

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Розробка гвинтового маслозаповненого
компресора»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. О. Шарапов

Здобувач

Д. О. Якимів

Група

ХК-61

ЗМІСТ

Початкові дані	С. 3
Вступ.....	4
1. Тепловий розрахунок гвинтового компресора.....	9
2. Конструктивний розрахунок гвинтового компресора.....	16
3. Охорона праці.....	27
3.1. Небезпечні та шкідливі фактори холодильного виробництва	27
3.2. Вибухонебезпека (ГОСТ 12.1.010-76 «вибухонебезпека. загальні вимоги»)	28
3.3. Пожежонебезпека (ГОСТ 12.1.004-91 «система стандартів безпеки праці. пожежна безпека. загальні вимоги»).....	30
Список використаних джерел	32

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Розробка гвинтового маслозаповненого компресора СумДУ, гр. ХК-61			
Розроб.		Якимів						
Перевір.		Шарапов						
Н. контр.		Шарапов						
Затв.		Вансєв						
					Літ.	Аркуш	Аркушів	
					2	33		

ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Холодопродуктивність $Q_0 = 300$ кВт.

Робоче тіло – холодоагент R134a.

Профіль зуба гвинтів – еліптичний симетричний.

Температура води на вході в конденсатор $t_{в1}=40^\circ\text{C}$.

Температура розсолу на виході випарника $t_{х2}=0^\circ\text{C}$.

Частота обертання ведучого гвинта $n_1=49$ с⁻¹.

Число зубів ведучого гвинта $z_1=4$.

Число зубів веденого гвинта $z_2=6$.

Масло ХФ-22.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ВСТУП

У даний час в холодильній техніці застосовують маслозаповнені гвинтові компресори. Подача масла зменшує перетікання пара між каналами і знижує шум. Крім того, що циркулює масло знижує температуру стискається пара, що дозволяє працювати з одноступінчастої схемою, коли відношення тисків p_k/p_0 досягає значень 18-20.

Схема роботи гвинтового компресора

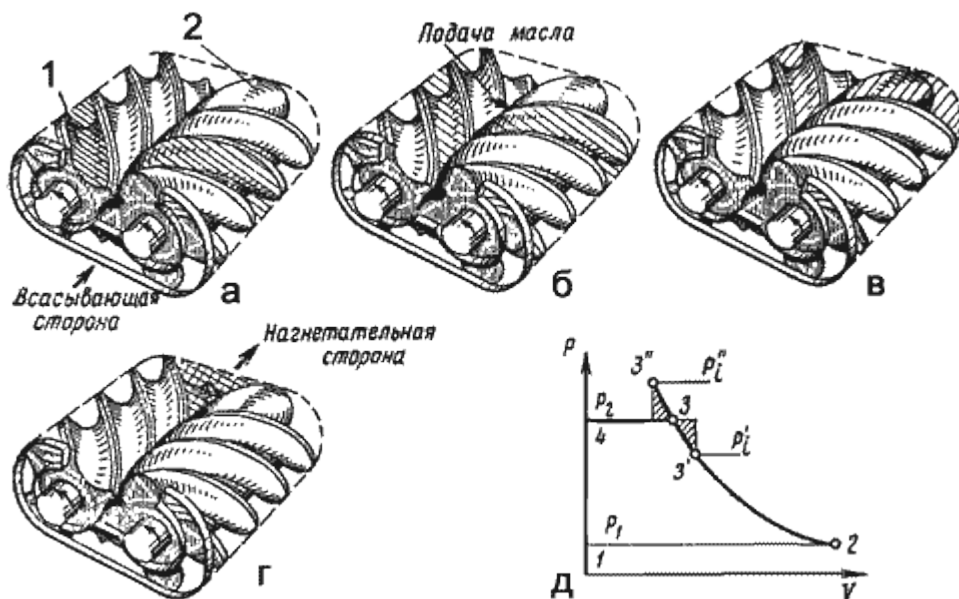


Рис. 1. Схема роботи гвинтового компресора:

а - всмоктування; б – відсікання всмоктування; в – стиснення; г - нагнітання;
1 - ведений ротор; 2 - ведучий ротор; д - індикаторна діаграма.

Принцип дії гвинтових компресорів полягає в наступному. При обертанні гвинтів на стороні виходу зубів із зачеплення поступово, починаючи від торця всмоктування, звільняються западини між зубами. Западини, названі порожнинами, завдяки створюваному в них розрідженню заповнюються паром, що надходять через вікно з всмоктуючого патрубку. У

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		4

момент, коли на протилежному торці роторів порожнини повністю звільняються від заповнюють їх зубів, обсяг порожнини всмоктування досягає максимальної величини. Пройшовши всмоктувальне вікно, порожнини роз'єднуються з камерою всмоктування. На рис. 1, а показаний момент всмоктування (заповнення парами холодильного агента порожнин), на рис. 1, б - момент роз'єднання порожнин з всмоктуючою стороною; відбувається відсічення порожнин роторів. Подача циркулюючого масла проводиться в тій частині корпусу, коли порожнини між роторами вже не сполучаються з всмоктуючою стороною.

У міру входу зуба веденого ротора в западину ведучого займаний газом обсяг зменшується і газ стискається. Процес стиснення парів в парній порожнини триває до тих пір, поки всеуменьшаючийся обсяг зі стисненим паром не підійде до кромки вікна нагнітання. На рис. 1, в показаний процес стиснення, з рис. 1, г видно, що порожнина стиснення пара підійшла до краю вікна нагнітання, процес стиснення закінчився, починається процес нагнітання. Індикаторна діаграма показана на рис. 1, д.

Гвинтові компресори з циркуляційної мастилом. Гвинтовий компресор, який працює з циркуляційної системою змащення, показаний на рис. 2. Корпус компресора 1 має один вертикальний роз'єм. В циліндричних розточеннях корпусу знаходяться ротори (гвинти) провідний 2 і ведений 13. В якості опорних підшипників 3 застосовані підшипники ковзання. Осьове зусилля ротора сприймає упорний підшипник 5. Для зменшення цього зусилля на провідному роторі є розвантажувальний поршень 4. Шестерні 6 і 7, закріплені на валах ведучого і веденого гвинтів, синхронізують їх обертання. Шестерні зв'язку у маслозаповнених гвинтових компресорів можуть бути і відсутніми.

Ротори компресорів сталеві цільноковані, зазор між роторами менше 1 мм, торцевої зазор з боку нагнітання складає 0,1 мм, з боку всмоктування - 0,5 мм; зазор між ротором і циліндричної частиною корпусу - 0,25 мм.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

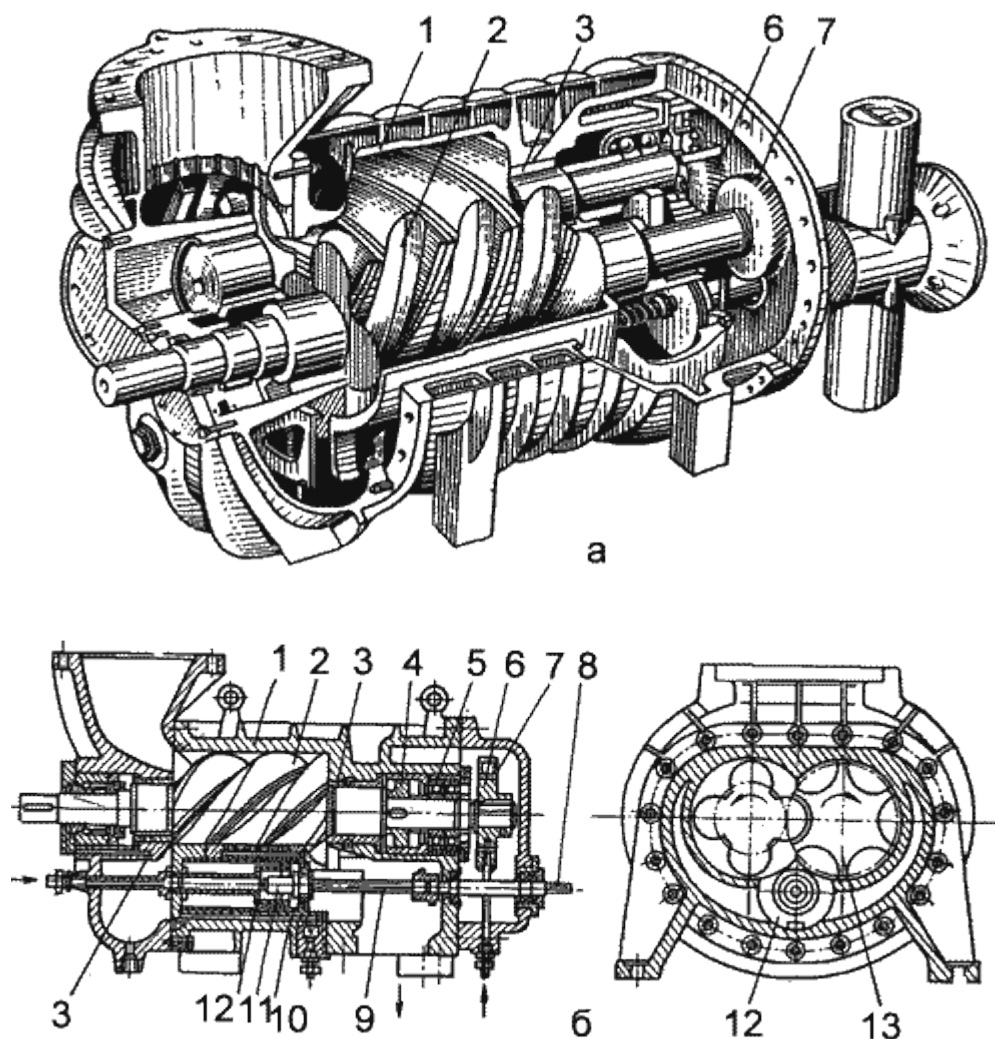


Рис. 2. маслозаповнені гвинтовий компресор:

- а - загальний вигляд; б - схема; 1 - корпус; 2 - ротор ведучий;
 3 - опорний підшипник ковзання; 4 - розвантажувальний поршень; 5 -
 упорний підшипник кочення; 6 і 7 - шестерні зв'язку; 8 - валик; 9 - гвинт;
 10 - шпонка; 11 - гайка, 12 - золотник (шибер); 13 - ротор ведений

Установчий зазор в підшипниках ковзання становить 0,07 - 0,095 мм. Велику небезпеку для радіальних підшипників представляє робота компресора в режимі так званого вологого ходу. Якщо обсяг засмоктуваного рідкого холодильного агента наближається до кінцевого об'єму робочої

порожнини, то різке збільшення радіального навантаження призведе до задирів підшипників.

Гвинтові компресори комплектуються масловідділювачем і випускаються у вигляді агрегату.

Продуктивність гвинтового компресора. Гвинтові компресори мають постійну величину внутрішнього стиснення ($\pi\Gamma$). Внутрішня ступінь стиснення дорівнює відношенню кінцевого тиску в ізольованій робочій порожнини до тиску в тій же порожнини в момент відсікання її від всмоктуючої магістралі, взята в ступеня 1 / п. Ставлення тиску нагнітання до тиску всмоктування називається зовнішньої ступенем стиснення (πB).

На відміну від поршневих компресорів з автоматичними клапанами величина внутрішнього стиснення пари в гвинтовому компресорі залежить від розташування і величини вікна нагнітання. Тиск внутрішнього стиснення (див. Рис. 5, д) може не збігатися з тиском нагнітання, т. Е. З тиском на нагнітальній стороні компресора, яке встановлюють для даної машини в залежності від температури охолоджуючої конденсатор води. Якщо тиск внутрішнього стиснення p_1 нижче тиску в нагнітальному боці компресора p_2 , то відбувається так зване внегеометрическое дожимання пара до тиску нагнітання; якщо воно вище p_2 , відбувається розширення стисненого в порожнинах роторів пара і падіння тиску. При роботі компресора на даних режимах спостерігається підвищена витрата енергії. Величина цих втрат визначається площею одного з заштрихованих трикутників.

Мастило гвинтових компресорів. Схема мастила компресора показана на рис. 8. Масляний насос приводиться в дію від ведучого ротора. У деяких конструкціях агрегатів насос для олії наводиться від самостійного електродвигуна. Масло після насоса 7 подається до холодильника 9, потім масло проходить через фільтр 10. Контроль за подачею здійснюють за допомогою реле протоки 11. Тиск масла після насоса, як правило, перевищує тиск нагнітання на 0,25 - 0,3 МПа. Кількість подається масла в компресор в

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

залежності від його робочого об'єму змінюється в середньому від 5 до 8,5 л/год на 1 м³ робочого об'єму компресора. Наприклад, для компресора з робочим об'ємом 711 м³/год кількість подаваного масла дорівнює 6 м³/год.

Близько 50% масла йде на мастило підшипників, решта впорскується в порожнині компресора. Все масло після компресора надходить в масловіддільник 3. Масло, відокремлене в масловіддільнику, має порівняно високу температуру (в середньому від 50 до 90 ° С), тому охолоджується в масляному холодильнику 9 до температури 30 - 40 ° С. Охолодження масла виробляють забортною водою або за допомогою невеликого випарника холодильної машини. Охолодження водою краще, так як воно економічніше і конструктивно простіше.

Якщо компресор тривалий час не працює і масло встигло охолонути, то перед пуском компресора масло підігрівають спеціальним електронагрівачем.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА

Схема холодильної машини з регенеративним теплообмінником та її теоретичний цикл зображені на рис. 1.1.

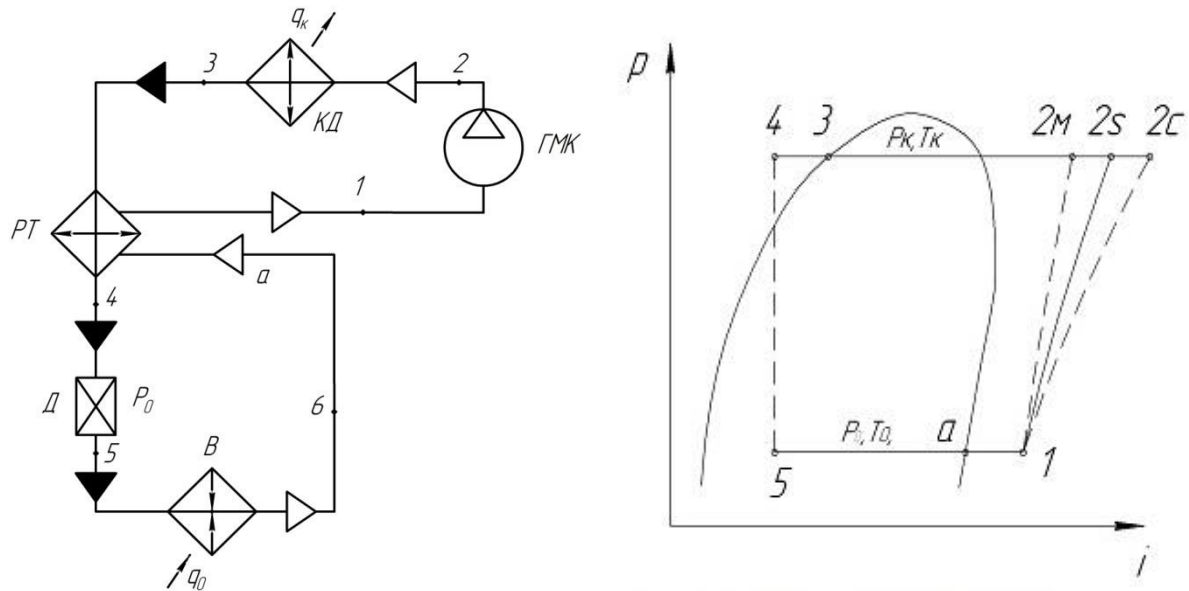


Рисунок 1.1 – Схема холодильної машини з регенеративним теплообмінником та її теоретичний цикл

Для визначення тисків кипіння p_0 та конденсації p_k холодильного агента необхідно знати температури кипіння t_0 холодильного агента у випарнику В і температуру конденсації t_k у конденсаторі КД. Температуру кипіння t_0 , °С, можна знайти за формулою:

$$t_0 = \frac{t_{x1} + t_{x2}}{2} - 5$$

де t_{x1} і t_{x2} - температури розсолу на вході і виході випарника, °С

Можна брати для батарей і повітроохолоджувачів:

$$t_{x2} - t_{x1} = 2 - 3^\circ\text{C} \Rightarrow t_{x1} = t_{x2} - 2 = 0 - 2 = -2^\circ\text{C}$$

$$t_0 = \frac{-2 - 0}{2} - 5 = -6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температуру конденсації t_k беруть такою, що дорівнює:
 $t_k = t_{B2} + (4 - 5)^\circ\text{C}$, де t_{B2} – температура води на виході з конденсатора, $^\circ\text{C}$, яку беруть такою, що дорівнює:

$$t_{B2} = t_{B1} + (3 - 6)^\circ\text{C} = 40 + 5 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_k = 45 + 5 = 50^\circ\text{C}$$

Температуру робочої речовини (суміші хладон-масло) на всмоктуванні у компресор беруть такою, що дорівнює:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{\pi} = -6 + 40 = 34 \text{ }^\circ\text{C}$$

де $\Delta t_{\pi} = (30 - 40)^\circ\text{C}$ – перегрів робочої речовини від випарника В до компресора ГМК.

Ентальпію рідкої робочої речовини в точці 4 i_4 , кДж/кг, можна визначити з рівняння теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ, нехтуючи тепловими втратами в ньому:

$$i_4 = i_3 - 0.8(i_1 - i_a) = 271 - 0.8(430 - 393) = 241 \text{ кДж/кг}$$

Оптимальна температура масла на вході в компресор ГМК дорівнює:

$$t_{m1} = (30 - 40)^\circ\text{C}, \text{ приймаю } t_{m1} = 35^\circ\text{C}$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Температура масла після стиску в ГМК буде:

$$t_{m2} = t_{m1} + \Delta t_m = 35 + 35 = 70^\circ\text{C}$$

де $\Delta t_m = (30 - 40)^\circ\text{C}$ – підвищення температури масла в компресорі.

Таким чином, можна знайти положення точки 2м на ізобарі $p_k = \text{const}$. У цих температурних межах осереднені властивості масла ХФ-22 можна вважати такими: густина $\rho_m = 830 \text{ кг/м}^3$, теплоємність $C_m = 2,18 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Процес стиску в ГМК 1 – 2м умовно зображується у вигляді процесу “сухого” стиску робочої речовини 1 – 2с, а потім – відведення тепла від робочої речовини вприскуванням маслом 2с – 2м.

Питома масова холодопродуктивність компресора:

$$q_0 = i_a - i_5 = 393 - 241 = 152 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата холодильного агента, кг/с:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{300}{152} = 1.97 \text{ кг/с}$$

Реальна продуктивність компресора дорівнює:

$$V_d = G_a \cdot \vartheta_1 = 1.97 \cdot 0.1 = 0.197 \text{ м}^3/\text{с}$$

Теоретична продуктивність компресора дорівнює:

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0.197}{0.84} = 0.235 \text{ м}^3/\text{с}$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де $\lambda = 0.84$ - коефіцієнт подачі компресора для марки масла ХФ-22 при $\pi_H = \frac{P_K}{P_0} = \frac{13}{2.5} = 5.2$ за [1], рис.2.33, с.176.

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l_s = i_{2s} - i_1 = 472 - 430 = 42 \text{ кДж/кг}$$

Потужність адіабатного стиснення:

$$N_s = G_a \cdot l_s = 1.97 \cdot 42 = 82.74 \text{ кВт}$$

Геометричний ступінь стиску ГМК можна взяти при зовнішньому відношенню тисків $\pi_H = \frac{P_K}{P_0} = \frac{12,5}{1,95} = 5.2 \leq 8$, тоді $\varepsilon_r = 4$.

Ефективна потужність компресора, кВт, дорівнює:

$$N_e = \frac{N_s}{\eta_e} = \frac{G_a \cdot (i_{2s} - i_1)}{\eta_e} = \frac{82.74}{0.74} = 111.8 \text{ кВт},$$

де $\eta_e = 0.74$ – ефективний ККД ГМК при $\varepsilon_r = 4$ та $\pi_H = \frac{P_K}{P_0} = 5.2$ знаходиться за [1], рис. 2.34, с. 176.

Індикаторна потужність компресора, кВт:

$$N_i = N_e \cdot \eta_m = 111.8 \cdot 0.93 \approx 104 \text{ кВт},$$

де $\eta_m = 0.93$ – механічний ККД ГМК при $\pi_H = \frac{P_K}{P_0} = 5.2$ знаходиться за [1], рис. 2.36, с. 177.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Індикаторний коефіцієнт корисної дії ГМК:

$$\eta_i = \frac{N_s}{N_i} = \frac{82.74}{104} = 0.796$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{l_s} = \frac{152}{42} = 3.62$$

Дійсний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{300}{111.8} = 2.68$$

Стан робочої речовини в точці 2с i_{2c} , кДж/кг, можна знайти за формулою:

$$i_{2c} = i_1 + \frac{i_{2s} - i_1}{\eta_i} = 430 + \frac{472 - 430}{0.796} = 483 \text{ кДж/кг}$$

де $\eta_i = 0.796$ – індикаторний коефіцієнт корисної дії ГМК

Знаючи i_{2c} , можна знайти положення точки 2с на ізобарі $p_k = \text{const}$. Після побудови циклу холодильної машини параметри робочої речовини в її вузлових точках можна зобразити у вигляді табл. 1.1.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 1.1 – Параметри робочої речовини в її вузлових точках

Параметр	Вузлові точки							
	a	1	2s	2м	2с	3	4	5
p, бар	2.5	2.5	13	13	13	13	13	2.5
t, °C	-6	34	91	70	102	50	31	-6
i, кДж/кг	393	430	472	447	483	271	241	241
v, м ³ /кг	0.084	0.1	0.019	0.017	0.02	-	-	0.021

Витрата масла, вприснутого в ГМК, залежить від схеми масло системи компресора. Якщо масло, яке подається на вузли механічного тертя (підшипники, ущільнення, синхронізуючі шестерні) з боку всмоктування, не попадає в компресор, а йде на злив, воно не впливає на його робочі процеси і повинно відвести таку кількість теплоти Q_M від робочої речовини, яка забезпечила б прийняте підвищення температури робочої суміші Δt_M . Об'ємну витрату вприснутого масла V_M , м³/с, знаходять за формулою:

$$V_M = \frac{Q_M}{\Delta t_M \cdot c_M \cdot \rho_M}$$

Кількість теплоти, Q_M , кДж/с, відведена маслом від робочої речовини, визначають за формулою:

$$Q_M = G_a \cdot (i_{2c} - i_{2m}) = 1.97 \cdot (483 - 447) = 70.92 \text{ кДж/с}$$

$$V_M = \frac{70.92}{35 \cdot 2.18 \cdot 830} = 0.0011199 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \approx 1.12 \text{ л/с}$$

Одержану V_M величину необхідно збільшити на 5-10%, щоб врахувати відведення тепла у навколишнє середовище.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$V_M = 1.1 \cdot 0.0011199 = 0.0012319 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \approx 1.23 \text{ л/с}$$

Потім слід перевірити відповідність отриманої відносної масової витрати масла:

$$q_M = \frac{G_M}{G_a} = \frac{V_M \cdot \rho_M}{G_a} = \frac{0.0012319 \cdot 830}{1.97} = 0.52 \text{ кг/кг}$$

Рекомендоване значенням $q_M = 1.1 \text{ кг/кг}$, подане для масла ХФ-22 в [1], рис. 2.37, с. 178.

Отримана відносна масова витрата масла не перевищує її рекомендованого значення:

$$q_M = 0.52 < 1.1 \text{ кг/кг}$$

Потужність електродвигуна N_{ED} можна знайти, збільшуючи на 5-10% ефективну потужність ГМК N_e :

$$N_{ED} = N_e \cdot 1.1 = 111.8 \cdot 1.1 = 122.98 \text{ кВт}$$

Для привода компресора підбираємо електродвигатель асинхронний типа 6А315М2 потужністю 132 кВт с синхронной частотой вращения 3000 об/мин.

Загальна витрата масла, циркулюючого в ГМК, включає, крім знайденої величини V_M , також масло, яке подається у підшипники, ущільнення, розвантажувальні пристрої і ін.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2. КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА

Відносну довжину гвинтів ГМК можна брати $K_1 = 0.9; 1.0; 1.35$ приймаю $K_1 = 1.35$. Коефіцієнт K_B використання об'єму парної порожнини можна знайти за формулою:

$$K_B = 1 - c \cdot 10^{-4} (\tau_{13}^{\circ} - \tau_{1гр}^{\circ})$$

де $\tau_{1гр}^{\circ} = 220^{\circ}$ - граничний кут закручення гвинта для гвинтів з еліптичним профілем зуба;

$c = 5$, $\tau_{13}^{\circ} = 304^{\circ}$ - коефіцієнт і кут закручення ведучого гвинта при $K_1 = 1.35$.

$$K_B = 1 - 5 \cdot 10^{-4} (304 - 220) = 0.958$$

Коефіцієнт використання площі K_f для гвинтів з еліптичним профілем зуба беруть $K_f = 0.1184$.

Зовнішній діаметр гвинта D_1 , м, визначають за формулою:

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{V_D}{K_B \cdot K_1 \cdot K_f \cdot \lambda \cdot Z_1 \cdot n_1}} = \sqrt[3]{\frac{0.197}{0.958 \cdot 1.35 \cdot 0.1184 \cdot 0.84 \cdot 4 \cdot 49}} = 0.198 \text{ м}$$

Тоді з типорозмірного стандартного ряду гвинтів знаходять найближче більше значення D_1 і уточнюють частоту обертання ведучого гвинта n_1 . Зовнішній діаметр гвинта $D_1 = 200$ мм за [1], табл. 2.16, с. 180 та дійсний об'єм парної порожнини $W_{п} = 1224$ см³.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Теоретична продуктивність компресора дорівнює:

$$V_T = W_{\pi} \cdot Z_1 \cdot n_1 \Rightarrow n_1 = \frac{V_T}{W_{\pi} \cdot Z_1} = \frac{0.235}{1.224 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 48 \text{ с}^{-1} = 2880 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Швидкість U_1 , м/с, на зовнішньому колі ведучого гвинта:

$$U_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = 3.14 \cdot 0.2 \cdot 48 = 30.14 \text{ м/с}$$

Розрахована швидкість на зовнішньому колі ведучого гвинта знаходиться у рекомендованому інтервалі значень. (див. [1], рис. 2.38, с. 179)

Довжина гвинта: $l_B = K_1 \cdot D_1 = 1.35 \cdot 200 = 270 \text{ мм}$

Передаточне число: $i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{6}{4} = 1.5 \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{3000}{1.5} = 2000 \text{ об/мин}$

Передаточне число: $i_{21} = \frac{1}{i_{12}} = \frac{2}{3}$.

Міжосьова відстань, тобто відстань між осями ведучого та веденого гвинтів:

$$A = 0.8 \cdot D_1 = 0.8 \cdot 200 = 160 \text{ мм}$$

Діаметри початкових окружностей ведучого та веденого гвинтів:

$$d_{1H} = \frac{2A}{1 + i_{12}} = \frac{2 \cdot 160}{1 + 1.5} = 128 \text{ мм}$$

$$d_{2H} = i_{12} \cdot d_{1H} = 1.5 \cdot 128 = 192 \text{ мм}$$

Діаметри окружностей впадин ведучого та веденого гвинтів:

$$d_{1BH} = d_{2BH} = 0.6 \cdot D_1 = 0.6 \cdot 200 = 120 \text{ мм}$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Висото головки зуба ведучого гвинта дорівнює довжині великої напіввісі еліпса:

$$a = 0.18 \cdot D_1 = 0.18 \cdot 200 = 36 \text{ мм}$$

Розмір малої напіввісі еліпса:

$$b = 0.16 \cdot D_1 = 0.16 \cdot 200 = 32 \text{ мм}$$

Висота ножки (головки) зуба ведучого (веденого) гвинта:

$$r_0 = 0.02 \cdot D_1 = 0.02 \cdot 200 = 4 \text{ мм}$$

Центральні кути ведучого гвинта:

$$\theta_1 = 29^\circ 03' 45,8385'' \approx 29.06^\circ; 2\alpha_0 = 31^\circ 52' 28,323'' \approx 31.875^\circ$$

Центральні кути веденого гвинта:

$$\theta_2 = 19^\circ 22' 30,559'' \approx 19.37^\circ; 2\gamma_{23} = 21^\circ 14' 58,882'' \approx 21.25^\circ$$

Осьовий шаг гвинтової лінії ведучого і веденого гвинтів:

$$h_1 = 1.6 \cdot D_1 = 1.6 \cdot 200 = 320 \text{ мм}$$

$$h_2 = i_{12} \cdot h_1 = 1.5 \cdot 320 = 480 \text{ мм}$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Кут нахилу гвинтової лінії на початкових циліндрах гвинтів:

$$\beta_H = \operatorname{arctg} \frac{\pi d_{1H}}{h_1} = \operatorname{arctg} \frac{\pi d_{2H}}{h_2} = \operatorname{arctg} \frac{\pi \cdot 160}{320} = 51^\circ 29' 17,208''$$

Кути закрутки ведучого і веденого гвинтів:

$$\tau_{13} = 2\pi \cdot \frac{l_B}{h_1} = 360 \cdot \frac{270}{320} = 303.75^\circ \approx 304^\circ$$

$$\tau_{23} = i_{21} \cdot \tau_{13} = \frac{2}{3} \cdot 303.75 = 202.5^\circ \approx 203^\circ$$

Граничний кут закрутки:

$$\tau_{1пр} = 2\pi \cdot \frac{Z_1 - 1}{Z_1} - 2\alpha_{01} = 360 \cdot \frac{3}{4} - 2 \cdot 25.12 = 219.8^\circ \approx 220^\circ,$$

де $\alpha_{01} = i_{12} \cdot (\beta_{02} - \theta_2)$ - кут початку стиснення, між лінією центрів O_1O_2 і променем, проведеним через вершину зуба ведучого гвинта і центр O_1 в положенні початку стиснення (точніше, заповнення зубом порожнини) газу в парній порожнині;

β_{02} - кут між лінією центрів і променем, проведеним через центр веденого гвинта O_2 та точку перетину початкової окружності веденого гвинта і зовнішньою окружністю ведучого гвинта:

$$\beta_{02} = \arccos \frac{A^2 + r_{2H}^2 - 0.25D_1^2}{2A \cdot r_{2H}} = \arccos \frac{0.16^2 + 0.096^2 - 0.25 \cdot 0.2^2}{2 \cdot 0.16 \cdot 0.096} = 36.12^\circ$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\beta_{01} = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2H}^2}{2A \cdot R_1} = \arccos \frac{0.16^2 + 0.1^2 - 0.096^2}{2 \cdot 0.16 \cdot 0.1} = 34.46^\circ$$

$$\text{де } r_{2H} = \frac{d_{2H}}{2} = \frac{0.192}{2} = 0.096 \text{ м, } R_1 = \frac{D_1}{2} = 0.1 \text{ м}$$

$$\alpha_{01} = 1.5 \cdot (36.12 - 19.37) = 25.12$$

При $\tau_{13} > \tau_{1пр}$ центральні кути вікон всмоктування ведучого і веденого гвинтів:

$$\alpha_{1B} = 0.5\tau_{13} + \frac{\pi(Z_1 - 1)}{Z_1} = 0.5 \cdot 304 + 180 \cdot \frac{4 - 1}{4} = 287^\circ$$

$$\alpha_{2B} = \alpha'_{2B} + \Delta\alpha_{2B}$$

$$\text{де } \alpha'_{2B} = i_{21} \cdot \left[0.5\tau_{13} + \frac{\pi(Z_1 - 1)}{Z_1} + \frac{2\pi}{Z_1} \right] - 2 \cdot \theta_2 = \frac{2}{3} \cdot \left[0.5 \cdot 304 + \frac{180(4-1)}{4} + \frac{2 \cdot 180}{4} \right] - 2 \cdot 19.37 \approx 213^\circ$$

$\Delta\alpha_{2B}$ - кут перекриття, обумовлений газодинамічним наддувом:

$$\Delta\alpha_{2B} \leq \frac{2\pi \cdot l_{2ц} \cdot n_2}{a_1 - c_{аср}},$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

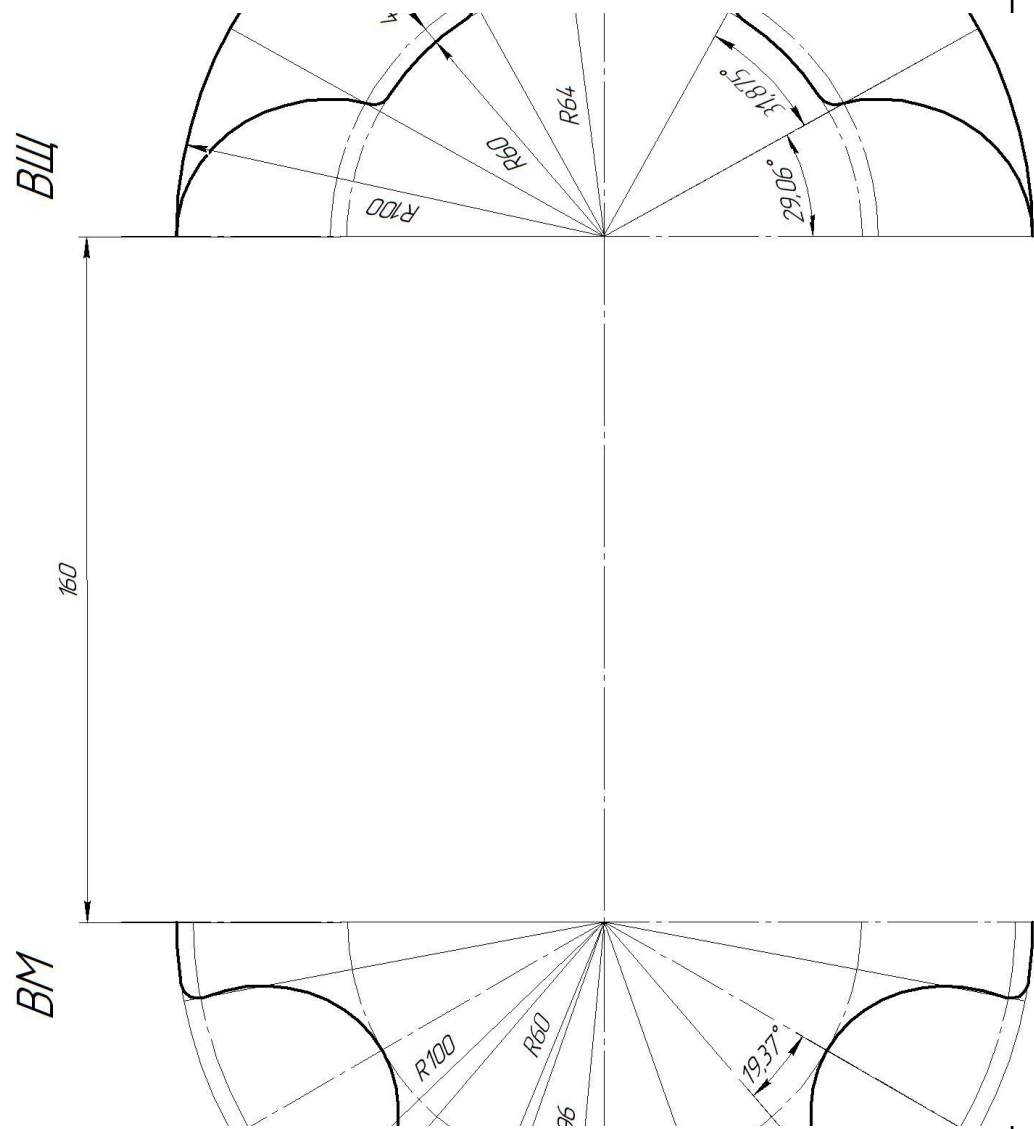


Рисунок 2.1 - Торцевий переріз ведучого і веденого гвинтів

де $n_2 = i_{21} \cdot n_1 = \frac{2}{3} \cdot 48 = 32 \text{ c}^{-1}$ - частота обертання веденого гвинта;

$$d_{2cp} = \frac{D_2 + d_{2BH}}{2} = \frac{0.2 + 0.12}{2} = 0.16 \text{ м}$$

$$\beta_{2cp} = \arctg \left[\frac{d_{2cp}}{d_{2H}} \cdot \text{tg} \beta_H \right] = \arctg \left[\frac{0.16}{0.192} \cdot 1.256 \right] = 46.3^\circ$$

$$l_{2ц} = \frac{l_B}{\cos \beta_{2cp}} = \frac{0.27}{\cos 46.3^\circ} = \frac{0.27}{0.69} = 0.39 \text{ м}$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Місцева швидкість звука на всмоктування знаходимо по формулі:

$$a_1 = \sqrt{k \cdot p_1 \cdot v_1} = \sqrt{1.1 \cdot 2.5 \cdot 10^5 \cdot 0.1} = 165.8 \text{ м/с}$$

де $k = 1,1$ показник адіабати

Середня швидкість руху пара в порожнині гвинта в період її заповнення

$$c_{\text{аср}} = \frac{2\pi \cdot l_{\text{в}} \cdot n_2 \cdot \lambda}{\alpha'_{2\text{в}}} = \frac{360 \cdot 0.27 \cdot 32 \cdot 0.84}{213} = 12.3 \text{ м/с}$$

$$\Delta\alpha_{2\text{в}} \leq \frac{360 \cdot 0.39 \cdot 32}{165.8 - 12.3} = 29.3^\circ$$

Центральний кут вікна всмоктування веденого гвинта:

$$\alpha_{2\text{в}} = 213 + 29.3 = 242.3^\circ$$

Граничне значення кута всмоктування:

$$\alpha_{2\text{в пр}} = \frac{2\pi(Z_2 - 1)}{Z_2} = \frac{360 \cdot 5}{6} = 300^\circ$$

Площа вікна всмоктування:

$$F_{\text{вс}} = \frac{\pi}{4 \cdot 180} (D_1^2 - d_{1\text{ен}}^2) \cdot (\alpha_{1\text{в}} + \alpha_{2\text{в}}) = \frac{3,14}{4 \cdot 180} (0,2^2 - 0,12^2) \cdot (287 + 242,3) = 0,0591 \text{ м}^2$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Заповнений зубцями гвинтів об'єм парної порожнини:

$$W_3 = W_0 - \frac{W_{II}}{\varepsilon_{\Gamma}} = l_B \cdot (f_{1II} + f_{2II}) - \frac{W_{II}}{\varepsilon_{\Gamma}} = 0,27 \cdot (4,314 \cdot 10^{-3} + 3,084 \cdot 10^{-3}) - \frac{1,224 \cdot 10^{-3}}{4} = 1,692 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$\left(\frac{W_3}{D_1^3} \right) \cdot 10^3 = \left(\frac{1,692 \cdot 10^{-3}}{0,2^3} \right) \cdot 10^3 \approx 121$$

За графіком $\varphi_{1c} = f \left[\left(\frac{W_3}{D_1^3} \right) \cdot 10^3 \right]$ [1], табл. 2.43, с.186 $\varphi_{1c} = 300^\circ$

Кут вікна нагнітання ведучого гвинта:

$$\alpha_{1н} = \tau_{1з} - \varphi_{1c} + \alpha_{01} = 304,2 - 300 + 25,12 = 29,32^\circ$$

Кут вікна нагнітання веденого гвинта:

$$\alpha_{2н} = i_{21} \cdot \alpha_{1н} + \theta_2 + 2\gamma_{2з} = \frac{2}{3} \cdot 29,32 + 19,37 + 21,25 = 60,17^\circ$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		23

ВЩ

ВМ

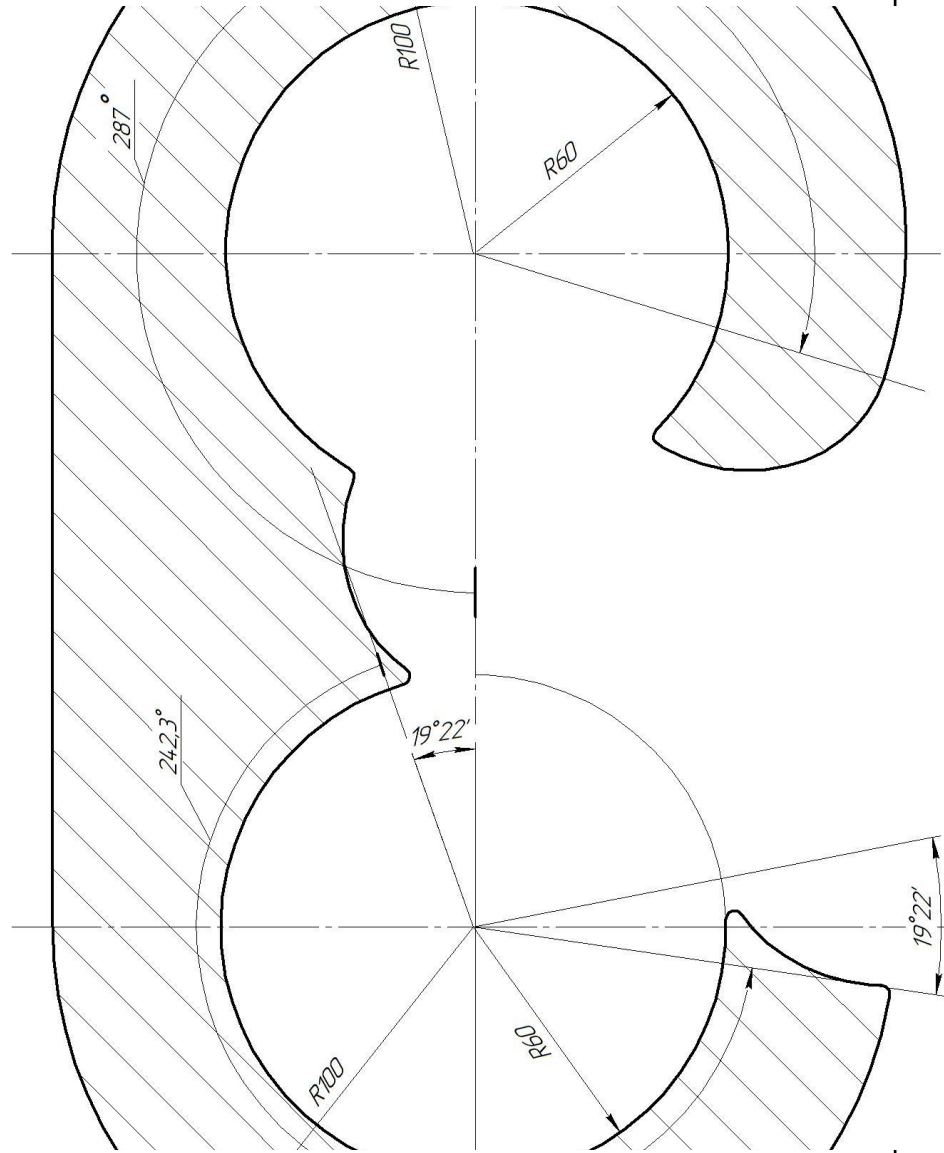


Рисунок 2.2 – Зубчате зачеплення у момент початку всмоктування з вікном всмоктування

Площа вікна нагнітання в торцевій площині:

$$F_{HT} = \frac{\pi}{4 \cdot 180} \cdot (D_1^2 - d_{1BH}^2) \cdot \left(\alpha_{1H} + \alpha_{2H} - \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \right) = \frac{3.14}{4 \cdot 180} \cdot (0.2^2 - 0.12^2) \cdot \left(29.32 + 60.17 - \frac{29.06 + 19.37}{2} \right) = 0.00729 \text{ м}^2$$

Площа циліндричної частини вікна нагнітання з геометричним ступенем стиснення $\varepsilon_T = 4$:

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\begin{aligned}
F_{\text{НЦ}} &= \frac{h_1 \cdot D_1}{4\pi} [(\alpha_{1\text{H}} - \beta_{01}) \cdot \cos\beta_{01} + \sin\beta_{01} - \sin\alpha_{1\text{H}}] \\
&\quad + \frac{h_2 \cdot D_2}{4\pi} [(i_{21} \cdot \alpha_{1\text{H}} + 2\gamma_{23} + \theta_2) \cos\beta_{02} + \sin\beta_{02} - \sin(i_{21} \cdot \alpha_{1\text{H}} + 2\gamma_{23} + \theta_2)] \\
&= \frac{0.32 \cdot 0.2}{4 \cdot 180} \cdot [(29.32 - 34.46) \cos 34.46^\circ + \sin 34.46^\circ - \sin 29.32^\circ] \\
&\quad + \frac{0.48 \cdot 0.2}{4 \cdot 180} \left[\left(\frac{2}{3} \cdot 29.32 + 21.25 + 19.37 \right) \cos 36.12^\circ + \sin 36.12^\circ - \sin \left(\frac{2}{3} \cdot 29.32 \right. \right. \\
&\quad \left. \left. + 21.25 + 19.37 \right) \right] = 0.0061 \text{ м}^2
\end{aligned}$$

Сумарна площа вікна нагнітання дорівнює:

$$F_{\text{H}} = F_{\text{HT}} + F_{\text{НЦ}} = 0.00729 + 0.0061 = 0.01339 \text{ м}^2$$

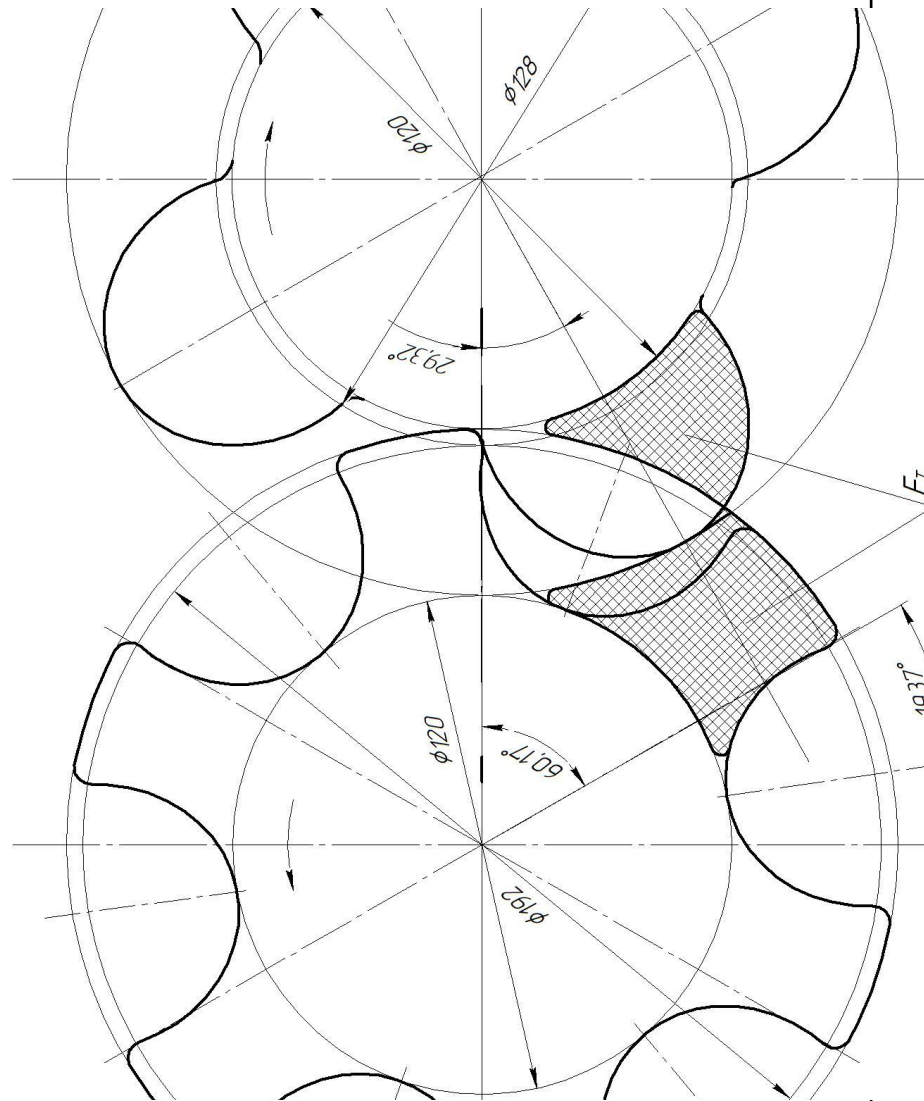
Швидкості пари у вікнах всмоктування і нагнітання визначаються за формулою:

$$C_{\text{BC}} = \frac{G_a \cdot v_{\text{BC}}}{F_{\text{BC}}} = \frac{1.97 \cdot 0.1}{0.0591} = 3.33 \frac{\text{м}}{\text{с}} < (10 \div 15) \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{умова виконується } C_{\text{BC}} \leq [C_{\text{BC}}].$$

$$C_{\text{H}} = \frac{G_a \cdot v_{2\text{C}}}{F_{\text{H}}} = \frac{1.97 \cdot 0.02}{0.01339} = 2.94 \frac{\text{м}}{\text{с}} < (10 \div 15) \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{умова виконується } C_{\text{H}} \leq [C_{\text{H}}].$$

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ВЩ



ВМ

Рисунок 2.3 – Зубчате зачеплення у момент початку нагнітання з вікном нагнітання

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ХМ 07.00.00.00 ПЗ

Аркуш

26

3. ОХОРОНА ПРАЦІ

Продуктивність праці підвищується завдяки економії живого праці, економії суспільної праці шляхом підвищення якості продукції, поліпшення використання основних виробничих фондів, зменшення кількості аварій.

Розвиток сучасного машинобудування йде по шляху розробки нових видів компресорних машин, верстатів, обладнання самого різного призначення, інтенсифікація їх використання за рахунок раціональних режимів експлуатації, вдосконалення технології, виробничого процесу і поліпшення профілактичного технічного обслуговування і ремонту. Необхідно, щоб праця людини протікає в сприятливих умовах, що сприяють розвитку всіх його здібностей і забезпечують високу продуктивність праці. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримувати травми або захворіти професійним захворюванням [4].

3.1. Небезпечні та шкідливі фактори холодильного виробництва

У ГОСТ 12.0.002-1999 "ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація »наводиться класифікація елементів умов праці, які виступають в ролі небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Вони підрозділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

До небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться: незадовільні метеорологічні умови; забрудненість повітря виробничої пилом і шкідливими речовинами; несприятливий освітлення; шум і вібрація, що перевищують допустимі норми; підвищений рівень іонізуючих випромінювань; рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, пересуваються вироби (матеріали, заготовки), що руйнуються конструкції і ряд інших чинників.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Шкідливими називаються речовини, які при контакті з організмом людини в разі порушень вимог безпеки можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

Основними потенційними небезпеками при роботі проектного компресора можуть бути:

- Вибухонебезпечність;
- Пожежонебезпека;
- Ураження електричним струмом.

До потенційних шкідливостей відносять:

- Шум при роботі агрегату;
- Вібрація;
- Підвищена запиленість, і загазованість повітря робочої зони;
- Підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;
- Підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- Підвищена або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна;
- Підвищена або знижена вологість повітря;
- Підвищена або знижена рухливість повітря [5].

3.2. Вибухонебезпека (ГОСТ 12.1.010-76 «Вибухонебезпека. Загальні вимоги»)

Джерелами виникнення вибуху може бути: недоброякісна мастило, гідропневмоудари, знаходження агрегату в зоні пожежі і вибухонебезпечних матеріалів.

Виробничі процеси повинні розроблятися так, щоб ймовірність

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

виникнення вибуху на будь-якому вибухонебезпечному ділянці протягом року не перевищувала в розрахунку на окремий пожежонебезпечний вузол (елемент) даного об'єкта (ГОСТ 12.1.004-91 «Пожежна безпека. Загальні вимоги») або вибухонебезпечний ділянку (ГОСТ 12.1.010-76 «Вибухонебезпека. Загальні вимоги»). У разі технічної або економічної недоцільності забезпечення зазначеної ймовірності виникнення вибуху виробничі процеси.

повинні розроблятися так, щоб ймовірність впливу небезпечних чинників вибуху на людей протягом року не перевищував на людину (ГОСТ 12.1.010-76). При цьому прийняте значення ймовірності виникнення вибуху на будь-якому вибухонебезпечному ділянці повинно забезпечуватися і бути погоджено в установленому порядку з органами держнагляду.

Вибухонебезпечне середовище можуть утворити:

- Суміші речовин (газів, парів, пилу) з повітрям і іншими окислювачами (кисень, озон, хлор, оксиди азоту та ін.);
- Речовини, схильні до вибухового перетворення (ацетилен, озон, гідрозин та ін.).

Джерелом ініціювання вибуху є:

- Відкрите полум'я, палаючі і розпечені тіла;
- Електричні розряди;
- Теплові прояви хімічних реакцій і механічних впливів;
- Іскри від удару і тертя;
- Ударні хвилі;
- Електромагнітний і інші випромінювання.

Запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища та забезпечення в повітрі виробничих приміщень, гірничих виробок і т. п, змісту вибухонебезпечних речовин, що не перевищує нижньої концентраційної межі займання з урахуванням коефіцієнта безпеки, повинно бути досягнуто:

- застосуванням герметичного виробничого устаткування;

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- застосування робочої і аварійної вентиляції;
- відводити, видаленням вибухонебезпечного середовища і речовин, здатних привести до її підривання;
- контролем складу повітряного середовища і відкладень вибухонебезпечного пилю.

Вимоги до вибухозахисту. Запобігання впливу напрацювати небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що виникають в результаті вибуху, і збереження матеріальних цінностей забезпечуються:

- Встановленням невеликої кількості вибухонебезпечних речовин, які застосовуються в даних виробничих процесах;
- Застосуванням вогнеперепинювачів, гідрозатворів, водяних і пилових заслонів, інертних що не підтримують горіння газових або парових завіс;
- Застосуванням обладнання, розрахованого на тиск вибуху;
- Обвалування і бункерування вибухонебезпечних ділянок виробництва або розміщенням їх в захисних кабінах;
- Захистом обладнання від руйнування під час вибуху за допомогою пристроїв аварійного скидання тиску (запобіжні мембрани і клапани);
- Застосуванням швидкодіючих відсічних і зворотних клапанів;
- Застосуванням систем активного придушення вибуху;
- Застосуванням засобів попереджувальної сигналізації.

3.3. Пожежонебезпека (ГОСТ 12.1.004-91 «Система стандартів безпеки праці. Пожежна безпека. Загальні вимоги»)

Протипожежний захист має забезпечуватися:

- Засобами пожежогасіння,
 - а) вогнегасники
- за способом спрацьовування:

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- автоматичні (самоспрацьовують) - зазвичай стаціонарно монтуються в місцях можливого виникнення пожежі;
- ручні (приводяться в дію людиною) - розташовуються на спеціально оформлених стендах;
- універсальні (комбінованої дії) - поєднують в собі переваги обох вищеописаних типів.

за принципом дії на осередок вогню:

- газові (вуглекислотні), ПЕРЕНОСНІ: ОУ-1Всі; ОУ-2Всі; ОУ-3Всі; ОУ-5Всі, ПЕРЕСУВНІ: ОУ-10Всі; ОУ-20Усі; ОУ-40ВСЕ; ОУ-80ВСЕ

- пінні (хімічні, хімічні повітряно-пінні, повітряно-пінні, повітряно-емульсійні),

порошкові, ПЕРЕНОСНІ: ВП-1 (б) -АВС; ОП-1 (з) -АВС; ОП-2 (з) -АВС; ОП-3 (з) -АВС; ОП-4 (з) -АВС; ОП-4 (г) -АВС; ОП-8 (з) -АВС; ОП-8 (г) -АВС

- Пересувні: ВП-50 (з) -ВСІ ОП-100 (з) -ВСІ

- водні. ПЕРЕНОСНІ: ОВП-4 (з) АВ; ОВП-8 (з) АВ, ПЕРЕСУВНІ: ОВП-50 (з) АВ; ОВП-ЮО (з) АВ

- Автоматичними установками пожежної сигналізації та пожежогасіння;

- Засобами індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі (щити, бори, пісок) Основними вогнетривкими речовинами є вода, хімічна і повітряно-механічна піни, водні розчини солей, інертні і негорючі гази, водяна пара, галоїдноуглеводородні вогнегасні склади і сухі вогнегасні порошки , У виробничому приміщенні застосовуються, головним чином, вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, схоронність електронного устаткування. Діелектричні властивості, дозволяють використовувати дані вогнегасники в разі неможливості знеструмлення агрегату.

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин/ Е.М. Бамбушек и др. –Л.: Машиностроение, 1987.– 423с.
2. Холодильные машины/ Н.Н. Кошкин и др. –Л.: Машиностроение, 1985. –510с.
3. Холодильные компрессоры: справочник из серии “Холодильная техника”/ за ред. А.В. Быкова. –М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981.- 280с.
4. Охорона праці: Конспект лекцій/ Укладач А.Ф. Денисенко.– Суми: Вид-во СумДУ, 2007.– Ч.2.– 130с.
5. Юдин Е.Я. Охрана труда в машиностроении.– М.: Машиностроение, 1983.– 427с.
6. НПАОП 0.00-1.69-13 "Правила охорони праці під година експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових ятерів і тепловикористовувальних установок".

					ХМ 07.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		