи клапанної групи теж сталеві. Поршень та шатун – алюмінієві для зменшення ваги деталей, що рухаються зворотно-поступово та складають основу сили інерції та витрат на роботу компресора.

Обмотки статора та ротора електродвигуна – мідні, оброблені електронепроникним лаком. Використані підшипники ковзання. Клапани пелюсткові (і всмоктувальний, і нагнітальний). В середині корпусу передбачені глушники і на всмоктуванні, і на нагнітанні.

Вісь валу не співпадає із віссю корпусу. Для компенсації внутрішньої вібрації механізм встановлений на пружинних компенсаторах.

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До комплектації зовнішнього блоку, який йде у постачання, як частина спліт-системи, входять теплообмінна поверхня повітряного конденсатора із вентилятором, компресор, ресивер, фільтр-сушник, електроніка системи контролю та автоматизації. Зовнішній вигляд паспортної комплектації показаний на рисунку 1.1



Рис.1.1 Зовнішній вигляд базової комплектації зовнішнього блоку спліт-системи.

Доцільність проектування нового компресора зумовлена економічними розрахунками відповідної частини дипломного проекту. Міцність закладених у конструкцію вузлів і деталей перевірені по класичній методиці.

					БКВ04.025.001 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

2.1 Умови роботи пристрою

Розрахунки проводяться по найбільше напруженому режиму роботи пристрою. З врахуванням передбачуваного регіону монтажу та того, що пристрій може знаходитись під дією прямих сонячних променів,, температура конденсації приймається 50 °С.

Вентилятор, який встановлено у зовнішньому блоці спліт-системи, напряму поверхню компресора не охолоджує, але, за допомогою системи каналів в корпусі блоку, створює завихрення для зняття частини тепловиділень з поверхні компресора. Основний потік зовнішнього повітря від вентилятора спрямовується на теплообмінну поверхню конденсатора.

Компресор знаходиться всередині зовнішнього блоку і, для зменшення передавання вібрації від компресора до всього блоку, обов'язково у місцях кріплення встановлюються гумові амортизатори. Це необхідно з умови того, що найчастіше зовнішні блоки побутових спліт-систем встановлюються на зовнішній стіні будівлі (кондиціонованого приміщення) на кронштейнах, які у свою чергу, закріплені анкерами до стіни. Постійна вібрація може сприяти небезпечній ситуації за рахунок ослаблення анкерів.

Зовнішня поверхня блоку пофарбована білою фарбою із флуоресцентним пігментом для зменшення впливу сонячної радіації.

Оскільки система кондиціонування передбачається побутовою, то живлення використовується з міської побутової мережі напругою 220 В, частотою 50 Гц.

Холодопродуктивність регулюється картою інверторного управління частотою обертання вала двигуна. Система автоматизації стандартна та не потребує розробки в межах проекту. В систему управління встановлено стабілізатор напруги та система затримки запуску в зимовий період.

					БКВ04.025.002 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Передбачено електричної підігрів картеру для зігрівання мастила при температурі навколишнього середовища нижче +12°C.

На корпусі роз'ємів немає. Встановлені патрубки всмоктування, нагнітання та заправний штуцер.

					БКВ04.025.002 ДППЗ	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2.2 Обґрунтування вибору температурного режиму

Напруженим є літній період роботи проектованого обладнання, тому приймається температура конденсації 50 °С.

Для кожної людини в кожен момент часу існує ідеальний набір параметрів комфорту, залежний від стану, настрою, одягу, виду діяльності, і так далі.

Припустимо, цей ідеальний набір такий:

- температура повітря $t_{в} = 18^{\circ}\text{C}$;
- температура поверхонь $t_{пов} = 22^{\circ}\text{C}$;
- вологість = 60%;
- рухливість повітря $v = 0,5$ м/с;
- вміст кисню в приміщенні дорівнює змісту в зовнішньому повітрі.

Зміна ідеального стану на деяку величину може компенсуватися адаптаційними можливостями організму без появи відчуття дискомфорту. Цей діапазон можна вважати зоною комфорту конкретної людини в конкретних умовах, наприклад:

- температура повітря $t_{в} = 16-20^{\circ}\text{C}$;
- температура поверхонь $t_{пов} = 20-22^{\circ}\text{C}$;
- вологість = 45-70%;
- рухливість повітря $v = 0,3-0,5$ м/с;
- вміст кисню менше зовнішнього не більше, ніж на 0,5%.

Для розрахунку приймаємо $t_{в} = 16^{\circ}\text{C}$. Температура кипіння розраховується за формулою

$$t_0 = t_{в} - (10...15)^{\circ}\text{C} \quad (2.1)$$

Температура кипіння приймається 5 °С.

За класифікацією проєктований компресор приймається високотемпературним.

					БКВ04.025.002 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахункові дані

Потрібна холодопродуктивність $Q_0=12,66$ кВт

Температура кипіння $t_0=5^\circ\text{C}$

Температура конденсації $t_k=50^\circ\text{C}$

Холодильний агент R407C

Регіон використання: країни Східної Європи.

Холодильний агент обраний за результатами аналізу фізичних властивостей робочих речовин серії 400. Зниження співвідношення між тиском всмоктування та конденсації зменшує сили, що діють на механізм руху, відповідно знижуються споживання енергії та пружносні характеристики.

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Тепловий розрахунок компресора

Схема і цикл холодильної машини, якою є кондиціонер, що працює в режимі «літо», зображені на рисунку 3.1

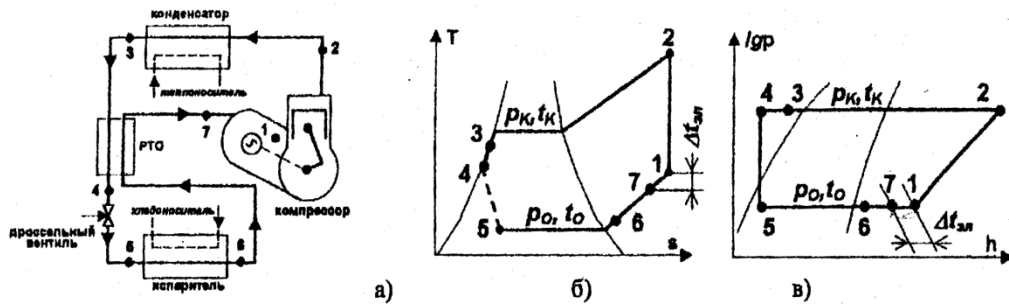


Рис.3.1 Схема та цикл холодильної машини.

В якості холодильного агенту прийнято фреон R407C, властивості якого приймаються за діаграмою стану робочої речовини у координатах «тиск-ентальпія», яка наведена на рисунку 3.2

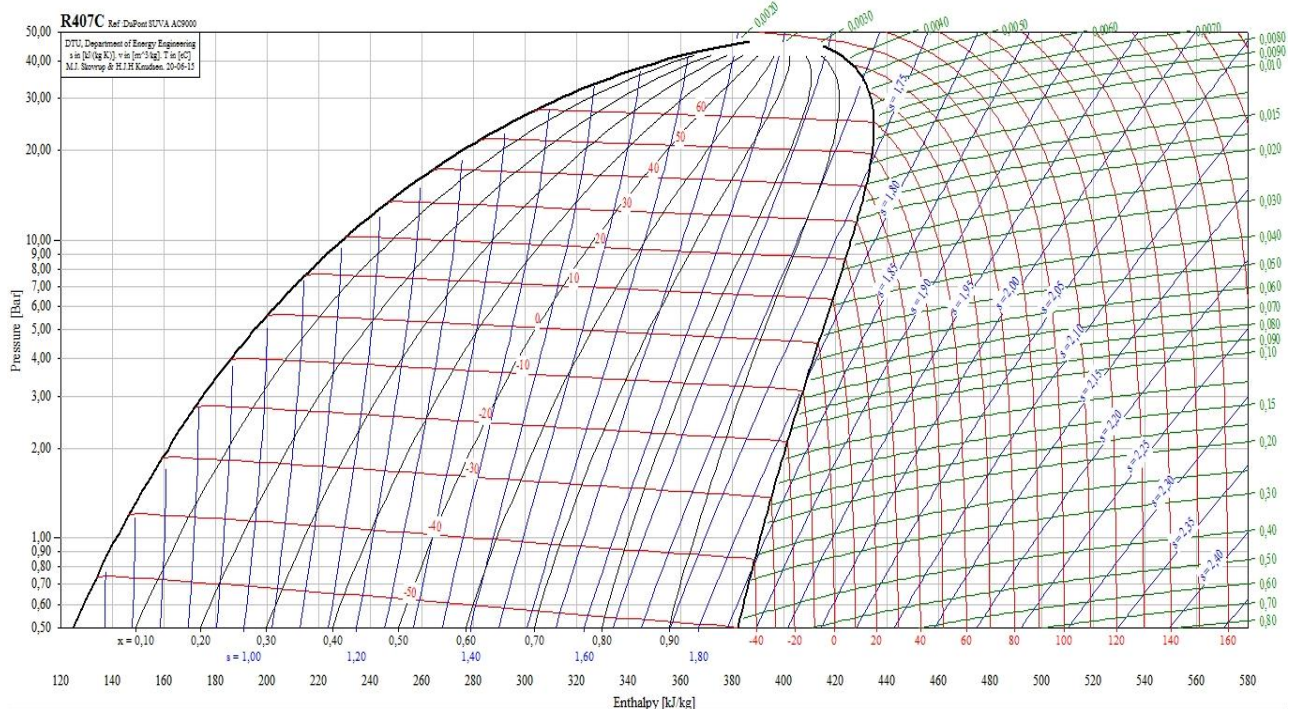


Рис.3.2 Діаграма стану холодильного агенту R407C

Параметри вузлових точок циклу зведено до таблиці 3.1

				БКВ04.025.003 ДП.ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 Параметри вузлових точок циклу

	1	2	3	4	5	6	7
Тиск, МПа	0,53	1,97	1,997	1,97	0,53	0,53	0,53
Температура, °С	37	79	45	26	5	15	30
Ентальпія, кДж/кг	274,5	318,3	121,9	90,7	90,7	242,3	273,5
Питомий об'єм, м ³ /кг	0,047	0,014	-	-	-	-	-

Тепловий розрахунок компресора проводиться в табличному вигляді. Результати наведені в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 Тепловий розрахунок компресора

Параметр	Одиниці вимірювання	Формула	Результат	№ формули
Питома масова холодопродуктивність	кДж/кг	$q_o = h_6 - h_3 = h_7 - h_3$	151,6	(3.1)
Питома об'ємна холодопродуктивність	кДж/м ³	$q_v = q_o / v_1$	3225,5	(3.2)
Питома адіабатна робота стискування	кДж/кг	$l = h_2 - h_1$	43,8	(3.3)
Питоме тепло, відведене від конденсатора	кДж/кг	$q_K = h_2 - h_3$	196,4	(3.4)
Масова витрата холодильного агента	кг/с	$M_c = \frac{Q_o}{q_o}$	0,0835	(3.5)
Дійсна об'ємна продуктивність компресора	м ³ /с	$V_o = M_c v_1$	0,00393	(3.6)
Коефіцієнт залежності від «мертвого простору»	-	$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_x}{P_o} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]$	0,925	(3.7)
Коефіцієнт залежності від неадіабатності стискування	-	$\lambda'_w = \frac{T_o + \theta}{\alpha T_K + \beta \theta}$	0,821	(3.8)
Коефіцієнт подачі компресора	-	$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$	0,759	(3.9)
Теоретичний об'єм, що описується поршнями компресора	м ³ /с	$V_k = \frac{V_o}{\lambda}$	0,00517	(3.10)
Адіабатна потужність компресора	кВт	$N_o = M_c \cdot l$	3,658	(3.11)

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ04.025.003 ДП.ПЗ				

Продовження таблиці 3.2

Індикаторний ККД компресора	-	$\eta_i = \lambda'_w + b t_0$	0,833	(3.12)
Індикаторна потужність компресора	кВт	$N_i = \frac{N_e}{\eta_i}$	4,39	(3.13)
Потужність, втрачена на тертя	кВт	$N_{mp} = V_h \cdot p_{imp}$	0,207	(3.14)
Ефективна потужність компресора	кВт	$N_e = N_{mp} + N_i$	4,597	(3.15)
Із стандартного ряду електродвигунів герметичних компресорів фірми Danfoss приймається двигун, що використовується в серії компресорів MTZ з такими параметрами:				
Номінальна потужність			5,5	
ККД електродвигуна (паспортний)			0,97	
Частота обертання валу, об/с			48	
Споживана потужність компресора	кВт	$N_{эл} = \frac{N_e}{\eta_{эл.дв}}$	4,739	(3.16)
ККД РТО	-	$\eta_{РТО} = \frac{t_1 - t_6}{t_3 - t_6}$	0,5	(3.17)
Холодильний коефіцієнт дійсного циклу	-	$COP_{теор} = \frac{q_D}{l}$	3,461	(3.18)
Холодильний коефіцієнт відповідного циклу Карно	-	$COP_{Карно} = \frac{T_0}{T_k - T_0}$	6,178	(3.19)
Теоретична ступінь термодинамічної досконалості	-	$\eta_{стс}^{теор} = \frac{COP_{теор}}{COP_{Карно}}$	0,56	(3.20)

3.3 Конструктивний розрахунок компресора

Перше базове співвідношення $\psi=S/D$ приймається $\psi=0,7$

Частота обертання валу $n=48$ об/с

Кількість циліндрів приймається $z=2$

Результати попереднього конструювання відповідно до величини першого базового числа зводиться до таблиці 3.3

Таблиця 3.3 Результати попереднього конструювання

Параметр	Одиниці вимірювання	Формула	Результат	№ формули
Розрахунковий діаметр поршню	м	$D_{расч} = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi\psi n z}}$	0,046	(3.21)
Дійсний діаметр	м	-	0,05	(3.22)
Розрахунковий хід поршню	м	$S = \frac{4V_h}{\pi D^2 n z}$	0,0278	(3.23)
Дійсний хід поршня	м	-	0,028	(3.24)
Дійсне значення об'єму, описаного поршнями	м ³ /с	$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot z$	0,0053	(3.25)
Середня швидкість поршня	м/с	$c_m = 2Sn$	2,688	(3.26)
Параметр прискорення	м/с ²	$K_j = Sn^2$	$2,2 \cdot 10^{-5}$	(3.27)
Параметр питомих сил інерції	м ^{1,5} /м ²	$K_l = S^{1,5} \cdot n^2$	10,79	(3.28)

Далі, за матеріалами попереднього конструювання проводять розрахунки основних параметрів механізму руху. Поршнево-шатунна група складається з декількох елементів.

Приймається, що при малих діаметрах поршня ущільнювальні кільця на поршнях не встановлюють, а замінюють проточками, які виконують функцію лабіринтного ущільнення.

Поршень виконується трунковим, алюмінієвим. Шатунний палець сталевий із осьовим отвором для зменшення ваги. Шатун сталевий із роз'ємною нижньою голівкою з прямим роз'ємом. Колінчастий вал сталевий із противагою, що врівноважує сили інерції. Основні параметри – розрахункові, інші – конструктивні.

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 3.4

Ширина головок шатуна	м	0,015	
Діаметр шатунної шийки	$d_{\text{ши}} = \frac{F_n(p_k - p_o)}{a_{\text{ш}}^n [q]}$	0,047	(3.44)
Діаметр корінної шийки	$d_{\text{кш}} = (0,85 \dots 1,0) D$, м	0,045	(3.45)
Товщина щоки валу	$l_{\text{щ}} = (0,4 - 0,5) D$, м	0,02	(3.46)
Радіус кривошипну	$R = S/2$, м	0,014	(3.47)
Довжина шатуна за осями верхньої та нижньої головок	$L = R/\lambda$, м	0,064	(3.48)

Після завершення конструювання та побудови ескізу шатунно-поршневої групи у зборі виконується розрахунок невірноважених мас, що рухаються поступально та рухаються обертально для подальшого динамічного розрахунку компресора.

Приймається шатун із двотавровим перетином стрижня та прямим розніманням нижньої голівки. Така конструкція є класичною, достатньо розповсюдженою та найбільш дешевою в силу налагодженого виробництва.

Ескіз шатуна показаний на рис 3.3

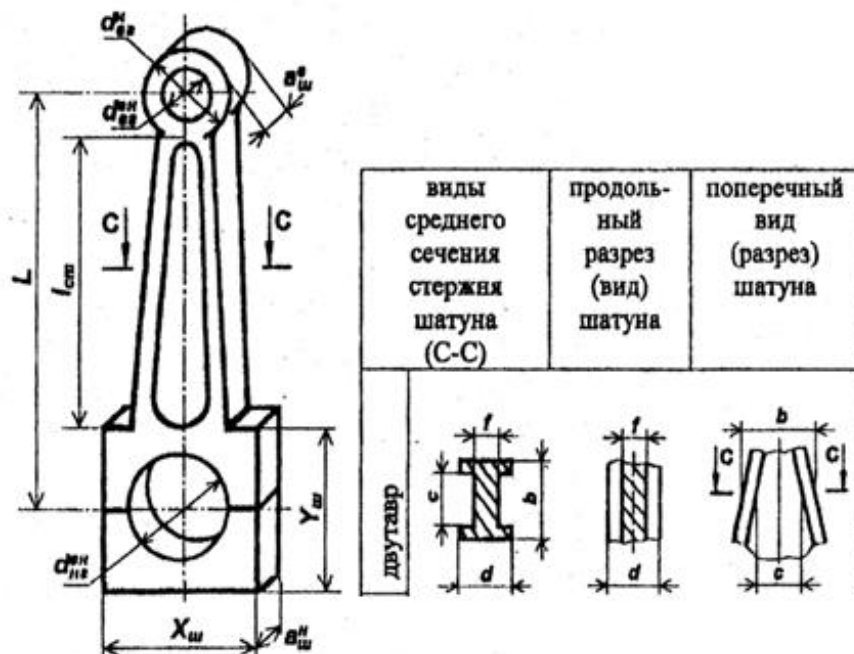
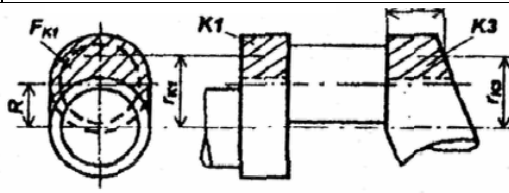


Рис3.3 Ескіз використаного шатуна та його перетину.

Результати розрахунків мас невірноважених деталей, що рухаються поступально та обертаються, наведені в таблиці 3.5

Таблиця 3.5 Маса деталей, що рухаються поступально та обертаються

Найменування деталі	Формула та одиниці вимірювання	Результат	№ формули
Маса поршня	$m_n = \frac{1}{3} V_n \rho = \frac{1}{3} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot H_n \cdot \rho, \text{ кг.}$	0,088	(3.49)
Маса поршневого пальця	$m_{n.p} = V_{n.p} \cdot \rho = \frac{l_{n.p} \cdot \pi}{4} [(d_{n.p}^n)^2 - (d_{n.p}^{en})^2] \cdot \rho, \text{ кг}$	0,047	(3.50)
Маса верхньої головки шатуна	$m_{n.z.m} = V_{n.z.m} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot a_{ш}^3}{4} [(d_{ш}^n)^2 - (d_{ш}^{en})^2] \cdot \rho, \text{ кг}$	0,028	(3.51)
Довжина стрижня	(конструктивно)	0,042	
Площа середнього перетину стрижня	(конструктивно)	0,00012	
Маса стрижня	$m_{cm} = V_{cm} \cdot \rho = l_{cm} \cdot F_{c-c} \cdot \rho, \text{ кг}$	0,039	(3.52)
Маса нижньої головки шатуна	$m_{n.z.m} = V_{n.z.m} \cdot \rho = a_{cm}^n \left[X_{ш} \cdot Y_{ш} - \frac{\pi d_{шш}^2}{4} \right] \cdot \rho, \text{ кг};$	0,262	(3.53)
Маса поршневих кілець	кг	0	
Маса шатуна	$m_{ш} = m_{n.z.m} + m_{cm} + m_{n.z.m}, \text{ кг}$	0,329	(3.54)
Маса деталей, що рухаються поступально	$m_s = m_n + m_{n.p} + m_{n.k} + \frac{1}{3} m_{ш} + (m_{oc.kk}), \text{ кг,}$	0,244	(3.55)
 <p>За результатами конструювання</p>			
Радіус центру ваги, м		0,022	
Проекції невірноважених частин, $Fk1=Fk3, \text{ м}^2$		0,0001	
Довжина невірноваженого елемента К1, м		0,02	
Довжина невірноваженого елемента К3, м		0,02	
Довжина шатунної шийки, м		0,03	
	$m_{K1} = V_{K1} \cdot \rho = l_{K1} \cdot F_{K1} \cdot \rho, \text{ кг}$	0,0156	(3.56)
	$m_{K3} = V_{K3} \cdot \rho = l_{K3} \cdot F_{K3} \cdot \rho, \text{ кг}$	0,0156	(3.57)

Продовження таблиці 3.5

Маса шатунної шийки	$m_{шш} = V_{шш} \cdot \rho = \frac{\pi \cdot d_{шш}^2}{4} l_{шш} \cdot \rho, \text{ кг}$	0,408	(3.58)
Приведена маса коліна	$m_K = m_{K1} \frac{r_{K1}}{R} + m_{K3} \frac{r_{K3}}{R}, \text{ кг}$	0,049	(3.59)
Маса деталей, що обертаються	$m_R = m_K + m_{шш} + \frac{2}{3} m_{ш} \cdot \frac{z}{2}, \text{ кг}$	0,676	(3.60)
Поправка Бригса		0,00154	

Розрахунок мас нерівноважених деталей дає можливість розрахувати сили, що діють на механізм руху компресора.

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4 Динамічний розрахунок компресора

Положення поршня в циліндрі S_a у залежності від кута повороту вала α з врахуванням «мертвого простору» визначається як

$$S_a = \frac{S}{2} \cdot (1 + 2c - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha), \text{ м} \quad (3.61)$$

Тиск у циліндрі:

- на початку процесу розширення з «мертвого простору» при $\alpha = 0$ (верхня «мертва крапка»)

$$p_{\psi} = p_{\kappa}, \text{ МПа} \quad (3.62)$$

- у процесі розширення при $0 < \alpha < \alpha_{\text{pac}}$.

$$p_{\psi} = p_{\kappa} \cdot \left(\frac{S \cdot c}{S_a} \right)^m, \text{ МПа} \quad (3.63)$$

- наприкінці процесу розширення при $\alpha = \alpha_{\text{pac}}$

$$p_{\psi} = p_o \cdot (1 - \Delta \overline{p_{\text{ac}}}), \text{ МПа} \quad (3.64)$$

Кут α_{pac} фіксують у залежності від $p_{\text{ц}}$

- у процесі усмоктування при $\alpha_{\text{pac}} < \alpha < 180^\circ$

$$p_{\psi} = p_o \cdot (1 - \Delta \overline{p_{\text{ac}}}), \text{ МПа} \quad (3.65)$$

- на початку процесу стиску при $\alpha = 180^\circ$ (нижня «мертва крапка»)

$$p_{\psi} = p_o, \text{ МПа} \quad (3.66)$$

- у процесі стиску при $180^\circ < \alpha < \alpha_{\text{сж}}$

$$p_{\psi} = p_o \cdot \left[\frac{S \cdot (1 + c)}{S_a} \right]^n, \text{ МПа} \quad (3.67)$$

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- у процесі стиску при $\alpha = \alpha_{сж}$

$$p_{ч} = p_{к} \cdot \left(1 + \overline{\Delta p_{наг}}\right), \text{ МПа} \quad (3.68)$$

Кут $\alpha_{сж}$ фіксують у залежності від $p_{ч}$:

- у процесі нагнітання при $\alpha_{сж} \leq \alpha \leq 360^\circ$

$$p_{ч} = p_{к} \cdot \left(1 + \overline{\Delta p_{наг}}\right), \text{ МПа.} \quad (3.69)$$

Газова сила

Газова сила $P_{Г}$ прикладена до поршня і спрямована уздовж осі циліндра. Вона визначається як

$$P_{Г} = (p_{ч} - p_{о}) \cdot F_{п}, \text{ Н} \quad (3.70)$$

Тиск на поршень ($p_{ч} - p_{о}$) визначають як різниця тисків на нього по обидва боки. Тиск під поршнем (тиск у картері) у безкрейцкопфних компресорах приймають рівним тискові кипінню $p_{о}$. Якщо тиск у картері відрізняється від $p_{о}$, то необхідно це врахувати при визначення $P_{Г}$,

Газову силу в «мертвих крапках» визначають двічі;

- у н.м.т

$$\text{при } p_{ч} = p_{о} \text{ и при } p_{ч} = p_{о} (1 - \overline{\Delta p_{сж}}); \quad (3.71)$$

- у в.м.т

$$\text{при } p_{ч} = p_{к} \text{ и при } p_{ч} = p_{к} (1 + \overline{\Delta p_{наг}}). \quad (3.72)$$

Величини депресій приймають середніми протягом ходу поршня в процесах усмоктування і нагнітання, тому $p_{ч}$ у «мертвих крапках» має стрибки.

Сила інерції

Сумарна сила інерції мас, що рухаються поступально, визначається як

$$I_{s} = -\frac{m_{s} \cdot S \cdot \omega^2}{2} (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \text{ Н.} \quad (3.73)$$

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сила тертя

Сила тертя в парах, що рухаються поступально, визначається як

$$P_{\text{тр.нс}} = \frac{1}{3} \cdot p_{i\text{тр}} \cdot F_n, \text{ Н} \quad (3.74)$$

- при $0^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ $P_{\text{тр.нс}}$ має негативні значення;
- при $180^\circ \leq \alpha \leq 360^\circ$ $P_{\text{тр.нс}}$ має позитивні значення.

Сила тертя в парах, що обертаються

$$T_{\text{тр.ар}} = \frac{1}{3\pi} \cdot p_{i\text{тр}} \cdot F_n, \text{ Н.} \quad (3.75)$$

Вільне зусилля

Вільне зусилля, визначаємо як рівнодіючу

$$P_{\text{св}} = P_{\Gamma} + J_S + P_{\text{тр.нс}}, \text{ Н} \quad (3.76)$$

Тангенціальна сила

Для одного циліндра тангенціальна сила дорівнює

$$T = -P_{\text{св}} \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right) + T_{\text{тр.ар}}, \text{ Н} \quad (3.77)$$

Радіальна сила

Радіальна сила визначається як

$$R = P_{\text{св}} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{\lambda \cdot \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \right), \text{ Н} \quad (3.78)$$

Значення тисків у циліндрі p_{ij} і сил P_{Γ} , I_S , $P_{\text{св}}$, T , R представляють у таблиці в залежності від кута повороту вала α .

Результати розрахунків зведені в таблицю 3.6

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.6 Результати динамічних розрахунків

Угол	Sa [мм]	Pц рас. [Н]	Pц сж. [М]	Pг [Н]	Is [Н]	Pтр [Н]	Pсв [Н]	T1 [Н]	T2 [Н]	Tсум[Н]	R [Н]
0.00	0.70	1.97		2827.43	-386.18	-19.63	2423.59	6.25	38.00	44.25	2827.43
10.00	0.96	1.40		1706.88	-377.11	-19.63	1311.53	-271.88	-11.40	-283.28	1669.31
20.00	1.73	0.74		409.37	-350.54	-19.63	39.93	-10.01	-45.12	-55.13	373.83
30.00	2.97	0.49		-83.25	-308.41	-19.63	-410.81	252.37	-62.88	189.49	-67.37
40.00	4.63	0.49		-83.25	-253.69	-19.63	-356.09	275.53	-66.89	208.64	-55.92
50.00	6.63	0.49		-83.25	-190.15	-19.63	-292.55	263.81	-60.63	203.18	-42.31
60.00	8.89	0.49		-83.25	-121.95	-19.63	-224.35	223.38	-47.72	175.67	-27.25
70.00	11.31	0.49		-83.25	-53.26	-19.63	-155.66	164.57	-31.08	133.49	-11.49
80.00	13.80	0.49		-83.25	12.14	-19.63	-90.26	99.21	-12.72	86.49	4.24
90.00	16.28	0.49		-83.25	71.14	-19.63	-31.26	38.00	6.25	44.25	19.30
100.00	18.66	0.49		-83.25	121.56	-19.63	19.16	-11.40	42.66	31.26	33.16
110.00	20.88	0.49		-83.25	162.25	-19.63	59.85	-45.12	83.82	38.70	45.46
120.00	22.89	0.49		-83.25	193.09	-19.63	90.69	-62.88	134.49	71.62	56.00
130.00	24.63	0.49		-83.25	214.86	-19.63	112.46	-66.89	199.47	132.59	64.71
140.00	26.08	0.49		-83.25	228.98	-19.63	126.59	-60.63	284.06	223.42	71.63
150.00	27.22	0.49		-83.25	237.27	-19.63	134.87	-47.72	394.78	347.07	76.83
160.00	28.04	0.49		-83.25	241.55	-19.63	139.15	-31.08	540.69	509.61	80.44
170.00	28.53	0.49		-83.25	243.41	-19.63	141.01	-12.72	735.12	722.40	82.55
180.00	28.70	0.49		-83.25	243.91	-19.63	141.51	6.25	997.87	1004.12	83.25
180.00	28.70		0.53	0.00	243.91	19.63	264.07	6.25	997.87	1004.12	0.00
190.00	28.53		0.53	6.62	243.41	19.63	270.20	42.66	1357.91	1400.56	-6.57
200.00	28.04		0.54	26.95	241.55	19.63	288.68	83.82	1856.62	1940.44	-26.04
210.00	27.22		0.56	62.43	237.27	19.63	319.89	134.49	2552.35	2686.85	-57.61
220.00	26.08		0.59	115.67	228.98	19.63	364.88	199.47	2851.47	3050.95	-99.52
230.00	24.63		0.63	190.84	214.86	19.63	425.96	284.06	2402.84	2686.89	-148.34
240.00	22.89		0.68	294.28	193.09	19.63	507.69	394.78	1872.60	2267.39	-197.96
250.00	20.88		0.75	435.67	162.25	19.63	618.30	540.69	1282.51	1823.21	-237.90
260.00	18.66		0.85	629.93	121.56	19.63	771.98	735.12	653.78	1388.90	-250.88
270.00	16.28		0.99	900.85	71.14	19.63	992.61	997.87	6.25	1004.12	-208.81
280.00	13.80		1.19	1287.67	12.14	19.63	1320.63	1357.91	-271.88	1086.03	-65.64
290.00	11.31		1.48	1858.52	-53.26	19.63	1826.38	1856.62	-10.01	1846.61	256.44
300.00	8.89		1.92	2738.78	-121.95	19.63	2638.39	2552.35	252.37	2804.72	896.43
310.00	6.63		2.27	3407.65	-190.15	19.63	3239.39	2851.47	275.53	3127.00	1731.94
320.00	4.63		2.27	3407.65	-253.69	19.63	3175.86	2402.84	263.81	2666.65	2289.08
330.00	2.97		2.27	3407.65	-308.41	19.63	3121.14	1872.60	223.38	2095.99	2757.50
340.00	1.73		2.27	3407.65	-350.54	19.63	3079.01	1282.51	164.57	1447.09	3111.86
350.00	0.96		2.27	3407.65	-377.11	19.63	3052.44	653.78	99.21	752.99	3332.66
360.00	0.70		2.27	3407.65	-386.18	19.63	3043.36	6.25	38.00	44.25	3407.65

Результати розрахунків візуалізовані у діаграмах зусиль, що діють на механізм руху поршневого компресора.

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

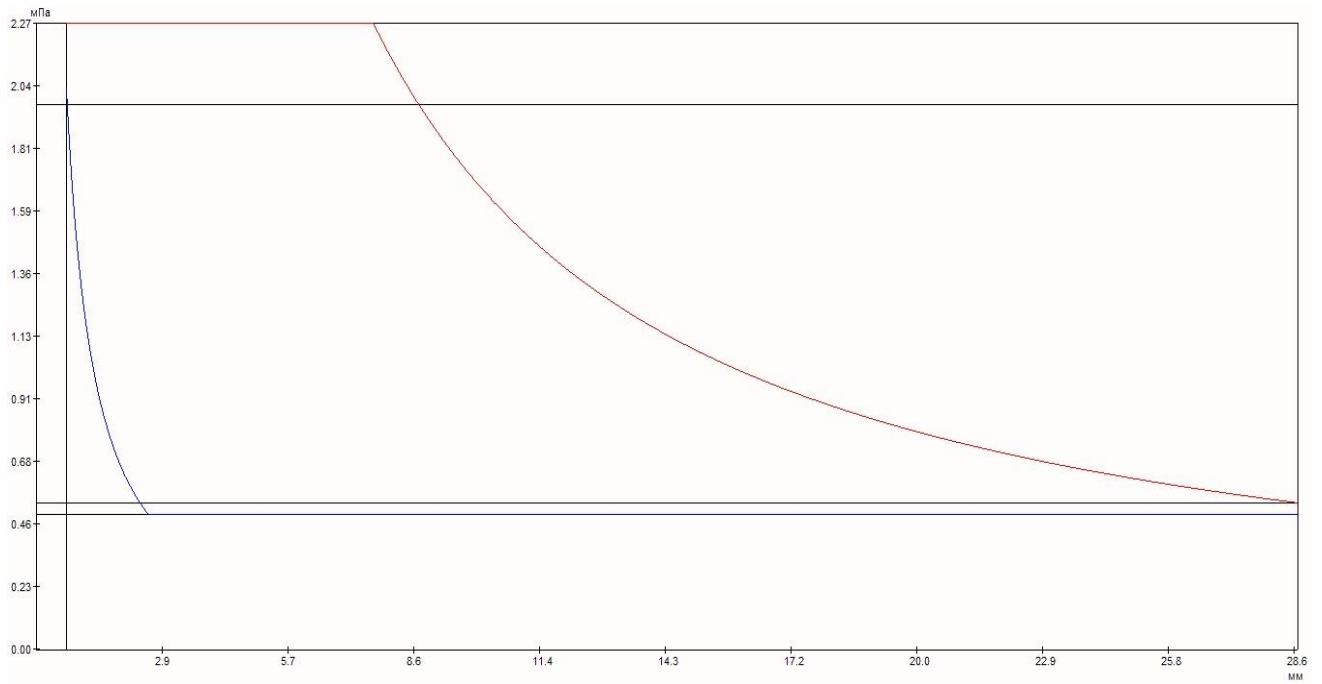


Рис.3.4 Індикаторна діаграма роботи компресора

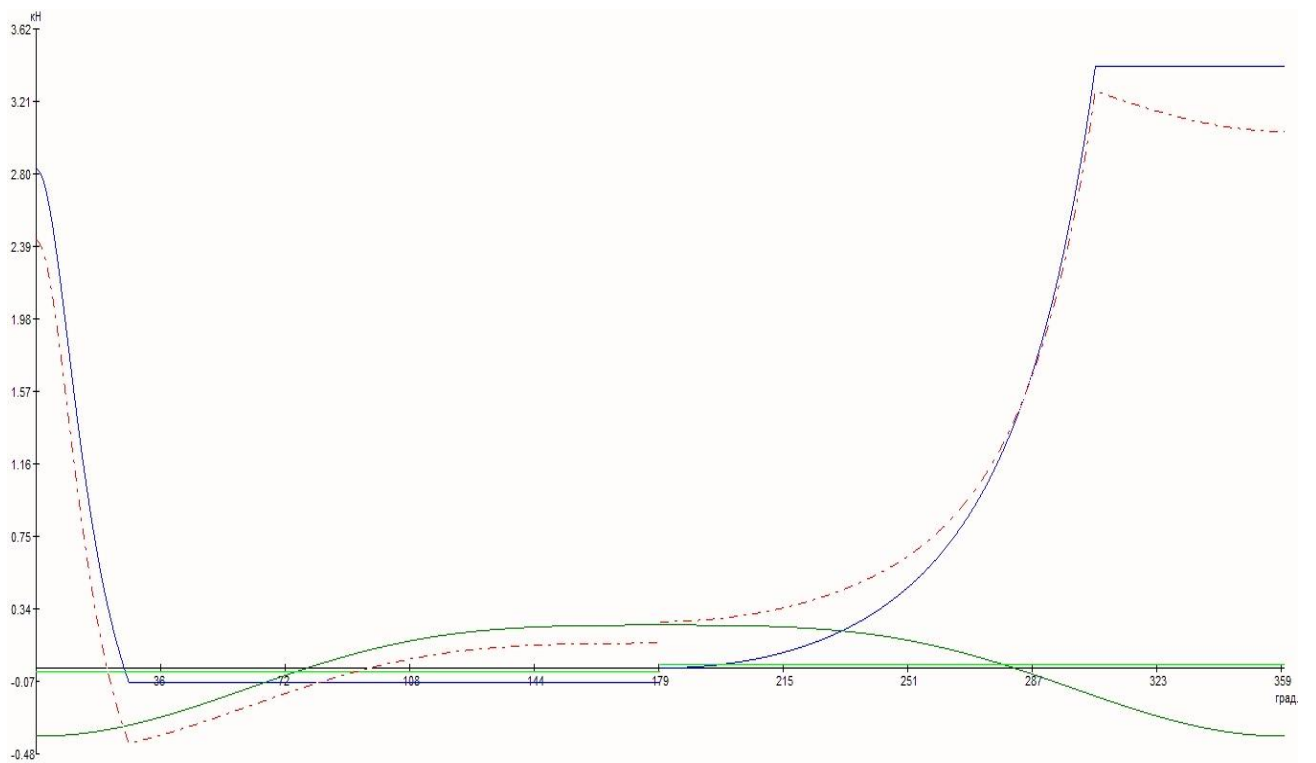


Рис.3.5 Вільні зусилля, що діють на механізм руху компресора

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

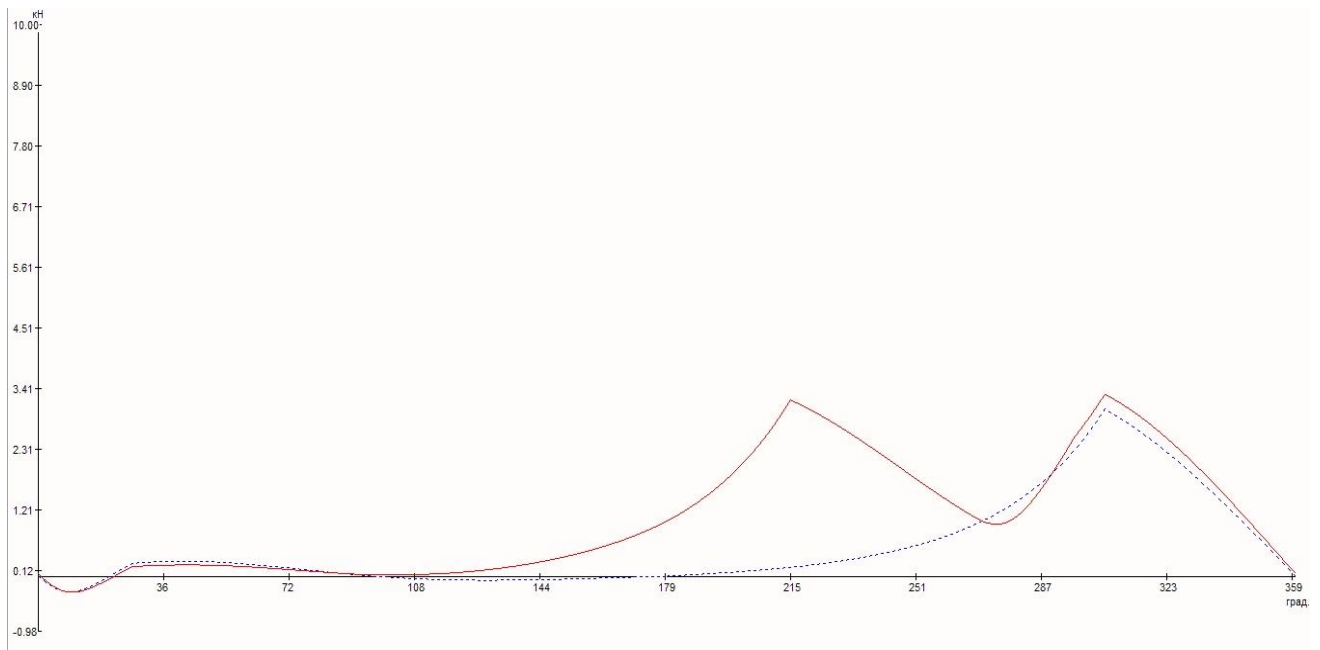


Рис.3.6 Тангенційні зусилля, що діють на механізм руху компресора

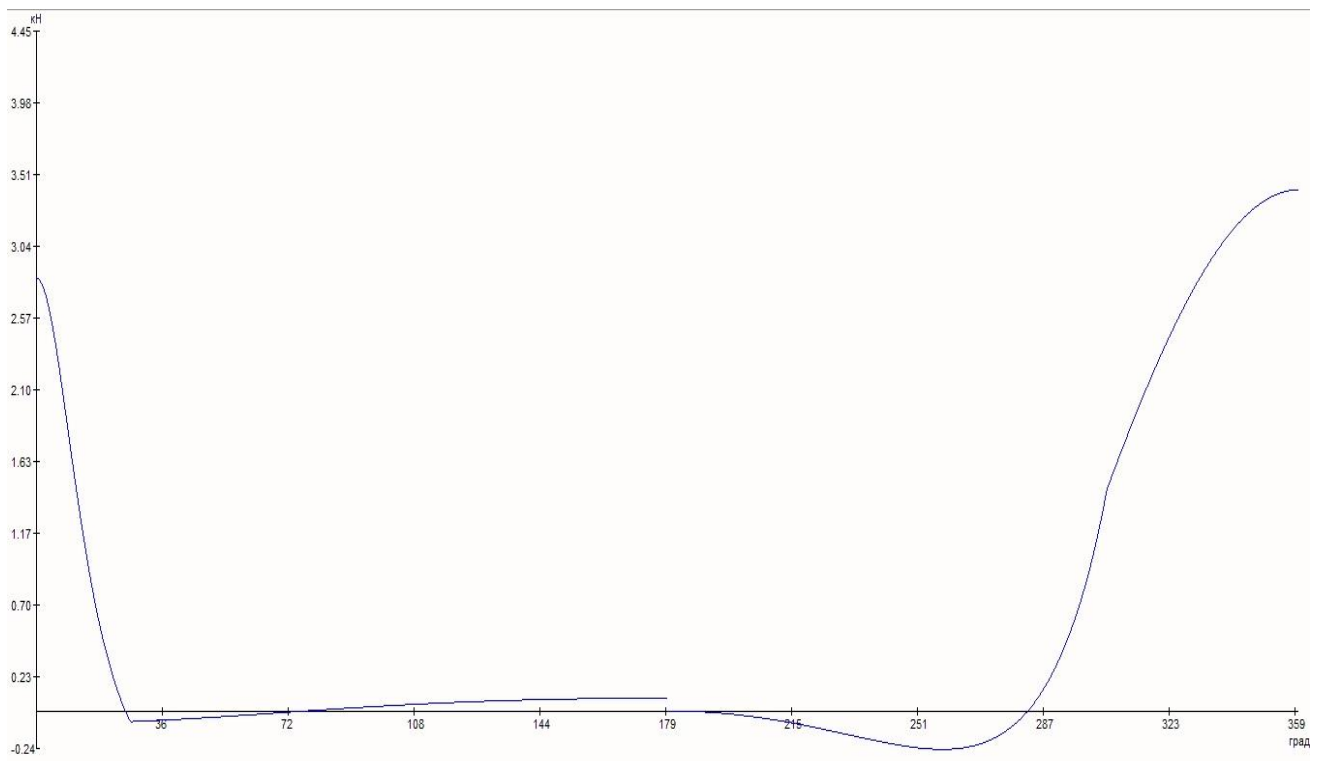


Рис.3.7 Радіальні зусилля, що діють на механізм руху компресора

В результаті проведення динамічних розрахунків виникає можливість проведення конструювання противаги та проведення розрахунків на міцність вузлів та деталей.

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У двоциліндровому компресорі з кутом розвалу циліндрів 90° і одним кривошипом (мал.3.8) сили інерції першого порядку, кожна з яких діє уздовж осі свого циліндра, дають постійну по величині рівнодіючу, спрямовану по осі кривошипа.

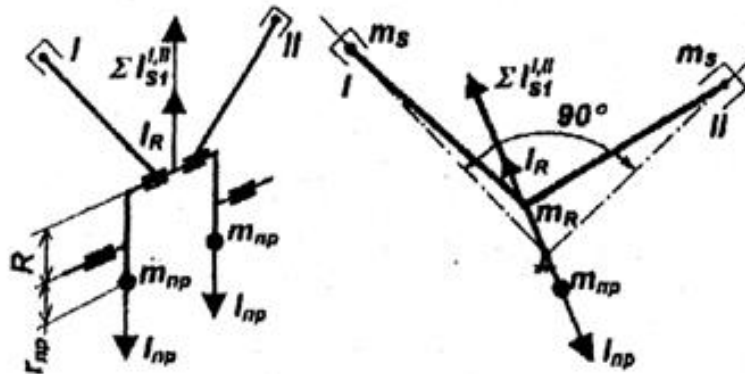


Рис.3.8 Схема реакцій в опорах

Сумарна сила інерції

$$\sum I_{Si}^{I,II} = m_s \cdot R \cdot \omega^2 . \quad (3.79)$$

Така сумарна сила інерції може бути цілком урівноважена за допомогою противага як і відцентрова сила інерції I_R .

Маса противаги

$$m_{np} = \frac{l}{2} (m_s + m_R) \cdot \frac{R}{r_{np}} , \text{ кг} \quad (3.80)$$

Ширина противаги

$$a_{np} = \frac{m_{np}}{\rho \cdot F_{np}} , \text{ М} \quad (3.81)$$

Результати розрахунків зведені в таблицю 3.7

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.7 Конструювання противаги

Параметр	Результат
Середнє значення тангенційної сили, Н	1422
Радіус обертання центру ваги противаги, м	0,07
Відстань між центрами ваги противаг, м	0,08
Маса противаги, кг	0,233
Площа сегменту противаги, м ²	0,0016
Ширина противаги, м	0,018

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.5 Розрахунок газового тракту

Розрахунок патрубків компресора зводиться до визначення внутрішніх діаметрів:

усмоктувального патрубка

$$d_{oc} = \sqrt{\frac{4V_h \cdot \lambda}{\pi \cdot \omega_{oc}}}, \text{ м}; \quad (3.82)$$

нагнітального патрубка

$$d_{naz} = \sqrt{\frac{4V_h \cdot \lambda \cdot v_2}{\pi \cdot \omega_{naz} \cdot v_1}}, \text{ м}. \quad (3.83)$$

Результати розрахунків зведені в таблицю 3.8

Таблиця 3.8 Розрахунок діаметрів патрубків

Параметр	Результат
Потрібний діаметр всмоктувального патрубка, м	0,0184
Стандартний діаметр всмоктувального патрубка, м	0,02
Потрібний діаметр нагнітального патрубка, м	0,0087
Стандартний діаметр нагнітального патрубка, м	0,01

По призначенню клапани поділяються на усмоктувальні і нагнітальні. За принципом дії клапани є самодіючими, тобто відкриття і закриття відбувається під дією різниці тисків (депресії), сил інерції і пружних сил робочих деталей самого клапана.

По конструкції клапани сучасних компресорів є пластинчастими, тобто запірним органом клапана є пластина. Клапани роз'єднують (з'єднують) порожнину циліндра з відповідною порожниною компресора. Назва клапана і його конструктивних особливостей визначаються формою робочої пластини.

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

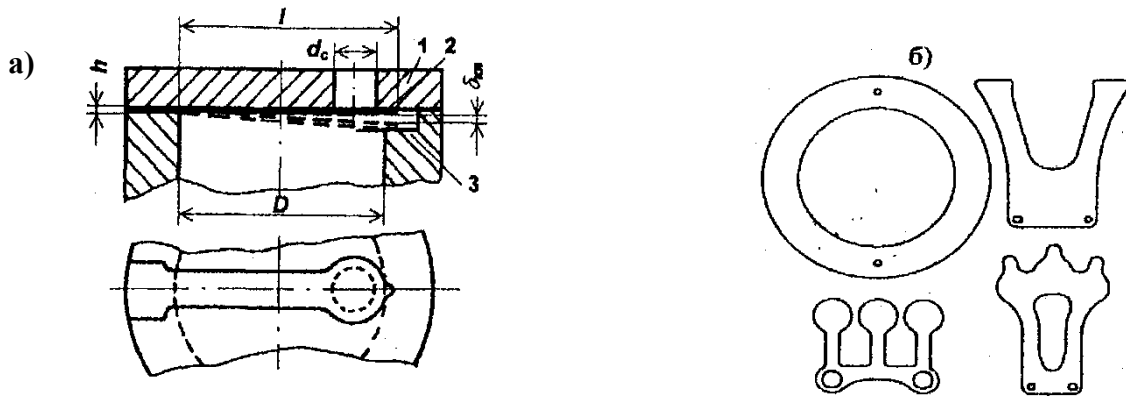



Рис.3.9. Язычковий клапан; а) до розрахунку клапана;
б) конфігурації пластини язычкового клапана

Конструкция клапана	Материал изготовления клапана	Толщина пластины клапана, мм	Аналитические зависимости для расчета проходного сечения отверстий			
			седло	розетка	щель	форма щели
Язычковый	Холодно-тянутая сталь	0,1-0,25	$\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}$	-	$l \cdot h$	

У сучасних швидкісних компресорах висота підйому клапанної пластини дорівнює товщині самої пластини.

3.6 Розрахунок вузлів і деталей на міцність

Циліндри малих компресорів не гільзують, оскільки ця деталь має термін придатності більше, ніж термін роботи всього устаткування. Ескіз представлений на рисунку 3.10

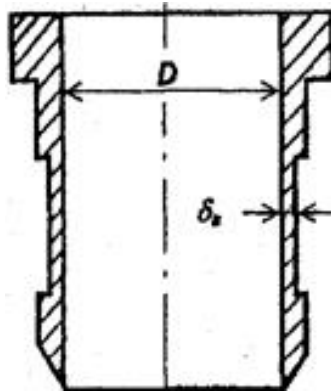


Рис.3.10 Циліндр компресора

Середній діаметр циліндру

$$D_{cp} = D + \delta_2, \text{ м.} \quad (3.84)$$

Напруга розтягнення

$$\sigma_p = \frac{p_{гидр} \cdot D_{cp}}{2 \cdot \delta_2} \leq [\sigma]_p. \quad (3.85)$$

Результати розрахунку зводимо в таблицю 3.9

Таблиця 3.9 Розрахунок циліндру на міцність.

Параметр	Результат
Діаметр циліндру, м	0,05
Товщина стінки циліндру, м	0,005
Тиск гідравлічного випробування, МПа	2,4
Допустима напруга, МПа	60
Середній діаметр циліндру, м	0,055
Напруга розтягнення, МПа	13,2
Висновок:	Розрахункова міцність нижча за допустиму.

Поршень трунковий, глухий із проточками замість ущільнювальних кілець.

Таблиця 3.11 Вихідні дані до розрахунку на міцність поршня

Параметр	Результат
Товщина дна поршня, м	0,005
$\operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \alpha = \lambda = S/2L$	0,22
Зовнішній діаметр поршневого пальця, м	0,015
Довжина опорної поверхні поршневого пальця в бобишках, м	0,015
Висота крейцкопфної частини поршня, м	0,03
Маса поршня, кг	0,088
Маса поршневого пальця, кг	0,047
Маса поршня у сборі, кг	0,135
Площа небезпечного перерізу стінки поршня, м ²	0,000707
Допустиме напруження вигину для сталі, МПа	$[\sigma]_{\text{из}} = 100 \dots 120$
Допустиме напруження вигину для алюмінію, МПа	$[\sigma]_{\text{из}} = 40$
Допустиме навантаження стискання для сталі, МПа	$[\sigma]_{\text{сж}} = 100$
Допустиме навантаження стискання для алюмінію, МПа	$[\sigma]_{\text{сж}} = 30$
Припустимий тиск пальця на бобики, МПа	$[q]_n = 8$
Припустиме значення питомого тиску при терті алюміній по чавуну, МПа	$[q] = 0,25$
Припустиме значення питомого тиску при терті сталь по чавуну, МПа	$[q] = 0,15$
Тиск кипіння, МПа	0,53
Тиск конденсації, МПа	1,97

Середній радіус опорної поверхні дна поршня

$$R_{cp} = \frac{D - \delta_n}{2}, \text{ м}; \quad (3.86)$$

Проекція опорної поверхні поршневого пальця, м²

$$f_n = 2d_{np} \cdot f \quad (3.87)$$

Проекція опорної поверхні поршня на стінку циліндра, м²

$$f' = DH_{кр} \quad (3.88)$$

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сила, що діє на центр дна поршня

$$P = \pi \cdot R_{cp}^2 (p_K - p_0), \text{ Н.} \quad (3.89)$$

Момент опору вигинанню

$$W = \frac{l}{3} \cdot R_{cp} \cdot \delta^2, \text{ м}^3. \quad (3.90)$$

Напруга вигину

$$\sigma_v = \frac{M_{из}}{W} \leq [\sigma]_{из}, \text{ МПа} \quad (3.91)$$

Напруга стиску

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{f_{ст}} \leq [\sigma]_{сж}, \text{ МПа.} \quad (3.92)$$

Питомий тиск пальця на бобишку

$$q_n = \frac{P}{f_n} \leq [q]_n, \text{ МПа.} \quad (3.93)$$

Бічний тиск на стінку циліндра

$$N_{max} = P \cdot \text{tg} \beta_{max}, \text{ Н.} \quad (3.94)$$

Для У та УУ-подібних компресорів проводять розрахунок ваги поршня, що має максимальний кут нахилу до горизонту

$$G'_n = G_n \cdot \sin \alpha = m_n \cdot g \cdot \sin \alpha; \text{ кг} \quad (3.95)$$

Питомий тиск на стінку циліндра

$$q' = \frac{N_{max} + G'_n}{f'} \leq [q], \text{ МПа} \quad (3.96)$$

Результати розрахунків зводяться в таблицю 3.12

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.12 Результати розрахунку поршню компресора на міцність

Параметр	Результат
Середній радіус опорної поверхні дна поршня, м	0,0225
Проекція опорної поверхні поршневого пальця, м ²	0,00045
Проекція опорної поверхні поршня на стінку циліндра, м ²	0,000707
Сила, що діє на центр дна поршня, Н	2178
Вигинаючий момент, Н·м	5,2
Момент опору вигинанню	$1,88 \cdot 10^{-7}$
Напруга вигину, МПа	27,74
Напруга стиску, МПа	3,08
Питомий тиск пальця на бобишку, МПа	4,84
Бічний тиск на стінку циліндра, Н	479,11
Вага наклонного пршня, кг	0,936
Питомий тиск на стінку циліндра, МПа	0,032
Висновки:	Розрахункова міцність нижча за допустиму.

Поршневий палець має витримувати одні з найсильніших навантажень з всього механізму руху.

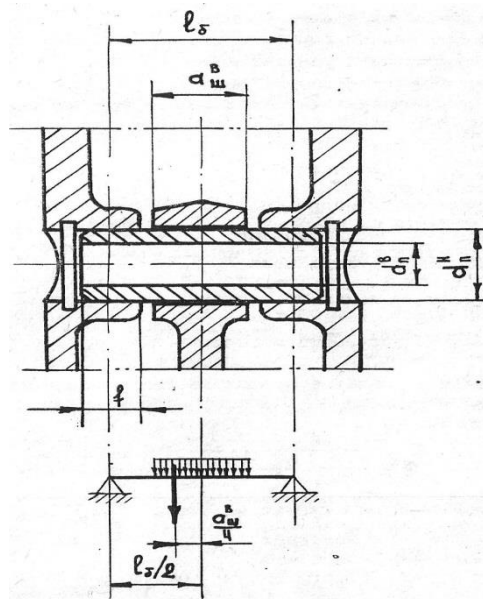


Рис.3.11 Навантаження на поршневий палець

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.13 Вихідні дані для розрахунку поршневого пальця на міцність

Параметри	Результати
Ширина верхньої головки шатуна, м	0,015
Зовнішній діаметр пальця, м	0,015
Внутрішній діаметр пальця, м	0,0075
Довжина пальця, м	0,045
Діаметр поршня, м	0,05
Площа дна поршня, м.кв	0,001963
Допустиме напруження вигину, МПа	120
Допустиме напруження зрізання, МПа	100

Площа поперечного перетину пальця, м²

$$f_{cp} = \frac{\pi}{4} [(d_n^H)^2 - (d_n^{BH})^2] \quad (3.97)$$

Сила, що діє на палець, Н

$$P = (P_K - P_O) \cdot F_n \quad (3.98)$$

Момент вигину

$$M_{из} = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{a_{ш}^B}{4} \right), \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.99)$$

Момент опирання вигинанню

$$W = 0,1 \frac{(d_n^H)^4 - (d_n^{BH})^4}{d_n^H}, \text{ м}^3 \quad (3.100)$$

Максимальна напруга вигину

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W} \leq [\sigma]_{из} \quad (3.101)$$

Максимальна напруга зрізу

$$\tau_{cp} = \frac{P}{2f_{cp}} \leq [\tau]_{cp} \quad (3.102)$$

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунків зводяться в таблицю 3.14

Таблиця 3.14 Розрахунок на міцність поршневого пальця компресора

Параметри	Результат
Площа поперечного перетину пальця, м ²	0,000132
Сила, що діє на палець, Н	2688,6
Момент вигину	25,2
Момент опирання вигинанню	$3,17 \cdot 10^{-7}$
Максимальна напруга вигину, МПа	79,66
Максимальна напруга зрізу, МПа	10,14
Висновок:	Розрахункова міцність нижча за допустиму.

Висока ступінь відповідальності має шатун, який здійснює складний рух та отримує напругу від декількох сил та моментів.

Мінімальний перетин стрижня 0,000084 м².


Середній перетин стрижня 0,000093 м².

Довжина шатуна по осям головок 0,062 м.

Довжина стрижня 0,042 м.

Моменти інерції вздовж осей X та Y у середньому перетині приведені в таблиці 3.15

Таблиця 3.15 Моменти інерції у стрижні шатуна

Форма стержня шатуна	Момент інерції по осі X-X, м ⁴	Момент інерції по осі Y-Y, м ⁴
	$2 \left[\frac{db_1^3}{12} + b_1 d \left(\frac{b-2b_1}{2} \right)^2 \right] + \frac{f(b-2b_1)^3}{12}$	$\frac{2b_1 d^3 + (b-2b_1)f^3}{12}$

$$J_x = 1,02 \cdot 10^{-9}$$

$$J_y = 8,8 \cdot 10^{-10}$$

Верхня головка шатуна розраховується на напруження у зовнішніх волокнах.

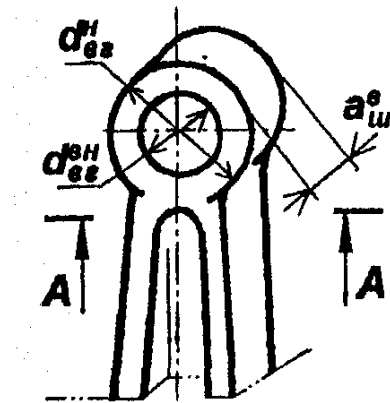


Рис.3.12 Ескіз верхньої головки шатуна

Напруга стиску у мінімальному перетині

$$\sigma_{\text{сск}} = \frac{P}{f_{\text{min}}} = \frac{(p_k - p_o) \cdot F_n}{f_{\text{min}}} \leq [\sigma]_{\text{сск}}, \text{ МПа.} \quad (3.103)$$

Напруга стиску та поздовжнього вигину в середньому перетині стрижня:

у площині хитання шатуна

$$\sigma_{\text{с-в}}^{x-x} = P \left(\frac{1}{f_{\text{CP}}} + 0,000526 \frac{L}{J_x} \right) \leq [\sigma]_{\text{с-в}}, \text{ МПа;} \quad (3.104)$$

у площині, перпендикулярній площині хитання

$$\sigma_{\text{с-в}}^{y-y} = P \left(\frac{1}{f_{\text{CP}}} + 0,000132 \frac{l_{\text{cm}}}{J_y} \right) \leq [\sigma]_{\text{с-в}}, \text{ МПа.} \quad (3.105)$$

Результати зведені в таблицю 3.16

Таблиця 3.16

Параметри	Результати
Напруга стиску у мінімальному перетині, МПа	32,0
Напруга стиску та поздовжнього вигину в середньому перетині стрижня, МПа:	
у площині хитання шатуна	115

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 3.16

у площині, перпендикулярній площині хитання	45
Допустиме напруження на стиск, МПа	120
Допустиме напруження на вигин, МПа	50
Висновок:	Розрахункова міцність нижча за допустиму.

Таблиця 3.17 Вихідні дані для розрахунків верхньої головки шатуна на міцність

Параметри	Результати
Ширина верхньої головки шатуна, м	0,015
Внутрішній діаметр верхньої головки шатуна, м	0,015
Зовнішній діаметр верхньої головки шатуна, м	0,022
Товщина стінки верхньої головки, м	0,0035
Середній радіус верхньої головки шатуна, м	0,00925
Кут закладення верхньої головки, град	150
Кут закладення верхньої головки, рад	2,616
Коефіцієнт, що враховує наявність втулки	1
Максимальне значення сили інерції (абсолютне значення), Н	386,2
Допустиме напруження для розтягнення, МПа	100
Допустиме напруження на стискання, МПа	50

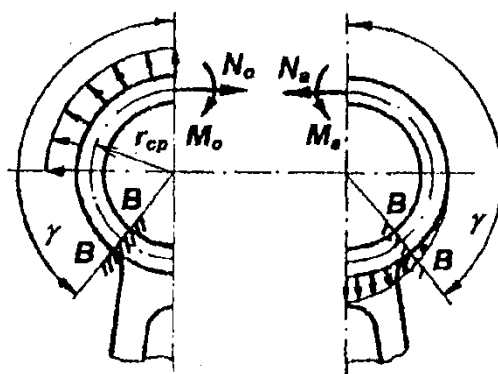


Рис.3.13 Верхня головка шатуна

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Напруження розтягнення від сили інерції

$$\sigma_p = \frac{I_s^{\max}}{2 \cdot a_w^* \cdot d_{не}^3} \leq [\sigma]_p, \text{ МПа.} \quad (3.106)$$

Сила стискання шатуна

$$P_{сж} = (p_K - p_O) \cdot F_n - J_s^{\max}, \text{ Н,} \quad (3.107)$$

Момент і сила для нульового перетину

$$M_O = I_s^{\max} \cdot r_{cp} (0,00033 \cdot \gamma - 0,0297), \text{ Н}\cdot\text{м,} \quad (3.108)$$

$$N_O = I_s^{\max} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \gamma), \text{ Н.} \quad (3.109)$$

Згинальний момент та нормальна сила у розрахунковому перетині

$$M_j = M_O + N_O \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \gamma) - 0,5 \cdot I_s^{\max} \cdot r_{cp} (\sin \gamma - \cos \gamma), \text{ Н}\cdot\text{м;} \quad (3.110)$$

$$N_j = N_O \cdot \cos \gamma + 0,5 I_s^{\max} \cdot (\sin \gamma - \cos \gamma), \text{ Н.} \quad (3.111)$$

Максимальна напруга, що виникає на зовнішніх волокнах

$$\sigma_{\mu} = \left[2M_j \frac{6r_{cp} + h}{h(2r_{cp} + h)} + N_{j,K} \right] \frac{l}{a_w^* \cdot h} \leq [\sigma], \text{ МПа.} \quad (3.112)$$

Моменти і сили, що виникають на зовнішній поверхні від сили, що стискає шатун

$$M_a = -0,00175 \cdot P_{сж} \cdot r_{cp}, \text{ Н}\cdot\text{м,} \quad (3.113)$$

$$N_a = 0,006 \cdot P_{сж}, \text{ Н.} \quad (3.114)$$

Напруга стискання

$$M_p = M_a + N_a \cdot r_{cp} (1 - \cos \gamma) - P_{сж} \frac{r_{cp}}{\pi} \left(\frac{\pi \cdot \sin \gamma}{2} - \gamma' \cdot \sin \gamma - \cos \gamma \right), \text{ Н}\cdot\text{м;} \quad (3.115)$$

$$N_p = \frac{P_{сж}}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} \sin \gamma - \gamma' \sin \gamma - \cos \gamma \right) + N_a \cos \gamma, \text{ Н.} \quad (3.116)$$

$$\sigma_{сжн} = \left[2M_p \frac{6 \cdot r_{cp} + h}{h \cdot (2r_{cp} + h)} + N_p \cdot K \right] \frac{l}{a_w^* \cdot h} \leq [\sigma]_{сжн} \quad (3.117)$$

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Результати розрахунків зведені в таблицю 3.18

Таблиця 3.18 Напруження у волокнах верхньої головки шатуна

Номер формули	Результати
(3.106)	8,58
(3.107)	2302,4
(3.108)	0,0707
(3.109)	174,56
(3.110)	3,08
(3.111)	-151
(3.112)	8,7
(3.113)	-0,04
(3.114)	13,8
(3.115)	-0,33
(3.116)	45,6
(3.117)	8,79
Висновки:	Розрахункова міцність нижча за допустиму.

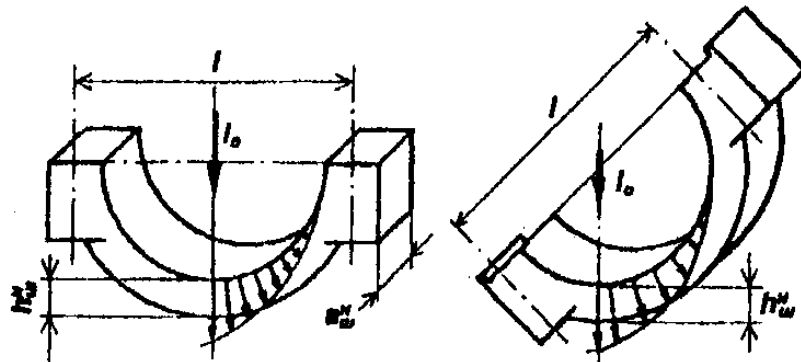


Рис.3.14 Параметри нижньої головки шатуна

Таблиця 3.18 Вихідні дані до розрахунку нижньої головки шатуна

Параметри	Результат
Маса шатуна, кг	0,329
Маса нижньої головки шатуна, кг	0,162
Маса кришки нижньої головки шатуна, кг	0,081
Хід поршня, м	0,028
Радіус кривошипу, м	0,014
Частота обертання валу, об/с	48

Продовження таблиці 3.18

Кутова швидкість, рад/с	301,44
Товщина металу нижньої головки, м	0,008
Відстань між осями шатунних болтів, м	0,062
Ширина нижньої голвки шатуна, м	0,015
Допустиме напруження, МПа	60

Площа середнього перетину кришки, м²

$$f_{кр} = h_{ш}^n \cdot a_{ш}^n, \text{ м}^2; \quad (3.118)$$

Сила інерції частини, що обертається без врахування маси кришки

$$I_r^m = \left(\frac{2}{3} m_{ш} - m_{кр} \right) \cdot R \cdot \omega^2, \text{ Н.} \quad (3.119)$$

Сила, що навантажує нижню головку шатуна

$$I_o = I_s^{max} + I_r^m, \text{ Н.} \quad (3.120)$$

Момент опору середнього перетину кришки

$$W_{кр} = \frac{(a_{ш}^n)^2 \cdot h}{6}, \text{ м}^2. \quad (3.121)$$

Напруження у середньому перетині кришки

$$\sigma_{max} = I_o \left(\frac{0,0236 \cdot l}{W_{кр}} + \frac{0,5}{f_{кр}} \right) \leq [\sigma], \text{ МПа.} \quad (3.122)$$

Результати розрахунків зведені в таблицю 3.19

Таблиця 3.19 Розрахунок на міцність нижньої головки шатуна

Параметри	Результати
Площа середнього перетину кришки, м ²	0,00012
Сила інерції частини, що обертається без врахування маси кришки	176
Сила, що навантажує нижню головку шатуна	562,2
Момент опору середнього перетину кришки	397,4
Напруження у середньому перетині кришки	37,3

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шатунний болт.

При використанні роз'ємного шатуна з прямим роз'ємом нижньої головки кількість шатунних болтів приймається 2.

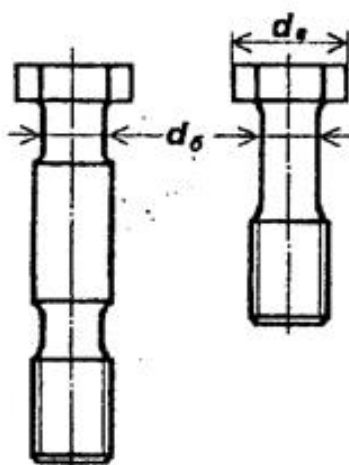


Рис.3.15 Шатунний болт

Таблиця 3.20 Вихідні дані до розрахунку на міцність шатунного болта

Параметри	Результати
Діючий діаметр шатунного болта, м	0,004
Діаметр отвору під болт, м	0,0048
Діаметр головки болта, м	0,008
Внутрішній діаметр різьби, м	0,004
Зовнішній діаметр різьби, м	0,00472
Середній діаметр різьби, м	0,00436
Кількість болтів, шт	2
Сумарна площа поперечних перерізів болтів, м ²	$2,51 \cdot 10^{-5}$
Коефіцієнт тертя в нарізці	0,1
Допустиме напруження	
для легованих сталей	120...180
для вуглечних сталей	80...120
Допустиме напруження на зминання	30

Площа поперечного перерізу частини шатуна, що піддається деформації від болтів, м²

$$f_{ш} = (3... 5) f_6, \text{ м}^2 \quad (3.123)$$

Сила затягування болтів

$$P_3 = (2..4) \cdot I_0, \text{ Н} \quad (3.124)$$

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сила, що діє уздовж болта, Н

$$P_b = P_s + \frac{I_o}{1 + \frac{f_m}{f_b}}, \text{ Н.} \quad (3.125)$$

Крутний момент, що навантажує болт при затягуванні

$$M_{xp} = \mu \cdot P_s \cdot \frac{d_p^{cp}}{2}, \text{ Н}\cdot\text{м.} \quad (3.126)$$

Момент опору крутінню

$$W = 0,2(d_p^{cp})^3, \text{ м}^3. \quad (3.127)$$

Напруга крутіння при затягуванні

$$\tau_p = \frac{M_{xp}}{W}, \text{ МПа} \quad (3.128)$$

Напруга розтягнення в тілі одного болта

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot P_b}{i \cdot \pi \cdot (d_p^{en})^2}, \text{ МПа} \quad (3.129)$$

Складна напруга у розрахунковому перетині

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_p^2} \leq [\sigma], \text{ МПа} \quad (3.130)$$

Напруга зминання головки болта

$$\sigma_{cm} = \frac{4 \cdot P_b}{i \cdot \pi (d_z^2 - d_{отв}^2)} \leq [\sigma]_{cm}, \text{ МПа} \quad (3.131)$$

Результати розрахунків зводяться в таблицю 3.21

Таблиця 3.21 Розрахунок на міцність шатунних болтів компресора

Параметри	Результати
Площа поперечного перерізу частини шатуна, що піддається деформації від болтів, м ²	0,0001
Сила затягування болтів	1686,5

Продовження таблиці 3.21

Сила, що діє уздовж болта, Н	1766
Крутний момент, що навантажує болт при затягуванні	0,377
Момент опору крутінню	$1,66 \cdot 10^{-8}$
Напруга крутіння при затягуванні	22,2
Напруга розтягнення в тілі одного болта	70,3
Складна напруга у розрахунковому перетині	83,1
Напруга зминання головки болта	27,5
Висновки:	Розрахункова міцність нижча за допустиму.

Напруженим елементом колінчастого валу є перетин шатунної шийки, який обігає вісь обертання валу та напружений моментами вигинання.

Розрахунковий діаметр шатунної шийки 0,047 м.

Максимальне значення вигинаючого моменту 116,1 Н · м.

Допустиме напруження у поперечному перетині вала 1000000 Па

Момент опору вигинанню

$$W_{из} = \frac{\pi \cdot d_{ши}^3}{32}, \text{ м}^3. \quad (3.132)$$

Напруження при роботі вала на вигинання

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}^{max}}{W_{из}}, \text{ МПа}. \quad (3.133)$$

Момент опору крутінню

$$W_{кр} = \frac{\pi \cdot d_{ши}^3}{16} = 2 \cdot W_{из}, \text{ м}^3. \quad (3.134)$$

Напруження при роботі на крутіння

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau]_{кр}, \text{ МПа}. \quad (3.135)$$

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Складне напруження при роботі на крутіння та вигинання

$$\sigma_{ск} = \sqrt{\sigma_{из}^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_{ск}, \text{ МПа.} \quad (3.136)$$

Мінімально допустимий діаметр шатунної шийки

$$d_{шиш}^{min} = \sqrt{\frac{(M_{из}^{max})^2 + (0,58 \cdot M_{кр})^2}{0,1 \cdot 0,7 \cdot [\sigma]}}, \text{ м.} \quad (3.137)$$

Результати розрахунків зведені в таблиці 3.22

Таблиця 3.22 Розрахунок мінімально допустимого діаметру шатунної шийки колінчастого валу

Параметри	Результати
Момент опору вигинанню	$1,02 \cdot 10^{-5}$
Напруження при роботі вала на вигинанні	11,39
Момент опору крутінню	$2,04 \cdot 10^{-5}$
Напруження при роботі на крутіння	0,98
Складне напруження при роботі на крутіння та вигинання	11,56
Мінімально допустимий діаметр шатунної шийки, м	0,045
Висновок:	Розрахунковий діаметр шатунної шийки більше, ніж мінімально допустимий діаметр. Тому міцність забезпечено.

					БКВ04.025.003 ДП.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.7 Розрахунок корінних підшипників

Таблиця 3.23 Вихідні дані до підбору корінних підшипників

Параметри	Результати
Атмосферний тиск , МПа	0,1
Діаметр корінної шийки вала, м	0,045
Сумарна реакція в опорі, Н	1924,4
Температурний фактор	1,05
Фактор вектора навантаження	1
Фактор типу підшипника	2,5
Фактор характеру навантаження	1,5
Бажана довговічність компресора	10000
Частота обертання вала, об/с	48

Осьова сила, що діє на підшипник

$$S = (p_o - p_{атм}) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ Н}; \quad (3.138)$$

Коефіцієнт працездатності

$$c = (R \cdot k_R + m \cdot S) \cdot k_g \cdot k_T \cdot 0,185 \cdot (n \cdot h)^{0,3} \quad (3.139)$$

Результати розрахунків та висновки наведені в таблиці 3.24

Таблиця 3.24 Корінні підшипники

Параметри	Результати
Осьова сила, що діє на підшипник	0,000684
Коефіцієнт працездатності	153441
Висновки:	За розрахованими параметрами можна прийняти відповідного діаметру підшипники ковзання, оскільки напруження у цьому вузлі, в силу малої продуктивності, не велике.

3.8 Розрахунок системи змащування

Призначення змащення компресора складається в зменшенні зносу й охолодженні тертьових поверхонь, а також у створенні «масляного затвора» сальника.

Змащенню підлягають: циліндри, поршневий палець, шатунні шейки, корінні підшипники.

Змащення реалізується розбризкуванням (масляним туманом) або примусово шляхом подачі мастила під тиском безпосередньо на тертьові поверхні.

Витрати мастила по кількості тепла, відведеного від тертьових поверхонь

$$V_{np} = 0,6 \frac{N_{np}}{\rho \cdot c \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (3.140)$$

Результати розрахунків зведено в таблицю 3.25

Таблиця 3.25 Витрати мастила по кількості тепла

Параметри	Результати
Потужність тертя, кВт	0,207
Щільність мастила, кг/м.куб	880
Теплоємність мастила, кДж/(кг К)	2
Підігрів мастила, град	10
Витрати мастила	$7,06 \cdot 10^{-6}$
Висновки:	При такій низькій потрібній витраті мастила приймається система змащуванням «масляним туманом».

4. ОРГАНІЗАЦІЙНА ЧАСТИНА

4.1 Організація монтажу та ремонту холодильного обладнання

До кондиціонера додається детальна інструкція, згідно якої слід виконувати усі монтажні роботи. Якщо устаткування встановити некоректно, спліт - система працюватиме недостатньо якісно і може швидко вийти з ладу.

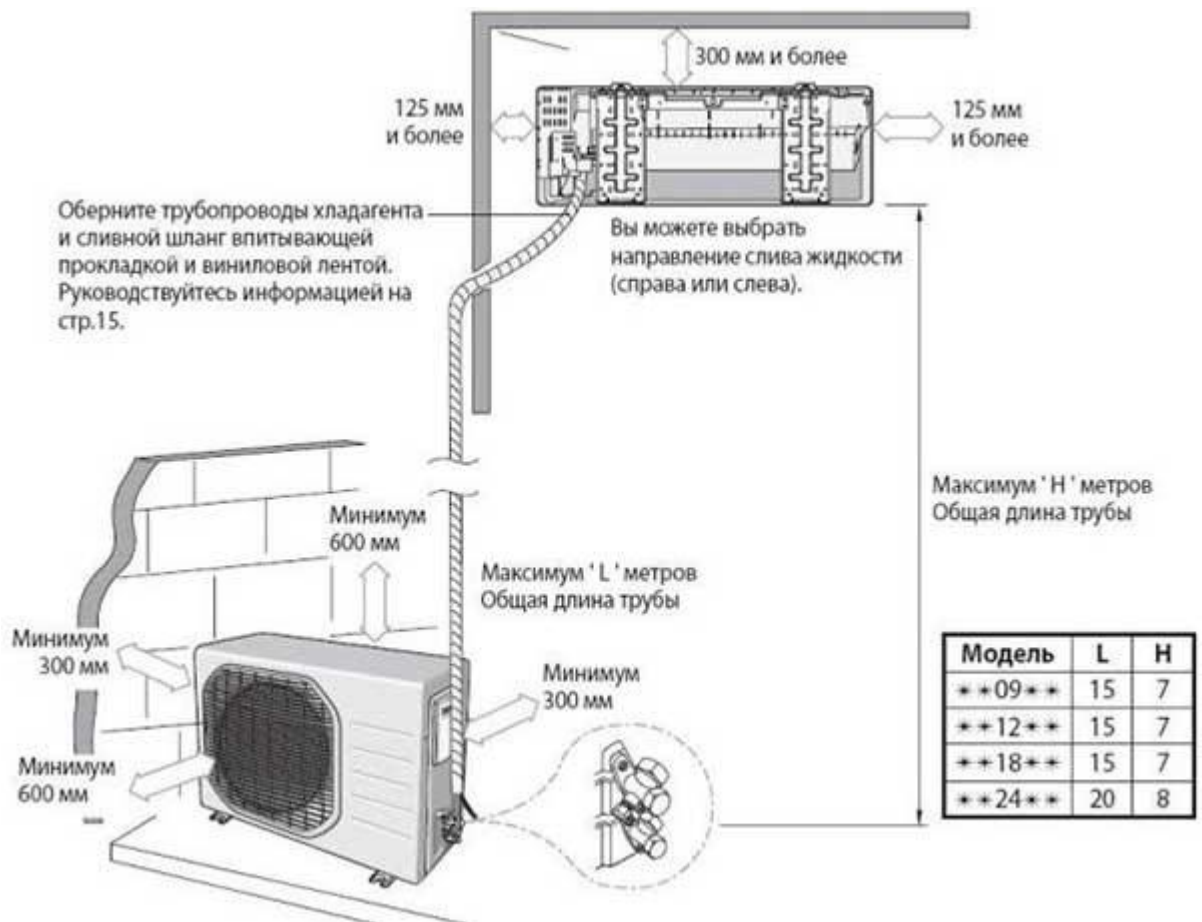


Рис.3.16 Монтажна схема

На попередньому етапі необхідно визначити оптимальні місця установки зовнішнього і внутрішнього блоку кліматичної системи. У документації до кондиціонера вказуються обмеження: не повинно бути перешкод перед входними і вихідними отворами блоків (фіранки, меблі, частини будівельних конструкцій, що виступають, і так далі), внутрішній блок монтується з певним мінімальним відступом від бічних стін, підлоги і стелі.

Зовнішній блок традиційно кріпиться під вікно або праворуч від нього, але може бути встановлений на даху або незаскленому балконі. Внутрішній блок повинен розташовуватися далеко від нагрівальних приладів і електроустаткування.

Схема установки розробляється з урахуванням особливостей планування приміщення. Важливо правильно розрахувати довжину комунікацій - електрокабель має бути цілісним, без зрощення. Дренажну трубу можна стикувати, для з'єднання трубок для фреону застосовується особливий фітинг.

Перший етап - монтаж окремої лінії електропроводки з використанням трижильного кабелю і установкою окремого автомата в щитку. Стіни штробяться під укладання дроту, або кріпиться пластиковий зовнішній короб.

Установка зовнішнього блоку. Штатні кронштейни рекомендується замінити потужнішими, щоб кріплення витримувало додаткове навантаження від полоу, шквального вітру. У зовнішній стіні вимагається виконати отвори анкера, прикріпити кронштейни так, щоб блок був розташований строго в горизонтальній площині. Бажано передбачити захисний козирок від сонця і опадів, закріпити сітку перед входним отвором, щоб всередину блоку не потрапляли листя і інше сміття.

Кріплення для внутрішнього блоку. На стелю або стіну (залежно від типу блоку) встановлюються кронштейни, призначені для фіксації блоку спліт, - системи. Рівнем перевірте горизонтальність, щоб уникнути протікання конденсату при експлуатації устаткування.

Прокладення комунікацій. У будівельних конструкціях, згідно з схемою, необхідно виконати штробы і отвори для магістралей кліматичної системи.

Підготуйте комунікації: трубки для циркуляції фреону, електричні дроти і дренажний шланг мають бути нарізані (чи зістиковані) в розмір, що відповідає відстані між блоками плюс 25 - 30 см допуску. На мідні трубки надівається штатна теплоізоляція. Усі комунікації слід зібрати в єдиний рівний пучок і обмотати скотчем, стійким до вологи. Підготовлений "джгут" пропускається через заздалегідь підготовлений отвір в стіні.

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішній і зовнішній блок з'єднуються:

дренажним шлангом (якщо його доводиться наростити, місце стику оберніть тефлоновою стрічкою);

електропроводами (стежте, щоб кожен дріт сполучав однаково маркіровані клеми);

фреоновими трубками (мідні трубки для циркуляції холодагенту герметично з'єднуються за допомогою спеціального фітингу).

"Вакуумування" і перевірка системи. Використовуючи спеціальне устаткування, проводиться видалення повітря і вологи з системи - вакуумування займає близько 50 хвилин. Потім спліт - система підключається до електромережі і тестується в особливому режимі.

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2 Експлуатація холодильного обладнання

Порядок роботи кондиціонера в різних режимах.

- В режимі охолодження

чи нагріву кондиціонер підтримує задану температуру з точністю ± 1 °С.

- Якщо задана температура в режимі охолодження вище температури навколишнього повітря більш ніж на 1 °З - кондиціонер не включиться.

- Якщо задана температура в режимі нагріву нижче температури того, що оточує повітря більш ніж на 1 °З - кондиціонер не включиться.

- В режимі AUTO температура не регулюється вручну, кондиціонер автоматично підтримує комфортну температуру 23 ± 2 °С. Якщо температура плюс 20 °З

кондиціонер автоматично почне роботу в режимі нагріву. При температурі плюс 26 °З кондиціонер включиться в режим охолодження.

- В режимі осушення (DRY) кондиціонер підтримує задану температуру з точністю ± 2 °С. Якщо при включенні кондиціонера температура в приміщенні вища заданою більш ніж на 2 °З, то кондиціонер працюватиме в режимі охолодження.

- Якщо в режимі осушення температура в приміщенні нижче заданої більш ніж на 2 °З компресор і вентилятор зовнішнього блоку не працює, вентилятор внутрішнього блоку обертається з низькою швидкістю.

- В режимі "Сон" при роботі на охолодження після першої години роботи задана температура автоматично підвищується на 1 °З, після другої години ще на 1 °С. Далі задана температура залишається без зміни.

- В режимі "Сон" при роботі на нагрів після першої години роботи задана температура автоматично знижується на 1 °З, після другої години ще на 1 °С. Далі задана температура залишається без зміни.

У режимі "Сон" функція TIMER не включається.

Додаткові функції

1 Функція X - FAN (Самоочищення)

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Функція X - FAN (самоочищення) потрібна для видалення вологи з поверхні випарника і внутрішніх порожнин блоку. Видалення вологи запобігає поява і зростання бактерій усередині блоку.

При включеній функції самоочищення після виключення кнопкою ON/OFF з режиму COOL або DRY вентилятор внутрішнього блоку обертається на низькій швидкості протягом 10 хв. Роботу вентилятора в режимі "X-FAN" можна примусово зупинити натисненням кнопки X - FAN.

Якщо функція відключена, то після виключення кнопкою ON/OFF з режиму COOL чи DRY вентилятор внутрішнього блоку працювати не буде.

Додаткові функції

1 Функція X - FAN (Самоочищення)

Функція X - FAN (самоочищення) потрібна для видалення вологи з поверхні випарника і внутрішніх порожнин блоку. Видалення вологи запобігає

2 Режим роботи кондиціонера AUTO

У режимі AUTO кондиціонер залежно від температури повітря в помешканні автоматично починає працювати в режимі охолодження або нагріву, створюючи комфортні умови для користувача

3 Режим TURBO

У режимі TURBO вентилятор внутрішнього блоку обертається на надвисокій швидкості в режимі нагріву або охолодження, створюючи інтенсивний повітряний потік, в результаті температура в приміщенні швидко виходить на задане значення.

5 Примусове включення (виключення) функції разморозки.

Функція разморозки (DEFROSTING) може бути примусово вимкнена або включена. Для цього необхідно в стані пульта ВІКЛ. натиснути одночасно кнопки X - FAN і MODE. Режим разморозки включиться або вимкнеться залежно від попереднього стану. При включенні функції в зоні індикації температури спалахує символ H1.

Якщо функція включена, то при включенні кондиціонера в режим нагріву символ H1 блиматиме в течії 5 сек. Якщо при цьому натиснути

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одночасно кнопки " " і "-", то замість символу H1 висвічується задана температура.

6 Функція автоматичного відтавання внутрішнього блоку

У разі, якщо температура усередині і зовні приміщення низька, теплообмін нік внутрішнього блоку починає обмерзати. При температурі на теплообміннику 0 °З автоматично включається функція автоматичного відтавання. Компресор і вентилятори внутрішнього і зовнішнього блоку зупиняється. На панелі внутрішнього блоку блимає індикатор.

Будь-яка сплит-система складається з двох блоків - зовнішнього, в якому знаходяться компресор, вентилятор і радіатор (що називається конденсатором) і внутрішнього, в якому так само знаходяться вентилятор і радіатор (що називається випарником). При монтажі ці блоки з'єднуються мідними трубопроводами, по яких під тиском близько 15 атмосфер циркулює суміш з фреону і невеликої кількості компресорного мастила. Вентилятори розташовані у внутрішньому і зовнішньому блоці забезпечують обдування радіаторів для поліпшення теплообміну і рівномірного розподілу холодного повітря в приміщенні.

Отже, що ж є найбільш поширеними причинами виходу кондиціонера з ладу? Причини виходу кондиціонера з ладу:

Забруднення фільтрів внутрішнього блоку

Ці фільтри є звичайною дрібною сіткою і розташовані під передньою панеллю, через яку засмоктується повітря. Вони призначені для затримання пилу що знаходиться в повітрі і захищають від неї не лише мешканців кімнати, в якій встановлений кондиціонер, але і радіатор внутрішнього блоку. По суті, кондиціонер працює як пилосос, а фільтри грають роль пилозбірника. Для очищення фільтрів досить промити їх в теплій воді і декілька хвилин просушити. Зняти і встановити фільтри - не складніше ніж замінити пилозбірний мішок в пилососі (за винятком випадків, коду внутрішній блок кондиціонера знаходиться на великій висоті). У цій Інструкції з експлуатації детально розповідається про те, як це зробити. Мити фільтри, як правило, необхідно один раз в дві - три тижні. Якщо в повітрі знаходиться велика кількість пилу або кіптяви мити їх потрібно частіше,

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стежачи за тим, щоб вони завжди залишалися чистими. Якщо ж фільтри довгий час не мити, то в першу чергу зменшиться обдування радіатора внутрішнього блоку як наслідок, повітря в приміщенні гірше охолоджуватиметься. Окрім цього порушиться режим роботи холодильної системи, що може привести до обмерзання мідних трубопроводів. У цьому випадку, при виключенні кондиціонера лід почне танути, і з кондиціонера буде крапати вода. Надалі, при сильно забруднених фільтрах, можливе засмічення дренажної системи грудками пилу і тоді вода з кондиціонера поллється струмком. У зовсім задованих випадках на пластинах радіатора наростає такий шар бруду, що його можна видалити тільки за допомогою сильнодіючих хімічних очисників. Помітимо, що чищення фільтрів не входить в стандартне гарантійне обслуговування і повинне виконуватися споживачем (так само як заміна мішків в пилососі) відповідно до вимог Інструкції з експлуатації кожні 1,5-2 роки.

Витік фреону

Другою за поширеністю причиною виходу кондиціонера з ладу є витік фреону. Витоки бувають двох видів - нормована (до 6-8 рік) і викликана неякісним монтажем. Нормований витік відбувається при будь-кому, навіть самому якісному монтажі - цей неминучий наслідок з'єднання міжблочного трубопроводу шляхом розвальцьовування. Для її компенсації кондиціонер необхідно дозаправляти фреоном При неякісному монтажі фреон може витекти практично повністю за коротке час (від декількох днів до декількох місяців). Для людини це не небезпечно, оскільки фреон - це інертний, неотруйний і такий, що не має запаху газ проте для кондиціонера це може мати найсумніші наслідки. По-перше, компресор при роботі охолоджується фреоном і при його недоліку можливий перегрівання компресора. По-друге разом з фреоном з системи витікає олія, і компресор може заклинити. А вартість заміни компресора складає близько половини вартості нового кондиціонера. Для виявлення факту витоку необов'язково мати спеціальне

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

устаткування. Перші ознаки зменшення кількості холодагенту в системі - утворення інею або льоду на штуцерних з'єднаннях зовнішнього блоку (це місце, куди під'єднуються мідні трубки), а так само недостатнє охолодження повітря в приміщенні (різниця температур на вході і виході внутрішнього блоку орієнтовно повинна складати 10 С). У разі появи подібних симптомів, необхідно вимкнути кондиціонер і звернутися в сервісну службу для усунення несправності.

Робота кондиціонера в зимовий час

Ще одна особливість побутових кондиціонерів - практично усі моделі не адаптовані до роботи в зимовий час, тобто робочий діапазон температур зовнішнього блоку зазвичай складає від -7С до 43С. Необхідність в кондиціонері, працюючим круглий рік може виникнути в двох випадках. По-перше, коли вимагається охолоджувати приміщення не тільки у літнє, але і в зимовий час, наприклад приміщення з великою кількістю тепловиділяючої техніки (серверні, комп'ютерні зали і так далі), оскільки охолодження такого приміщення за допомогою припливної вентиляції приведе до неприпустимого зменшенню вологості повітря. По-друге, у разі обігріву за допомогою кондиціонера в зимовий час. Проте таке використання кондиціонера не завжди виправдане, оскільки при температурі зовнішнього повітря -20С, продуктивність (потужність) кондиціонера падає в три рази в порівнянні з номінальною. Експлуатація кондиціонера зимою в першу черга зменшує робочий ресурс компресора, у результаті його може заклинити. Окрім цього при включенні кондиціонера в режим охолодження конденсат (вода), що утворюється в внутрішньому блоці, не зможе витікати назовні із-за крижаної пробки в дренажному шлангу. У результаті, через півгодини після включення, вода з внутрішнього блоку полетіть прямо в кімнату.

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підведемо підсумки. Для того, що б Ваш кондиціонер пропрацював увесь покладений йому термін, в середньому, від 7 до 12 років залежно від класу кондиціонера, треба не так вужі багато:

1. чистити фільтри внутрішнього блоку не рідше за один раз в місяць;
2. якщо кондиціонер перестав нормально функціонувати (з внутрішнього блоку крапає вода, на мідних трубах нароста крижана "шуба", погіршало охолодження повітря в приміщенні, виникли потрiскування і інші сторонні звуки) треба вимкнути кондиціонер і звернутися в сервісну службу 3 не рідше за один раз в рік, залежно від режиму експлуатації, (бажано навесні - перед початком сезону) викликати представників сервісної служби для перевірки тиску в системі і дозаправці фреоном, повної діагностики кондиціонера в усіх режимах роботи (для виявлення прихованих несправностей), чищення внутрішнього і зовнішнього блоків. Зовнішній блок при цьому продувається струменем стислого повітря для очищення від тополиного пуху і пилу;
4. не включати кондиціонер при температурі зовнішнього повітря нижче - 7... - 10°C.

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3 Основні контури спліт-системи

Умовно кондиціонер можна розділити на дві функціональні частини:

- холодильний контур
- електрична частина

Основну функцію - охолодження, здійснює холодильний контур, а ось усіма його компонентами управляє електрична схема.

Нижче розміщена схема холодильного контуру кондиціонера (рис. 4.1)

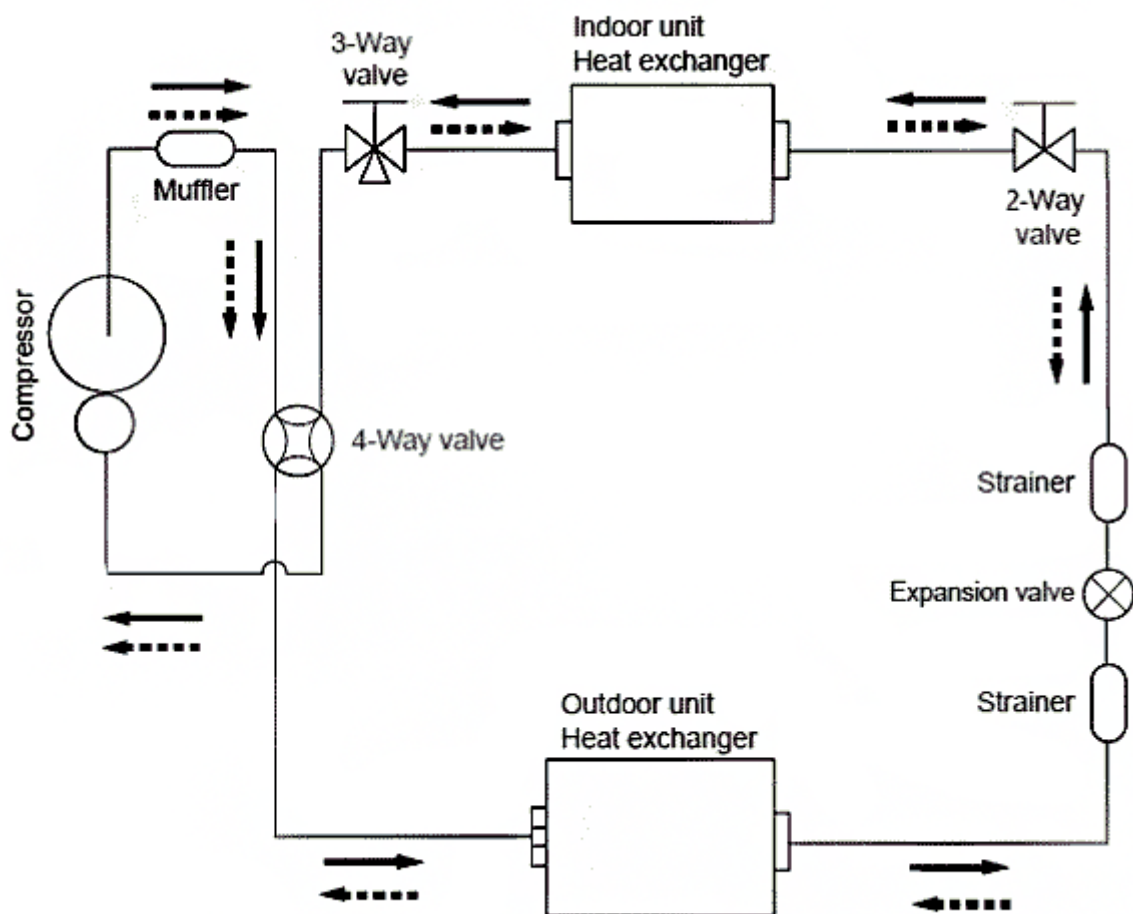


Рис.4.1 Холодильний контур спліт-системи

Compressor - компресор, "серце кондиціонера". Компресор стискає холодагент і прокачує його по контуру.

Heat exchanger – теплообмінник

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ04.025.004 ДППЗ					

outdoor unit - зовнішнього блоку, тобто конденсатор, охолоджує стислий фреон нижче температури конденсації

indoor unit - внутрішнього блоку - випарник, в нім робоча речовина випаровується, опускаючи температуру

Expansion valve - розширювальний вентиль. По-іншому TRV - терморегулюючий вентиль. Забезпечує подання необхідної кількості холодагенту. У простих кондиціонерах його роль виконує капілярна трубка, без всякого регулювання, в інверторних системах - електронний розширювальний вентиль.

2 - Way valve - двоходовий вентиль, тобто звичайна засувка, з двома положеннями - відкрито і закрито

3 - Way valve - триходовий клапан, в кондиціонері це сервісний порт, до якого підключається шланг манометричного манометра для виміру тиску або заправки.

4 - Way valve - чотириходовий клапан, забезпечує реверс холодагенту для роботи кондиціонера в режимі обігріву

Strainer - фільтр, на цій схемі це фільтр-осушувач, оскільки встановлений перед TRV (і після, оскільки система може працювати в режимі реверсу і холодагент міняє напрям руху).

Його завдання не допустити попадання вологи в тонкий канал TRV - оскільки волога його закупорить, не даючи пройти холодагенту.

Muffler - глушник

Стрілками вказаний напрям руху фреону по контуру:

суцільною стрілкою - в режимі охолодження

пунктирною стрілкою - в режимі нагріву

Також в складніших і досконаліших кондиціонерах встановлюють:

датчики тиску

віддільники рідкого холодагенту

лінії перепускання

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системи інжекції (уприскування) в компресор
масловіддільники

Схема електричних з'єднань зовнішнього блоку спліт системи (рис.4.2):

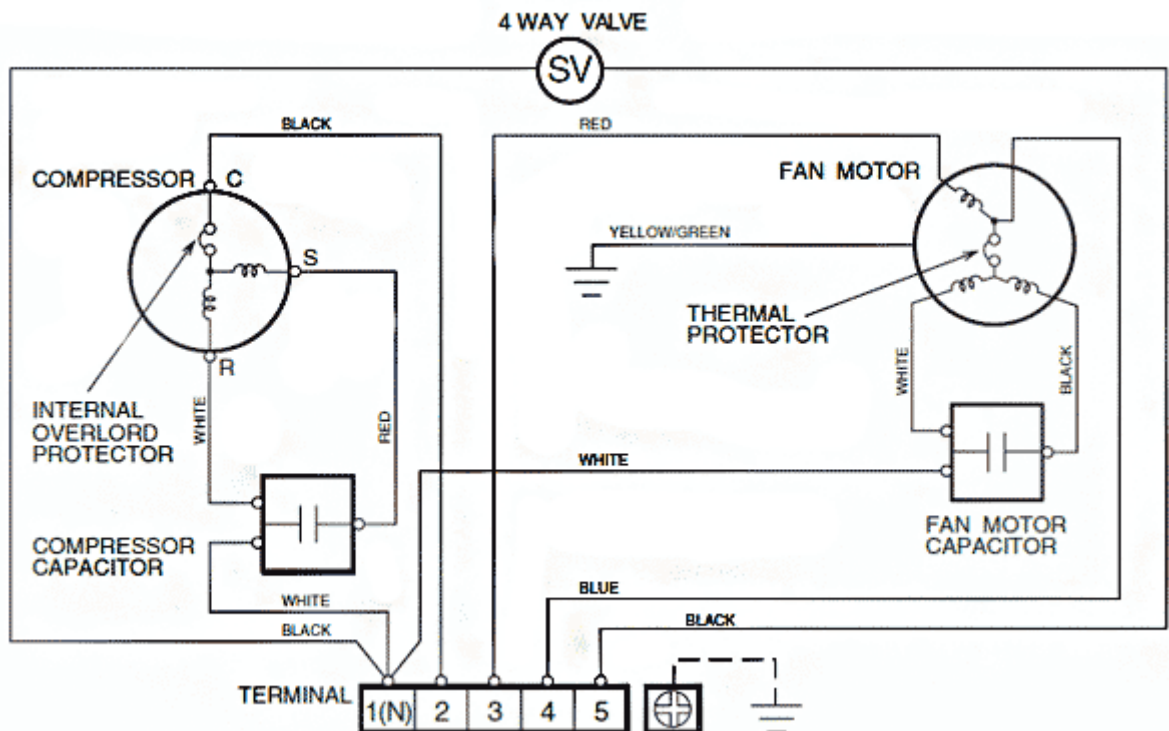


Рис.4.2 Електрична схема зовнішнього блоку

Terminal - клемна колодка для підключення міжблочного кабелю для з'єднання з внутрішнім блоком.

N - електрична нейтраль

2 - подання живлення на компресор з плати управління внутрішнього блоку

3 - подання живлення на двигун вентилятора для роботи на 1-ій швидкості

4 - подання живлення на двигун вентилятора для роботи на 2-ій швидкості

5 - подання живлення на привід чотириходового клапана для перемикання в режим обігріву

Компресор

C - common - загальний висновок обмоток компресора

R - running - робоча обмотка компресора

					БКВ04.025.004 ДПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Клемна колодка

На клемній колодці окрім міжблочних з'єднань знаходяться і затиски для підключення живлення (живлення може підводитися і навпаки - до зовнішнього блоку)

L, N - електрична лінія і нейтраль однофазного живлення

Filter Board - плата фільтру, зменшує рівень перешкод в мережі живлення

Control Board - плата управління - управляє усіма пристроями, отримує дані з усіх датчиків, виконує терморегуляцію, виводить інформацію для користувача на дисплей, виконує самодіагностику.

Main relay - головне реле - силове реле, що подає напругу на компресор.

Display board - модуль індикації, може представляти з себе лінійку світлодіодів, які показують наявність живлення, вибраний режим, код помилки або дисплей, на якому виводиться ще і температура.

Thermistor - термістор, терморезистор, датчик температури

Room temp. - датчик температури повітря в кімнаті

Pipe temp. - датчик температури трубки теплообмінника, випарника

Датчики температури ще можуть знаходитися в:

пульті управління - для підтримки температури в точці знаходження пульта (наприклад, режим "I Feel").

на вході, виході і в середньої точки випарника

Step motor - кроковий двигун

Застосовується для відкривання жалюзійних ґрат, шторки, що закриває вентилятор

За один крок його вал відхиляється на невеликий кут, таким чином виходить дуже точно контролювати положення валу.

Drain pump motor - дренажний насос, вбудований тільки у касетних кондиціонерів

Float switch - поплавцевий датчик рівня конденсату, тільки для касетних кондиціонерів

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4 Захист навколишнього середовища

Екологічна безпека — це такий стан навколишнього середовища, коли гарантується запобігання погіршення екологічної ситуації та здоров'я людини.

Прикладами подібних визначень екологічної безпеки можуть бути такі:

1. Це сукупність дій, станів і процесів, які прямо чи побічно не призводять до життєво важливих збитків (або загрозам таких збитків), що наносяться природному середовищу, окремим людям і людству.

2. Це такий стан навколишнього природного середовища, при якому забезпечується попередження погіршення екологічної ситуації та виникнення небезпеки для здоров'я людей.

3. Це такий стан навколишнього середовища, при якому стає неможливим погіршення екологічної ситуації та виникнення небезпеки для здоров'я людей.

4. Екологічна безпека – це стан, при якому не порушується екологічна комфортність життя, реалізується здатність протистояти загрозам життю, здоров'ю всіх живих істот і, в першу чергу, людині, включаючи її благополуччя, права на безпечне середовище життя, джерела життєзабезпечення, природні ресурси.

5. Екологічна безпека — складова національної безпеки, процес управління системою національної безпеки, за якого державними і недержавними інституціями забезпечується екологічна рівновага і гарантується захист середовища проживання населення країни і біосфери в цілому, атмосфери, гідросфери, літосфери і космосфери, видового складу тваринного і рослинного світу, природних ресурсів, збереження здоров'я і життєдіяльності людей і виключаються віддалені наслідки цього впливу для теперішнього і майбутніх поколінь.

Більш широкими, змістовними і глибоко розкриваючими суть розглянутої проблеми є такі визначення екологічної безпеки:

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Це елемент суспільного надбання, ступінь адекватності екологічних умов завданням збереження здоров'я населення і забезпечення тривалого стійкого соціально-економічного розвитку, гармонізації інтересів природи і суспільства.

Найбільш повне визначення екологічної безпеки як елемента суспільного надбання дали Н.П. Федоренко і К.Г. Гофман:

2. Це сукупність дій і комплекс відповідних заходів, процесів, що забезпечують екологічний баланс на планеті і в різних її регіонах нарівні, до якого людина може адаптуватися фізично, соціально-економічно, політично без значних збитків.

Правові заходи забезпечення екологічної безпеки.

Екологічна безпека на території України забезпечується здійсненням широкого комплексу взаємопов'язаних політичних, економічних, технічних, організаційних, державно-правових та інших заходів. За своїм змістом державно-правові заходи не однорідні. Їх можна розподілити на кілька видів залежно від спрямованості дій: організаційно-превентивні, регулятивно-стимулюючі, розпорядчо-виконавчі, охоронно-відновлювальні та забезпечувальні. Вони утворюють своєрідний правовий механізм, який слід розуміти як систему державно-правових засобів, спрямованих на регулювання діяльності, спроможної посилювати рівень екологічної безпеки, попередження погіршення екологічної обстановки та виникнення небезпеки для населення і природних систем, локалізацію проявів екологічної небезпеки.

Організаційно-превентивні заходи. Вони спрямовані на виявлення екологічно небезпечних для навколишнього природного середовища та здоров'я людини територій, зон, об'єктів і видів діяльності, а також здійснення певних заходів для попередження виникнення екологічної небезпеки. До них належать: 1) обліково-установчі; 2) реєстраційні; 3) експертно-оцінювальні; 4) інформаційно-прогностичні. Крім цього, в Україні розвиваються екологічний аудит, екологічне страхування.

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Обліково-установчі заходи передбачають виявлення, інвентаризацію, класифікацію небезпечних зон, об'єктів, територій і джерел.

Реєстраційні заходи включають паспортизацію екологічно небезпечних об'єктів, сертифікацію, підтвердження відповідності, ліцензування, реєстрацію екологічно небезпечних джерел. У разі випуску екологічно небезпечної продукції вона підлягає сертифікації. У процесі сертифікації видається сертифікат відповідності, що підтверджує відповідність продукції українським стандартом. На такій продукції ставлять знак відповідності встановленому зразку. Обов'язковість сертифікації продукції передбачена безпосередньо Законом України від 15 грудня 1993 року

«Про захист прав споживачів». Закон України від 17 травня 2001 року «Про підтвердження відповідності» визначає правові та організаційні засади підтвердження відповідності продукції, систем управління якістю, систем управління довкіллям, персоналу та спрямованого на забезпечення єдиної державної технічної політики у сфері підтвердження відповідності.

Послідовна реєстрація екологічно небезпечних джерел здійснюється відповідно до чинного законодавства. Екологічно небезпечні види діяльності підлягають ліцензуванню, яке включає заходи, спрямовані на регулювання і обмеження екологічно небезпечних видів діяльності шляхом впровадження системи дозволів та встановлення ліцензійних умов здійснення такої діяльності. Екологічне ліцензування регламентується Законом України від 1 червня 2000 року «Про ліцензування певних видів господарської діяльності», постановою Кабінету Міністрів України від 10 серпня 1992 року № 459 «Положення про порядок видачі дозволів на спеціальне використання природних ресурсів» та іншими нормативно-правовими актами.

Третю групу організаційно-превентивних заходів забезпечення екологічної безпеки становлять експертно-оцінювальні. До них входять проведення екологічної експертизи об'єктів і комплексів, у тому числі військових та оборонних, що являють екологічну небезпеку для навколишнього природного середовища, життя та здоров'я населення, запровадження попередньої оцінки

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

екологічного впливу цих об'єктів, проведення відкритих громадських слухань, обговорення населенням проектів екологічно небезпечної діяльності, що їх передбачають реалізувати. Проведення екологічної експертизи таких об'єктів регламентується законами України «Про охорону навколишнього природного середовища», «Про екологічну експертизу» тощо.

Остання група — інформаційно-прогностичні заходи. До них належать прогнозування, планування, моніторинг, інформування та інші заходи, що розглядаються як функції управління в галузі екології.

Регулятивно-стимулюючі заходи. Вони являють собою систему юридичних норм і правил, спрямованих на регулювання відносин, забезпечення дотримання пріоритетів, нормативів, стандартів, лімітів та інших вимог у галузі екологічної безпеки. Згідно з приписами чинного законодавства розробляються: екологічні стандарти (Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища»); екологічні нормативи; екологічні ліміти; правила проектування та експлуатації небезпечних об'єктів, поводження з екологічно небезпечними речовинами та джерелами тощо.

Забезпечення виконання вимог у галузі екологічної безпеки гарантується певними стимулюючими заходами, які є складовою частиною економічного механізму в галузі охорони навколишнього природного середовища. Так, підприємства, установи, організації та громадяни мають право на отримання податкових, кредитних та інших пільг при здійсненні ефективних заходів та виконанні вимог екологічної безпеки.

Розпорядчо-виконавчі заходи. Вони полягають у реалізації певних функцій у сфері забезпечення екологічної безпеки з боку спеціально уповноважених органів. Найбільш важливі положення в цій сфері закріплені в Конституції України, згідно з якою на виконавчі органи, включаючи Президента України, покладений обов'язок у здійсненні політики в галузі екологічної безпеки. Президент України зобов'язаний вживати заходів до забезпечення національної безпеки, в тому числі й екологічної, оскільки вона є її складовою частиною. Однією з основних у цій галузі є контрольна-наглядова функція державних

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

органів, яка спрямована на догляд і перевірку дотримування підприємствами, установами, організаціями і громадянами вимог екологічного законодавства і застосування заходів попередження екологічних правопорушень.

Охоронно-відновлювальні заходи. Ці заходи спрямовані на локалізацію проявів екологічної небезпеки, здійснення ліквідаційних робіт, визначення правового режиму територій відповідно до рівня екологічного ризику, встановлення статусу осіб, які потерпіли від наслідків екологічної небезпеки. Вони передбачають встановлення, наприклад, правового режиму зон надзвичайної екологічної ситуації. Ліквідація надзвичайних ситуацій природного і техногенного характеру передбачає проведення комплексу заходів, які містять аварійно-рятувальні та інші невідкладні роботи, що здійснюються в разі виникнення надзвичайної ситуації і спрямовані на припинення дії небезпечних факторів, рятування життя та збереження здоров'я людей, локалізацію зон надзвичайної ситуації.

Забезпечувальні заходи. Вони спрямовані на попередження екологічних правопорушень в галузі забезпечення екологічної безпеки, захист права людини на безпечне для життя і здоров'я довкілля та пов'язані з ним інші екологічні права, а також застосування до винних осіб засобів державно-правового примусу в разі порушення вимог і норм екологічної безпеки.

Екологічне законодавство закріплює можливість судового захисту порушених прав громадян внаслідок недотримання вимог екологічної безпеки. Не виключається і самозахист, при якому дії повинні бути правомірними, відповідати змісту та характеру правопорушення, не суперечити вимогам закону. Зокрема, в судових органах розглядаються справи щодо захисту права громадян на безпечне для життя і здоров'я навколишнє природне середовище, справи про відшкодування шкоди, заподіяної внаслідок порушення вимог і правил екологічної безпеки, а також справи про відмову від надання своєчасної, повної та достовірної інформації про стан навколишнього природного середовища, а також про джерела забруднення, приховування випадків аварійного забруднення

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навколишнього природного середовища або фальсифікацію відомостей про стан екологічної обстановки чи захворюваності населення.

					БКВ04.025.004 ДППЗ	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

4. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Застосування в техніці більш ефективних і екологічно чистих технологій на сьогоднішній день є однією з найважливіших задач. Це пов'язано як з необхідністю економії енергоресурсів, так і з захистом навколишнього середовища.

В кваліфікаційній роботі проводиться аналіз можливостей переведення герметичного компресора зовнішнього блоку кондиціонера спліт-системи потужністю 13 Btu/sec на робочі речовини природного походження.

Обґрунтування такого рішення трактується тим, що для працюючого обладнання достатньо провести заміну забороненого хладагента на його замітник.

Розрахунок трудомісткості виконаної науково-дослідницької роботи здійснений в наступній послідовності:

1) Складений перелік всіх етапів і видів робіт, які необхідно виконати в ході даної науково-дослідницької роботи.

2) По кожному виду робіт визначений кваліфікаційний рівень виконавців.

Розподіл робіт по етапах і видах виконавців вироблений формою, наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Розподіл робіт по етапах і видах виконавців

Етап проведення НДР	Вигляд робіт	Посада виконавця
Розробка технічного завдання (ТЗ)	1.Складання і затвердження ТЗ для НДР «Аналіз можливостей переведення герметичного компресора зовнішнього блоку кондиціонера спліт-системи потужністю 13Btu/sec на робочі речовини природного походження.	Дипломник, керівник
Вибір напряму дослідження	1. Збір і вивчення науково-технічної літератури.	

					БКВ04.025.005 ДППЗ	Акр.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

	2. Формулювання можливих напрямів вирішення завдань, поставлених в технічному завданні НДР .	Дипломник керівник
Теоретичні і експериментальні дослідження	1. Розгляд сучасних тенденцій по розвитку систем кондиціонування 2. Визначення основних принципів проектування 3. Проведення відповідних розрахунків та діаграм стану холодильного агента R407C 4. Фізичне проектування і його етапи	Дипломник керівник консультанти
Узагальнення і оцінка результатів досліджень	1. Тепловий розрахунок компресора 2. Конструктивний розрахунок компресора 3. Динамічний розрахунок компресора 4. Розрахунок газового тракту 5. Розрахунок корінних підшипників	Дипломник керівник консультанти

В умовах відсутності нормативної бази тривалість виконання окремих робіт розраховується на основі вірогідних оцінок робіт, що задаються виконавцями.

Таблиця 4.2 – Очікувана трудомісткість робіт

Вигляд роботи	Очікуваний час виконання
1. Складання і затвердження ТЗ	2
2. Збір і вивчення науково – технічної літератури, технічної документації і інших матеріалів	5
3. Формулювання можливих напрямів вирішення завдань, поставлених в технічному завданні НДР і їх порівняльна оцінка	3
4. Визначення ресурсу для проведення дослідження	3
5. Проведення відповідних розрахунків	10
6. Представлення отриманих результатів і співставлення з очікуваним результатом	5
7. Узагальнення результатів роботи. Розробка рекомендацій щодо використання результатів проведення НДР	2

					БКВ04.025.005 ДППЗ	Акр.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Всього:	30
---------	----

Результатом виконання роботи є закінчені науково – дослідницькі роботи, виконані відповідно до вимог і прийнятими замовником. Розрахунок собівартості і ціни виконання НДР включає наступні статті витрат: витрати на матеріали, основна і додаткова заробітна плата, відрахування до єдиного соціального фонду страхування, витрати на роботи, що виконуються сторонніми організаціями, і деякі інші.

1) Витрати на матеріали, купувальні комплектуючі, напівфабрикати визначають на основі розрахунку потреби в них за оптовими цінами, що діють і складають 550 грн.

2) До витрат «Основна заробітна плата» відносяться оплата праці виконавців, безпосередньо притягнених до її виконання. Розмір основної зарплати встановлюється виходячи з чисельності різних категорій виконавців, трудомісткості, що витрачається ними на виконання різних видів робіт, а також їх середньої заробітної плати (ставки) за один робочий день. Відповідно до статті 8 «Закону про Державний бюджет України на 2023 рік» встановлено мінімальну заробітну плату у місячному розмірі з 1 січня 2023 року – 6700 гривень; мінімальну погодинну тарифну ставку – 40,46 грн.

Середня зарплата за один робочий день для кожного виконавця визначена по формулі:

$$Z_{\text{ден}} = \text{п.т.с.} * 8,$$

де п.т.с – погодинна тарифна ставка, грн.;

8 – тривалість робочого дня, год.

$$Z_{\text{ден}} \text{ дипломника} = 40,5 * 8 = 324 \text{ грн.}$$

$$Z_{\text{ден}} \text{ керівника} = 75 * 8 = 600 \text{ грн.}$$

$$Z_{\text{ден}} \text{ консультантів} = 75 * 8 = 600 \text{ грн.}$$

Витрати на основну заробітну плату, НДР, що включаються в собівартість, приведені в таблиці 4.3.

					БКВ04.025.005 ДППЗ	Акр.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Таблиця 4.3 – Витрати на основну заробітну плату

Виконавець	Погодинна тарифна ставка, грн.	Денна ставка, грн.	Трудомісткість робочих днів	Сума основної зарплати, грн.
Дипломник	40,5	324	30	9710
Керівник	75	600	1	600
Консультант по економічній частині	75	600	0,25	150
Консультант по охороні праці	75	600	0,25	150
Нормоконтроль	75	600	0,25	150
Всього (З _о)	-	-	-	10760

3) Витрати на додаткову заробітну плату визначаються у відсотках від основної і враховують виплати за час, що не пропрацював, встановлений законом. У наукових закладах додаткова заробітна плата складає 10-12% від основної заробітної плати.

$$З_{д}=10\% * З_{о}$$

$$З_{д}= 0,1*10760=1076 \text{ грн.}$$

4) До складу собівартості НДР включаються податки, збори і інші обов'язкові платежі, встановлені системою оподаткування що діє.

Відрахування до єдиного соціального внеску складає.

$$З_{есв}=0,22*(З_{о}+З_{д})$$

$$З_{есв}= (10760+1076)*0,22= 2603,92 \text{ грн.}$$

5) До накладних витрат відносять витрати на управління і господарське обслуговування, що відноситься до всіх виконуваних НДР. У наукових закладах накладні витрати складають 40-120% від основної і додаткової заробітної плати.

$$Р_{накл} = (З_{о}+З_{д})*0,4$$

$$Р_{накл} = (10760+1076)*0,4=4734,4 \text{ грн.}$$

					БКВ04.025.005 ДППЗ	Акр.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На підставі отриманих даних по окремих статтях витрат складена калькуляція планової собівартості в цілому НДР за формою, приведеною в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Калькуляція планової собівартості

Статті витрат	Сума, грн.
1. Матеріали	550
2. Основна заробітна плата	10760
3. Додаткова заробітна плата	1076
4. Відрахування до єдиного соціального внеску	2603,92
5. Накладні витрати	4734,4
Планова собівартість ($C_{пл}$)	19724,32

Плановий прибуток визначений по формулі:

$$П_{пл} = 0,1 * C_{пл} = 0,1 * 19724,32 = 1972,43 \text{ грн.},$$

де 0,1 – норматив, який враховує граничний рівень рентабельності, встановлений чинним законодавством для науково-технічної продукції.

Договірна ціна визначається по формулі:

$$Ц_{нір} = C_{пл} + П_{пл} = 19724,32 + 1972,43 = 21696,8 \text{ грн.}$$

Відповідно до розрахунків ціна реалізації становить:

$$Ц_{р} = Ц_{нір} + ПДВ = Ц_{нір} + Ц_{нір} * 0,2$$

$$Ц_{р} = 21696,8 + 21696,8 * 0,2 = 26036,1 \text{ грн.}$$

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

Вступ

Організація охорони праці на підприємстві — це цілісна система прав, обов'язків та повноважень суб'єктів виробничого процесу, процедур, спрямованих на дотримання безпечного рівня виробництва, правил та нормативних вимог, які регулюють питання найманої праці.

Майже перед кожним підприємством, що проводить господарську діяльність, постає питання організації охорони праці. Роботодавець у будь-якому разі зобов'язаний створити безпечні умови праці на кожному робочому місці, ужити заходів щодо усунення причин нещасних випадків і професійних захворювань на виробництві. А працівники мають бути поінформовані та проінструктовані стосовно дій, які потрібно виконувати за умови виникнення на підприємстві аварійних ситуацій, пов'язаних із безпосередньою загрозою для їх життя і здоров'я, а також про запобіжні та захисні заходи, що мають бути вжиті.

Дипломним проектом передбачається проведення конструкторської розробки герметичного компресора

У даному розділі розробляються заходи щодо можливості уникнення виникнення небезпек і дії шкідливих чинників, або, у разі їх виникнення, запобігти їм.

6.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що виникають при роботі компресорного устаткування

Кондиціонування повітря - автоматичне підтримка в закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів повітря (температури, відносної вологості, чистоти, швидкості руху) з метою забезпечення головним чином оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей, ведення технологічного процесу, забезпечення схоронності цінностей.

Робота компресорного устаткування пов'язана з виникненням низки небезпечних та шкідливих чинників, обумовлених наявністю у компресорах рухомих

					БКВ04.025.006 ДПЗ	Арк
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

частин, високого тиску та температури, а також можливістю утворення вибухонебезпечних сумішей з продуктів розкладу мастильних матеріалів і повітря.

6.2 Безпека при експлуатації компресорних установок.

Компресор – пристрій для стиску і подачі будь-якого газу під тиском. За енергетичне джерело для приведення до дії пневматичних механізмів і інструменту використовується, як правило, стиснуте повітря.

Робота компресорного обладнання пов'язана із наявністю рухомих частин, високого тиску, можливістю створення вибухонебезпечних сумішей. Надзвичайно небезпечно підвищення температури і тиску вище допустимих значень.

Влаштування і експлуатація компресорів потужністю 14 кВт і вище, а також повітропроводів і газопроводів, які працюють на повітрі і інертних газах з тиском 0,2...0,40 МПа, повинні відповідати вимогам Правил будови і безпечної експлуатації стаціонарних компресорних установок, повітропроводів і газопроводів.

Для забезпечення безпеки при експлуатації компресорних установок вони повинні бути оснащені відповідними запобіжними пристроями та контрольно-вимірювальними приладами.

Для запобігання аварій, спричинених підвищенням тиску, всі компресори оснащуються манометрами та запобіжними клапанами. Запобіжні клапани встановлюються на кожній ступені стиснення компресора на лінії нагнітання та на ресивері в місцях найменшої пульсації тиску.

Для того, щоб запобігти утворенню вибухонебезпечних сумішей внаслідок потрапляння в компресорну установку забрудненого або запиленого повітря, на повітроприймальній трубі встановлено фільтр. Для стікання статичних зарядів корпус компресора під'єднано до заземлювача.

Компресорні установки високого тиску комплектують ще й системою аварійного захисту, яка забезпечує звукову та світлову сигналізацію при припиненні подачі води для охолодження, перевищенні допустимої температури стисненого газу, і автоматичну зупинку компресора, якщо тиск у системі мащення буде

					БКВ04.025.006 ДПЗ	Арк
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

менше допустимого, при надмірному тиску в установці та при інших небезпечних ситуаціях.

Компресорні установки забезпечують надійною системою повітряного чи водяного охолодження. Усі рухомі частини компресорів, електродвигунів і інших механізмів огорожують. Досить часто компресорні установки оснащують пристроями автоматичного керування (рис.

Під час роботи компресорної установки контролюють рух і температуру стиснутого повітря кожного ступеня стиску, температуру стиснутого повітря після холодильника (після кожного ступеня стиску передбачені спеціальні холодильники для охолодження газу, при цьому, температура повітря після кожного ступеня стиску не повинна перевищувати 170°C), безперервність надходження охолоджувальної води, її температуру при вході і виході з системи охолодження (не повинна перевищувати 40°C), тиск і температуру мастила в системі змащення та інше.

Періодичний огляд компресорної установки слід проводити не рідше 1 разу на 10 днів. Капітальне очищення компресора проводиться не рідше 1 раз на 2 місяця. Очищення від мастильних відкладень проводиться не рідше 1 разу на 6 місяців.

Компресорні розташовуються в окремих приміщеннях. Не дозволяється розташування компресорів в приміщеннях, суміжних з вибухонебезпечними і хімічними виробництвами, які викликають корозію обладнання і шкідливо впливають на організм людини. Проходи в компресорні можуть бути вільними та забезпечувати можливість монтажу і обслуговування. Підлога має бути рівною, неслизькою, мастилостійкою, а вікна і двері відчинятися назовні. Компресорна обладнується ефективною вентиляцією і достатнім освітленням. Вхід у компресорну сторону особам заборонено.

На кожному компресорну установку має бути інструкція з безпечного обслуговування.

					БКВ04.025.006 ДПЗ	Арк
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

До самостійної роботи з обслуговування компресорних установок, допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд, спеціальне навчання і мають посвідчення на право обслуговування. Наказом керівника підприємства призначається особа, відповідальна за правильну і безпечну експлуатацію компресорних установок.

6.3 Характеристика холодильного агента

Холодильним агентом називають теплопередаючу речовину, яка поглинає теплоту в процесі кипіння при низькій температурі і віддає її в процесі конденсації парів при високій температурі.

Холодильні агенти повинні мати високу об'ємну холодопродуктивність. Тиск кипіння холодильного агента повинен бути вище атмосферного, а тиск в кінці стиску не повинен бути високим. Холодильний агент повинен мати високу теплоту пароутворення і низьку густину та в'язкість. При цьому він повинен бути нейтральним до металів і прокладочних матеріалів, вибухобезпечним і негорючим. Холодильний агент повинен відповідати санітарно-гігієнічним нормам ~ не викликати отруєння, не подразнювати слизових оболонок очей і дихальних шляхів.

Найпоширенішими холодними агентами є аміак і фреони

Аміак добре розчиняється у воді і погано в маслі, не вступає в реакцію з металами, має різкий запах. В суміші з повітрям при концентраціях від 16 до 25% по об'єму є вибухонебезпечним. Як правило, використовують аміак в абсорбційних холодильних установках, де розчинником служить вода.

Фреони — це хлористі і фтористі насичені вуглеводні. Фреон-11 (CFCl_3), фреон-12 (CF_2Cl_2), фреон-13 ($\text{C}_2\text{F}_2\text{Cl}_2$) фреон-14 ($\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$), фреон-22 (CHF_2Cl), фреон-142 ($\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_2\text{Cl}$). Чим більше число атомів фтору, тим фреон має меншу токсичність, реакційну активність до металів, підвищується хімічна стабільність. Фреони без атомів водню не горять. В цілому всі фреони не токсичні, хімічно інертні, вибухонебезпечні, але вони мають низьку в'язкість і взаємну розчинність в маслі

					БКВ04.025.006 ДПІЗ	Арк
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Всі фреони – є галогенопохідними метану (CH₄) і етану (C₂H₆), які одержують шляхом заміщення атомів Гідрогену атомами Хлору (Cl) і Флуору (F). Від кількості заміщених атомів Гідрогену залежать фізичні властивості фреону: зі зменшенням кількості атомів Гідрогену зростає стабільність речовини і знижується її горючість.. Разом з тим, зі збільшенням кількості атомів Хлору зростає токсичність і озоноруйнуюча здатність холодоагенту

Шкоду, якої завдають фреони озоновому шару оцінюється величиною озоноруйнуючого потенціалу, який для озонобезпечних фреонів дорівнює “0” (R-410A, R-407C, R-134A) і для озоноруйнуючих – від 1 (R-12) до 13 (R-10, R-110). Найбільш поширеним був фреон R-12, як тимчасова альтернатива йому був вибраний R-22 (озоноруйнуючий потенціал рівний 0,05).

У більшості Європейських країн використання озоноруйнуючих фреонів заборонено (в Україні така заборона передбачена з 2014 року).

Нові моделі, що поставляються з Європи, працюють тільки на озонобезпечних фреонах R-410A, R-407C. На відмінну від традиційних холодоагентів, ці фреони є сумішами різних фреонів, кожний із яких відповідає за забезпечення певних властивостей. Водночас вони є менш зручними в експлуатації. Так, до складу R-407C входять три фреони : 23% R-32 (збільшує продуктивність), 25% R-125 (виключає можливість спалаху) і 52% R-134A (визначає робочий тиск в контурі холодоагенту). Така суміш не є ізотропною, тому у разі витіку холодоагенту, його фракції випаровуються нерівномірно і оптимальний склад суміші змінюється. Таким чином, у випадку розгерметизації холодильного контуру кондиціонер не можна просто дозаправити ; залишки холодоагенту необхідно злити і замінити новим. Для видаленого із кондиціонерів фреону необхідна спеціальна утилізація. У разі її відсутності, фреон потрапить до атмосфери. І хоча для озонового шару він є безпечним, зате належить до одного із сильних «парникових газів».

6.4 Заходи пожежної безпеки при експлуатації систем вентиляції та кондиціонування повітря

					БКВ04.025.006 ДПІЗ	Арк
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Системи вентиляції та кондиціонування забезпечують в приміщеннях, де виділяються шкідливі речовини, повітрообмін, при якому концентрація газів, парів або пилу не перевищує нормативної гранично допустимої концентрації шкідливих речовин. При виділенні горючих газів або пилу в приміщеннях з короткочасним перебуванням людей системи забезпечують повітрообмін, при якому концентрація вибухонебезпечних речовин у повітрі приміщення не перевищує гранично допустиму вибухобезпечну концентрацію.

Першорядне значення в пожежному захисту компресорних станцій повинні мати розробка та удосконалення автоматичних систем попередження утворення вибухонебезпечних газових сумішей, а також запобігання аваріям устаткування.

В приміщеннях компресорних станцій можна рекомендувати запровадження системи автоматичного гасіння пожежі повітромеханічною піною.

Крім того, для ліквідації невеликих загорянь газу і масел доцільно передбачати засоби гасіння порошком, паром та інертними газами.

					БКВ04.025.006 ДПЗ	Арк
Вим.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

7. СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.2-9-99 «Громадські будинки та споруди», К:Держбуд України, 1999 р, 61 с
2. ДБН В.2.2-13-2003 «Спортивні та фізкультурно-оздоровчі споруди», К: ДКУ з будівництва і архітектури, 2004 р, 105 с
3. ДБН В.2.2-16-2005 «Культурно-видовищні та дозвіллеві заклади», К: Держбуд України, 2005р, 133 с
4. ДБН В.2.2-3-97 «Будинки та споруди навчальних закладів», К: Держкоммістобудування України, 1997 р, 101 с
5. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування», К: Мін.Регіон. розвитку, 2013р, 149 с
6. О.Я. Кокорин, «Современные системы кондиционирования воздуха», М: ИФМ, 2003 р, 272 с
7. Г.В. Нимич, В.А.Михайлов, Е.С.Бондарь, «Современные системы вентиляции и кондиционирования», К: ІВІК, 2003 р, 626 с
8. Е.В.Стефанов «Вентиляция и кондиционирование воздуха», С-Пб:АВОК Северо-запад, 2005 р, 403 с
9. Б.К. Явнель Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989-315с.
- 10.В.К. Якобсон Малые холодильные машины – Из-во “Пищевая промышленность”, 1977.
- 11.Кондрашова Н.Г. , Лашутина Н.Г. Холодильно-компрессорные машины и установки.- М.: Высшая школа, 1980.
- 12.Кошкин Н.М. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л., Машиностроение, 1976.
- 13.Мальгин Ю.В., Мальгина Е.В., Суедов В.П. Холодильные машины и установки.- М.:Пищевая промышленность, 1980.
- 14.Крылов Ю.С. Пирог П.И. и др. Проектирование холодильников – М.: Пищевая промышленность, 1972.
- 15.Проектирование холодильных сооружений. Справочник холодильная техника. – М.:Пищевая промышленность 1978.
- 16.Закон України “Про охорону праці”.
- 17.Типове положення про навчання, інструктаж і перевірку знань працівників з питань охорони праці, затверджене наказом Державного комітету України по нагляду за охороною праці від 04.04.1994р., №30.
- 18.Закон України “Про пожежну безпеку”.
- 19.Самойлов А.И., Игнатъев В.П.“Охрана труда при обслуживании холодильных установок”, , М.,1989г.
- 20.Купчик М.П., Гандзюк М.П., ”Основи охорони праці”, К., 2000р.
- 21.Журнали “Холодильная техника”, “Холод”, “Холодильное дело”.

					БКВ04.025.007 ДППЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		