

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

«Допустити до захисту»

Завідувач кафедри БДМБ,
кандидат технічних наук, професор

Владислав НАСТОЯЩИЙ

" ____ " _____ 2024 р.

Кваліфікаційна робота бакалавра

на тему: **«Модернізація компресорного обладнання
автоцементовоза ТЦ–10»**

Виконав: здобувач освіти групи ГМ (ДМ)21СК -З
спеціальності 133 "Галузеве
машинобудування"
Павлов Владислав

" ____ " _____ 2024 р.

Керівник кваліфікаційної роботи бакалавра:
кандидат технічних наук, доцент

Геннадій Портнов

" ____ " _____ 2024 р.

Центральноукраїнський національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення **БТ**

Кафедра, циклова комісія **будівельні, дорожні машини і будівництво**

Освітньо-кваліфікаційний рівень **бакалавр**

Спеціальність **133 "Галузеве машинобудування"**

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри БДМБ
к.т.н. проф. Настоящий В.А.

“___” _____ 2024 року

З А В Д А Н Н Я на кваліфікаційну роботу бакалавра

Павлов Владислав Віталійович

Тема проекту (роботи) **«Модернізація компресорного обладнання автоцементовоза ТЦ-10»**

керівник проекту (роботи) канд. техн. наук, доцент **Портнов Г.Д.**,
затверджені наказом вищого навчального закладу від “__01__” __04__ 2024 року
№ __115-02__

2. Строк подання студентом проекту (роботи) **25.05.2024**

3. Вихідні дані до проекту (роботи): : Технічна характеристика цементовоза ТЦ-10

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Вступ

2. Патентно-інформаційний та літературний огляд

3. Опис та обґрунтування вибраної конструкції

4. Розрахунки що підтверджують працездатність конструкції

5. Технологічна частина

6. Охорона праці

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

Креслення загального виду, креслення складальних одиниць, деталі, креслення з технологічної частини.

Не менше 6 аркушів графічного матеріалу

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Технологічний	доцент Портнов Г.Д..		
Охорона праці	доцент Скриннік І.А.		

7. Дата видачі завдання

10. 01. 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Патентно-інформаційний огляд	10. 01.24	
2	Виконання розрахунків, що підтверджують працездатність конструкції	10. 02.24	
3	Розробка креслень загального виду	10. 04.24	
4	Розробка креслень складальних одиниць		
5	Розробка креслень деталей		
6	Розробка креслень з технологічної частини	5. 05.24	
7	Охорона праці	10. 05.24	
8	Оформлення документації	20. 05.24	

Студент

Павлов В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

Портнов Г.Д.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Формат	Зона	Позначення	Позначення	Найменування	Кількість	Примітки
				<u>Документація пр деталях</u>		
				<u>Зновц розроблена</u>		
A1			Ц-10A.01.00.010	Кришка	1	
A1			Ц-10A.01.06.06.	Ротор	1	
				<u>Документація по</u>		
				<u>технологічній частині</u>		
				<u>Зновц розроблена</u>		
			ТЦ-10A.01.00.001	Шків		
			ТЦ-10A.00.00.000.ТЧ	Заготовка		
			ТЦ-10A.00.00.001.ТЧ	Ескіз операційний		
			ТЦ-10A.00.00.002.ТЧ	Ескіз операційний		
			ТЦ-10A.00.00.003.ТЧ	Ескіз операційний		
				Ескіз операційний		
				Комплект технологічних	1	
				документів		
				ДКД 2113304 ВД		
Зм	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

АНОТАЦІЯ

Дана робота присвячена модернізації пневмообладнання цементовоза ТЦ-10.

На основі аналізу існуючих технічних рішень ротаційних пластинчастих компресорів запропонована нова конструкція. Вона являє собою статор та ексцентрично встановлений в ньому ротор, в радіальних пазах якого розташовані пластини з підп'ятниками, закріпленими з боку статора з можливістю повороту навколо осі кріплення. Підвищена несуча здатність підп'ятника дає можливість збільшувати робочу частоту обертання ротора компресора, а отже, і його продуктивність без додаткових витрат потужності.

Запропонована заміна підшипників кочення, які встановлені на роторі та мають примусову систему мащення, підшипниками ковзання із матеріалу «масляніт». Ця заміна дозволяє повністю відмовитися від примусової системи мащення, що тим самим спрощує конструкцію компресора.

Рациональність запропонованої конструкції ротаційного пластинчастого компресора підтверджена конструктивним розрахунком.

Продуктивність компресора збільшилася від 8,0 до 9,4 м³/хв.

Ключові слова: цементовоз, пневмообладнання, роторний компресор. лопасті, підп'ятник.

ABSTRACT

This work is devoted to the modernization of the pneumatic equipment of the TC-10 cement truck.

Based on the analysis of existing technical solutions of rotary plate compressors, a new design is proposed. It is a stator and an eccentrically installed rotor in it, in the radial grooves of which there are plates with saddles fixed on the side of the stator with the possibility of rotation around the mounting axis. The increased carrying capacity of the bracket makes it possible to increase the operating frequency of the compressor rotor, and therefore its performance, without additional power consumption. It is also proposed to replace the rolling bearings, which are mounted on the rotor and have a forced lubrication system, with sliding bearings made of the "maslyanite" material. This replacement allows you to completely abandon the forced lubrication system, thereby simplifying the design of the compressor.

The rationality of the proposed design of the rotary plate compressor is confirmed by the design calculation.

The productivity of the compressor increased from 8.0 to 9.4 m³/min.

Key words: cement truck, pneumatic equipment, rotary compressor. blades, heel.

З М І С Т

Вступ.....	3
Розділ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ	5
1.1 Загальна характеристика цементовозів і їх обладнання	5
1.2 Призначення, технічна характеристика та сфера використання автоцементовоза ТЦ -10.....	24
1.3 Технічна характеристика компресора автоцементовоза ТЦ – 10.....	27
1.4 Недоліки конструкції компресора цементовоза ТЦ-10	31
Розділ 2. ПАТЕНТНО – ІНФОРМАЦІЙНИЙ ОГЛЯД	32
Розділ 3. ОПИС ТА ОБГРУНТУВАННЯ ВИБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ .	40
Розділ 4. Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції.....	42
4.1 Розрахунок компресора.....	42
4.2 Розрахунок цистерни на міцність.....	61
ВИСНОВКИ	67
CONCLUSION	68
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	69
ДОДАТОК 1 Технологічна частина.....	71
ДОДАТОК 2 Охорона праці	109

					ДКД 2113304 ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
Розроб.	Павлов				Модернізація компресорного обладнання автоцементовоза ТЦ-10 <u>Пояснювальна записка</u>		Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Портнов						Б	2	115
Рецензент							ЦНТУ гр. ГМ (ДМ) -21СКЗ		
Н.контр.	Яцун								
Затвер.	Настоящий								

ВСТУП

Актуальність теми.

Для транспортування порошкоподібних в'язучих матеріалів в будівництві та в промисловості будівельних матеріалів використовуються автоцементовози. Вони призначені для доставляння цементу, вапна мілкої фракції, алебастру, гіпсу, та інших в'язучих порошкоподібних матеріалів без тари на відстань до 200 км з заводів–виробників, базових складів силосного та амбарного типів, залізничних вагонів загального використання і вагонів–цементовозів на приоб'єктні склади та до місця проведення робіт.

В Україні, поряд із сучасними моделями автоцементовозів, досить широко використовуються моделі, розроблені наприкінці минулого століття. Їх використання може бути економічно виправданим при доопрацюванні конструкції, виходячи із сучасних наукових досягнень.

Автоцементовоз ТЦ-10 добре зарекомендував себе як надійний агрегат, що має недоліки, пов'язані з експлуатацією компресорного обладнання.

Зміст роботи: інженерно-технічна розробка зорієнтована на розв'язання конкретної прикладної науково-технічної задачі в галузі машинобудування вантажопідйомних машин.

Мета роботи: розробка конструкції компресора цементовоза ТЦ – 10 з поліпшеними експлуатаційними властивостями.

Задачі :

- обґрунтувати вибір типу компресора;
- виконати розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції;
- розробити креслення основних складових конструкції.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Структура роботи. Робота містить анотації українською та англійською мовами, пояснювальну записку на 114 сторінках, у тому числі 5 таблиць, 24 рисунка, список з 17 використаних джерел, а також мультимедійну презентацію з 18 слайдів. Текст роботи містить зміст, вступ, 4 розділи, висновки (українською та англійською мовами), два додатка.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Загальна характеристика цементовозів і їх обладнання

1.1.1 Призначення

Цементовоз є спеціальною ємністю для перевезення матеріалу безтарним способом.

Автоцементовози застосовуються для транспортування цементу з цементних заводів на заводи ЗБВ, будівництва.

Вантажопідйомність автоцементовозів - від 3.5 до 22 т. Для більшості моделей відстань транспортування - до 150 км.

Конструкція цементовозу є автомобіль з цистерною або напівпричіп. Така спецтехніка відрізняється за габаритами, вагою та вантажопідйомністю, що дозволяє використовувати її для забезпечення цементом та іншими матеріалами як великі, так і дрібні будівельні майданчики.

1.1.2 Класифікація автомобільних цементовозів

Вирізняють кілька класифікуючих ознак, якими поділяють автомобільні цементовози: вантажопідйомність, завантажувальний процес, тип зчеплення з машиною.

По максимальній вантажопідйомності поділяють 3 види: 3-7 т (легкі); 7-12 т (середні); понад 12 т (важкі).

Автоцементовози в залежності від способу завантаження та розвантаження цементу поділяють на два типи:

1- автоцементовози з пневморозвантаженням;

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2- автоцементовози з пневморозвантаженням і пневмосамозавантаженням,

За типом зчеплення цистерни та шасі: напівпричепа-цистерни (рис.1.1, рис.1.2) ; причепа-цементовози; автомобільні цистерни. В останньому випадку ємність монтується безпосередньо на шасі автомобіля (рис. 1.3)



Рис. 1.1 Напівпричеп - цементовоз GuteWolf



Рис. 1.2 Напівпричеп ТЦ – 11

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6



Рис. 1.3 Цементовоз на шасі NURSAN TRAILER

1.1.3 Принцип роботи

Окремо варто виділити цементовози-напівпричепи на трьох і більше осях. Вони можуть використовуватися у складі автопоїздів, що дозволяє ефективно доставляти сипучий будівельний матеріал на відстань до 300 км. Корисна маса, що перевозиться, обчислюється в обсязі вагою в 40т. Автопоїзд здатний транспортувати близько 38т. матеріалу, до яких входить 14т. ваги обладнання, включаючи цементовоз і тягач з цистерною.

Принцип роботи та влаштування цементовозу залежать від його типу. Найбільш популярними є вакуумні моделі. Завантаження матеріалу в таких пристроях відбувається під дією вакууму, а вивантаження за допомогою компресора, який встановлений на шасі тягача. Використання аеролотка сприяє заповненню цистерни повітря під високим тиском. Аерований цемент надходить

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

у розвантажувальний патрубок, звідки він видується за допомогою стисненого повітря. У моделях цементовозів минулих років цистерна встановлювалася, як правило, під невеликим кутом 6–9°. Завдяки значному куту нахилу продукт, що транспортується, витягується повністю. Це дає можливість не тільки прискорити процес розвантаження, але й усунути дисбаланс між матеріалом, що розвантажуються, і залишковими фракціями.

Але сьогодні через автоматизацію вивантаження для збільшення місткості цистерни монтують горизонтально.

Для виготовлення корпусу цистерни-цементовозу донедавна використовувався лише сталевий лист. Це сталь марок 09Г2С, Ст.37А1 та ін товщиною не менше 4 мм. Але сьогодні все частіше можна зустріти цементовози із цистернами з алюмінієво-магнієвих сплавів. Такі цистерни не іржавіють і мають меншу масу. Цистерна цементовозу залежно від внутрішнього обсягу може поділятися на 3-6 окремих відсіків. Такі відділення розташовуються в одних конструкціях вертикально, в інших горизонтально. Для вивантаження цементу на складах або об'єктах замовника вантажні відділення внизу набувають конусної форми і утворюють на днищі цистерни розвантажувальні конуси або аератори.

Відповідно до стандарту /1/ конструкція автоцементовозів повинна забезпечувати:

- пневморозвантаження при наведеній дальності подачі не менше 32м, на висоту не менше 15м трубопроводом діаметром 100 мм;
- пневмосамозавантаження при подачі по двох гумотканинних рукавах діаметром 100 і 75 мм, довжиною 4 м кожен, у т. ч. на висоту не менше 3 м;
- можливість гравітаційного завантаження аерованим цементом;

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Залишок цементу після розвантаження не повинен перевищувати 2% вантажопідйомності, але не більше ніж 3 кН (300 кг).

Автоцементовоз повинен бути обладнаний: для типу 1 компресором; для типу 2 - компресором-вакуумнасосом.

1.1.4 Типова конструкція

Типова конструкція цементовозу включає:

- Автотягач із компресорною установкою;
- цистерну-напівпричіп на підкатному візку - буває еліптичної

та циліндричної форми. Задня частина цистерни автоцементовозу спирається на вісь підкатного візка, а передня частина на сидельний пристрій. Нахил осі у бік розвантаження становить 7-9 градусів. До нижньої частини цистерни прикріплений аеролоток з натягнутою тканиною. На цистерні розташований пристрій для розвантаження у вигляді патрубку, а також повітряний колектор з запобіжним краном, кранами, що розводять, і манометром; шасі автотягача (рис. 1.4).

Цементовози можуть мати конструкційні особливості, що дозволяють виконувати перевезення цементу, бетону, мінерального порошку, будівельних сумішей та сипучих продуктів.

Так цементовоз-причіп не має рами, а ємність із цементом встановлюється на тягач. Це дозволяє швидко проводити розвантаження матеріалу. Цистерна має форму циліндра, що спирається на шворень сидельного тягача. Здебільшого цистерн використовується гравітаційний спосіб завантаження із створенням штучного вакууму в завантажувальних люках.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розвантаження таких цементовозах відбувається автоматично за допомогою вбудованого компресора. У ємність нагнітається повітря, що піднімає цементну суміш у розвантажувальний конус, а потім у приймальний бункер.

Здебільшого в цистернах використовується гравітаційний спосіб завантаження із створенням штучного вакууму в завантажувальних люках.

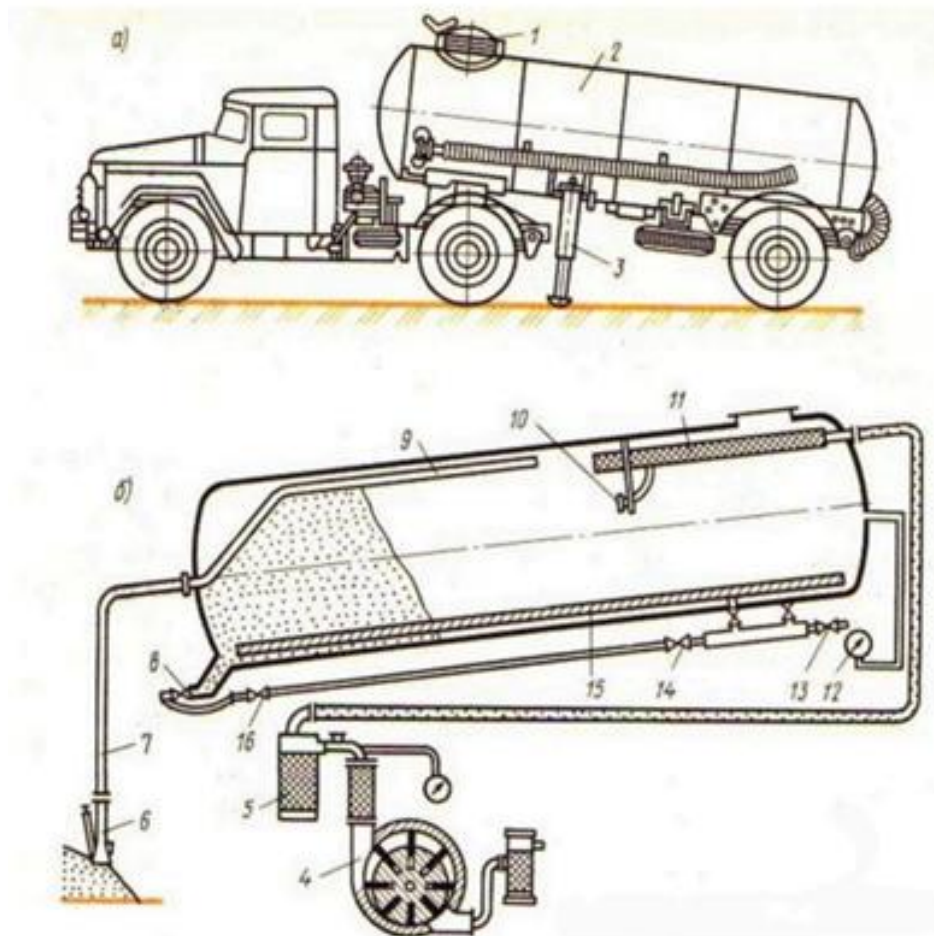


Рис. 1.4 Конструкція цементовоза.

1-завантажувальний люк; 2-цистерна – напівпричеп; 3- висувні опори;

4 – вакуум – насос; 5- фільтр; 6- забірне сопло; 7- гнучкий шланг; 8- розвантажуючий кран; 9- розподільна труба; 10- сигналізатор рівня цементу; 11- фільтр; 12- манометр; 13, 14- зворотній клапан; 15- аеролоток; 16- запобіжний клапан

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

10

1.1.5 Історія розвитку автоцементовозів

Для перевезення цементу минулого століття використовували спеціальні причеи. Ці причеи набули широкого поширення і були версії практично для всіх масово використовуваних сідельних тягачів. До використання тягачів під перевезення цементу використовувалися одиночні вантажівки з цистернами, які нахилилися під час вивантаження (рис. 1.5).



Рис. 1.5 Цементовоз КАЗ-601 на шасі ЗИС-150

У 1955 році в Кутаїсі було освоєно у виробництві на шасі ЗІС-150 цементовоз КАЗ-601.

Цементовоз мав автоматичне відкриття та закриття розвантажувального люка. Конструкція цього цементовозу була істотно простіше напівпричепів-

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

11

цементовозів наступних поколінь. Об'єм цистерни становив 3 кубометри, вантажопідйомність становила 3,5т., а розвантаження проводилося нахилом кузова. Завантаження проводилось через верхній люк. Автомобіль був оснащений двома пневматичними вібраторами, які працювали від гальмівної системи та призначалися для очищення кузова від залишків цементу після розвантаження.

З 1967 року Україною випускався напівпричіп-цементовоз С-652 для тягача КрАЗ-258Б (рис. 1.6).



Рис. 1.6 КрАЗ-258Б1 із напівпричепом С-652

Тягач обладнався компресором із приводом від двигуна. Для прискорення процесу завантаження цистерна мала два люки; час завантаження складав 50 хвилин. Цистерна мала об'єм 20 кубометрів та вантажопідйомність 22т., її довжина становила 9 метрів.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

ЗІЛ-130В1 працював з напівпричепом-цементовозом ТЦ-4 і ТЦ-10, що випускаються Прилуцьким заводом будівельних машин. ЗІЛ-130В1 під такий напівпричіп обладнався вакуум-компресором із приводом від двигуна (рис.1.7).



Рис. 1.8 ЗІЛ-130В1 з напівпричепом-цементовозом ТЦ-10

Напівпричіп складається з наступних основних вузлів: цистерни, аероустрою, пневматичного обладнання для розвантаження, розвантажувального пристрою, розвантажувальних рукавів, осі з колесами та ресорами, гальмівного пристрою, опорного пристрою та електроустаткування. Цистерна, що несе, з еліптичними днищами нахилена у бік розвантаження під кутом 9° . Передньою опорною частиною із закріпленим у ній шворнем цистерна лежить на сидельному пристрої тягача. До задньої частини цистерни прикріплено кронштейни ресор задньої осі. Цистерна має завантажувальний люк діаметром 400 мм з кришкою, що герметично закривається.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

13

Розвантаження цистерни - аеропневматичне. Усередині цистерни, в нижній її частині, змонтовано два аерожолоби. Для стікання цементу на аерожолоба всередині цистерни приварені укуси під кутом 45° до горизонту та розсікач (між аерожолобами). Аерожелоб, являє собою лоток, зварений з листової сталі, на який натягнута тканина, що аерує. Під тканину подається стиснене повітря для аерації цементу. У нижній частині цистерни є розвантажувальний люк, до якого приєднані запірний кран і наконечник для приєднання розвантажувальних рукавів з форсункою продувки.

Повітря для розвантаження цементу подається від компресорної установки РК-6/1 змонтованої на тягачі. Компресорна установка обладнана повітряним фільтром, водомасловідділювачем та запобіжним клапаном. Компресорна установка з'єднується з пневматичною системою напівпричепа шлангом із швидкокороз'ємним з'єднанням (пожежна головка). Повітря для розвантаження подається під тканину аерозелобів і наконечника розвантажувального пристрою. Трубопроводи пневматичної системи обладнані кранами та зворотними клапанами. На цистерні монтується манометр контролю за тиском в цистерні. Для врівноважування тиску в порожнині цистерни встановлена труба, що врівноважує (всередині цистерни, в передній її частині). Розвантажувальні рукави обладнані швидкокороз'ємними регульованими затискачами, що дозволяють приєднувати їх до наконечника розвантажувального люка, приймального патрубка складу та з'єднувати їх між собою.

Процес розвантаження був у всіх тягачів однаковим: компресор подає стиснене повітря через вологомасловідділювач до розподільника повітря, а потім через трубопровід до аероднища і форсунки розвантажувального патрубка. Зворотні клапани унеможливають зворотне попадання цементу в цистерну. Повітря дробить цемент, потім під тиском повітря частинки цементу надходять

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

до вихідного патрубка. Усі автоцистерни мали розвантажувальний рукав, що дозволяв проводити віддалену вивантаження на відстань до 50 метрів.

Зазвичай завантаження цистерн виконується гравітаційним способом. У верхній частині цистерни є завантажувальні люки.

Для збільшення швидкості подачі цементу використовують компресор.

1.1.6 Характеристика компресорного обладнання цементовозів

Компресорні установки для перекачування цементу встановлюються на рамі цементовозу або рамі тягача. Під час завантаження компресор виконує роль вакуум-насоса. Цистерна цементовозу має датчик рівня, який перешкоджає перевантаженню цистерни та засміченню фільтрів. При розвантаженні компресор через аеролоток нагнітає повітря всередину герметично закритої цистерни. При досягненні робочого тиску 0,15–0,2 МПа, під впливом тиску, що різко підвищується, насичений повітрям цемент стає рухомим і викачується з порожнини цистерни по шлангах на висоту до 25 м або ж на відстань до 50 м. Середня швидкість вивантаження сьогодні становить 1, 0-1,5 т/хв. Компресор може мати як електричний, так і дизельний привід, а також використовувати як привод вал відбору потужності тягача. Електричний компресор дешевше і конструктивно простіше, але не завжди є можливість знайти джерело, що видає напругу 380 В. Привід від валу відбору потужності тягача також не завжди зручний, тому що компресорна установка може працювати тільки при двигуні тягача. Найбільш універсальний компресор із автономним дизельним двигуном.

1.1.7 Основні типи компресорів цементовозів

Компресор – це енергетичний апарат, призначений для стиснення та подачі промислових газів.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

Темпи будівництва збільшуються, відповідно, виникає потреба у заміні старого обладнання та застосуванні нових енергоефективних агрегатів.

На сьогоднішній день існує два основних принципи дії компресорів, за якими їх класифікують. Це – компресори об'ємної та динамічної дії.

У компресорах об'ємного типу нагнітання відбувається за рахунок послідовного наповнення робочої камери газом і подальшого його стиснення за рахунок примусового зменшення об'єму робочої камери.

Компресори об'ємного типу поділяються на такі групи:

- Поршневі компресори.
- Гвинтові компресори.
- Шестерни компресори.
- Роторно-пластинчасті компресори (ротаційні).
- Мембранні компресори.
- Рідкісно-кільцеві компресори.
- Спіральні компресори.

Динамічні компресори поділяються на:

- Радіальні (відцентрові) компресори.
- Осьові компресори.
- Струменеві компресори.

В Україні поширення набули цементовози з роторними, поршковими та гвинтовими компресорами.

До компресорів пред'являються такі вимоги:

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

- Нагнітається тиск - близько 2-3 атмосфер;
- Продуктивність – 5-10 кубометрів за хвилину;
- Зносостійкість до абразивних матеріалів: цементу, мінерального порошку

і т.п.

1.1.8 Особливості роторного компресора.

Переваги.

1. Висока ремонтпридатність. Ремонт у більшості випадків полягає в заміні компресорної пластини, - на це йде близько години.

2. Високий експлуатаційний ресурс,

3. Невисокий рівень шуму (у порівнянні з поршневими та гвинтовими компресорами).

4. Відсутність вібрації.

5. Простота конструкції.

6. Щодо невелика вартість.

7. Пристосованість конструкцій для роботи з автоцистернами, що мають функцію саморозвантаження.

8. Максимальний тиск – 2...3 бар, що позитивно впливає на життєві ресурси цементовозів.

Недоліки:

1. Підвищена витрата масла.

2. Короткий термін між технічними обслуговуваннями.

1.1.9 Особливості застосування поршневого компресора на цементовозі.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Переваги:

1. Знижена витрата олії.
2. Прийнятний термін між технічними обслуговуваннями.
3. Висока надійність.

.Недоліки:

1. Складність ремонту.
2. Підвищений максимальний тиск, що створює передумови зниження терміну служби цистерни.
3. Висока ціна.

1.1.10 Особливості застосування гвинтового компресора на цементовозі.

В Україні використовують зрідка.

Переваги

1. Тривалий термін між технічними обслуговуваннями (35.000 – 40.000 годин).
2. Малопридатний для ремонту. Ремонт при попаданні цементу у гвинтову пару коштуватиме 80% від вартості самого компресора.
3. Дуже висока ціна.

Більшість парку автоцементовозів в Україні обладнані роторними компресорами ВР-8/2.2, ВР-8/2.5, ТЦ-12.219.

1.11 Принцип роботи роторного компресора

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В апараті (рис. 1.9) переміщення робочого середовища в циліндричному корпусі (статор) відбувається за рахунок обертання ротора з набором рухомих пластин, причому вісь ротора не збігається з віссю корпусу.

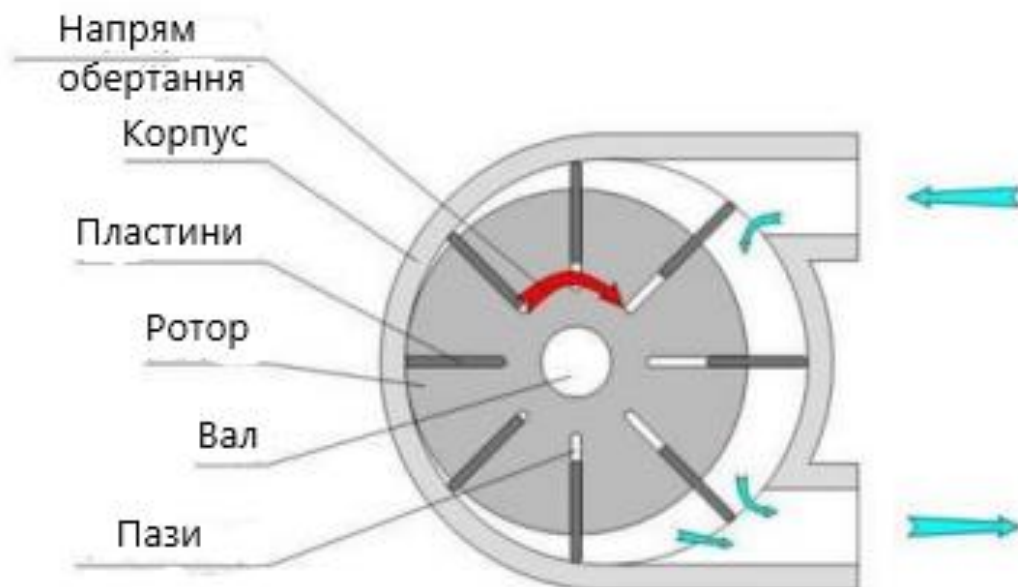


Рис. 1.9 Схема роботи роторного компресора

Під час роботи ротора відцентрова сила відкидає пластини від центру та притискає їх до корпусу. Таким чином, в апараті створюються робочі відсіки, обмежені корпусом ротора та сусідніми пластинами, в яких відбувається стиск повітря. Для посилення притискання пластин до стін корпусу можуть використовуватися спеціальні пружини. Олія, що надходить для змащення частин, що рухаються, і охолодження робочого середовища, забезпечує також герметизацію зазорів між ротором, статором і торцевими кришками. Роторно-пластинчасті компресори відрізняються зниженим рівнем шуму, малими габаритними розмірами, досить високим тиском на виході. Надійність агрегатів ґрунтується на відсутності великої кількості рухомих частин, відсутності осьових навантажень, рясному мастилі.

Конструкція компресора включає статор у вигляді порожнистого круглого циліндра та ексцентрично розміщений у порожнині статора циліндричний ротор з поздовжніми пазами, всередині яких вміщені радіально рухливі пластини (рис. 1.10).

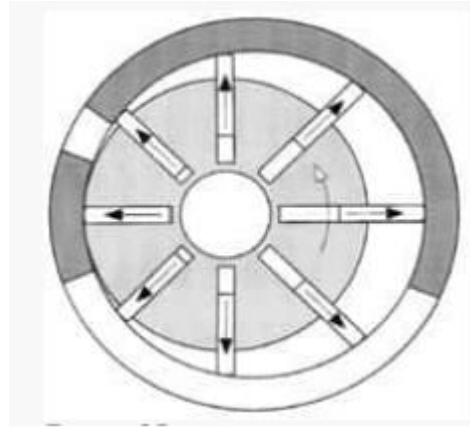


Рис. 1.10

При обертанні відцентрова сила виштовхує пластини з пазів і притискає до внутрішньої поверхні статора. Стиснення повітря відбувається в декількох порожнинах, які утворюють статор, ротор та кожна пара суміжних пластин. Порожнини зменшуються обсягом у напрямі обертання ротора. Впуск повітря відбувається при максимальному виході пластин з пазів та утворення розрядження в порожнині. На стадії стиску обсяг порожнини постійно зменшується. При проходженні пластини повз вихідний канал відбувається викид стисненого повітря (рис. 1.11).

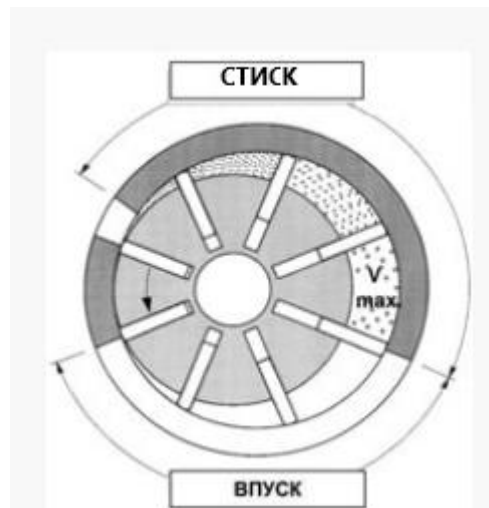


Рис 1.11

Пластини в роторно-пластинчастому компресорі завжди притиснуті до внутрішньої поверхні статора (рис.1.10), що створює передумови герметизації. Торкання ротора і статора утворюючим двох циліндрів практично виключає витік завдяки високій чистоті та точності обробки поверхонь. Достатньо лише однієї пластини із щільним притиском до поверхні статора в секторі між впускним та випускним каналами, щоб не допустити витіку повітря із зони нагнітання в зону низького тиску.

Велика кількість масла, яке впорскується всередину статора для змащування частин, що рухаються, і охолодження стисливого повітря забезпечує герметизацію зазорів між ротором, статором і торцевими кришками статора. Олія під тиском проникає в зазори по всій поверхні максимального зближення ротора та статора в секторі між випускним каналом та найближчою пластиною та надійно їх герметизує (рис. 1.12).

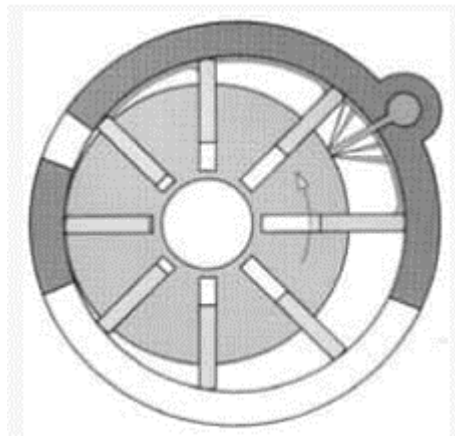


Рис. 1.12

Надійність роторно-пластинчастого компресора ґрунтується на простоті конструкції, відсутності великої кількості рухомих частин, відсутності осьових навантажень, надійному мастилі уприскуванням значної кількості олії. Стабільність робочих характеристик протягом усього терміну експлуатації роторно-пластинчастого компресора дозволяють не пред'являти особливо жорсткі вимоги до зносу основних частин компресора. Пластини вільно ковзають усередині пазів ротора і, щільно притискаючись до стінок статора під дією відцентрової сили, забезпечують герметизацію при більшому зносі пластин. Те ж стосується торцевих зазорів між ротором і торцевими кришками статора, які надійно ущільнюються маслом під тиском. Те саме справедливо і для підшипників ковзання валу ротора, що забезпечують малозумну та надійну роботу протягом усього життєвого циклу компресора, практично ніколи не потребуючи заміни. Мастило підшипників здійснюється подачею масла під тиском без застосування спеціального циркуляційного насоса. Відсутня знос торцевої поверхні ротора, що ніколи не стикається з торцевими кришками статора. Ротор і статор також не знаходяться в безпосередньому контакті. Цьому перешкоджає внутрішній тиск олії (рис. 1.13).

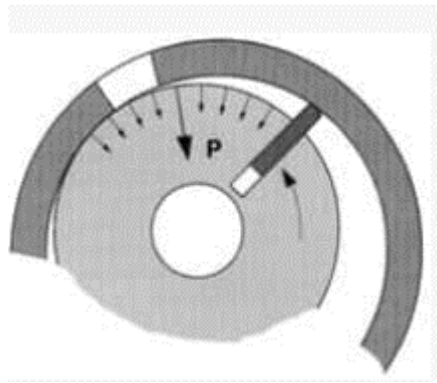


Рис. 1.13

Подача олії для змащування та утворення ущільнюючої плівки пропорційна тиску повітря і, отже, радіальним навантаженням, створюваним цим тиском: чим вищий тиск повітря, тим більший упорскування олії і тим вищий тиск олії. Пластини при обертанні ротора не входять у прямий контакт із внутрішньою поверхнею статора. Завдяки рясній подачі олії та закругленим краям торців пластини вільно ковзають по масляній плівці вздовж внутрішньої поверхні статора (рис.1.14).

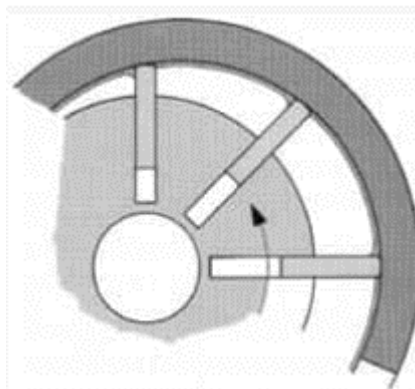


Рис. 1.14

Заклинювання пластин виключено, знос пластин незначний. Фактично, пластини – єдина частина компресорного блоку, схильна до якогось зносу. При цьому їхній робочий ресурс становить не менше 50 000 годин з однієї робочої сторони. Після встановлення тих самих пластин другою робочою стороною

назовні вони можуть пропрацювати ще стільки ж, забезпечивши загальний експлуатаційний ресурс роторно-пластинчастому компресору до 100 тис. годин.

1.2 Призначення, технічна характеристика та сфера використання автоцементовоза ТЦ -10

Для транспортування порошкоподібних в'язучих матеріалів в будівництві та промисловості будівельних матеріалів використовуються автоцементовози ТЦ - 10. Вони призначені для доставлення цементу, вапна мілкої фракції, алебастру, гіпсу, та інших в'язучих порошкоподібних матеріалів без тари на відстань до 200 км з заводів–виробників, базових складів силосного та амбарного типів, залізничних вагонів загального використання і вагонів–цементовозів на приоб'єктні склади та до місця проведення робіт. Автоцементовози можуть також застосовуватися для перевезення крейди, заповнювача асфальтобетону, мінеральних добрив і інших пиловидних матеріалів.

Обладнання автоцементовозів ротаційними пластинчастими компресорами дає можливість проводити само завантаження цементом, а також подавати цемент в силоси на висоту до 25 м.

Технічну характеристику автоцементовоза ТЦ–10 зводимо в таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика автоцементовоза ТЦ–10

Найменування параметру	Величина
1	2
Призначення	завантаження, транспортування, вивантаження та роздача.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Базове шасі	цистерна несучого типу
Місткість корисна, м ³	8,7
Корисне навантаження, кг	10 000
Швидкість руху з вантажом, км/год	80
Кут нахилу цистерни в бік вивантаження, град	7
Час вивантаження, хв	23
Технічна продуктивність, т/хв: Розвантаження Самозавантаження	1,15 0,7
Загальна дальність розвантаження, м в тому числі по вертикалі	50 25
Довжина забору цементу при самозавантаженні, м	до 8
Діаметр люка для завантаження, мм	400
Розвантажувальний шланг, мм: Довжина Діаметр	8400 100
Завантажувальний шланг, мм: довжина діаметр	4200 75
Габарити, мм: довжина	9690

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ширина	2360
висота	3100
Маса (без вантажу), кг	7600
Марка базового тягача	ЗИЛ-130В1
Рік випуску	1976
Завод-виробник	Прилуцький завод будівельних машин

1.3 Технічна характеристика компресора автоцементовоза ТЦ – 10

Компресор цементовоза ТЦ-10А (рис. 1.15) створено на базі насоса КО-510. Насос — компресор призначений для стиснення повітря, а також відсмоктування повітря, очищеного від механічних домішок, створення вакууму в закритих резервуарах і застосовується в складі автоцементовозів з вакуумним самозавантаженням і пневматичним вивантаженням цементу.

Тип компресора — роторний, пластинчастий, одноступеневий; Технічні характеристики. Споживана потужність — $15 \pm 0,5$ кВт; Продуктивність — $350 + 36 - 18 \text{ м}^3/\text{год}$ за $P = 0 \text{ бар}$; Частота обертання ротора — 1450 об/хв; Максимальне розрядження — 0,085 МПа; Час безперервної роботи, не більш ніж 3 год. Маса обладнання — 125 кг.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26



Рис. 1.15 Загальний вид компресора цементовоза ТЦ-10А

Насос — компресор призначений для стиснення повітря, а також відсмоктування повітря, очищеного від механічних домішок, створення вакууму в закритих резервуарах і застосовується у складі автоцементовозів із вакуумним само завантаженням та пневматичним вивантаженням цементу.

Тип компресора - роторний, пластинчастий, одноступеневий; Технічні характеристики Споживана потужність - $15 \pm 0,5$ кВт; Продуктивність - $350 + 36 - 18 \text{ м}^3/\text{рік}$ за $P = 0 \text{ бар}$; Частота обертання ротора - 1450 об/хв; Максимальне розрядження - 0,085 МПа. ; Година безперервної роботи, не більше ніж 3 роки. Маса обладнання – 125 кг.

Технічну характеристику компресора ТЦ–10А.06 зводимо в таблицю 1.2.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика компресора ТЦ–10А.06

Найменування параметру	Величина
1	2
Тип компресора	роторний, пластинчастий, одноступеневий
Стискаємий газ	повітря
Продуктивність, приведена до початкових умов (при номінальному кінцевому тиску), $\text{м}^3/\text{с}$ м^3 /хв	$0,133 \pm 0,027$ $8,0 \pm 0,16$
Температура газу початкова, К (град С)	від 233 до 313 (від –40 до +40)
Температура газу кінцева, не більше К (град С)	453 (180)
<i>В режимі компресора</i> Тиск початковий, номінальний, МПа (кгс/см ²)	0,1 (1,0)
Тиск кінцевий, номінальний, МПа (кгс/см ²)	0,22 (2,2)
Тиск кінцевий, максимальний при безперервній роботі, не більше 1 години, МПа (кгс/см ²)	0,26 (2,6)
Потужність при номінальному кінцевому тиску, кВт, не більше	$18,5 \pm 0,925$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

28

Потужність при максимальному кінцевому тиску, кВт	22,6+1,13
<i>В режимі вакуум-насоса</i> Тиск початковий, номінальний МПа (кгс/см ²)	0,04 (0,4)
Тиск початковий, максимальний при безперервній роботі не більше 0,5 години, МПа (кгс/см ²)	0,03 (0,3)
Частота обертання ротора, номінальна с ⁻¹ , (об/хв)	25 (1500)
Напрямок обертання ротора	праве
Охолодження	повітряне
Розміри внутрішньої полоти корпусу, номінальні, м: діаметр довжина	0,170 0,450
Ексцентриситет, м, не менше	0,016
Кількість лопаток, шт	6
Габаритні розміри, не більше, м: довжина ширина (без повітряного фільтра) висота (без повітряного фільтра)	0,800 0,380 0,390
Маса в об'ємі вставки, кг	210+10
Вміст пилу в повітрі, що всмоктується, мг/м ³ , не більше	40

1.4 Недоліки конструкції компресора цементовоза ТЦ-10

1. Непродумана система змащування компресора, що веде до передчасного ремонту.

Масло на підшипниковий вузол та під лопатки подається через спеціальні маслянки, які необхідно регулювати, залежно від погодних умов та температури масла.

2. Неефективна робота вологомаслідокремлювача.

Вологомасловідокремлювач ефективно працює перші 15 хвилин, потім починається викид масляної емульсії, яка потрапляє в продукт, що транспортується. При попаданні в цемент починається процес утворення грудок.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ПАТЕНТНО – ІНФОРМАЦІЙНИЙ ОГЛЯД

Темою дипломного проекту поставлене завдання модернізації компресорного обладнання автоцементовоза ТЦ–10 з метою підвищення технічних і експлуатаційних показників.

З метою проведення аналізу існуючих технічних рішень компресорів виконаний патентний пошук.

2.1 Ротаційний компресор за а.с. №785550 СРСР має більшу надійність в порівнянні з відомими ротаційними компресорами, що включають в себе корпус з ексцентрично встановленим в ньому ротором та охоплюючу ротор розвантажувальну втулку, що має синхронізуючий пристрій. Відомий ротаційний компресор недостатньо надійний, що обумовлено значними навантаженнями на лопатки ротора в момент пуску.

Підвищення надійності ротаційного компресора досягається тим, що синхронізуючий пристрій виконано у вигляді електродвигуна, статор якого закріплений на внутрішній поверхні корпусу, ротор – на втулці. а остання має підшипники.

На рис. 2.1, а зображений компресор, повздовжній переріз; на рис. 2.1, б – те ж саме, поперечний переріз.

Ротаційний компресор має корпус 1 з ексцентрично встановленим в ньому ротором 2 та розвантажувальну втулку 3, що охоплює останній та має синхронізуючий пристрій. Синхронізуючий пристрій виконано у вигляді електродвигуна, статор 4 якого закріплений на внутрішній поверхні корпусу 1, ротор 5 – на втулці 3, а остання має підшипники 6. Ротор 2 має лопатки 7. При

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

роботі компресора електродвигун забезпечує обертання втулки 3 синхронно з ротором 2 без збільшення навантажень на лопатки 7, внаслідок чого збільшується надійність компресора при запуску.

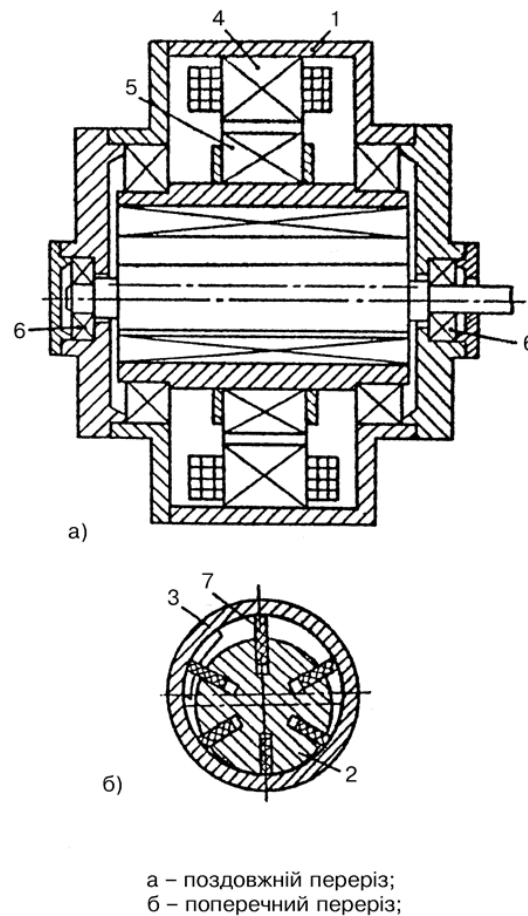


Рис. 2.1 Ротаційний компресор за а.с. №785550 СРСР

2.2 Ротаційний компресор за а.с. №857560 СРСР має більш спрощену конструкцію в порівнянні з відомими ротаційними компресорами, які мають корпус з ексцентрично встановленим в ньому ротором та охоплюючу останній розвантажувальну втулку, що має синхронізуючий елемент. Однак в відомих компресорах синхронізуючий елемент виконаний у вигляді електродвигуна, ротор якого закріплений на втулці, що ускладнює конструкцію.

Спрощення конструкції ротаційного компресора досягається тим, що ротор має виїмку, а синхронізуючий елемент виконаний у вигляді повідка, кінець якого розташований у виїмці.

На рис. 2.2, а зображений компресор, поздовжній переріз; на рис. 2.2, б – те ж саме, поперечний переріз.

Компресор має корпус 1 з ексцентрично встановленим в ньому ротором 2 та охоплюючу втулку 3, що має синхронізуючий елемент. Ротор 2 має виїмку 4, а синхронізуючий елемент виконаний у вигляді повідка 5, кінець якого розташований у виїмці 4. Втулка 3 має підшипники 6. При обертанні ротора 2, завдяки взаємодії повідка 5 з виїмкою 4, втулка 3 обертається синхронно з ним.

Виконання синхронізуючого елемента у вигляді повідка 5 дозволяє спростити конструкцію.

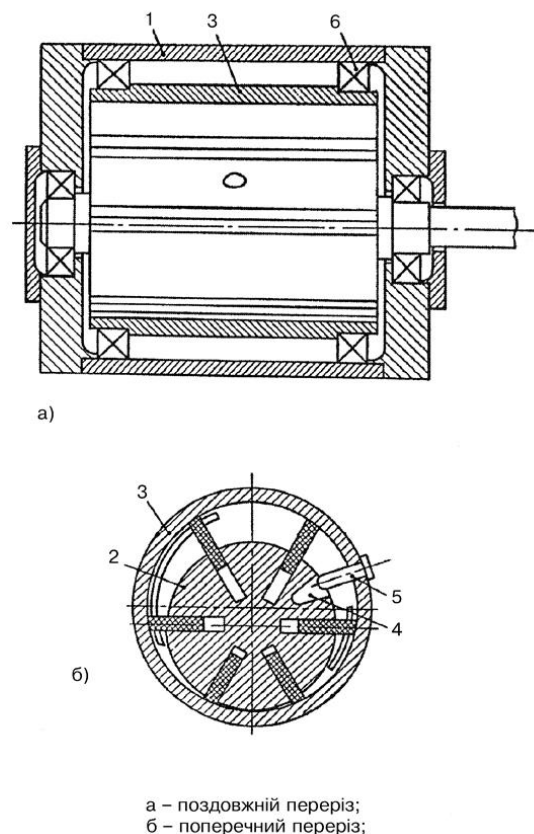


Рис. 2.2 Ротаційний компресор за а.с. №857560 СРСР

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

33

2.3 Ротаційний пластинчастий вакуум–насос за а.с. №769092 СРСР має менші втрати потужності на тертя (збільшена площа контакту пластини та корпусу), ніж відома ротаційна пластинчаста машина, яка має циліндричний корпус, ексцентрично розташований в ньому ротор з похилими пазами і розміщеними в них рухомими пластинами, робочі кромки яких виконані по дузі кола. Недоліком вказаної ротаційної пластинчастої машини являється порівняльно великі втрати потужності внаслідок тертя робочих кромки пластин об внутрішню поверхню корпусу.

Зменшення втрат потужності на тертя досягається тим, що робоча кромка кожної пластини утворена спряженими дугами кіл, одне з яких має радіус, рівний радіусу корпусу, та центр, розташований на осі останнього, а друге – радіус $R_2 = R_1 \cdot \cos \Theta$ та центр, розташований на колі радіуса $R_3 = 2e$, концентричної осі корпусу,

де: R_1 – радіус корпусу;

Θ – кут між радіусом корпусу та середньою площиною пластини;

e – ексцентриситет.

На рис. 2.3 схематично зображений ротаційний пластинчастий вакуум–насос.

Вакуум–насос має циліндричний корпус 1, ексцентрично розташований в ньому ротор 2 з похилими пазами 3 та розміщеними в них рухомими пластинами 4, робоча кромка кожної з яких утворена спряженими дугами кіл, одне з яких має радіус, рівний радіусу R_1 корпусу, та центр, розташований на осі останнього, а друге – радіус $R_2 = R_1 \cdot \cos \Theta$ та центр, розташований на колі радіуса $R_3 = 2e$, концентричної осі корпусу.

При роботі вакуум–насоса пластини ковзають своїми робочими кромками по циліндричній поверхні ротора. При цьому виконання кожної робочої кромки спряженими дугами кіл радіусів R_1 та R_2 дозволило збільшити площу

контакту між пластиною та корпусом в 3–4 рази, що істотно знижує питоме навантаження в зоні контакту і, відповідно, втрати на тертя.

Виконання робочих кромek пластин спряженими дугами кіл в відповідності з вказаними відношеннями між основними геометричними параметрами вакуум–насоса дозволяє значно знизити втрати потужності на тертя при ковзанні пластин по циліндру корпусу.

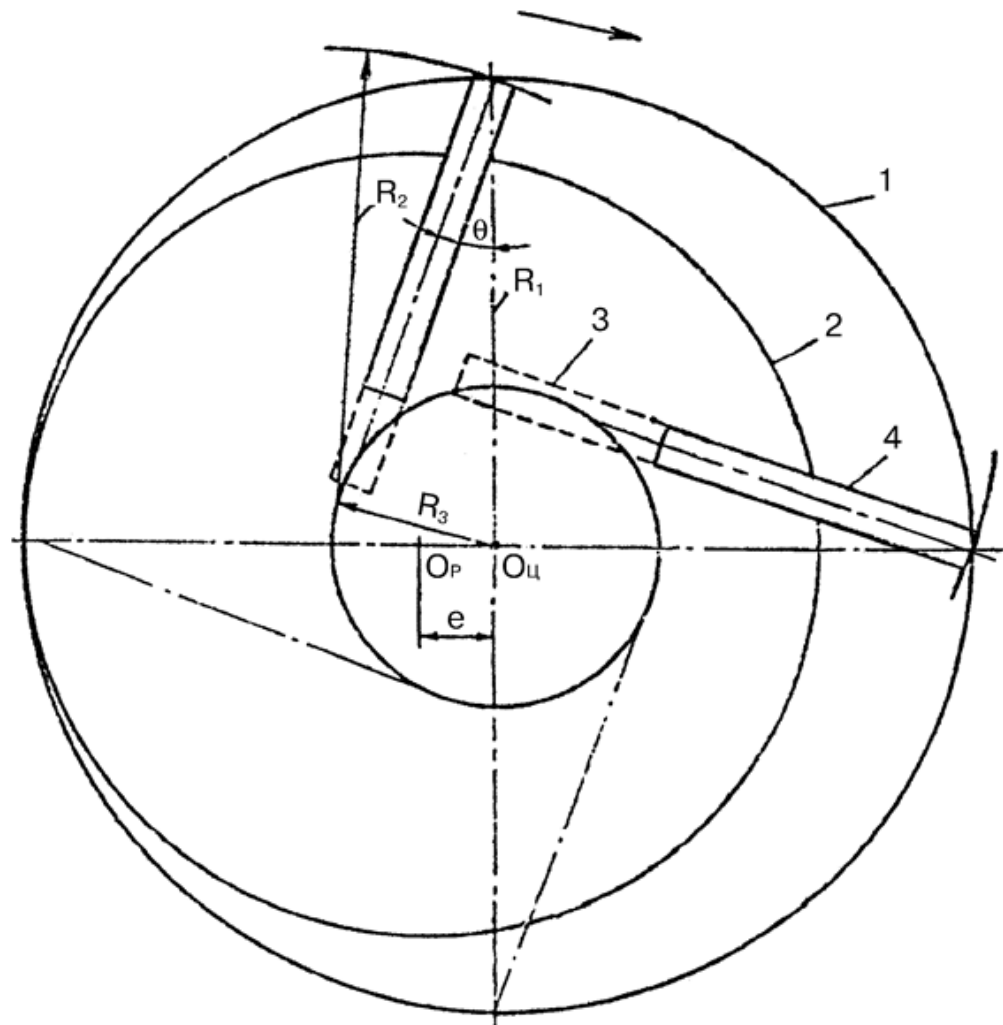


Рис. 2.3 Ротаційний пластинчастий вакуум–насос за а.с. №769092 СРСР

2.4 Ротаційний пластинчастий вакуум–компресор за а.с. №584095 СРСР має покращенні робочі характеристики (в пластинах та в одному із взаємодіючих з ними елементів, наприклад, в корпусі, розміщені магнітні вставки, які виконані у

вигляді сердечника електромагніту) ніж відомий ротаційно–пластинчастий компресор, який складається з корпусу та ексцентрично встановленого в ньому ротора з пластинами та який має недостатньо високі робочі характеристики внаслідок великих втрат потужності на тертя. Відомий вакуум–компресор недостатньо ефективний.

З метою покращення робочих характеристик пропонуємого вакуум–компресора, в пластинах та в одному із взаємодіючих з ними елементів, наприклад, в корпусі, розміщені магнітні вставки, які виконані у вигляді сердечника електромагніту.

На рис. 2.4, а зображений компресор, який описується, повздовжній переріз; на рис. 2.4, б – переріз по А–А на рис. 2.4, а.

Вакуум–компресор має корпус 1 з торцевими кришками 2 та 3, які мають підшипники 4, та ексцентрично встановлений в ньому ротор 5 з пластинами 6. В пластинах 6 розміщені магнітні вставки 7, а вставки в корпусі виконані у вигляді сердечника електромагніту 8. Корпус 1 має впускний 9 та випускний 10 патрубки.

При роботі вакуум–компресора газ через впускний патрубок 9 всмоктується в робочу порожнину, яка утворюється корпусом 1, пластинами 6, ротором 5 та торцевими кришками 2 і 3, стискається та виштовхується у випускний патрубок 10. При цьому електромагнітне поле, яку виникає при подачі живлення на сердечник електромагніту 8, взаємодіючи з магнітним полем вставок 7, розташованих в пластинах 6, віджимає останні від корпусу 1, компенсуючи тим самим дію відцентрових сил і істотно зменшуючи потужність, яка споживається.

Таким чином, взаємодія магнітних вставок, встановлених в корпусі вакуум–компресора та в пластинах, забезпечує віджимання пластин від корпусу і дозволяє отримати оптимальне притискання пластин до корпусу та підвищити тим самим робочі характеристики вакуум–компресора.

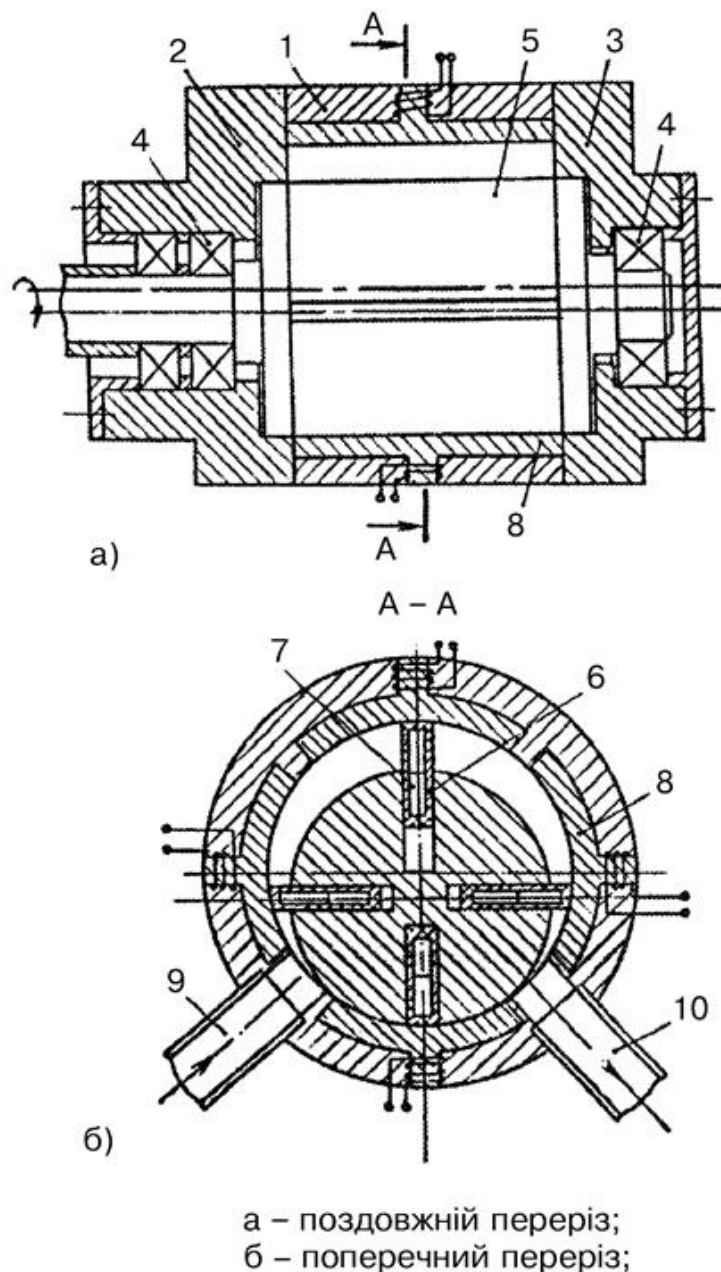


Рис. 2.4 Ротаційний пластинчастий вакуум-компресор за а.с. №584095

СРСР

2.5 Ротаційний лопатевий компресор за а.с. №1421904 СРСР має спрощену конструкцію ротора та підвищену продуктивність компресора. Винахід дозволяє спростити конструкцію ротора та підвищити продуктивність компресора шляхом підвищення несучої здатності газової змазки між підп'ятником і статором.

На рис. 2.5 схематично зображений пропонуємий компресор.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

37

Компресор має статор **1** та ексцентрично встановлений в ньому ротор **2**, в радіальних пазах **3** якого розташовані пластини **4** з підп'ятниками **5**, закріпленими з боку статора **1** з можливістю повороту навколо осі **6** кріплення.

При обертанні ротора **2** разом з ним обертаються і пластини **4** з підп'ятниками **5**. Між підп'ятником **5** і статором **1** утворюється тонкий шар газової змазки, несуча здатність якої при збільшенні довжини підп'ятника **5** збільшується. Найбільша довжина підп'ятників розраховується за залежністю:

$$l = 2 \cdot R \cdot \left[\frac{\pi}{n} - \arcsin \left(\frac{e}{R} \cdot \sin \left(\pi \frac{n-1}{n} \right) \right) \right]$$

де: R – радіус ротора;

e – ексцентриситет встановлення ротора в статорі;

n – кількість пластин.

Велика несуча здатність підп'ятника дає можливість збільшувати робочу частоту обертання ротора компресора, а отже, і його продуктивність без додаткових витрат потужності.

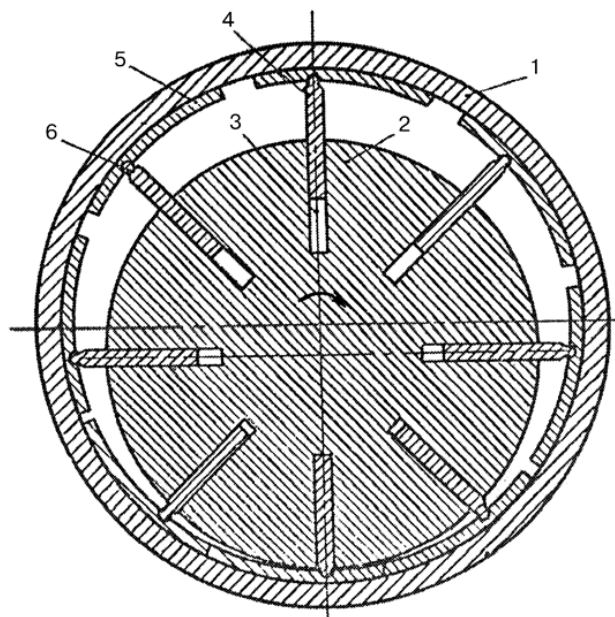


Рис. 2.5 Обрана схема компресора

Розділ 3

ОПИС ТА ОБГРУНТУВАННЯ ВИБРАНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

Основним недоліком ротаційних пластинчастих машин є наявність механічних втрат на тертя, які складають істотну величину. В машинах без розвантажувальних кіл основна частина механічних втрат приходить на тертя пластин по циліндру та пазам ротора. Але основну увагу приділяють першому виду тертя, тобто тертя пластин по циліндру компресора.

Із розглянутих раніше, в патентному огляді, пропонуємих конструкцій ротаційних компресорів, беручи до уваги основні їхні переваги, приймаємо за базову для модернізації конструкцію ротаційного лопатевого компресора за а.с. №1421904 СРСР.

Цей компресор має спрощену конструкцію ротора та підвищену продуктивність компресора. Винахід дозволяє спростити конструкцію ротора та підвищити продуктивність компресора шляхом підвищення несучої здатності газової змазки між підп'ятником і статором. Тобто, майже вирішується проблема по зниженню великої величини сили тертя, яка виникає в разі безпосереднього контакту пластин ротора та циліндру компресора.

На рис. 2.5 схематично зображена обрана конструкція.

Компресор має статор **1** та ексцентрично встановлений в ньому ротор **2**, в радіальних пазах **3** якого розташовані пластини **4** з підп'ятниками **5**, закріпленими з боку статора **1** з можливістю повороту навколо осі **6** кріплення. При обертанні ротора **2** разом з ним обертаються і пластини **4** з підп'ятниками **5**. Між підп'ятником **5** і статором **1** утворюється тонкий шар газової змазки, несуча здатність якої при збільшенні довжини підп'ятника **5** збільшується.

Велика несуча здатність підп'ятника дає можливість збільшувати робочу частоту обертання ротора компресора, а отже, і його продуктивність без додаткових витрат потужності.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 4

Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції

4.1 Розрахунок компресора

4.1.1. Визначення основних конструктивних співвідношень.

У пластинчастого компресора звичайно відсутні клапани; своєчасний початок стискання, нагнітання, зворотнього розширення та всмоктування досягається в результаті відповідного розташування кромek нагнітаючого та всмоктуючого вікон. Положення верхньої кромки всмоктуючого вікна (див. кут δ_1 на розрахунковій схемі рис. 4.1 на аркуші креслення) вибираємо так, щоб роз'єднування чарунки з всмоктуючим патрубком відбувалося в той момент, коли об'єм чарунки досягає максимального значення. Положення нижньої кромки всмоктуючого вікна (кут δ_4) вибираємо із умови рівності тиску газу в чарунці та у всмоктуючому патрубку в початковий момент всмоктування. Для нагнітаючого вікна положення верхньої кромки (кут δ_2) повинно бути вибрано так, щоб тиск в чарунці і в патрубку в початковий момент нагнітання був би рівним, положення нижньої кромки вікна повинне відповідати мінімальному значенню об'єму чарунки.

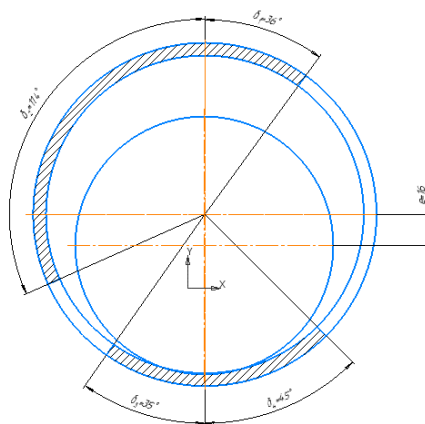


Рис. 4.1

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

41

Розглянемо закон зміни об'єму чарунки в залежності від кута повороту ротора. При радіальному розташуванні пластин відповідно до розрахункової схеми рис. 4.2 знаходимо об'єм чарунки:

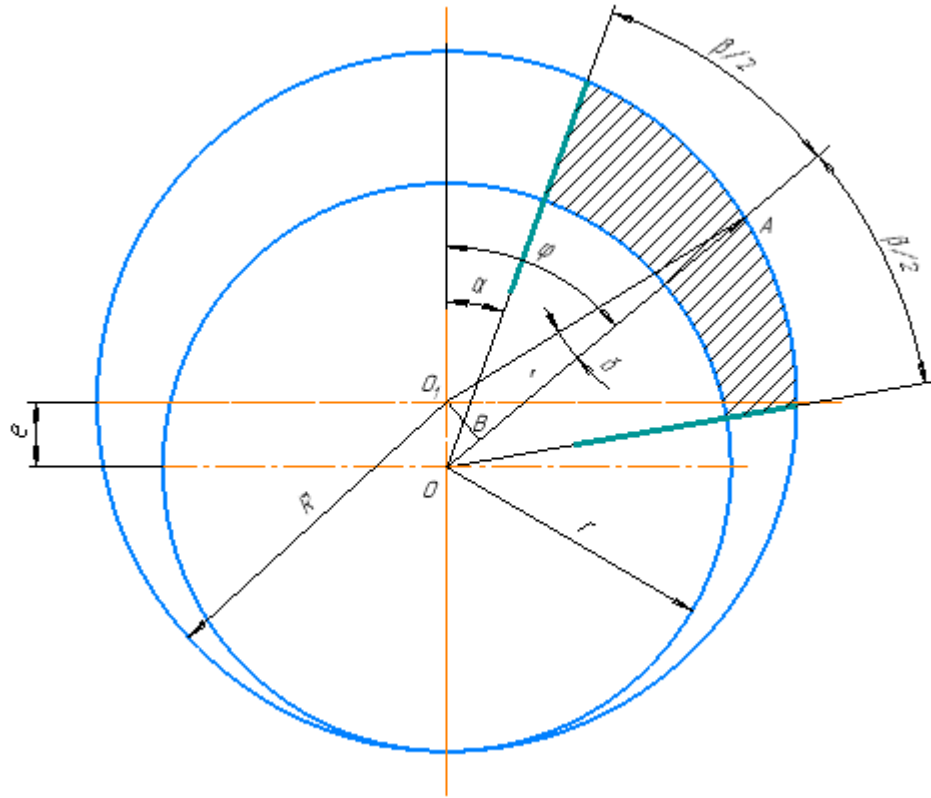


Рис. 4.2

$$V_{\varphi} = f_{\varphi} \cdot l = \frac{1}{2} \cdot l \cdot \int_{\varphi - \frac{\beta}{2}}^{\varphi + \frac{\beta}{2}} \rho^2 d\varphi - r^2 \cdot \frac{\beta}{2} \quad (\text{м}^3),$$

де f_{φ} – площа поперечного перерізу чарунки в м^2 ;

l – довжина ротора в м;

φ – кут повороту ротора в рад;

β – кут між двома сусідніми пластинами в рад,

$$\beta = \frac{2 \cdot \pi}{z} = \frac{2 \cdot 3,14}{6} = 1,047 = 60^\circ;$$

z – кількість пластин, $z=6$;

ρ – поточний радіус в м,

$$\rho = OA = OB + AB ;$$

$r=R-e$ – радіус ротора в м;

R – радіус циліндра в м;

e – ексцентриситет в м.

Із прямокутного трикутника AO_1B

знаходимо:

$$AB = \sqrt{O_1A^2 - O_1B^2} ; \quad O_1A = R ; \quad O_1B = e \cdot \sin \varphi ,$$

а із прямокутного трикутника O_1OB визначаємо:

$$OB = OO_1 \cdot \cos \varphi = e \cdot \cos \varphi .$$

Підставляючи знайдені значення,

отримаємо:

$$\rho = R \cdot \sqrt{1 - \frac{e^2}{R^2} \cdot \sin^2 \varphi} + e \cdot \cos \varphi .$$

Враховуючи, що в існуючих машинах

$$\frac{e^2}{R^2} < 0,02$$

, приймаємо:

$$\sqrt{1 - \frac{e^2}{R^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{e^2}{2 \cdot R^2} \cdot \sin^2 \varphi ;$$

тоді

$$\rho = R \cdot \left(1 + \frac{e}{R} \cdot \cos \varphi - \frac{e^2}{2 \cdot R^2} \cdot \sin^2 \varphi \right) ;$$

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\rho^2 = R^2 \cdot \left(1 + \frac{e^2}{R^2} \cdot \cos^2 \varphi - \frac{e^4}{4 \cdot R^4} \cdot \sin^4 \varphi + 2 \cdot \frac{e}{R} \cdot \cos \varphi - \frac{e^2}{R^2} \cdot \sin^2 \varphi - \frac{e^3}{R^3} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \cos \varphi \right) \cong R^2 \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{e}{R} \cos \varphi + \frac{e^2}{R^2} \cdot \cos 2\varphi \right).$$

Площа поперечного перерізу чарунки:

$$\begin{aligned} f_{\varphi} &= \frac{1}{2} \cdot R^2 \cdot \int_{\varphi - \frac{\beta}{2}}^{\varphi + \frac{\beta}{2}} \left(1 + 2 \cdot \frac{e}{R} \cdot \cos \varphi + \frac{e^2}{R^2} \cdot \cos 2\varphi \right) d\varphi - \frac{1}{2} \cdot r^2 \cdot \beta = \\ &= \frac{1}{2} \cdot R^2 \cdot \left\{ \beta + 2 \cdot \frac{e}{R} \cdot \left[\sin \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) - \sin \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) \right] + \right. \\ &\quad \left. + \frac{e^2}{2 \cdot R^2} \cdot \left[\sin(2 \cdot \varphi + \beta) - \sin(2 \cdot \varphi - \beta) \right] \right\} - \frac{1}{2} \cdot (R^2 - 2 \cdot R \cdot e + e^2) \cdot \beta. \end{aligned}$$

Після ряду перетворень отримаємо:

$$f_{\varphi} = R_1 \cdot e \cdot \left(\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot \cos \varphi + \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \sin \beta \cdot \cos 2\varphi - \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \beta \right).$$

Площа поперечного перерізу чарунки, а отже, і об'єм її досягають максимального значення при $\varphi=0$:

$$f_{\varphi} = f_{\max} = R \cdot e \cdot \left(\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \sin \beta - \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \beta \right).$$

В теоретичному компресорів в момент досягнення чарункою максимального об'єму пластина перекриває верхню кромку всмоктуючого вікна. Цій умові відповідає кут:

$$\delta_1 = \frac{\beta}{2} \cdot \frac{R + e}{R}.$$

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

В дійсному компресорі внаслідок перетікання через зазори заповнення чарунки свіжим газом припиняється трохи раніше, тому кут δ_1 вибирають в слідуєчих межах:

$$\delta_1 = (0,6 \div 1) \cdot \beta = 0,6 \cdot 60^\circ = 36^\circ.$$

Одночасно зі збільшенням кута φ зменшується об'єм чарунки і відповідно збільшується тиск газу, який обмежений нею. Знайдемо об'єм чарунки для випадку політропічного стиску:

$$V_\varphi^n \cdot p_\varphi = V_{\max}^n \cdot p_{01},$$

де p_φ – тиск газу в чарунці при куті повороту, рівному φ ;

p_{01} – тиск газу у всмокуючому патрубку машини;

$V_\varphi = l \cdot f_\varphi$ – об'єм чарунки при куті повороту, рівному φ ;

$l = 0,45$ м – довжина ротора;

$V_{\max} = l \cdot f_{\max}$ – максимальний об'єм чарунки;

$n = k = 1,41$ – показник політропи, рівний показнику адіабати.

Визначимо відношення тисків:

$$\begin{aligned} \frac{p_\varphi}{p_{01}} &= \left(\frac{V_{\max}}{V_\varphi} \right)^n = \left(\frac{f_{\max}}{f_\varphi} \right)^n = \\ &= \left(\frac{\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \sin \beta - \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \beta}{\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot \cos \varphi + \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \sin \beta \cdot \cos 2\varphi - \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \beta} \right)^n. \end{aligned}$$

При кутах повороту $\varphi \leq 50^\circ$ газ стискається незначно. Різке збільшення тиску відбувається при зміні кута в діапазоні від 50° і вище. Отже, невелика похибка в

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

визначенні положення верхньої кромки нагнітаючого вікна приведе до помітних розбіжностей розрахункових та дійсних значень тиску в кінці стискання. Доцільно відмітити і той факт, що в існуючих машинах інтенсивне стискання відбувається при зміні кута φ від 50 до 80–100°, тобто всього лише за $\frac{1}{12} \div \frac{1}{7}$ від часу повного обороту ротора. Остання обставина являється дуже важливою для аналізу робочого процесу пластинчастого компресора.

Положення верхньої кромки нагнітаючого вікна знаходимо із умови рівності тиску в чарунці та нагнітаючому патрубку ($p_\varphi = p_k$):

$$\sigma = \frac{p_k}{p_{01}} = \left(\frac{\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} + \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \sin \beta - \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \beta}{\beta + 2 \cdot \sin \frac{\beta}{2} \cdot \cos \varphi_k + \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \sin \beta \cdot \cos 2\varphi_k - \frac{e}{2 \cdot R} \cdot \beta} \right)^n,$$

де φ_k – кут, відповідаючий кінцю стискання.

Підставивши в одержане рівняння відомі значення:

$$p_k = 0,22 \text{ МПа}; \quad p_{01} = 0,1 \text{ МПа}; \quad n = 1,41;$$

$$e = 0,016 \text{ м}; \quad R = 0,085 \text{ м};$$

$$\beta = 1,0472 \text{ рад},$$

визначаємо кут $\varphi_k = 1,292 \text{ рад} = 74^\circ$.

При проектуванні циліндра компресора зручніше користуватися кутом $\alpha = \varphi + \delta$ (див. розрахункову схему 1),

$$\cos \alpha = \cos(\varphi + \delta) = \cos \varphi \cdot \cos \delta - \sin \varphi \cdot \sin \delta.$$

Із трикутника O_1AB знаходимо:

$$\sin \delta = \frac{O_1B}{O_1A} = \frac{O_1O \cdot \sin \varphi}{OA} = \frac{e}{R} \cdot \sin \varphi;$$

враховуючи малість кута δ , можна прийняти $\cos\delta=1$, тоді

$$\cos\alpha \cong \cos\varphi - \frac{e}{R} \cdot \sin^2\varphi.$$

Після підстановки знайдених значень в рівняння для визначення положення верхньої кромки нагнітаючого вікна воно прийме вигляд:

$$\sigma = \frac{p_k}{p_{01}} = \left(\frac{2}{1 + \cos\alpha_k} \right)^n.$$

Кут α_k часто називають кутом стискання. Його знаходимо як і α , тільки в формули замість φ підставляємо φ_k :

$$\alpha_k = \varphi_k + \delta; \quad \cos\alpha_k = \cos(\varphi_k + \delta) = \cos\varphi_k \cdot \cos\delta - \sin\varphi_k \cdot \sin\delta;$$

$$\cos\alpha_k \cong \cos\varphi_k - \frac{e}{R} \cdot \sin^2\varphi_k = \cos 1,292 - \frac{0,016}{0,085} \cdot \sin^2 1,292 = 0,10122,$$

$$\text{звідки } \alpha_k = 1,469 \text{ рад} = 84^\circ.$$

Положення верхньої кромки нагнітаючого вікна може бути визначено кутом:

$$\delta_2 \cong \alpha_k + \frac{\beta}{2} = 84^\circ + \frac{60^\circ}{2} = 114^\circ.$$

При $\varphi=\pi$ об'єм чарунки досягає мінімального значення. Виходячи із цього треба було би приймати $\delta_3=\beta/2$. Враховуючи перетікання газу через зазори, приймаємо $\delta_3=\beta/2 \div \beta = (30^\circ \div 60^\circ) = 35^\circ$. Положення нижньої кромки всмоктуючого вікна визначено кутом δ_4 . При кількості пластин $n < 10$:

$$\delta_4 = \frac{\beta}{2} \div 1,5 \cdot \beta = (30^\circ \div 90^\circ) = 45^\circ.$$

Для кращого використання об'єму циліндра бажано приймати більші значення ексцентриситету e . Однак величина його обмежена в кінцевому

підсумку можливою глибиною паза ротора. Так, наприклад, якщо при максимальному вильоті пластини висота виступаючої із ротора частини її складає $2e$, то для нормальної роботи необхідно, щоб повна висота пластини $h=3,5 \div 4e$, а глибина паза $h_{\text{п}}=h+(0,5 \div 1)$ мм, в протилежному випадку виникає небезпека заклинювання пластини в пазу ротора. При збільшенні ексцентриситету збільшується кут між радіусом циліндра, проведеним через кінець пластини, і напрямком паза (кут δ), що також затрудняє рух пластини в пазу ротора під час стискання. Далі, при збільшенні ексцентриситету збільшується момент, що згинає пластину. Враховуючи всі ці обставини, величину ексцентриситету приймаємо:

$$e = (0,09 \div 0,15) \cdot R.$$

Менші значення слід приймати при високих відношеннях тисків та в двохступневих компресорах, а більші значення в повітродувках та вакуум–насосах.

Довжину ротора приймаємо в межах:

$$l = (3 \div 4,5) \cdot R.$$

4.1.2. Визначення потужності тертя пластин по циліндру.

В ротаційних пластинчастих машинах механічні втрати на тертя складають істотну величину. В машинах без розвантажувальних кіл основна частина механічних втрат приходить на тертя пластин по циліндру та пазам ротора. Тепло, яке виділяється в результаті тертя пластин, частково передається газу, що стискається, чим також погіршуються характеристики компресора. В зв'язку з цим визначення механічних втрат являється необхідним етапом при проектуванні ротаційних пластинчастих машин.

В нашому випадку ми будемо розглядати механічні втрати в машині з радіальними пластинами. Пластина здійснює складний рух, який можна розкласти на два простих: обертальний відносно осі обертання ротора та

поступальний – в пазу ротора. Прискорення пластини можна розкласти на складові: прискорення в результаті обертального руху пластини навколо осі ротора, прискорення внаслідок поступального руху її в пазу ротора та прискорення Кориоліса.

Отже, силу інерції пластини можна розкласти на складові, пропорційні прискоренням в переносному та відносному русі, а також – прискоренню Кориоліса.

Сила інерції пластини (див. розрахункову схему рис. 4.3):

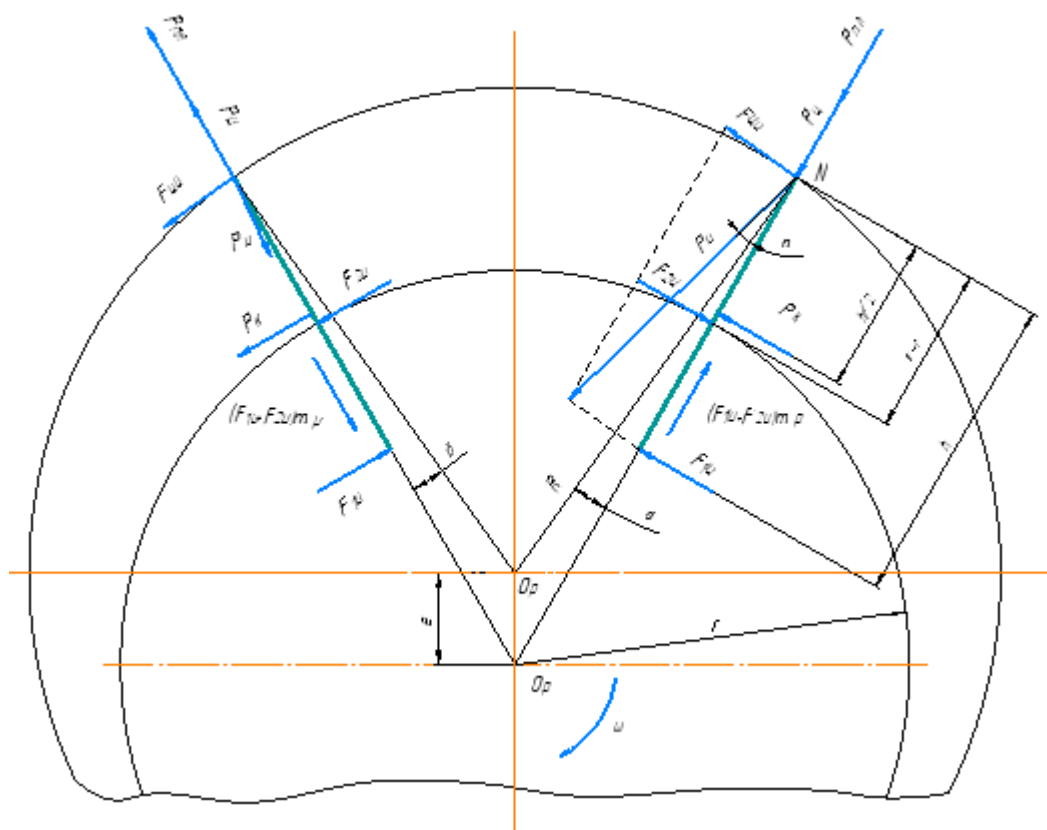


Рис. 4.3

$$\bar{P}_i = \bar{P}_u + \bar{P}_r + \bar{P}_k \quad (H);$$

де $P_{\text{ц}} = m \cdot \omega \cdot \left(\rho - \frac{h}{2} \right)$ – відцентрова складова, пропорційна прискоренню від обертання, в Н;

$P_{\text{п}} = m \cdot \frac{d^2 \rho}{dt^2}$ – складова, пропорційна прискоренню при зворотно-поступальному русі пластини в пазу ротора, в Н;

$P_{\text{к}} = 2 \cdot m \cdot \omega \cdot \frac{d\rho}{dt}$ – Кориолісова сила в Н;

m – маса пластини в кг;

$\rho - \frac{h}{2}$ – поточний радіус–вектор центра тяжіння пластини в м;

$\frac{d\rho}{dt}$ – відносна швидкість пластини в обертальному русі в м/сек;

ω – кутова швидкість обертання ротора в рад/сек.

Підставляючи значення ρ , яке ми вивели раніше, для складових сили інерції знаходимо наступні залежності:

$$P_{\text{ц}} = m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \left(1 + \frac{e}{R} \cdot \cos \varphi - \frac{h}{2 \cdot R} - \frac{e}{2 \cdot R^2} \cdot \sin^2 \varphi \right);$$

$$P_{\text{п}} = m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \left(\frac{e}{R} \cdot \cos \varphi + \frac{e^2}{R^2} \right); \quad P_{\text{к}} = 2 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \frac{e}{R} \cdot \sin \varphi.$$

Силу ваги пластини в розрахунках не враховуємо; вона в 100 – 200 разів менше всіх інших сил, діючих на неї.

При ковзанні пластини по циліндру під дією сили інерції виникає сила тертя $F_{\text{цт}}$, при русі в пазу ротора – сила тертя $F_{\text{пт}}$. Обидві сили направлені в бік,

протилежний руху пластини. Сили тертя пластини можуть бути знайдені із системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} F_{1i} \cdot h + P_k \cdot \frac{h}{2} - F_{2i} \cdot (\rho - r) &= 0; \\ P_k \cdot \frac{h}{2} + R_i \cdot h \cdot \sin(\nu + \delta) - F_{2i} \cdot [h - (\rho - r)] &= 0; \\ (F_{1i} + F_{2i}) \cdot \mu_p + P_{\pi} + P_{\Pi} - R_i \cdot \cos(\nu + \delta) &= 0, \end{aligned} \right\}$$

де R_i – реакція на пластину з боку циліндра, направлена під кутом ν тертя до радіуса циліндра R ;

F_{1i} та F_{2i} – нормальні реакції на пластину з боку ротора;

$F_{\pi i} = (F_{1i} + F_{2i}) \cdot \mu_p$ – сила тертя пластини в пазу ротора;

$r = 0,069$ м – радіус ротора;

$\mu_p = 0,15$ – коефіцієнт тертя пластини в пазу ротора.

Вирішуючи цю систему рівнянь, знаходимо:

$$R_i = \frac{P_{\pi} + P_{\Pi} + \mu_p \cdot P_k \cdot \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(\nu + \delta) + \mu_p \cdot \sin(\nu + \delta) \cdot \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}}.$$

Сила тертя пластини $F_{\pi i}$ по циліндру (див. розрахункову схему рис. 4.3):

$$F_{\pi i} = \mu_{\pi} \cdot \cos \nu \cdot R_i = \frac{\mu_{\pi}}{\sqrt{1 + \mu_{\pi}^2}} \cdot R_i.$$

Але так як коефіцієнт тертя пластини по циліндру μ_{π} рідко буває більше 0,15, то можна прийняти:

$$F_{\pi i} = \mu_{\pi} \cdot R_i.$$

Тоді складова роботи тертя $L_{\text{цї}}$ пластини по циліндру за один оборот ротора дорівнює:

$$L_{\text{цї}} = \int_0^{2\pi} F_{\text{цї}} \cdot \rho d\varphi = \mu_{\text{ц}} \cdot \int_0^{2\pi} R_i \cdot \rho d\varphi \quad (\text{Дж}),$$

де $\rho d\varphi = \Delta s$ – шлях, який проходить кінець пластини при повороті ротора на кут $d\varphi$.

При $\mu_p=0$, тобто при відсутності сил тертя в пазах ротора:

$$R_N = P_{\text{ц}} + P_{\text{п}}.$$

Тоді робота тертя пластини по циліндру за час одного обороту ротора:

$$L_{\text{цї}} = \int_0^{2\pi} (P_{\text{ц}} + P_{\text{п}}) \cdot \rho d\varphi = 2 \cdot \pi \cdot \mu_{\text{ц}} \cdot R^2 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot \left(1 - \frac{h}{2 \cdot R} + 2 \cdot \frac{e^2}{R^2} \right).$$

В дійсності $\mu_p \neq 0$, отже, при кутах повороту ротора $\varphi = 0 \div 180^\circ$ $R_i > P_{\text{ц}} + P_{\text{п}}$, а робота тертя пластини по циліндру на цій ділянці буде на 1–2 відсотки більше теоретичної, тобто при $\mu_p = 0$. При зміні φ від 180 до 360° $R_i < P_{\text{ц}} + P_{\text{п}}$, робота тертя пластини по циліндру дійсної машини менше, ніж розглянута вище в теоретичному випадку ($\mu_p = 0$). Тому з точністю до 0,3 відсотки при визначенні втрат на тертя пластин по циліндру можна користуватися останнім рівнянням.

Складова потужність тертя $N_{\text{цї}}$ дорівнює:

$$N_{\text{цї}} = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot \omega^2 \cdot R^2 \cdot z \cdot \left(1 - \frac{h}{2 \cdot R} + 2 \cdot \frac{e^2}{R^2} \right) \cdot \frac{n}{60 \cdot 10^3} \cdot \mu_{\text{ц}} \quad (\text{кВт}).$$

Із системи рівнянь сил тертя, аналогічно міркуючи, отримаємо поточне значення для складової $F_{\text{пї}}$ сили тертя:

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{тi}} = \mu_p \cdot \left\{ \frac{R_i}{\sqrt{1 + \mu_{\text{ц}}^2}} \cdot (\mu_{\text{ц}} \cdot \cos \delta + \sin \delta) \cdot \frac{h + e \cdot (1 + \cos \varphi)}{h - e \cdot (1 + \cos \varphi)} \right\} + P_k \cdot \frac{e \cdot (1 + \cos \varphi)}{h - e \cdot (1 + \cos \varphi)}.$$

Рівняння для складової $L_{\text{тi}}$ роботи тертя пластини в пазу ротора визначаємо як добуток сили тертя пластини в пазу на шлях $dr = e \cdot \sin \varphi d\varphi$, який проходить вона в пазу ротора:

$$L_{\text{тi}} = \int_0^{\pi} F_{\text{тi}} \cdot e \cdot \sin \varphi d\varphi + \int_{\pi}^{2\pi} F_{\text{тi}} \cdot e \cdot \sin \varphi d\varphi.$$

Інтеграл в цьому виразі неможливо уявити в елементарних функціях, тому його беремо графоаналітичним методом, що дозволяє вивести для складової роботи $L_{\text{тi}}$ та потужності тертя $N_{\text{тi}}$ пластин по пазам ротора наступні залежності:

$$L_{\text{тi}} = 8 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot e \cdot \mu_p \cdot \mu_{\text{ц}} \cdot \frac{1 + \mu_p^2}{\sqrt{1 + \mu_{\text{ц}}^2}} \cdot \frac{1 + \frac{e}{h}}{1 - \frac{e}{h}} \cdot \left(1 - \frac{h}{2 \cdot R} + 2 \cdot \frac{e^2}{R^2} \right).$$

При допущенні, що $1 + \mu_p^2 \approx \sqrt{1 + \mu_{\text{ц}}^2}$, можна прийняти:

$$L_{\text{тi}} = 8 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot e \cdot \mu_p \cdot \mu_{\text{ц}} \cdot \frac{1 + \frac{e}{h}}{1 - \frac{e}{h}} \cdot \left(1 - \frac{h}{2 \cdot R} + 2 \cdot \frac{e^2}{R^2} \right);$$

$$N_{\text{тi}} = 8 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot e \cdot z \cdot \mu_p \cdot \mu_{\text{ц}} \cdot \left(1 - \frac{h}{2 \cdot R} + 2 \cdot \frac{e^2}{R^2} \right) \cdot \frac{1 + \frac{e}{h}}{1 - \frac{e}{h}} \cdot \frac{n}{60 \cdot 10^3} \quad (\text{кВт}).$$

4.1.4. Визначення частоти обертання ротора нового компресора.

Застосування в новому компресорі радіальних пластин з підп'ятниками дозволяє знизити коефіцієнт тертя $\mu_{\text{ц}}$ пластин по циліндру компресора за рахунок підвищення несучої здатності газового мащення між підп'ятником і циліндром.

Визначаємо частоту обертання ротора нового компресора за формулою:

$$n^H = \sqrt[3]{\frac{m^6 \cdot (n^6)^3 \cdot \mu_{\text{ц}}^6}{m^H \cdot \mu_{\text{ц}}^H}} = \sqrt[3]{\frac{0,5 \cdot 1500^3 \cdot 0,15}{0,75 \cdot 0,06}} = 1778 \text{ об/хв},$$

де $m^H=0,75$ кг – маса пластини з підп'ятником;

$\mu_{\text{ц}}^H=0,06$ – коефіцієнт тертя між підп'ятником та циліндром в новому компресорі.

Частоту обертання приймаємо стандартною – $n^H=1750$ об/хв.

4.1.5. Розрахунок пластини на міцність.

Пластина являється основним робочим органом машини і підлягає повірочному розрахунку на втомлюваність.

Розрахунок пластини на втомлюваність полягає в визначенні максимального та мінімального згинаючих моментів, що діють на пластину. На пластину протягом одного обороту ротора діють непостійні за величиною сили. Максимум навантажень буде в перерізі М (див. розрахункову схему 4) при куті повороту ротора $\varphi=\varphi_{\text{к}} - \beta/2$, мінімум – при 180° .

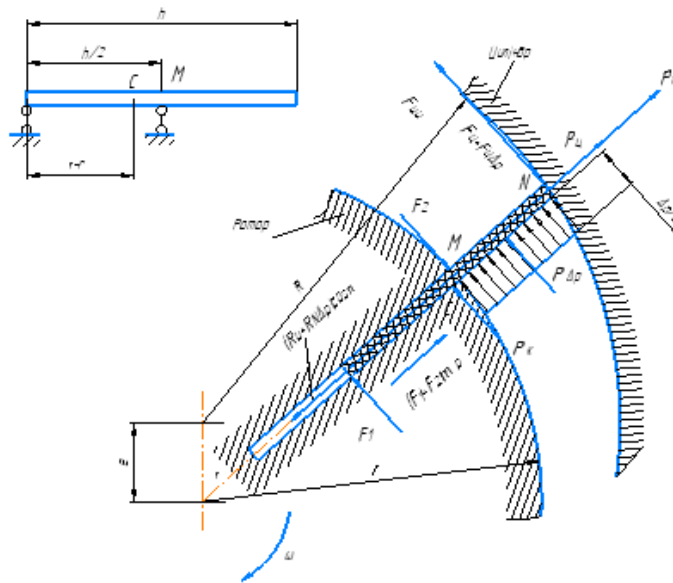


Рис. 4.4

Максимальне значення сили $P_{\Delta p}$, яка виникає від перепаду тиску газу між сусідніми чарунками, в перерізі М визначаємо за формулою:

$$P_{\Delta p_{\max}} = 1 \cdot e \cdot \left[1 + \cos \left(\varphi_k - \frac{\beta}{2} \right) \right] \times$$

$$\times \left\{ p_k - p_v \cdot \left[\frac{2}{1 + \cos \left(\varphi_k - \frac{\beta}{2} \right) - \frac{e}{R} \cdot \sin^2 \left(\varphi_k - \frac{\beta}{2} \right)} \right]^k \right\};$$

тоді

$$P_{\Delta p_{\max}} = 0,45 \cdot 0,016 \cdot \left[1 + \cos \left(1,292 - \frac{1,047}{2} \right) \right] \times$$

$$\times \left\{ 0,22 - 0,1 \cdot \left[\frac{2}{1 + \cos \left(1,292 - \frac{1,047}{2} \right) - \frac{0,016}{0,085} \cdot \sin^2 \left(1,292 - \frac{1,047}{2} \right)} \right]^{1,41} \right\} \times$$

$$\times 10^6 = 1070 \text{ Н}.$$

На кінці пластини перпендикулярно їй діє сила тертя, яка складається із двох складових $F_{\text{цi}}$ та $F_{\text{ц}\Delta p}$. В свою чергу:

$$F_{\text{цi}} = \mu_{\text{ц}}^{\text{н}} \cdot \frac{P_{\text{ц}} + P_{\text{п}} + \mu_{\text{p}} \cdot P_{\text{k}} \cdot \frac{\rho - r}{h - (\rho - r)}}{\cos(\nu + \delta) + \mu_{\text{p}} \cdot \sin(\nu + \delta) \cdot \frac{h + (\rho - r)}{h - (\rho - r)}},$$

де $P_{\text{ц}}$ – відцентрова сила,

$$\begin{aligned} P_{\text{ц}} &= m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \left(1 + \frac{e}{R} \cdot \cos\left(\varphi_{\text{k}} - \frac{\beta}{2}\right) - \frac{h}{2 \cdot R} - \frac{e^2}{2 \cdot R^2} \cdot \sin^2\left(\varphi_{\text{k}} - \frac{\beta}{2}\right) \right) = \\ &= 0,75 \cdot 183^2 \cdot 0,085 \cdot \left(1 + \frac{0,016}{0,085} \cdot \cos\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right) - \frac{0,045}{2 \cdot 0,085} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{0,016^2}{2 \cdot 0,085^2} \cdot \sin^2\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right) \right) = 1846 \text{ Н}; \end{aligned}$$

$P_{\text{п}}$ – сила, пропорційна прискоренню при зворотно–поступальному русі пластини в пазу ротора,

$$\begin{aligned} P_{\text{п}} &= m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \left(\frac{e}{R} \cdot \cos\left(\varphi_{\text{k}} - \frac{\beta}{2}\right) + \frac{e^2}{R^2} \right) = \\ &= 0,75 \cdot 183^2 \cdot 0,085 \cdot \left(\frac{0,016}{0,085} \cdot \cos\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right) + \frac{0,016^2}{0,085^2} \right) = 366 \text{ Н}; \end{aligned}$$

P_{k} – Кориолісова сила,

$$\begin{aligned} P_{\text{k}} &= 2 \cdot m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin\left(\varphi_{\text{k}} - \frac{\beta}{2}\right) = \\ &= 2 \cdot 0,75 \cdot 183^2 \cdot 0,085 \cdot \sin\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right) = 2976 \text{ Н}; \end{aligned}$$

ρ – поточний радіус,

$$\rho = R \cdot \left(1 + \frac{e}{R} \cdot \cos\left(\varphi_k - \frac{\beta}{2}\right) - \frac{e^2}{2 \cdot R^2} \cdot \sin^2\left(\varphi_k - \frac{\beta}{2}\right) \right) = 0,085 \times$$

$$\times \left(1 + \frac{0,016}{0,085} \cdot \cos\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right) - \frac{0,016^2}{2 \cdot 0,085^2} \cdot \sin^2\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right) \right) = 0,095 \text{ м};$$

ν – кут тертя, значення його визначаємо з формули:

$$\mu_{\text{ц}}^{\text{H}} = \operatorname{tg} \nu, \quad \text{звідки} \quad \nu = \operatorname{arctg} \mu_{\text{ц}} = \operatorname{arctg} 0,06 = 0,06;$$

$$\delta = \alpha_k - \varphi_k = 84^\circ - 74^\circ = 10^\circ = 0,175 \text{ рад.}$$

Тоді складова $F_{\text{цi}}$ сили тертя:

$$F_{\text{цi}} = 0,06 \cdot \frac{1846 + 336 + 0,15 \cdot 2976 \cdot \frac{0,095 - 0,069}{0,045 - (0,095 - 0,069)}}{\cos(0,175 + 0,06) + 0,15 \cdot \sin(0,175 + 0,06) \cdot \frac{0,045 + (0,095 - 0,069)}{0,045 - (0,095 - 0,069)}} =$$

$$= 227 \text{ Н.}$$

А складову $F_{\text{ц}\Delta p}$ визначимо за формулою:

$$F_{\text{ц}\Delta p} = \mu_{\text{ц}}^{\text{H}} \cdot \mu_p \cdot l \cdot e \cdot \frac{1 + \cos\left(\varphi_k - \frac{\beta}{2}\right)}{1 - \frac{e}{h} \cdot \left[1 + \cos\left(\varphi_k - \frac{\beta}{2}\right) \right]} \times$$

$$\left\{ p_k - p_{01} \cdot \left[\frac{2}{1 + \cos\left(\varphi_k - \frac{\beta}{2}\right) - \frac{e}{R} \cdot \sin^2\left(\varphi_k - \frac{\beta}{2}\right)} \right]^k \right\}.$$

Отже:

$$F_{\text{цДр}} = 0,06 \cdot 0,15 \cdot 0,45 \cdot 0,016 \cdot \frac{1 + \cos\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right)}{1 - \frac{0,016}{0,045} \cdot \left[1 + \cos\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right)\right]} \times$$

$$\left\{ 0,22 - 0,1 \cdot \left[\frac{2}{1 + \cos\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right) - \frac{0,016}{0,085} \cdot \sin^2\left(1,292 - \frac{1,047}{2}\right)} \right]^{1,41} \right\} \times$$

$$\times 10^6 = 25 \text{ Н}.$$

Визначаємо максимальний згинаючий момент в перерізі М за формулою:

$$M_{\text{max}} = (F_{\text{ці}} + F_{\text{цДр}}) \cdot (\rho - r) + P_{\text{Др max}} \cdot \frac{\rho - r}{2} =$$

$$= (227 + 25) \cdot (0,095 - 0,069) + 1070 \cdot \frac{0,095 - 0,069}{2} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальне напруження в перерізі М знайдемо за формулою:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{6 \cdot M_{\text{max}}}{l \cdot b^2} = \frac{6 \cdot 20}{0,45 \cdot 0,005^2} = 11 \text{ МПа},$$

де $b=0,005 \text{ м}$ – ширина пластини.

Запас міцності пластини на витривалість, яка працює при пульсуючому циклі напружень, визначаємо за формулами:

міцності

$$n_{\text{м}} = \frac{2}{\frac{\sigma_{\text{max}}}{\zeta \cdot \sigma_{-1}} + \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_{\text{мр}}}};$$

текучості

$$n_{\text{т}} = \frac{2 \cdot \zeta}{1 + \zeta} \cdot \frac{\sigma_{\text{тр}}}{\sigma_{\text{max}}},$$

де $\sigma_{\text{мр}}=470$ МПа – межа міцності при розтягуванні;

$\sigma_{\text{тр}}=245$ МПа – межа текучості при розтягуванні;

$\sigma_{-1}=0,55 \cdot \sigma_{\text{мр}}=0,55 \cdot 470=258,5$ МПа – межа міцності на витривалість при симетричному циклі;

$\zeta \approx 0,8$ – коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні пластини і підп'ятника та масштабний ефект.

Тоді коефіцієнти запасу:

$$n_{\text{м}} = \frac{2}{\frac{11}{0,8 \cdot 258,5} + \frac{11}{470}} 26; \quad n_{\text{т}} = \frac{2 \cdot 0,8}{1 + 0,8} \cdot \frac{245}{11} = 20.$$

Запасом міцності пластини на витривалість являється менша із визначених величин – $n=20$.

4.1.6. Визначення продуктивності нового компресора.

Продуктивність компресора визначаємо за формулою:

$$Q = 4 \cdot \pi \cdot e \cdot R \cdot l \cdot n \cdot \lambda_0,$$

де $l=0,45$ м – довжина ротора;

$\lambda_0=0,8$ – коефіцієнт подачі.

Отже, продуктивність нового компресора складе:

$$Q = 4 \cdot 3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,085 \cdot 0,45 \cdot 1750 \cdot 0,7 = 9,4 \text{ м}^3 / \text{хв}.$$

4.2 Розрахунок цистерни на міцність

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

4.2.1. Розрахунок циліндричної обичайки, яка навантажена внутрішнім надлишковим тиском.

Товщину стінки цистерни визначаємо за формулою:

$$S = \frac{P_p \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p} + C + C_1,$$

де $P_p=0,16$ МПа – робочий тиск в цистерні;

$D=1,6$ м – внутрішній діаметр обичайки;

$\varphi=0,9$ – коефіцієнт міцності зварного шва;

$[\sigma]=134$ МПа – допустиме напруження для матеріалу обичайки марки ВСтЗсп за ГОСТ 380–71;

$C, C_1=0,001$ м – прибавки до розрахункової товщини цистерни на корозію металу.

Тоді товщина стінки цистерни складе:

$$S = \frac{0,16 \cdot 1,6}{2 \cdot 0,9 \cdot 134 - 0,16} + 0,001 + 0,001 = 0,00306 \text{ м.}$$

Приймаємо $S=4$ мм.

Допустимий тиск в цистерні розраховуємо за формулою:

$$[P] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (S - C)}{D + (S - C)} = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 134 \cdot (0,004 - 0,001)}{1,6 + (0,004 - 0,001)} = 0,451 \text{ МПа.}$$

4.2.2. Розрахунок еліптичного днища, яке навантажене внутрішнім тиском.

Товщину стінки днища цистерни визначаємо за формулою:

$$S = \frac{P_p \cdot R}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot P_p} + C + C_1$$

де R – радіус кривизни в вершині днища, для стандартних днищ $H=0,25 \cdot D$,

$$R = \frac{D^2}{4 \cdot H} = \frac{D^2}{4 \cdot 0,25 \cdot D} = D = 1,6 \text{ м.}$$

Тоді товщина стінки днища цистерни складе:

$$S_1 = \frac{0,16 \cdot 1,6}{2 \cdot 0,9 \cdot 134 - 0,5 \cdot 0,16} + 0,001 + 0,001 = 0,00306 \text{ м.}$$

Приймаємо $S_1 = 4 \text{ мм.}$

Допустимий тиск визначаємо за формулою:

$$[P] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (S_1 - C)}{R + 0,5 \cdot (S_1 - C)} = \frac{2 \cdot 0,9 \cdot 134 \cdot (0,004 - 0,001)}{1,6 + 0,5 \cdot (0,004 - 0,001)} = 0,452 \text{ МПа.}$$

Виходячи з умов поставки днищ та технології їх виготовлення в конструкції автоцементовоза приймаємо днище товщиною 8 мм.

4.2.3. Розрахунок на міцність цистерни з кільцями жорсткості, яка навантажена зовнішнім тиском.

Ефективний момент інерції розрахункового поперечного перерізу кільця жорсткості визначаємо за формулою:

$$I = I_k + \frac{l_1 \cdot (S - C)^3}{10,9} + l^2 \cdot \frac{A_k \cdot l_e \cdot (S - C)}{A_k + l_e \cdot (S - C)};$$

де l_e – ефективна довжина обичайки,

$$l_e = t + 1,1 \cdot \sqrt{D \cdot (S - C)} = 0,006 + 1,1 \cdot \sqrt{1,6 \cdot (0,004 - 0,001)} = 0,083 \text{ м};$$

$t = 0,006 \text{ м}$ – товщина кільця жорсткості;

A_k – площа поперечного перерізу кільця жорсткості,

$$A_k = t \cdot h = 0,006 \cdot 0,04 = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$h = 0,04 \text{ м}$ – висота поперечного перерізу кільця;

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

I_k – власний момент інерції поперечного перерізу кільця жорсткості відносно осі, яка проходить через центр тяжіння поперечного перерізу кільця,

$$I_k = \frac{t \cdot h^3}{12} = \frac{0,006 \cdot 0,04^3}{12} = 3,2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 ;$$

$l=0,022$ м – відстань між центром тяжіння поперечного перерізу кільця жорсткості і середньою поверхнею обичайки;

$l_1=1,22$ м – відстань між кільцями.

$$I = 3,2 \cdot 10^{-8} + \frac{1,22 \cdot (0,004 - 0,001)^3}{10,9} + 0,022^2 \times \\ \times \frac{2,4 \cdot 10^{-4} \cdot 0,083 \cdot (0,004 - 0,001)}{2,4 \cdot 10^{-4} + 0,083 \cdot (0,004 - 0,001)} = 9,41 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 .$$

Коефіцієнт жорсткості обечайки, яка підкріплена кільцями жорсткості, розраховуємо за формулою:

$$K = \sqrt{\frac{10,9 \cdot I}{l_1 \cdot (S - C)^3}} = \sqrt{\frac{10,9 \cdot 9,41 \cdot 10^{-8}}{1,22 \cdot (0,004 - 0,001)^3}} = 5,58.$$

Допустимий зовнішній тиск визначаємо із умови стійкості всієї обичайки за формулою:

$$[P] = \frac{[P]_{lp}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{lp}}{[P]_{lc}} \right)^2}} ;$$

де $[P]_{lp}$ – допустимий зовнішній тиск в МПа,

$$[P]_{lp} = 1,0 \cdot \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p \cdot (S - C) + 2 \cdot \frac{A_k}{l_1} \cdot [\sigma] \cdot \varphi_k}{B + (S - C)} ;$$

$\varphi_p=1,0$ – коефіцієнт міцності продольного зварного шва;

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

$\varphi_k=1,0$ – коефіцієнт міцності зварних швів кільця жорсткості;

$$[P]_{lp} = \frac{2 \cdot 134 \cdot 1,0 \cdot (0,004 - 0,001) + 2 \cdot \frac{2,4 \cdot 10^{-4}}{1,22} \cdot 134 \cdot 1,0}{1,6 + (0,004 - 0,001)} = 0,534 \text{ МПа} .$$

Допустимий зовнішній тиск із умов стійкості в межах пружності розраховуємо за формулою:

$$[P]_{le} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E}{K \cdot B_2 \cdot n_{\kappa}} \cdot \frac{D}{L} \cdot \left[\frac{100 \cdot K \cdot (S - C)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot K \cdot (S - C)}{D}} ;$$

де $E=0,191 \cdot 10^6$ МПа – модуль пружності;

$B_2=1,0$ – коефіцієнт;

$n_{\kappa}=2,4$ – коефіцієнт стійкості кілець жорсткості;

$L=5$ м – довжина цистерни;

$$[P]_{le} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 0,191 \cdot 10^6}{5,58 \cdot 1,0 \cdot 2,4} \cdot \frac{1,6}{5} \cdot \left[\frac{100 \cdot 5,58 \cdot (0,004 - 0,001)}{1,6} \right]^2 \times \\ \times \sqrt{\frac{100 \cdot 5,58 \cdot (0,004 - 0,001)}{1,6}} = 0,088 \text{ МПа} .$$

Тоді допустимий зовнішній тиск складе:

$$[P] = \frac{0,534}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,534}{0,088} \right)^2}} = 0,087 \text{ МПа} .$$

4.2.4. Розрахунок днища, яке навантажене зовнішнім тиском.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Товщину стінки днища цистерни автоцементовоза визначаємо за формулою:

$$S_1 = \frac{K_e \cdot R}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_{\text{ц}} \cdot P}{10^{-6} \cdot E}};$$

де $P=0,06$ МПа – робочий вакуум в цистерні.

Для попереднього розрахунку приймаємо коефіцієнт $K_e=0,9$.

Тоді товщина стінки днища цистерни складе:

$$S_1 = \frac{0,9 \cdot 1,6}{510} \cdot \sqrt{\frac{2,4 \cdot 0,06}{10^{-6} \cdot 0,191 \cdot 10^6}} = 0,003 \text{ м.}$$

Приймаємо з запасом $S_1=0,003+0,0005=0,0035$ м.

Допустимий зовнішній тиск розраховуємо за формулою:

$$[P] = \frac{[P]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_p}{[P]_e} \right)^2}};$$

де

$$[P]_p = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (S - C)}{R + (S - C)} = \frac{2 \cdot 134 \cdot (0,004 - 0,001)}{1,6 + (0,004 - 0,001)} = 0,5 \text{ МПа};$$

$$[P]_e = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_{\text{ц}}} \cdot \left[\frac{100 \cdot (S - C)}{K_e \cdot R} \right]^2;$$

$$K_e = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot x) \cdot x}{1 + (3,0 + 10 \cdot x) \cdot x};$$

$$\begin{aligned} x &= 10 \cdot \frac{S - C}{D} \cdot \left(\frac{D}{H} - \frac{H}{D} \right) = 10 \cdot \frac{S - C}{D} \cdot \left(\frac{D}{0,25 \cdot D} - \frac{0,25 \cdot D}{D} \right) = \\ &= 10 \cdot \frac{0,004 - 0,001}{1,6} \cdot \left(\frac{1,6}{0,25 \cdot 1,6} - \frac{0,25 \cdot 1,6}{1,6} \right) = 0,07. \end{aligned}$$

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Тоді коефіцієнт K_e складе:

$$K_e = \frac{1 + (2,4 + 8 \cdot 0,07) \cdot 0,07}{1 + (3,0 + 10 \cdot 0,07) \cdot 0,07} = 0,96.$$

Допустимий тиск $[P]_e$ складе:

$$[P]_e = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 0,191 \cdot 10^6}{2,4} \cdot \left[\frac{100 \cdot (0,004 - 0,001)}{0,96 \cdot 1,6} \right]^2 = 0,079 \text{ МПа}.$$

Допустимий зовнішній тиск:

$$[P] = \frac{0,5}{\sqrt{1 + \left(\frac{0,5}{0,079} \right)^2}} = 0,078 \text{ МПа}.$$

Можемо зробити висновок, що цистерна зварна працездатна при робочому тиску стисненого повітря 0,16 МПа і робочому вакуумі 60 відсотків.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

ВИСНОВКИ

- 1 На основі аналізу існуючих технічних рішень ротаційних пластинчастих компресорів запропонована нова конструкція. Вона являє собою статор та ексцентрично встановлений в ньому ротор, в радіальних пазах якого розташовані пластини з підп'ятниками, закріпленими з боку статора з можливістю повороту навколо осі кріплення. Велика несуча здатність підп'ятника дає можливість збільшувати робочу частоту обертання ротора компресора, а отже, і його продуктивність без додаткових витрат потужності. Запропонована заміна підшипників кочення, які встановлені на роторі та мають примусову систему мащення, підшипниками ковзання із матеріалу «масляніт». Ця заміна дозволяє повністю відмовитися від примусової системи мащення, що тим самим спрощує конструкцію компресора.
- 2 Конструкція компресора розроблена стосовно до автомобільного цементовоза ТЦ–10.
- 3 Автоцементовоз ТЦ–10 може використовуватися для транспортування порошкоподібних в'язучих матеріалів в будівництві та в промисловості будівельних матеріалів.
- 4 В ході розрахунків підтверджена раціональність запропонованої конструкції ротаційного пластинчастого компресора, на що вказує нова продуктивність компресора, яка збільшилася від 8,0 до 9,4 м³/хв.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

CONCLUSIONS

1 Based on the analysis of existing technical solutions of rotary plate compressors, a new design is proposed. It is a stator and an eccentrically installed rotor in it, in the radial grooves of which there are plates with saddles fixed on the side of the stator with the possibility of rotation around the mounting axis. The large carrying capacity of the support makes it possible to increase the operating frequency of the compressor rotor, and therefore its performance, without additional power consumption. We also suggested replacing the rolling bearings, which are installed on the rotor and have a forced lubrication system, with sliding bearings made of the "maslyanite" material. This replacement allows you to completely abandon the forced lubrication system, thereby simplifying the design of the compressor.

2 The design of the compressor was developed in relation to the ТЦ-10 cement truck.

3 Cement truck ТЦ-10 can be used for transportation of powdered binding materials in construction and in the building materials industry.

4 During the calculations, the rationality of the proposed design of the rotary plate compressor was confirmed, as indicated by the new compressor performance, which increased from 8.0 to 9.4 m³/min.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Будівельні машини. Довідник у 2-х т. За ред. д-ра техн. наук В. А. Баумана та інж. Ф. А. Лапіра. Вид. 4-те, перероб. та дод. М., "Машинобудування", 1976.
2. Васильєв А. А. Дорожні машини: Підручник для технікумів за спеціальностями "Експлуатація та ремонт дорожніх машин та обладнання" та "Будівництво та експлуатація автомобільних доріг" - 2-ге вид., перероб. М., Машинобудування, 1979, 448 с., іл.
3. Трофімов А. П., Холодов І. Я. Спеціальні транспортні машини у будівництві - 2-ге вид., перероб. К.: Будівельник, 1983, 152 с.
4. Компресори ТЦ-10А.06 та ТЦ-10А.06 М1. Технічний опис та інструкція з експлуатації. ТЦ-10А.06.00.000. ТО. 1992.
5. Ротаційні компресори. За заг. ред. д-ра техн. наук проф. А. Г. Головінцова. М., "Машинобудування", 1964, 316 с., іл.
6. ГОСТ 24755-81. "Судини та апарати. Норми та методи розрахунку на міцність".
7. ГОСТ 14249-80. "Судини та апарати. Норми та методи розрахунку на міцність".
8. Горбачевич А. Ф. Курсове проектування з технології машинобудування. Мінськ: Вища школа, 1975. 286 с.
9. Технологія виробництва та ремонт дорожньо-будівельних машин. Чабанний В. Я., Власенко Н. В., Тимченко В. Н. |к.: Вища шк. Головне вид-во, 1985. - 263 с.
10. Довідник технолога машинобудівника. У двох томах. Вид. 3, перероблене. Том 2. За ред. д-ра техн. наук. проф. А. Н. Малова. М., "Машинобудування", 1972, с. 568.
11. Балабанов А. Н. Короткий довідник технолога-машинобудівника. М.: Видавництво стандартів, 1992. - 464 с.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Довідник інструментальника /І. О. Ординарцев, Г. В. Філіппов, О. Н. Шевченка та ін; За заг. ред. І. А. Ординарцева. Л.: Машинобудування, 1987. - 846 с.: іл.

13. Обробка металів різанням: Довідник технолога/А. А. Панов, В. В. Анікін, Н. Г. Бойм та ін; За заг. ред. А. А. Панова. М.: Машинобудування. 1988. □ 736 с.: іл.

14. Методичні вказівки щодо застосування ЕОМ для розрахунків економічної ефективності нової будівельно-дорожньої техніки в курсовій роботі для студентів спеціальності 0511 денної та вечірньої форм навчання./І.Л. Шаповалова, С.М. Резніченко, Н.І. Товчинина. Кіровоград: КІСМ, 1987. □ 56 с.

15. Методичні вказівки щодо виконання курсової роботи "Планування технічної підготовки виробництва" для студентів денної форми навчання.
/ І.Л. Шаповалова, А.Г. Харичкін, С.М. Резниченко. Кіровоград: КІСМ, 1985. 40 с.

16. Васильєв І. А., Петриченко В. В. Економіка, організація і планування будівельного і дорожнього машинобудування: Підручник для учнів середовищ спец. навч. закладів. М.: Машинобудування, 1990. 248с.: іл.

17. Охорона праці машинобудуванні: Підручник для машинобудівних вузів/Е. Я. Юдін, С. В. Белов, С. К. Баланцев та ін; За ред. Є. Я. Юдіна, С. В. Белова - 2-ге вид., перероб. та дод. М.: Машинобудування, 1983, 432 с., іл.

ДОДАТОК 1

5. Технологічна частина

5.1 Призначення та аналіз роботи деталі у вузлі

Дана деталь – шків відноситься до класу валів і служить для приводу компресора, що встановлюється на автоцементовозі ТЦ–10, через пасову передачу від валу відбору потужності автомобіля.

Умови роботи шківів достатньо жорсткі, він працює на кручення. На шківі знаходиться посадочне місце для посадки його на вал компресора.

Шків виготовляється зі сталі марки Сталь 30 ГОСТ 1050–88.

В таблиці 5.1 наведені дані по хімічному складу матеріалу деталі, а в таблиці 5.2 – механічні властивості деталі.

Таблиця 5.1 – Хімічний склад сталі 30 (ГОСТ 1050–88)

В відсотках

C	Si	Mn	Cr	S	P	Cu	Ni
			не більше				
0,42–0,5	0,17–0,37	0,5–0,8	0,25	0,04	0,035	0,25	0,25

Таблиця 5.2 – Механічні властивості сталі 30 (ГОСТ 1050–88)

Тимчасо- вий опір при роз- тягуванні, σ_B , МПа	Межа текучос- ті, σ_T , МПа	Віднос- не видо- вження, δ , %	Відносне звужен- ня, ψ , %	Ударна в'язкість, α_H , кДж/м ²	НВ	
					Гаряче- катаної	Відпа- леної
610	360	16	40	500	241	197

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

70

5.2 Аналіз технологічності конструкції деталі

Метою аналізу є визначення недоліків конструкції деталі за відомостями, що є на кресленні, та технічними вимогами.

Креслення деталі має достатню кількість видів, перерізів, які дають повну інформацію про геометричну форму деталі. На кресленні вказані всі розміри з необхідними допусками, класи чистоти поверхонь, що оброблюються, та всі допускаємі відхилення геометричних форм. З креслення деталі можна визначити найбільш доцільні методи отримання заготовки.

Креслення має всі необхідні відомості про матеріал деталі, термічну обробку та вагу деталі.

Конструкція деталі достатньо проста, немає складних поверхонь. Деталь не має явних нетехнологічних елементів. Усі поверхні деталі доступні для обробки. Жорсткість деталі достатня для того, щоб не обмежувати режими різання деталі:

$$\frac{l}{d} = \frac{145}{152} = 0,95 < 10.$$

Деталь має достатні за кількістю та відстанями базові поверхні. Усі поверхні деталі можна оброблювати прохідними та розточними різцями. Отвори вимагають використання свердлувального обладнання, а шпоночний паз – протяжного обладнання.

5.3 Розробка попереднього технологічного маршруту обробки

Попередній технологічний маршрут призначений для визначення необхідних операцій для отримання заданих розмірів та якості поверхонь

деталі, визначення необхідної термічної (ТО) та хіміко–термічної (ХТО) обробки поверхонь деталі.

Попередній технологічний маршрут обробки зводимо в таблицю 5.3.

Таблиця 5.3 – Попередній технологічний маршрут обробки шківів

Найменування поверхні, яка обробляється	Найменування видів обробки	Величина R_z (R_a), мкм і квалітет точності	ТО, ХТО, твердість поверхні	Попередній технологічний маршрут
1. Торець шківів. Радіальна поверхня	Точіння	R_z 20 Н 14	Без ТО і ХТО 170–229 НВ	01. Токарна
2. Шпоночний паз.	Протяжка шпоночної канавки	R_a 12,5 Н 10	–//–	02. Протяжна
3. Радіальна поверхня шківів.	Точіння	R_a 6,3 Н 12	–//–	03. Токарна
4. Торець шківів.	Свердлування отворів	R_a 6,3 Н 10	–//–	04. Свердлувальна
5. Торець шківів.	Нарізання різьби	R_a 6,3 Н 10	–//–	05. Слюсарна

5.4 Визначення типу виробництва

Необхідною умовою розробки технологічного процесу є визначення типу виробництва деталі. Від типу виробництва деталі залежить вибір способу отримання заготовки, вибір металорізальних верстатів, ріжучого та

вимірювального інструменту. Крім того, в залежності від типу виробництва визначається склад операцій механічної обробки деталі.

5.4.1. Визначення попередніх норм часу.

Попередні норми часу визначаємо по рекомендації [8] за формулою:

$$t_{\text{шт.поп.}} = \mu \cdot K_{\text{обр.}} \cdot d \cdot l \cdot 10^{-3}, \text{ (хв.)}$$

де μ – коефіцієнт, який залежить від величини виробничої програми ;

$K_{\text{обр.}}$ – коефіцієнт, який залежить від виду обробки [8];

d, l – розміри поверхні, яка обробляється;

або за формулою:

$$t_{\text{шт.поп.}} = \mu \cdot K_{\text{обр.}} \cdot (D^2 - d^2) \cdot 10^{-3}, \text{ (хв.)}$$

де D – діаметр торця, який оброблюється;

d – найменший діаметр торця, який оброблюється.

01. Токарна операція.

Підрізання торця:

$$\mu=1,98; K_{\text{обр.}}=0,037; D=160 \text{ мм}; d=0 \text{ мм};$$

$$t_{\text{шт.поп.}} = 1,98 \cdot 0,037 \cdot (160^2 - 0^2) \cdot 10^{-3} = 1,88 \text{ хв.}$$

Обточування зовнішньої поверхні:

$$\mu=1,5; K_{\text{обр.}}=0,17; d=160 \text{ мм}; l=145 \text{ мм};$$

$$t_{\text{шт.поп.}} = 1,5 \cdot 0,17 \cdot 160 \cdot 145 \cdot 10^{-3} = 5,9 \text{ хв.}$$

Підрізання торця:

$$\mu=1,98; K_{\text{обр.}}=0,037; D=154 \text{ мм}; d=78 \text{ мм};$$

$$t_{\text{шт.поп.}} = 1,98 \cdot 0,037 \cdot (154^2 - 78^2) \cdot 10^{-3} = 1,3 \text{ хв.}$$

Підрізання торця:

$$\mu=1,98; K_{обр.}=0,037; D=154 \text{ мм}; d=125 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = 1,98 \cdot 0,037 \cdot (154^2 - 125^2) \cdot 10^{-3} = 0,6 \text{ хв.}$$

Підрізання торця:

$$\mu=1,98; K_{бр.}=0,037; D=125 \text{ мм}; d=70 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = 1,98 \cdot 0,037 \cdot (154^2 - 125^2) \cdot 10^{-3} = 0,78 \text{ хв.}$$

Свердлування отвору Ø39,5 мм:

$$\mu=1,98; K_{обр.}=0,52; d=39,5 \text{ мм}; l=85 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = 1,98 \cdot 0,52 \cdot 39,5 \cdot 85 \cdot 10^{-3} = 3,46 \text{ хв.}$$

Розвертування отвору Ø40 мм:

$$\mu=2,14; K_{обр.}=0,86; d=40 \text{ мм}; l=85 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = 2,14 \cdot 0,86 \cdot 40 \cdot 85 \cdot 10^{-3} = 6,26 \text{ хв.}$$

Загальний час на токарній операції:

$$t_{шт.поп. заг.} = 1,88 + 5,9 + 1,3 + 0,6 + 0,78 + 3,46 + 6,26 = 20,18 \text{ хв.}$$

02. Протяжна операція.

Протягування шпоночного пазу:

$$t_{шт.поп.} = \mu \cdot K_{обр.} \cdot l \cdot 10^{-3}, \text{ (хв.)}$$

$$\mu=1,73; K_{обр.}=0,4; l=85 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = 1,73 \cdot 0,4 \cdot 85 \cdot 10^{-3} = 0,059 \text{ хв.}$$

03. Токарна операція.

Розточування отвору:

$$\mu=1,98; K_{обр.}=0,52; d=78 \text{ мм}; l=63 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = 1,98 \cdot 0,52 \cdot 78 \cdot 63 \cdot 10^{-3} = 5,1 \text{ хв.}$$

Точіння чистове:

$$\mu=2,14; K_{обр.}=0,1; d=154 \text{ мм}; l=125 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = 2,14 \cdot 0,1 \cdot 154 \cdot 125 \cdot 10^{-3} = 4,12 \text{ хв.}$$

Прорізування 4-х канавок під клинові ремні:

$$\mu=1,5; K_{обр.}=0,52; d=152 \text{ мм}; l=22 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = [1,5 \cdot 0,52 \cdot 152 \cdot 22 \cdot 10^{-3}] \cdot 4 = 10,43 \text{ хв.}$$

Загальний час на токарній операції:

$$t_{шт.поп.заг.} = 5,1 + 4,12 + 10,43 = 19,65 \text{ хв.}$$

04. Свердлувальна операція.

Свердлування 5-х отворів Ø6,7 мм:

$$\mu=1,75; K_{обр.}=0,52; d=6,7 \text{ мм}; l=20 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = [1,75 \cdot 0,52 \cdot 6,7 \cdot 20 \cdot 10^{-3}] \cdot 5 = 0,61 \text{ хв.}$$

05. Слюсарна операція.

Нарізання різьби в 5-ти отворах:

$$\mu=1; K_{обр.}=0,4; d=8 \text{ мм}; l=20 \text{ мм};$$

$$t_{шт.поп.} = [1 \cdot 0,4 \cdot 8 \cdot 20 \cdot 10^{-3}] \cdot 5 = 0,32 \text{ хв.}$$

5.4.2. Визначення розрахункової кількості робочих місць.

Розрахункову кількість робочих місць на кожній із операцій попереднього технологічного процесу визначаємо за формулою:

$$q_{p(i)} = \frac{t_{шт.поп.заг. (i)} \cdot N_{зап}}{\Phi_{др.о.} \cdot K_B \cdot 60},$$

					ДКД 2113304 ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			75

де $N_{\text{зап}}$ – програма запуску деталей,

$$N_{\text{зап}} = N_{\text{в}} + N_{\text{з.ч.}} + N_{\text{бр}} + \Delta N_{\text{нез.}},$$

$N_{\text{в}}$ – програма випуску деталей, $N_{\text{в}}=5000$ шт.;

$N_{\text{з.ч.}}$ – кількість деталей, які випускаються в якості запасних частин,

$$N_{\text{з.ч.}} = (0,15 \div 0,2) \cdot N_{\text{в}} = 0,2 \cdot 5000 = 1000 \text{ шт.};$$

$N_{\text{бр}}$ – кількість деталей, які випускаються для компенсації можливого браку,

$$N_{\text{бр}} = (0,04 \div 0,05) \cdot N_{\text{в}} = 0,045 \cdot 5000 = 225 \text{ шт.};$$

$\Delta N_{\text{нез.}}$ – кількість деталей незавершеного виробництва,

$$\Delta N_{\text{нез.}} = (0,01 \div 0,03) \cdot N_{\text{в}} = 0,03 \cdot 5000 = 150 \text{ шт.};$$

$$N_{\text{зап}} = 5000 + 1000 + 225 + 150 = 6375 \text{ шт.};$$

$\Phi_{\text{др.о.}}$ – дійсний річний фонд часу роботи обладнання,

$$\Phi_{\text{др.о.}} = \Phi_{\text{н}} \cdot S \cdot \eta_{\text{o}},$$

$\Phi_{\text{н}}$ – номінальний річний фонд часу робітника, $\Phi_{\text{н}}=2070$ год.;

S – кількість змін роботи обладнання, $S=2$;

η_{o} – коефіцієнт, який враховує простоювання обладнання в планових ремонтах, $\eta_{\text{o}}=0,94$;

$$\Phi_{\text{др.о.}} = 2070 \cdot 2 \cdot 0,94 = 3892 \text{ год.};$$

$K_{\text{в}}$ – коефіцієнт, який враховує виконання норм, $K_{\text{в}}=1,1$.

Прийняту кількість робочих місць $q_{пр(i)}$ отримуємо, округлюючи розрахункове число до найближчого цілого числа.

Для токарної операції:

$$q_{р(1)} = \frac{20,18 \cdot 6375}{3892 \cdot 1,1 \cdot 60} = 0,5, \quad \text{приймаємо } q_{пр(1)} = 1.$$

Для протяжної операції:

$$q_{р(2)} = \frac{0,059 \cdot 6375}{3892 \cdot 1,1 \cdot 60} = 0,0015, \quad \text{приймаємо } q_{пр(2)} = 1.$$

Для токарної операції:

$$q_{р(3)} = \frac{19,65 \cdot 6375}{3892 \cdot 1,1 \cdot 60} = 0,49, \quad \text{приймаємо } q_{пр(3)} = 1.$$

Для свердлильної операції:

$$q_{р(4)} = \frac{0,61 \cdot 6375}{3892 \cdot 1,1 \cdot 60} = 0,015, \quad \text{приймаємо } q_{пр(4)} = 1.$$

Для слюсарної операції:

$$q_{р(5)} = \frac{0,32 \cdot 6375}{3892 \cdot 1,1 \cdot 60} = 0,008, \quad \text{приймаємо } q_{пр(5)} = 1.$$

Коефіцієнти завантаження робочих місць на кожній операції:

$$\eta_{з(i)} = \frac{q_{р(i)}}{q_{пр(i)}};$$

$$\eta_{з(1)} = \frac{0,5}{1} = 0,5;$$

$$\eta_{з(2)} = \frac{0,0015}{1} = 0,0015;$$

$$\eta_{з(3)} = \frac{0,49}{1} = 0,49; \quad \eta_{з(4)} = \frac{0,015}{1} = 0,015; \quad \eta_{з(5)} = \frac{0,008}{1} = 0,008.$$

Середній коефіцієнт завантаження робочих місць:

$$\eta_{з.сер.} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m \eta_{з(i)};$$

де m – кількість операцій технологічного процесу, $m=5$;

$$\eta_{з.сер.} = \frac{1}{5} \cdot (0,5 + 0,0015 + 0,49 + 0,015 + 0,008) = 0,2029$$

Результати розрахунків зводимо в таблицю 5.4.

Таблиця 5.4 – Визначення типу виробництва

№ оп.	Найменування операції	Штучний час, $t_{шт}$, хв.	$\Phi_{др.о.}$, год.	Кількість робочих місць		Коефіцієнт завантаження, η_z	Середній коефіцієнт завантаження, $\eta_{з.сер.}$
				Розрахунка, q_p	Прийнята, $q_{пр}$		
01	Токарна	20,18	3892	0,5	1	0,5	0,2029
02	Протяжна	0,059		0,0015	1	0,0015	
03	Токарна	19,65		0,49	1	0,49	
04	Свердлувальна	0,61		0,015	1	0,015	
05	Слюсарна	0,32		0,008	1	0,008	

Тип виробництва визначаємо за середнім коефіцієнтом завантаження робочих місць. При $\eta_{з.сер.}=0,2029$ має місце крупносерійне виробництво (КС).

5.5 Обґрунтування вибору заготовки

На основі типу виробництва, матеріалу деталі, точності поверхонь встановлюємо два можливих способи отримання заготовки:

I. Поковка.

II. Відливка.

Техніко–економічні показники двох варіантів отримання заготовки зводимо в таблицю 5.5.

Визначаємо вартість заготовки:

– поковка $C_{заг.1} = M_1 + C_{отр.заг.1}$;

– відливка $C_{заг.2} = M_2 + C_{отр.заг.2}$;

де M – вартість матеріалу заготовки,

$$M = Q \cdot C - (Q - q) \cdot \frac{C_{\text{від.}}}{1000} ;$$

C – ціна 1-ї тони відходів, $C=800$ гр/т;

$C_{\text{від.}}$ – ціна 1-го кг матеріалу заготовки, $C_{\text{від.}}=2,5$ гр/кг;

$C_{\text{отр.заг.}}$ – вартість отримання заготовки.

Вартість матеріалу заготовки:

$$M_1 = 19,3 \cdot 2,5 - (19,3 - 9,5) \cdot \frac{800}{1000} = 40,41 \text{ грн.};$$

$$M_2 = 21 \cdot 2,5 - (21 - 9,5) \cdot \frac{800}{1000} = 43,30 \text{ грн.}$$

Вартість отримання заготовки:

$$C_{\text{отр.заг,1}} = (0,8 \div 0,9) \cdot M_1 = 0,85 \cdot 40,41 = 34,35 \text{ грн.};$$

$$C_{\text{отр.заг,2}} = (0,6 \div 0,8) \cdot M_2 = 0,7 \cdot 43,3 = 30,31 \text{ грн.}$$

Вартість заготовки:

$$C_{\text{заг,1}} = 40,41 + 34,35 = 74,76 \text{ грн.}; \quad C_{\text{заг,2}} = 43,3 + 30,31 = 73,61 \text{ грн.}$$

Таблиця 5.5 – Техніко–економічне порівняння способів отримання заготовки

№ п.п.	Показники	I спосіб	II спосіб
1	Спосіб отримання заготовки	поковка	відливка
2	Матеріал	Сталь 45	Сталь 45
3	Маса заготовки, Q	19,3	21
4	Маса деталі (за кресленням), q	9,5	9,5
5	Коефіцієнт використання матеріалу, $K_{\text{вик}}=q/Q$	0,49	0,45
6	Вартість заготовки, $C_{\text{заг.}}$, грн.	48,12	47,69

Економічний ефект від застосування відливки:

$$E_{\text{заг.}} = (C_{\text{заг.1}} - C_{\text{заг.2}}) \cdot N_{\text{зап}} = (74,76 - 73,61) \cdot 6375 = 7331,25 \text{ грн.}$$

Отже кращий варіант виготовлення заготовки – це відливка.

5.6 Встановлення кінцевого технологічного маршруту виготовлення деталі

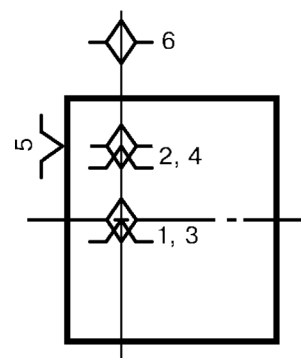
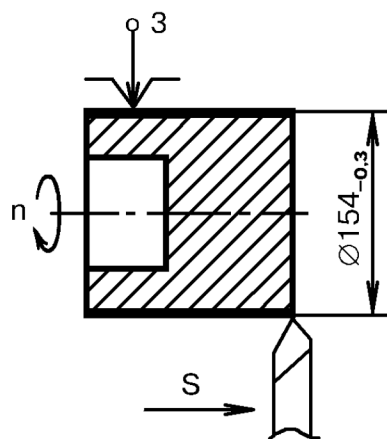
При розробці кінцевого технологічного маршруту виготовлення деталі враховуємо установочні поверхні, чорнові та чистові бази; точність та шорсткість поверхонь, що обробляються; встановлюємо перелік та послідовність операцій і концентрацію переходів; встановлюємо структуру операцій: розділяємо операції на технологічні та допоміжні.

Кінцевий технологічний маршрут виготовлення деталі оформляємо у вигляді таблиці 5.6.

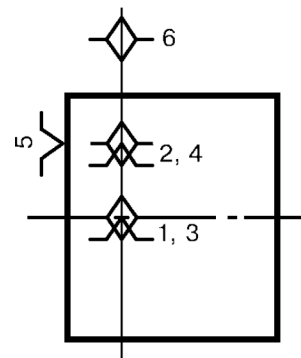
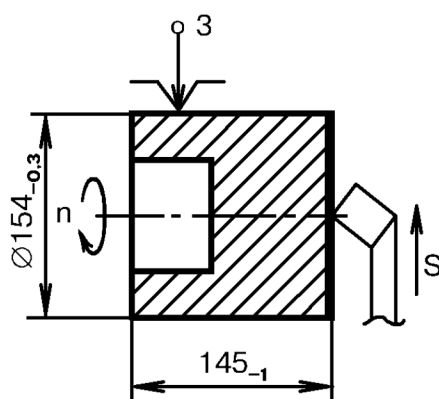
Таблиця 5.6 – Технологічний маршрут виготовлення деталі

№ оп.	Назва операції, номер та назва переходу	Ескіз переходу	Схема базування
1	2	3	4
005	<u>Токарна</u>		
A	Встановити детал		
	Закріпити.		
1	Підрізати торець заготовки $\varnothing 160$ мм, видержавши довжину $l=149\pm 0,5$ мм.		
2	Точити зовнішню поверхню заготовки до $\varnothing 154_{-0,3}$ мм на довжину $l=100^{+5}$ мм.		

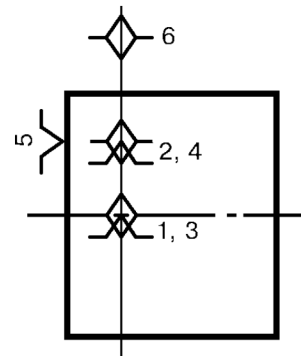
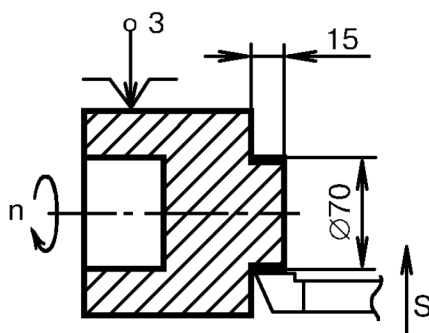
Б Переустановити
деталь.
Точити зовнішню
3 поверхню повніс-
тю до $\varnothing 154_{-0,3}$ мм



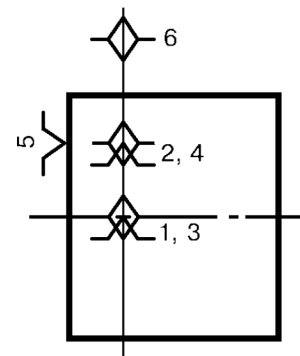
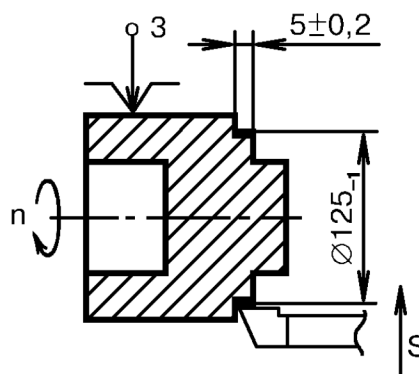
4 Підрізати торець
 $\varnothing 154_{-0,3}$ мм, видер-
жавши довжину
 $l=145_{-1}$ мм.



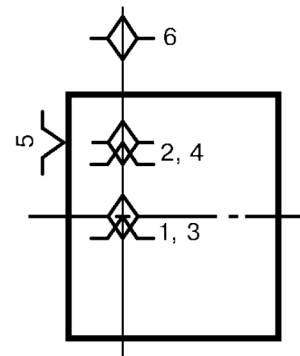
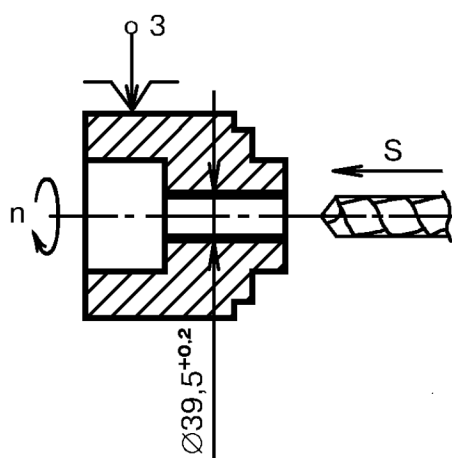
5 Підрізати торець
до $\varnothing 70$ мм, видер-
жавши довжину
 $l=15$ мм.



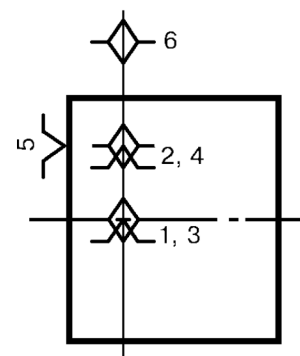
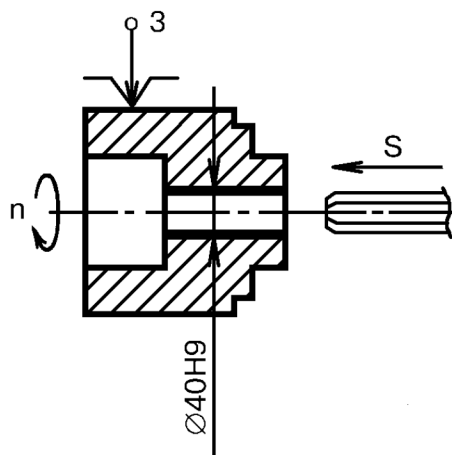
- 6 Підрізати торець
до $\varnothing 125_{-1}$ мм, ви-
державши довжи-
ну $l=5\pm 0,2$ мм.



- 7 Свердлувати
крізьний отвір
 $\varnothing 39,5^{+0,2}$ мм.



- 8 Розвернути кріз-
ний отвір до
 $\varnothing 40H9$ мм.



010

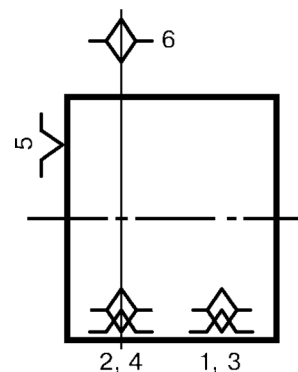
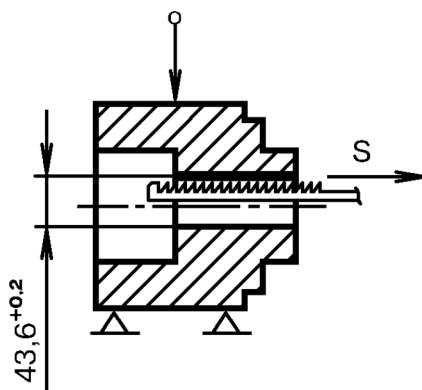
Протяжна

А

Встановити детал
Закріпити.

1

Протягнути шпо-
ночний паз шири-
ною $b=12js9$ мм,
видержавши роз-
мір $l=43,6^{+0,2}$ мм.



015

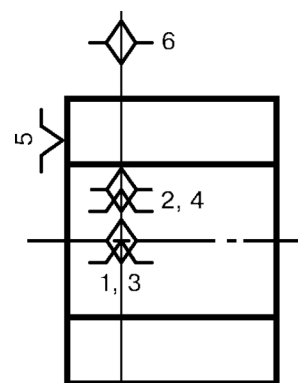
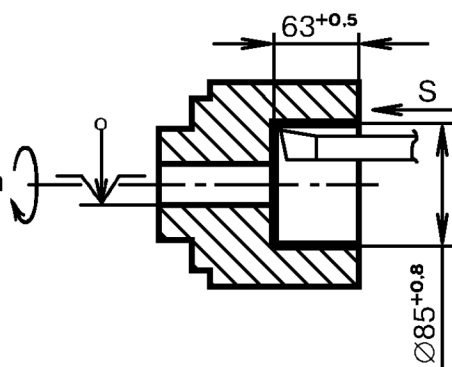
Токарна

А

Встановити детал
Закріпити.

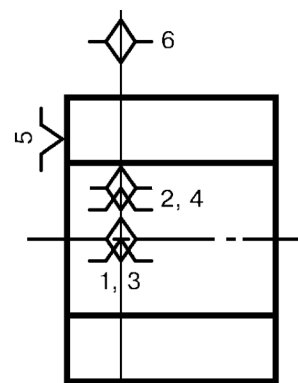
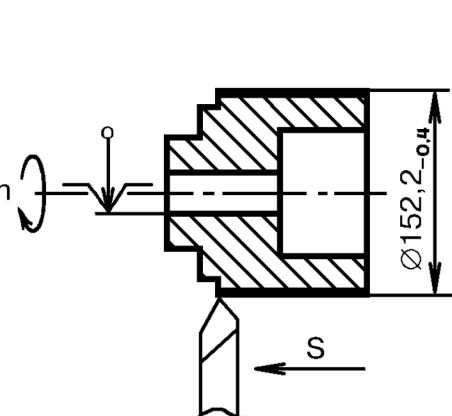
1

Розточити отвір з
 $\varnothing 78$ до $\varnothing 85^{+0,8}$ мм_п
підрізанням дна,
видержавши роз-
мір $l=63^{+0,5}$ мм.



2

Точити зовнішню
поверхню деталі,
видержавши роз-
мір $\varnothing 152,2_{-0,4}$ мм.



Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

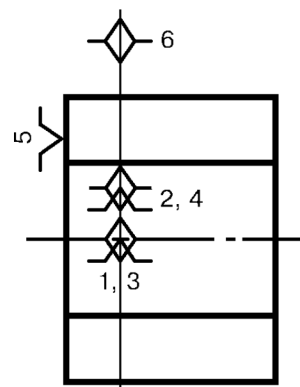
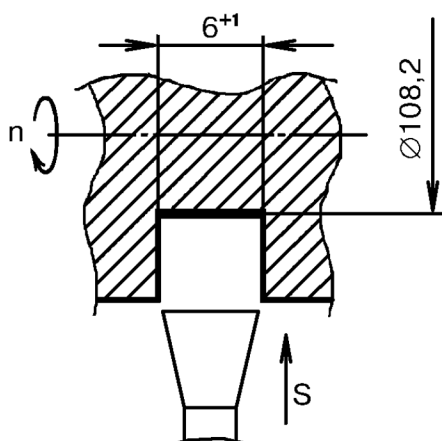
ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

84

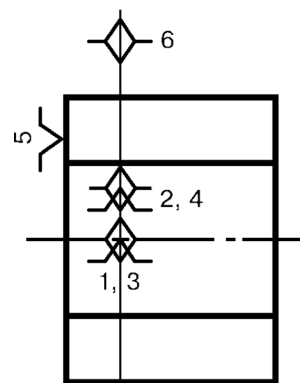
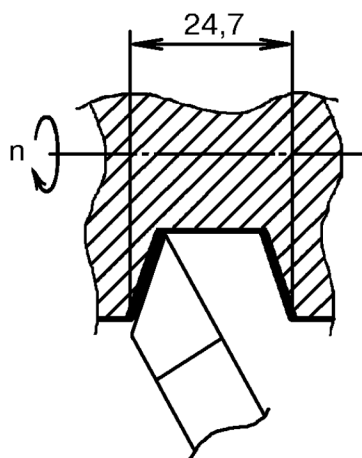
3

Точити попередньо чотири прямокутні канавки на зовнішній поверх деталі шириною $l=6^{+1}$ мм до розміру $\varnothing 108,2$ мм.



4

Точити чотири канавки під клинові ремені до $b=24,7$ мм.



020

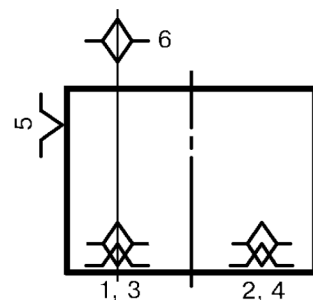
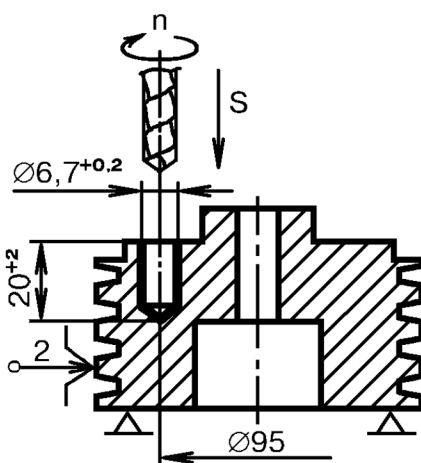
Свердлувальна

А

Встановити детал
Закріпити.

1

Свердлити послідовно 5-ть отворі $\varnothing 6,7^{+0,2}$ мм на глибину $l=20^{+2}$ мм по діаметру $\varnothing 95$ мм.

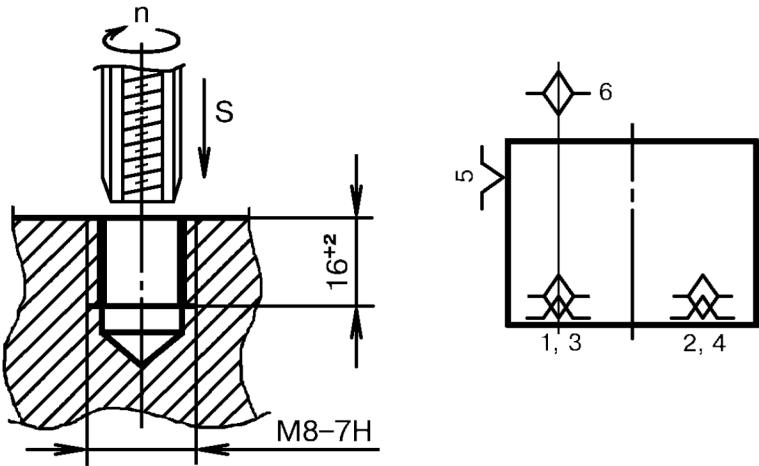


Арк.

ДКД 2113304 ПЗ

85

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

025	<u>Слюсарна</u>	
A	Встановити детал	
	Закріпити.	
1	Нарізати різьбу	
	M8-7H в 5-ти от-	
	ворах Ø6,7 мм на	
	глибину $l=16^{+2}$ мм	
		

5.7 Вибір металорізальних верстатів, ріжучого інструменту, засобів контролю та вимірювань

Відповідно до складеного технологічного процесу вибираємо обладнання, пристосування, ріжучий інструмент, засоби вимірювань та контролю якості поверхонь.

При виборі металорізальних верстатів враховуємо наступні фактори:

- продуктивність обробки – вона повинна забезпечувати виконання заданої програми випуску деталей;
- тип виробництва – в умовах масового та крупносерійного виробництва необхідно застосовувати високопродуктивне сучасне обладнання: автоматичні і поточні технологічні лінії, що складаються із верстатів-автоматів, агрегатних верстатів, з мікроЕОМ, а також вузькоспеціалізовані верстати;
- задану точність обробки та якість обробляємих поверхонь, особливо на кінцевих операціях технологічного процесу виготовлення деталей;
- потужність, жорсткість і інші кінематичні дані верстатів – вони повинні забезпечувати обробку за найбільш ефективними режимами.

Вибір металорізальних верстатів зводимо до таблиці 5.7 та враховуємо те, що тип виробництва деталі – крупносерійне (КС).

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

86

Таблиця 5.7 – Металорізальні верстати для обробки деталі

№ оп.	Найменування операції	Розміри поверхні	Модель та технічна характеристика верстата
1	2	3	4
005 та 015	Токарна	d=160 мм l=145 мм	<u>Токарно-гвинторізний 1М63</u> Найбільший діаметр заготовки, що обробляється над станиною – 630 мм; над супортом – 350 мм. Відстань між центрами – 1400; 2800 мм. Кількість ступенів чисел обертів шпинделя – 22. Межі чисел обертів шпинделя: 10 – 1250 об/хв. Подача супорта в мм/об.: поздовжня – 0,064–1,025; поперечна – 0,026–0,378. Кількість ступеней подач супорта – 44. Конус Морзе отвору пінолі – 5. Найбільше переміщення пінолі – 240 мм. Потужність електродвигуна – 13 кВт. Габарити верстата – 4950×1690×1420 мм.

Продовження таблиці 5.7

1	2	3	4
---	---	---	---

010	Протязна	$l=85$ мм, $b=12$ мм	<u>Горизонтально-протяжний 7Б-520</u> Номінальне тягове зусилля – 200 кН. Довжина ходу робочого повзуна – 1600 мм. Довжина ходу заднього люнета – 600 мм. Діаметр отвору: в планшайбі – 130 мм; в опорній плиті – 200 мм. Межі швидкості робочого ходу протяжки – 1,5–11 м/хв. Потужність електродвигуна – 22 кВт. Габарити верстата – 6840×1535×1370 мм.
020	Свердлу-вальна	$d=6,7$ мм	<u>Вертикально-свердлильний 2Н125</u> Найбільший діаметр свердлування – 25 мм. Відстань від торця шпинделя до поверхні столу – 60–700 мм. Кількість ступеней обертів шпинделя – 12. Межі чисел обертів шпинделя: 45 – 2000 об/хв.. Кількість ступеней механічних подач шпинделя – 9. Подача шпинделя – 0,1–1,6 мм/об. Розміри столу – 400×450 мм. Потужність електродвигуна – 4 кВт. Габарити верстата – 1130×805×2290 мм.

Ріжучий інструмент вибираємо в залежності від виду обробки, типу металорізального верстату, матеріалу деталі, що обробляється, її розмірів, конфігурації та необхідної якості поверхонь деталі. Вимірювальний інструмент вибираємо з урахуванням відповідності його характеристик точності, а також виду поверхні, що вимірюється, та типу виробництва (частоти вимірювань).

Характеристика ріжучого інструменту та вимірювальних приладів наведена в таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 – Ріжучий інструмент, засоби контролю та вимірювань

№ оп.	Назва операції	Ріжучий інструмент	Контрольно–вимірювальний інструмент
1	2	3	4
005	Токарна	1; 4. Різець 2112–0037 ГОСТ 18871–73	1; 2; 3; 4; 5; 6. Штангенциркуль ШЦ–II–200–0,05 ГОСТ 166–83
		2; 3. Різець 2101–0022 ГОСТ 18870–73	
		5. Різець 2100–0571 ГОСТ 18869–73	
		6. Різець 2100–0572 ГОСТ 18869–73	
		7. Свердло Ø39,5 мм ГОСТ 10903–77.	7. Штангенглибиномір ШГ–I–160–0,05 ГОСТ 162–83
		8. Розвертка 40Н9×15° – ГОСТ 1672–80 – Р18.	8. Пробка Ø40 Н9 ГОСТ 14811–69
010	Протяжна	1. Протяжка 12js9 (12×21×565 мм) ГОСТ 18127–80.	1. Пробка пазова 12js9 МН 2990–61
015	Токарна	1. Різець 2141–0558 ГОСТ 18873–73	1. Штангенглибиномір ШГ–I–160–0,05 ГОСТ 162–83
		2. Різець 2100–0571 ГОСТ 18869–73	2; 3. Штангенциркуль ШЦ–II–200–0,05 ГОСТ 166–83

Продовження таблиці 5.8

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.

89

1	2	3	4
		3. Різець 2130–0006 ГОСТ 18874–73	
		4. Різець 2100–0009 ГОСТ 18878–73	4. Кутомір УН ГОСТ 5378–88
020	Свердлу- вальна	1. Свердло 2300–6979 ГОСТ 886–77.	1. Штангенглибиномір ШГ–І–160–0,05 ГОСТ 162–83
025	Слюсарна (різьбона- різна)	1. Метчик 2640–0083 НЗ ГОСТ 1604–71.	1. Пробка різьбова М8–7Н ГОСТ 17757–72

Примітка: Числа, які стоять в стовпчиках таблиці номер 3 та 4 перед ріжучим та контрольно–вимірювальним інструментом, відповідають номеру переходу на відповідній операції (див. табл. 5.6). Якщо підряд стоїть декілька чисел, то це означає, що інструмент використовується на декількох переходах.

5.8 Визначення припусків на механічну обробку деталі

Розрахунок припусків на обробку та розрахунок проміжних граничних розмірів виконуємо для поверхні $\varnothing 152_{-0,4}^{+0,2}$.

Технологічний маршрут обробки поверхні складається із чорнового та чистового обточування.

Розрахунок припусків на обробку поверхні ведемо шляхом складання таблиці 5.9, в яку послідовно записуємо технологічний маршрут обробки та всі значення елементів припуску.

Значення R_z та T , які характеризують якість поверхні відливок, складають по 600 мкм [8] табл. 27. Після чорнового обточування величини R_z

та Т складуть по 100 мкм, [8] табл. 29, а після чистового обточування – по 30 мкм. Отримані значення заносимо до таблиці 5.9.

Сумарне значення просторових відхилень для відливок типу тіл обертання при закріпленні на розжимній оправці визначаємо по рекомендаціям [8] за формулою:

$$\rho_{\text{заг}} = \sqrt{\rho_{\text{кор}}^2 + \rho_{\text{зм}}^2},$$

де $\rho_{\text{кор}} = \Delta_k \cdot L$ – величина відхилення короблення заготовки;

Δ_k – питома кривизна заготовки в мкм на 1 мм довжини, [8] табл. 32;

$\Delta_k = 1$ мкм/мм;

L – довжина заготовки, $L = 153$ мм;

$\rho_{\text{зм}} = \delta_L$ – величина відхилення зміщення стержня заготовки відносно зовнішньої поверхні;

δ_L – допуск довжини заготовки, [8] табл. 7; $\delta_L = 1$ мм;

$$\rho_{\text{заг}} = \sqrt{0,153^2 + 1^2} = 1,012 \text{ мм} = 1012 \text{ мкм.}$$

Залишкові просторові відхилення на оброблених поверхнях, що мають вихідні відхилення, є наслідком копіювання похибок при обробці. Величина цих відхилень залежить від реальних умов обробки.

Залишкова величина просторового відхилення:

після попереднього обточування

$$\rho_1 = 0,06 \cdot \rho_{\text{заг}} = 0,06 \cdot 1012 = 61 \text{ мкм.}$$

Похибка встановлення деталі при попередньому обточуванні $\varepsilon_1 = 50$ мкм [8] табл. 38. Остаточна похибка встановлення при кінцевому обточуванні:

$$\varepsilon_2 = 0,05 \cdot \varepsilon_1 = 0,05 \cdot 50 = 2,5 \text{ мкм.}$$

ДОДАТОК 2

6. Охорона праці

6.1 Заходи по створенню нормальних та нешкідливих санітарно–технічних умов праці

6.1.1 Аналіз та розробка заходів, які забезпечують комфортні умови на робочому місці у відповідності з нормами.

Автоцементовоз належить до машин звичайного використання, який призначається для роботи в районах з помірним кліматом, де температура навколишнього середовища змінюється від мінус 40°C взимку до плюс 30°C влітку, а відносна вологість становить 60–95 відсотків. Для забезпечення заданого мікроклімату в кабіні оператора встановлений обігрівач.

Обігрівач кабіни являє собою пристрій залежної дії, в якому тепло працюючого двигуна використовується для нагрівання повітря кабіни в холодну пору року. До складу системи обігріву входять: стулки, кожух, радіатор, вентилятор, тумблер, електродвигун, запорний пристрій. При роботі автоцементовоза в теплу пору року обігрівач відключають. Робота обігрівача забезпечує температуру в кабіні не нижче плюс 14°C при зовнішній мінус 20°C, що відповідає вимогам ГОСТ 12.2.011–75.

6.1.2 Визначення необхідності у застосуванні штучного освітлення.

Автоцементовоз може переміщуватися в темну пору доби. Ступінь освітленості дороги в темну пору доби залежить від наявності освітлювальних приладів на машині. При недостатній освітленості виникають такі професійні захворювання: ослаблення зору, прогресуюча короткозорість, підвищення ймовірності дорожньо–транспортних аварій.

Автоцементовоз у відповідності з вимогами безпеки руху обладнаний такими освітлювальними приладами: фарами переднього світла; передніми та задніми габаритними вогнями; світловими показниками поворотів; “стоп–сигналами”;

підтарями номерного знака. Кабіна оператора обладнана освітлювальним плафоном, а також передбачено підсвітлення приладного щитка та відсіка двигуна.

Освітлювальні прилади в темну пору доби забезпечують освітленість ділянки дороги на відстані 10 м перед машиною не менше 50 лк.

6.1.3 Аналіз роботи машини з точки зору виявлення можливості викиду токсичних газів та пилу.

Автоцементовоз перевозить пилевидні матеріали. Якщо наявність пилу в повітрі перевищує 5 мг/м^3 , то у оператора виникають такі професійні захворювання: ураження органів дихання, сілікози.

Для створення допустимої концентрації пилу в повітрі при завантаженні і розвантаженні пилевидних матеріалів автоцементовоз обладнаний фільтрами першого і другого ступеню та вологомасловід-ділювачем, які забезпечують склад пилу в повітрі не більше 4 мг/м^3 .

Правильно відрегульований та справний двигун звичайно дає наявність оксиду вуглецю CO_2 у вихлопних газах не більше 0,2 відсотків. Тому при роботі автоцементовоза на відкритих площах, в силу їх природнього провітрювання, рівень концентрації CO_2 та інших речовин в повітрі не перевищує ГДК.

6.1.4 Аналіз роботи машини з точки зору оглядності.

Оглядність дороги при русі автоцементовоза з кабіни оператора визначається конструкцією кабіни. Кабіна автоцементовоза знаходиться спереді машини, що покращує оглядність, не викликає додаткових рухів оператора, забезпечує зручність керування. Це знижує стомленість, підвищує рівень безпеки руху. Коефіцієнт оглядності складає 0,5–0,6.

При недостатній оглядності у оператора виникають такі професійні захворювання: розширення вен, хронічні артрити, серцево–судинні захворювання.

6.1.5 Аналіз роботи машини з точки зору можливого виникнення шумів, які перевищують ГДН.

Основним джерелом шуму на автоцементовозі є двигун. Якщо відсутні глушник і двері кабіни відчинені рівень інтенсивності звуку в ній досягає 105–115 дБ.

Систематичне виникнення шуму, рівень якого перевищує ГДН, призводить до таких професійних захворювань: притуплення слуху, глухота. З надмірним шумом необхідно боротися, придушивши його, в першу чергу, в джерелі виникнення. Інтенсивність шуму двигуна різко знижується після встановлення глушника. Закріплення агрегатів, які вібрують та кабіни до рами через еластичні вставки (віброізолятори), знижує інтенсивність шуму, яка у відповідності до загальних вимог ГОСТ 12.1.003–83 не перевищує 85 дБ.

Захист оператора від шуму, який розповсюджується через повітряне середовище, здійснюється шляхом звукоізоляції та раціонального розміщення відносно кабіни агрегатів, які створюють шум.

6.1.6 Аналіз роботи машини в відношенні струсу та вібрацій.

Вібрація, яка з'являється на робочому місці оператора, збуджена в основному двома групами джерел: високочастотні коливання ($f > 10$ Гц) виникають внаслідок нерівномірної роботи двигуна, ходового обладнання, компресора; низькочастотні коливання, які впливають на оператора, виникають з-за нерівностей поверхні дороги, гальмувань та розгонів машини.

При тривалому впливанні вібрації і струсів у оператора виникають такі професійні захворювання: вібраційне захворювання з незворотніми паталогічними змінами. Щоб зменшити вплив вібрації на оператора і на остов машини в автоцементовозі передбачена віброізоляція між рамою і такими елементами, як: двигун, коробка передач, кабіна, компресор.

Під час транспортного режиму на остов машини діють випадкові коливання. Струси залежать від швидкості переміщення машини та від частоти розташування нерівностей на шляху машини.

Не менше 90 відсотків потужності коливального процесу приходить на діапазон частот 0 – 10 Гц.

Для зменшення дії цих коливань автоцементовоз обладнаний ресорами. З метою підвищення комфорту в керуванні машиною крісло оператора еластично підресорене. Межа комфорту відповідає середньоквадратичному прискоренню 109 дБ ГОСТ 12.1.012–90.

6.2 Заходи по забезпеченню безпечних умов праці

6.2.1 Встановлення небезпечних зон машини.

Автоцементовоз являється транспортним засобом, який здійснює перевезення матеріалів по автошляхах.

Тому водій автоцементовоза повинен дотримуватися правил дорожнього руху, в яких зазначені вимоги до керування автомобілями даного класу, а також для забезпечення безпеки дорожнього руху.

6.2.2 Запобіжні пристрої.

Для створення безаварійних умов роботи машин вони обладнуються запобіжними пристроями та показчиками режиму роботи найбільш відповідальних вузлів, агрегатів і систем.

В кабіні водія автоцементовоза встановлені показчики температури охолоджувальної рідини двигуна.

Пневмосистема автоцементовоза в колі нагнітання та розрідження компресора має запобіжні клапани, які відрегульовані на тиск не більше 0,16 МПа і розрідження не менше 0,03 МПа. Це виключає руйнування елементів пневмосистеми автоцементовоза.

При завантаженні цистерни автоцементовоза цементом до встановленого рівня спрацьовує показчик рівня, який з'єднаний із звуковим сигналом автотягача, попереджуючи про необхідність завершення завантаження.

При розвантаженні закінчення розвантаження визначається за манометром, показання якого в цей час падає до нуля.

6.2.3 Визначення можливого ступеню стомленості оператора.

					ДКД 2113304 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		107

Рівень психо—фізичного навантаження водія автоцементовоза залежить від мікроклімату в кабіні; зручності робочого місця; розташування органів керування та частоти і зусиль, які потрібно прикладати до них; коефіцієнту оглядності; наявності шуму і вібрацій на робочому місці.

Для зменшення стомлюваності водія робоче місце виконується з урахуванням вимог ергономіки (органи керування, панель приладів повинні знаходитися в зоні легкої досягаємості та зручності).

6.2.4 Інструкція по безпечним методам роботи при експлуатації компресора, який встановлений на автоцементовозі.

1. До керування і обслуговування компресора допускаються особи, які пройшли спеціальну підготовку віком не менше 18-ти років.
2. Водій, що обслуговує автоцементовоз, на якому встановлений компресор, повинен детально ознайомитися з конструкцією компресора і правилами експлуатації та технічного обслуговування.
3. Категорично забороняється обертання ротора в напрямку, що протилежний вказаному стрілкою на задньому кожусі вентилятора.
4. Не допускається експлуатація компресора без зворотнього клапана, який встановлюється перед вологомасловідділювачем, і без запобіжних клапанів, які обмежують тиск і розрідження.
5. Не допускається експлуатація компресора без огороження шківів і вентиляторів.
6. Не допускається травлення (підтікання) повітря.
7. Забороняється застосовувати бензин та інші легко займисті речовини для промивання корпусу, фільтра і всіх деталей, які зв'язані з проходженням стислого повітря.
8. Забороняється використання компресора не за призначенням.

6.3 Заходи по пожежній профілактиці

Для виникнення процесу горіння потрібна наявність трьох факторів: горючої речовини, джерела запалювання та окислювача.

Автоцементовоз перевозить цемент, який належить до негорючих матеріалів. До цієї категорії належать і конструктивні елементи. Небезпеку являють бензин, який належить до рідин, що легко займаються, та матеріали оббивки і облицювання кабіни, які належать до горючих та важко горючих матеріалів.

Джерелом запалювання можуть служити нагріті до високої температури деталі двигуна, особливо випускний колектор, та іскріння а короткі замикання в системі електрообладнання.

З метою зменшення ймовірності виникнення пожежі бак з паливом розташований за межами капоту двигуна; трубопроводи мають герметичні з'єднання та прокладені в зонах, де відсутня висока температура і можливість механічного пошкодження. В системі електрообладнання встановлені запобіжники, які розмикають електричне коло у разі короткого замикання. В кабіні автоцементовоза закріплюється в доступному місці вогнегасник ОУ-3.

6.4 Розрахунок запобіжного клапана

Пропускна здатність запобіжного клапана визначається за формулою:

$$p = 5,48 \cdot 10^6 \cdot \alpha \cdot F \cdot B \cdot \sqrt{(P_1 - P_2) \cdot \rho_1} ,$$

де α – коефіцієнт витрати газа клапана, $\alpha=0,2$;

F – площа перерізу клапана, яка дорівнює найменшій площі перерізу в проточній частині, m^2 ;

P_1, P_2 – відповідно максимальний залишковий тиск перед запобіжним клапаном та за ним; $P_1=0,16$ МПа, $P_2=0$;

ρ_1 – густина середовища для параметрів P_1 та t_1 , $\rho_1=2,643$ $кг/м^3$;

t_1 – температура середовища перед клапаном, $t_1=170^\circ C$;

B – коефіцієнт, $B=0,924$.

Клапан повинен пропустити все повітря, яке подається компресором.

Тому пропускна здатність клапана повинна бути рівна:

$$p = q \cdot 60 \cdot \rho_n ,$$

де: q – продуктивність компресора, $q=9,4$ $м^3/хвил.$;

ρ_n – максимальна густина повітря при нормальних умовах,
 $\rho_n=1,294$ $кг/м^3$;

$$p = 9,4 \cdot 60 \cdot 1,294 = 730 \text{ кг/м}^3.$$

Тоді площа робочого перерізу клапана:

$$F = \frac{p \cdot 10^{-6}}{5,48 \cdot \alpha \cdot B \cdot \sqrt{(P_1 - P_2) \cdot \rho_1}} = \frac{730 \cdot 10^{-6}}{5,48 \cdot 0,2 \cdot 0,924 \cdot \sqrt{(0,16 - 0) \cdot 2,643}} = 1109 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Діаметр отвору клапана в найменшій проточній частині:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1109 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 38 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДКД 2113304 ПЗ

Арк.