

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
«Вихрові компресори для різних робочих середовищ»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. М. Ванєєв

Здобувач

Р. О. Ракоїд

Група

ХК-61

Суми 2020

ЗМІСТ

Вступ.....	3
Початкові дані	9
1. Розрахунок вихрового компресора на робочому середовищі аміак.....	10
2. Розрахунок вихрового компресора на робочому середовищі синтез-газ....	19
3. Розрахунок вихрового компресора на робочому середовищі водневмісний газ	27
4 Аналіз результатів розрахунків	35
5 Охорона праці.....	38
Список використаних джерел	46

					КМ 01.00.00.00 ПЗ															
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Вихрові компресори для різних робочих середовищ <div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: center;"> <table border="1" style="border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 10%; text-align: center;">Літ.</td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%; text-align: center;">Аркуш</td> <td style="width: 10%;"></td> <td style="width: 10%; text-align: center;">Аркушів</td> <td style="width: 10%;"></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">2</td> <td></td> <td style="text-align: center;">47</td> <td></td> </tr> </table> <div style="text-align: center; font-weight: bold; font-size: 1.2em;">СумДУ, гр. ХК-61</div> </div>				Літ.		Аркуш		Аркушів				2		47	
Літ.		Аркуш		Аркушів																
		2		47																
Розроб.		Ракоїд																		
Перевір.		Ванєєв																		
Н. контр.		Шарапов																		
Затв.		Ванєєв																		

ВСТУП

Випуск газоперекачувальних агрегатів з відцентровими компресорами (ЦК) є одним з основних напрямків діяльності підприємств компресоробудування. Агрегати призначені для роботи на лінійних компресорних станціях (ЛКС), дожимних компресорних станціях (ДКС), станціях підземного зберігання газу (СПХГ), установках збору і транспортування нафтового газу.

Вихрові компресори порівняно нові машини. Початок їх дослідження та застосування відноситься до 1950х років.

Вихрові компресори можуть застосовуватися у наступному діапазоні параметрів:

- продуктивність за умовами всмоктування $V < 100 \text{ м}^3/\text{хв}$;
- відношенні тисків в ступені P_k / P_n до 1,8.
- перепад тисків (напір) $\Delta P = P_k - P_n - 10-150 \text{ кПа}$.

Області застосування вихрових компресорів:

1. Для відсмоктування пилу, агресивних газів, відходів волокна на ткацьких, прядильних, в'язальних машинах.
2. В системах вентиляції різних виробництв.
3. В пневмотранспорті для транспортування документів, паперу, гранульованих та інших сипучих матеріалів.
4. Для створення повітряної подушки при транспортуванні важких вантажів.
5. Для наддуву двигунів внутрішнього згоряння.
6. У хімічній промисловості.
7. На ГРЕС і хімкомбінатах для систем наддуву в котли і печі.
8. Для аерації стічних вод.
9. Для наддуву торцевих газодинамічних («сухих») ущільнень і продувки магнітних підшипників відцентрових компресорів.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Вихрові компресори за принципом перетворення енергії відносяться до машин динамічного принципу дії. Володіючи всіма перевагами цих машин (відсутність складних кінематичних пар, безмасляна (суха) проточна частина, порівняно невеликі маса і габарити, надійність і довговічність), вихрові компресори відрізняються простотою конструкції, технологічністю і дешевизною виготовлення, їх робота стійка у всьому діапазоні зміни режимних параметрів, відсутнє явище помпажа, властиве відцентровим компресорним машинам. Максимум ефективності вихрових турбомашин досягається при відносно малих частотах обертання і окружних швидкостях, що дозволяє виконувати вихрові компресори без мультиплікаторів, а вихрові турбіни - без редукторів. У підсумку знижуються габарити, вага і вартість компресорної установки. Вихрові компресори порівняно маловитратні і здатні створювати відносно великі перепади тиску.

Вони застосовуються при умовному коефіцієнті витрати $\Phi_0 < 0,02$ і мають коефіцієнт адіабатного напору на номінальному режимі 2-5 і більше, тоді як для відцентрового ступеня він менше 1. Таким чином, при інших рівних умовах для отримання того ж відношення тисків робоче колесо вихрового компресора повинно мати окружну швидкість в кілька разів меншу, ніж робоче колесо відцентрового компресора, а при однакових швидкостях на ободі колеса один ступінь вихрового компресора може замінити кілька ступенів відцентрового компресора.

Одним з великих недоліків вихрових компресорів є їх невисокий ККД (30-55%), який у ряді випадків помітно нижче, ніж у поршневих, відцентрових, осьових і ротаційних компресорів, на 15-30%. Це пов'язано з особливостями робочого процесу вихрових компресорів.

Однак, говорячи про ефективність компресорних машин взагалі і вихрових зокрема необхідно враховувати особливості технологічних ліній, в яких вони працюють. Наприклад, якщо газ після компресора ще додатково підігрівається, то позитивним ефектом з погляду перетворення енергії в

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

компресорі в цьому випадку може бути не тільки прирощення механічної енергії потоку, але і приріст теплоти, в тому числі і за рахунок гідравлічних і термодинамічних втрат. В цьому випадку доцільно ввести поняття коефіцієнта використання енергії, маючи на увазі під ним відношення енергії (потужності), переданої газу в одиницю часу у формі роботи і у формі теплоти до потужності, підведеної на вал компресора. В цьому випадку втратами енергії будуть з'являтися лише об'ємні втрати і теплота, відведена від потоку газу до корпусу компресора. Хоча для оцінки досконалості проточної частини компресора потрібно застосовувати загальноприйняті ККД (адіабатний, політропний та ін.).

Ступінь вихрового компресора (рис. В.1) складається з робочого колеса 1, на якому рівномірно по колу розташовані лопатки, всмоктуючого 3, нагнітального 2 і робочого 5 каналів. Всмоктуючий і нагнітальний канали розділені спеціальною перегородкою 4, яка також називається роздільником або відсікачем. На малюнку також зазначені: D_0 – внутрішній діаметр каналу корпусу;

D_2 - Зовнішній діаметр робочого колеса;

h - висота робочого каналу (меридіонального перетину проточної частини);

l - висота лопаток робочого колеса;

B_1 - ширина робочого каналу (меридіонального перетину проточної частини);

b_1 - ширина лопаток робочого колеса;

δ - товщина лопаток робочого колеса;

S_p - радіальний зазор між робочим колесом і корпусом;

ST - торцевої зазор між робочим колесом і корпусом;

r_1, r_2, r_3 - радіуси меридіонального перетину проточної частини.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

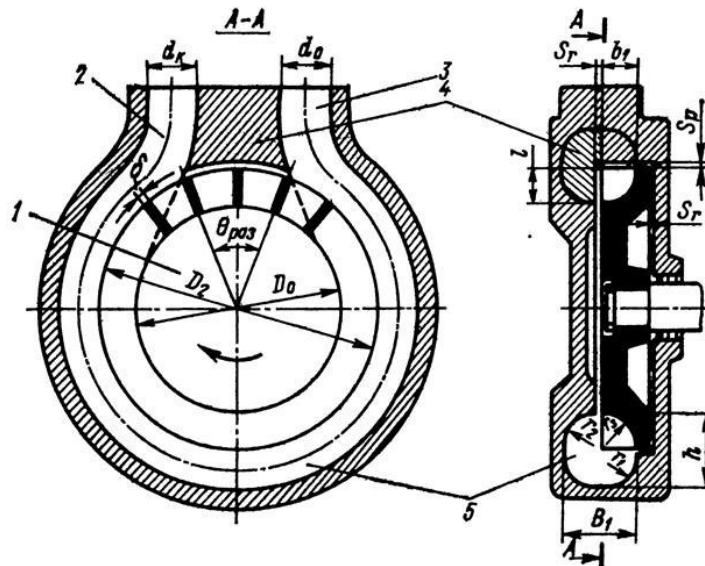


Рис.1 Конструктивна схема ступені вихрового компресора

Вихрові компресори чутливі до торцевих зазорам: відносний сумарний торцевої зазор $S_T = \Sigma S_T / D_2 = 0.001-0.003$.

У першому наближенні робочий процес у ступені вихрового компресора можна вважати аналогічним процесу у відцентровому компресорі з багаторазовою циркуляцією компрімуємої середовища через робоче колесо і нерухомі елементи щаблі.

Принцип дії вихрового компресора полягає в наступному. Робоча середу через всмоктуючий патрубок надходить на ділянку всмоктування робочого каналу, а потім у міжлопатковому канали робочого колеса. Підсос газу в міжлопаткові канали здійснюється переважно в осьовому напрямку. У міжлопаткових каналах робочого колеса відбувається перетворення механічної енергії двигуна в енергію газового потоку. Під дією відцентрових сил частки газу викидаються переважно в радіальному напрямку в робочий канал компресора, де відбувається подальше перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну енергію тиску.

У робочому каналі тангенціальна швидкість руху частинок зменшується, вони починають відставати від робочого колеса і через певний проміжок часу знову всмоктуються в міжлопаткові канали робочого колеса.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таким чином, частки робочого середовища рухаються від всмоктуючого патрубку до нагнітального по складній спіралеподібній траєкторії і лопатки робочого колеса, на відміну від інших машин динамічного стиснення, не один, а кілька разів впливають на частинки газу. Ця обставина забезпечує значно більший натиск вихрових компресорів, ніж відцентрових. Описаний вище принцип роботи справедливий у тому випадку, якщо геометричні співвідношення і форма проточної частини раціональні, а режим роботи вихрового компресора близький до оптимального. У цьому випадку фізична основа робочого процесу вихрового компресора, як це буде показано надалі, базується на регенеративної гіпотезі.

Між нагнітальним і всмоктуючим патрубками в робочому каналі встановлений роздільник, який запобігає проникненню основного потоку газу на ділянку всмоктування і забезпечує його подачу в нагнітальний патрубок компресора. Частина газу, укладеного в міжлопатковому каналах робочого колеса, переноситься на ділянку всмоктування. Це, з одного боку, забезпечує безпомпажний режим роботи вихрових компресорів, а з іншого, є джерелом об'ємних і термодинамічних втрат і обумовлює низьку економічність цих компресорів.

Відомі дослідження вихрових компресорів Бондаренко Ю.О. [1], Осеп'ян Л.С. [2], Рекстіна Ф.С. [3, 4], Парафійника В.П. [3, 4], Віршубського І. М. [5], Хмари В.Н. [6], Анохіна В.Д. [7], Бурлая В.В. [8], Радугина М.А. [9] та інших дослідників. Найбільш загальною працею, в якій наводиться аналіз теоретичних гіпотез робочого процесу вихрових компресорних машин, узагальнюються і аналізуються результати відомих експериментальних досліджень і дається методика розрахунку геометричних і режимних параметрів одноступінчатого вихрового компресора на основі регенеративної гіпотези є праця [10].

Метою цієї роботи є дослідження впливу параметрів робочого середовища на характеристики вихрового компресора.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

В даній роботі виконано розрахунок і проектування вихрового компресора для системи газодинамічних ущільнень на різні робочі середовища. Призначення: вихровий компресор повинен працювати в складі системи охолодження робочого середовища газодинамічних ущільнень (рис. В.1).



Рисунок В.1 - Вихровий компресор в контрольно-вимірвальній панелі системи газодинамічних ущільнень

У попередніх кваліфікаційних роботах Семеновим Ф.Д. і Шаталовим Є.О. були виконані розрахунки і проектування вихрового компресора для системи газодинамічних ущільнень на природному газі. У цій роботі в якості робочих середовищ розглядаються аміак, синтез-газ і водневомісний газ при параметрах для реальних газодинамічних ущільнень.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Мета роботи: розрахунок термогазодинамічних і геометричних параметрів при мінімально можливому для вихрових компресорів геометричному комплексі та розробка бустерного вихрового компресора для системи сухих газових ущільнень.

В процесі роботи виконано:

- розрахунок основних геометричних і термогазодинамічних параметрів проточної частини на різні робочі середовища;
- аналіз результатів розрахунків;
- проектування вихрового компресора

ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Початкова температура, $T_{bc} = 293 \text{ K}$

Частота обертання робочого колеса компресора, $n = 2950 \text{ об/хв.}$

1) Робоче середовище – аміак

- початковий тиск, $P_{bc} = 600 \text{ кПа};$
- кінцевий тиск, $P_k = 625 \text{ кПа};$
- продуктивність, віднесена до нормальних умов, $V_n = 300 \text{ нм}^3/\text{год.}$

2) Робоче середовище – синтез-газ

- початковий тиск, $P_{bc} = 1800 \text{ кПа};$
- кінцевий тиск, $P_k = 1830 \text{ кПа};$
- продуктивність, віднесена до нормальних умов, $V_n = 600 \text{ нм}^3/\text{год.}$

3) Робоче середовище – водневмісний газ

- початковий тиск, $P_{bc} = 1800 \text{ кПа};$
- кінцевий тиск, $P_k = 1820 \text{ кПа};$
- продуктивність, віднесена до нормальних умов, $V_n = 600 \text{ нм}^3/\text{год.}$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1. РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА НА РОБОЧОМУ СЕРЕДОВИЩІ АМІАК

Мета термогазодинамічного розрахунку вихрового компресора полягає у визначенні геометричних співвідношень проточної частини і параметрів, що характеризують її ефективність.

Початковими даними для розрахунку є: властивості середовища, об'ємна продуктивність, тиску всмоктування і нагнітання, температура початкова, частота обертання ротора приводу.

Виконаємо розрахунок для робочого середовища – аміак (питома газова стала 488 Дж/(кг·К), показник ізоентропи (адіабати) 1,31) з температурою на всмоктуванні 293 К, тиском всмоктування 6 бар та продуктивністю (об'ємна витрата на всмоктуванні) 300 м³/год.

Об'ємна витрата газу на всмоктуванні визначається за формулою:

$$V_{вс} = V_n \cdot \frac{P_n}{P_{вс}} \cdot \frac{T_{вс}}{T_n} = 300 \cdot \frac{101325}{600000} \cdot \frac{293}{273} = 54,374 (\text{м}^3/\text{год}) = 0,015 (\text{м}^3/\text{с})$$

1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

$$h_{ад} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_0 \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (1.1)$$

де κ – показник адіабати, для аміаку $\kappa=1,31$;

R – газова стала, $R= 488$ Дж/кг К;

Π – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{625000}{600000} = 1,04$$

$$h_{ад} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488 \cdot 293 \cdot \left[(1,04)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 5865,2 \text{ Дж / кг}$$

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ад}^{0,75}} \quad (1.2)$$

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{0,015^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 5865,2^{0,75}} = 0,009$$

1.3 Газодинамічний комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \quad (1.3)$$

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,009} = 2,23$$

1.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 - 0,122 \quad (1.4)$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,23 - 0,122 = 1,963$$

1.5 Колова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{5865,2}{1,963}} = 54,66 \text{ м/с} \quad (1.5)$$

1.6 Зовнішній діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{(\pi \cdot n)} \quad (1.6)$$

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 54,66}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,354 \text{ м}$$

1.7 Відносний радіус приймаємо рівним $\bar{R}_1 = 1,02$

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{у.в}} \quad (1.7)$$

1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1^2} \quad (1.8)$$

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\varphi_1 = \frac{1,963^{1,5}}{2,23^2} = 0,553$$

1.9 Площа робочого каналу (меридіональний переріз)
Площа меридіонального перерізу робочого каналу (каналу корпусу) у другому наближенні, м²:

$$F'_k = \frac{V \cdot \bar{R}_1}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,015 \cdot 1,02}{54,66 \cdot 0,553} = 0,000525 \text{ м}^2,$$

1.10 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{F'_k} / (\pi \cdot D_{21} \cdot n_s) \quad (1.10)$$

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{0,000525} / (3,14 \cdot 0,354 \cdot 0,009) = 2,235$$

1.11 Адіабатні коефіцієнт напору :

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 - 0,122 \quad (1.11)$$

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,235 - 0,122 = 1,968$$

1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = |(\psi_2 - \psi_1) / \psi_2| \leq 0,03 \quad (1.12)$$

$\delta\psi = |(1,968 - 1,963) / 1,968| = 0,0025 \leq 0,03$ -логічний оператор отриманий менше 0,03, отже умова виконана. Це означає, що ми продовжуємо розрахунок.

1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{a0} / \psi_2} = \sqrt{5865,2 / 1,968} = 54,37 \text{ с} \quad (1.13)$$

1.14 Зовнішній діаметр колеса(додаток А):

$$D_2 = 60 \cdot U_2 / (\pi \cdot n) \quad (1.14)$$

$$D_2 = 60 \cdot 54,37 / (3,14 \cdot 2950) = 0,352 \text{ м}$$

1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 54,37 / \sqrt{1,31 \cdot 488 \cdot 293} = 0,1256 \quad (3.15)$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.16 Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1256 + 1,4 = 9,515 \quad (1.16)$$

1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1.5} / (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2^2 \quad (1.17)$$

$$\varphi_2 = 1,968^{1.5} / 2,235^2 = 0,5619$$

1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \varphi_2} \quad (1.18)$$

$$F'_{k1} = \frac{0,015 \cdot 1,02}{54,37 \cdot 0,5619} = 0,0005008 \text{ м}^2$$

1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{n1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0005008 = 0,000225 \text{ м}^2 \quad (1.19)$$

1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000225} = 0,0318 \text{ м} \quad (1.20)$$

1.21 Радіуси

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0318 = 0,0127 \text{ м} \quad (1.21)$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0318 = 0,0159 \text{ м} \quad (1.22)$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0318 = 0,0222 \text{ м} \quad (1.23)$$

1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,0318 = 0,0206 \text{ м} \quad (1.24)$$

1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ц.в} = D_2 - 2 \cdot l + h \quad (1.25)$$

$$D_{ц.в} = 0,352 - 2 \cdot 0,0206 + 0,0318 = 0,3426 \text{ м}$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,352}{0,3426} = 1,027_m \quad (1.26)$$

1.25 Логічний оператор (похибка визначення ставлення R):

$$\delta\bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| \quad (1.27)$$

$$\delta\bar{R} = \left| \frac{(1,027 - 1,02)}{1,027} \right| = 0,0068$$

Отриманий логічний оператор менше, ніж 0,01, отже розрахунок продовжуємо.

1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \quad (1.28)$$

$$D'_3 = 0,352 - 0,003 = 0,349_m$$

1.27 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,352 + 0,003 = 0,355_m \quad (1.29)$$

1.28 Ширина лопатки (рис.1.1)

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 0,000225 / 0,0206 = 0,0144_m$$

1.29 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 2 \cdot 1,375(0,000225 + 0,0005) / 0,0318 = 0,03135_m$$

1.30 Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta \quad (1.32)$$

де δ – товщина лопатки, приймаємо $\delta=0,003_m$

$$t = (9,515 + 1) \cdot 0,003 = 0,0315$$

1.1.31 Число лопаток :

$$z = \frac{\pi(D_2 - l)}{t} \quad (1.33)$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$z = \frac{3,14(0,352 - 0,0206)}{0,0315} = 33,03$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 33$ лопатки.

1.32 Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0315 = 0,063 \text{ м} \quad (1.34)$$

1.33 Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,063 / 0,352 = 0,358 \text{ рад}$$

1.34 Адіабатний ККД:

$$\eta_{ад} = f \left[Mu, \left(\left(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5} \right)_2 \right) \right].$$

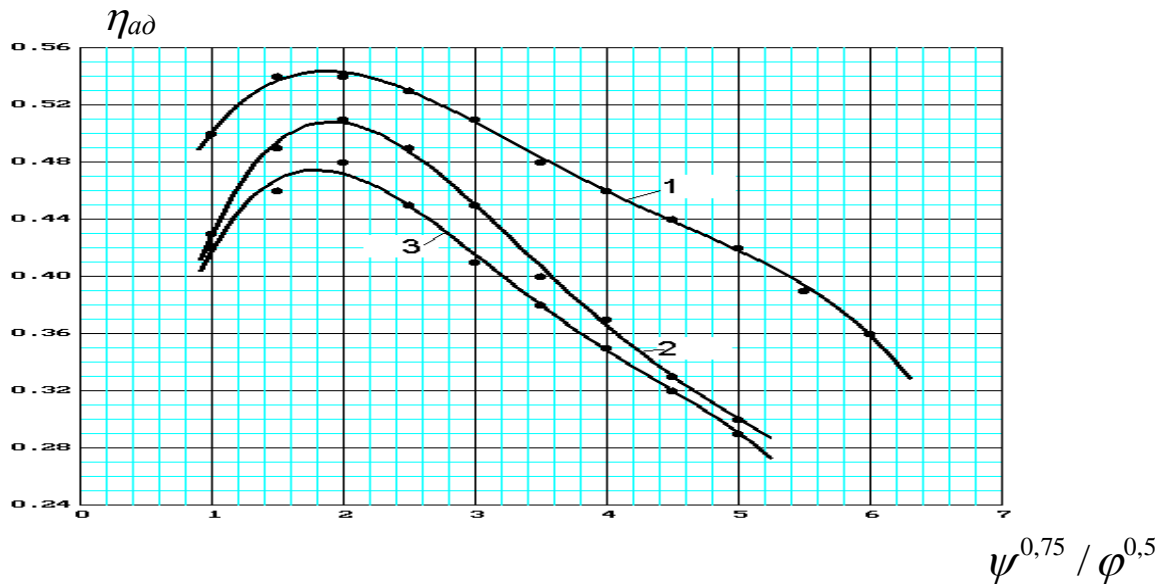
$$Mu = 0,1256, \left(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5} \right)_2 = 2,235.$$

При $M_U \leq 0,23$ ККД, в залежності від M_U і газодинамічного комплексу $\left(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5} \right)_2$, можна визначити за залежностями з таблиці 1 або ж за графіком (див. рис. 1.1).

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,5013$.

Таблиця 1 – Залежностей адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і колового числа Маха M_u

M_U	$\eta_{ад}$ при $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5} = \text{var}$										
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
0,105	0,50	0,54	0,54	0,53	0,51	0,48	0,46	0,44	0,42	0,39	0,36
0,176	0,43	0,49	0,51	0,49	0,45	0,40	0,37	0,33	0,30	-	-
0,23	0,42	0,46	0,48	0,45	0,41	0,38	0,35	0,32	0,29	-	-



1 – $M_U = 0,105$; 2 – $M_U = 0,176$; 3 – $M_U = 0,23$
 Рисунок 1.1 – Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \phi^{0,5}$ і колового числа Маха M_u

1.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 5865,2 \cdot 0,0629 = 0,3692 \text{ кВт} \quad (3.36)$$

1.36 Потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{0,3692}{0,5013} = 0,6997 \text{ кВт} \quad (3.37)$$

1.37. Підвищення температури в ступені, К:

$$\Delta T = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{293 \cdot \left[\left(\frac{625000}{600000} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,5013} = 5,39 \text{ К}$$

1.38. Температура на виході з ступені компресора:

$$T_k = T_0 + \Delta T = 293 + 5,39 = 298,39 \text{ К}$$

1.39 Втрати на тертя дисків.

Залежно від величини умовного числа Рейнольдса потужність тертя визначається за формулою:

$$N_{тр} = 4,7 \left(\frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / Re^{0,5}) \text{ при } Re < 6 \cdot 10^5,$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / Re^{0.2}) \text{ при } Re > 6 \cdot 10^5$$

де ρ_{cp} - середня густина газу в проточній частині компресора;

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) \quad (1.39)$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,625 \cdot 10^6}{488 \cdot 298,39} = 4,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (1.40)$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(4,29 + 4,19) = 4,24 \text{ кг/м}^3;$$

Re – число Рейнольдса

$$Re = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu} \quad (1.42)$$

де ν – кінематична в'язкість газу;

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{4,24} = 4,33 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с} \quad (1.43)$$

$$Re = \frac{54,37 \cdot 0,352}{4,33 \cdot 10^{-5}} = 4,42 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{54,37}{10} \right)^3 \cdot 0,352^2 \cdot \left(\frac{4,24}{[4,42 \cdot 10^5]^{0.2}} \right) = 0,2687 \text{ кВт}$$

Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0005}}{3,14 \cdot 0,352} = 0,0202.$$

Рекомендується:

– $Kg=0,02-0,04$ – для одноканальної (односторонньої) проточної частини;

– $Kg=0,04-0,06$ – для двоканальної (двосторонньої) проточної частини.

Для нашого випадку маємо одноканальну (односторонню) проточну частину (рис. 1.2).

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

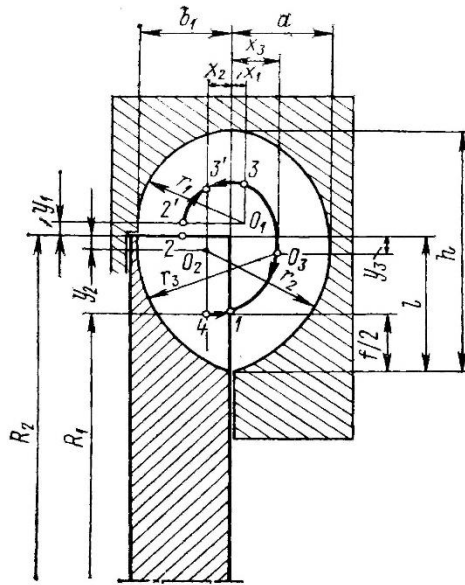


Рисунок 1.2 – Проточна частина вихрового ступеня з криволінійним периферійно-боковим каналом

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		18

2. РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА НА РОБОЧОМУ СЕРЕДОВИЩІ СИНТЕЗ-ГАЗ

Виконаємо розрахунок для робочого середовища – синтез-газ, склад якого 75%-H₂, 25%-N₂ з температурою на всмоктуванні 293 К, тиском всмоктування 18 бар та продуктивністю (об'ємна витрата на всмоктуванні) 600 м³/Год.

Об'ємна витрата газу на всмоктуванні визначається за формулою:

$$V_{вс} = V_n \cdot \frac{P_n}{P_{вс}} \cdot \frac{T_{вс}}{T_n} = 600 \cdot \frac{101325}{1800000} \cdot \frac{293}{273} = 36,2517 (\text{м}^3/\text{год}) = 0,01 (\text{м}^3/\text{с})$$

Визначення параметрів газової суміші.

Молярна маса суміші:

$$\mu = \sum_{k=1}^k y_k \mu_k = 0,75 \cdot 1,01 \cdot 2 + 0,25 \cdot 14,01 = 8,52 \text{ кг / моль}$$

Питома газова стала:

$$R = \frac{R_{ун}}{\mu} = \frac{8314}{8,52} = 976 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$$

Молярна теплоємність суміші при $p = \text{const}$

$$\mu c_p = \sum_{i=1}^n r_i \cdot (\mu c_p)_i = 0,75 \cdot 2,02 \cdot 14,195 + 0,25 \cdot 28,02 \cdot 1,038 = 28,777 .$$

Молярна теплоємність суміші при $v = \text{const}$

$$\mu c_v = \sum_{i=1}^n r_i \cdot (\mu c_v)_i = 0,75 \cdot 2,02 \cdot 10,067 + 0,25 \cdot 28,02 \cdot 0,736 = 20,409$$

Показник ізоентропи

$$k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{28,777}{20,409} = 1,41$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

$$h_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_0 \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (1.1)$$

де κ – показник адіабати, для синтез-газу (75%-H₂, 25%-N₂) $\kappa=1,41$;

R – газова стала, $R= 976$ Дж/кг К;

Π – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{1830000}{1800000} = 1,017$$

$$h_{ad} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 976 \cdot 293 \cdot \left[(1,017)^{\frac{1,41-1}{1,41}} - 1 \right] = 4738,2 \text{ Дж / кг}$$

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0.5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0.75}} \quad (1.2)$$

1.2 Коefіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{0,01^{0.5} \cdot 2950}{60 \cdot 4738,2^{0.75}} = 0,0086$$

1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \quad (1.3)$$

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0086} = 2,264$$

1.4 Адіабатний коefіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 - 0,122 \quad (1.4)$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,264 - 0,122 = 1,995$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.5 Колова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{a0}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{4738,2}{1,995}} = 48,73 \text{ м/с} \quad (1.5)$$

1.6 Зовнішній діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{(\pi \cdot n)} \quad (1.6)$$

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 48,73}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,316 \text{ м}$$

1.7 Відносний радіус приймаємо рівним $\bar{R}_1 = 1,02$

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{ц.б}} \quad (1.7)$$

1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1} \quad (1.8)$$

$$\varphi_1 = \frac{1,995^{1,5}}{2,264^2} = 0,549$$

1.9 Площа робочого каналу (меридіональний переріз

Площа меридіонального перерізу робочого каналу (каналу корпусу) у другому наближенні, м²:

$$F'_k = \frac{V \cdot \bar{R}_1}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,01 \cdot 1,02}{48,73 \cdot 0,549} = 0,00038 \text{ м}^2,$$

1.10 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{F'_k} / (\pi \cdot D_{21} \cdot n_s) \quad (1.10)$$

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,00038} / (3,14 \cdot 0,549 \cdot 0,0086) = 2,269$$

1.11 Адіабатні коефіцієнт напору :

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\psi_2 = 0.935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}} \right)_2 - 0.122 \quad (1.11)$$

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,269 - 0,122 = 1,999$$

1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = |(\psi_2 - \psi_1) / \psi_2| \leq 0.03 \quad (1.12)$$

$\delta\psi = |(1,999 - 1,995) / 1,999| = 0,002 \leq 0,03$ -логічний оператор отриманий менше 0,03, отже умова виконана. Це означає, що ми продовжуємо розрахунок.

1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{a0} / \psi_2} = \sqrt{4738,2 / 1,999} = 48,53 \text{ c} \quad (1.13)$$

1.14 Зовнішній діаметр колеса(додаток А):

$$D_2 = 60 \cdot U_2 / (\pi \cdot n) \quad (1.14)$$

$$D_2 = 60 \cdot 48,53 / (3,14 \cdot 2950) = 0,314 \text{ м}$$

1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 48,53 / \sqrt{1,31 \cdot 976 \cdot 293} = 0,0764 \quad (3.15)$$

1.16 Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,0764 + 1,4 = 6,215 \quad (1.16)$$

1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1.5} / (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2^2 \quad (1.17)$$

$$\varphi_2 = 1,999^{1.5} / 2,269^2 = 0,5584$$

1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \varphi_2} \quad (1.18)$$

$$F'_{k1} = \frac{0,01 \cdot 1,02}{48,53 \cdot 0,5584} = 0,000376 \text{ м}^2$$

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000376 = 0,00018 \text{ м}^2 \quad (1.19)$$

1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00018} = 0,0275 \text{ м} \quad (1.20)$$

1.21 Радіуси

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0275 = 0,011 \text{ м} \quad (1.21)$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0275 = 0,0138 \text{ м} \quad (1.22)$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0275 = 0,0193 \text{ м} \quad (1.23)$$

1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,0275 = 0,0179 \text{ м} \quad (1.24)$$

1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ц.в} = D_2 - 2 \cdot l + h \quad (1.25)$$

$$D_{ц.в} = 0,314 - 2 \cdot 0,0179 + 0,0275 = 0,3057 \text{ м}$$

1.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,314}{0,3057} = 1,027 \text{ м} \quad (1.26)$$

1.25 Логічний оператор (похибка визначення ставлення R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| \quad (1.27)$$

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,027 - 1,02)}{1,027} \right| = 0,0068$$

Отриманий логічний оператор менше, ніж 0,01, отже розрахунок продовжуємо.

1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \quad (1.28)$$

$$D'_3 = 0,314 - 0,003 = 0,311 \text{ м}$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.27 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,314 + 0,003 = 0,317\text{м} \quad (1.29)$$

1.28 Ширина лопатки (рис.1.1)

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,00018 / 0,0179 = 0,0133\text{м}$$

1.29 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{n1} + F'_{k1}) / h = 1,375(0,00018 + 0,0004) / 0,0275 = 0,029\text{м}$$

1.30 Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta \quad (1.32)$$

де δ – товщина лопатки, приймаємо $\delta=0,003\text{м}$

$$t = (6,215 + 1) \cdot 0,003 = 0,0216$$

1.1.31 Число лопаток :

$$z = \frac{\pi(D_2 - l)}{t} \quad (1.33)$$

$$z = \frac{3,14(0,314 - 0,0179)}{0,0216} = 43,04$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 43$ лопатки.

1.32 Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0216 = 0,0432\text{м} \quad (1.34)$$

1.33 Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0432 / 0,314 = 0,275\text{рад}$$

1.34 Адіабатний ККД:

$$\eta_{ад} = f \left[Mu, \left(\left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right]$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$Mu=0,0764, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 2,269, \text{ отже } \eta_{ад} = 0,5376.$

1.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 4738,2 \cdot 0,0629 = 0,2982 \text{ кВт} \quad (3.36)$$

1.36 Потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{0,2982}{0,5376} = 0,5547 \text{ кВт} \quad (3.37)$$

1.37. Підвищення температури в ступені, К:

$$\Delta T = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{293 \cdot \left[\left(\frac{1830000}{1800000} \right)^{1,41-1} - 1 \right]}{0,5376} = 2,63 \text{ К}$$

1.38. Температура на виході з ступені компресора:

$$T_k = T_0 + \Delta T = 293 + 2,63 = 295,63 \text{ К}$$

1.39 Втрати на тертя дисків.

Залежно від величини умовного числа Рейнольдса потужність тертя визначається за формулою:

$$N_{тр} = 4,7 \left(\frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / Re^{0.5}) \text{ при } Re < 6 \cdot 10^5,$$

$$N_{тр} = 0,089 \left(\frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / Re^{0.2}) \text{ при } Re > 6 \cdot 10^5$$

де ρ_{cp} - середня густина газу в проточній частині компресора;

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) \quad (1.39)$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{18,3 \cdot 10^6}{976 \cdot 295,63} = 6,34 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (1.40)$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(6,34 + 6,28) = 6,31 \text{ кг/м}^3;$$

Re – число Рейнольдса

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\text{Re} = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu} \quad (1.42)$$

де ν – кінематична в'язкість газу;

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{6,34} = 2,89 \cdot 10^{-5} \text{ м/с} \quad (1.43)$$

$$\text{Re} = \frac{48,37 \cdot 0,314}{2,89 \cdot 10^{-5}} = 5,25 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{48,37}{10} \right)^3 \cdot 0,314^2 \cdot \left(\frac{6,31}{[5,25 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,222 \text{ кВт}$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3. РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА НА РОБОЧОМУ СЕРЕДОВИЩІ ВОДНЕВМІСНИЙ ГАЗ

Виконаємо розрахунок для робочого середовища – водневомісний газ, склад якого 79%-H₂, 12%-CH₄, 5%-C₂H₆, 3%-C₃H₈, 1%-C₄H₁₀ з температурою на всмоктуванні 293 К, тиском всмоктування 18 бар та продуктивністю (об'ємна витрата на всмоктуванні) 600 м³/год.

Об'ємна витрата газу на всмоктуванні визначається за формулою:

$$V_{вс} = V_n \cdot \frac{P_n}{P_{вс}} \cdot \frac{T_{вс}}{T_n} = 600 \cdot \frac{101325}{1800000} \cdot \frac{293}{273} = 36,2517 (\text{м}^3/\text{год}) = 0,01 (\text{м}^3/\text{с})$$

Визначення параметрів газової суміші.

Молярна маса суміші:

$$\mu = \sum_{k=1}^k y_k \mu_k = 0,79 \cdot 2,02 + 0,12 \cdot 16,042 + 0,05 \cdot 30,062 + \\ + 0,03 \cdot 44 + 0,01 \cdot 58,12 = 6,928 \text{ кг / моль}$$

Питома газова стала:

$$R = \frac{R_{ун}}{\mu} = \frac{8314}{6,928} = 1344,4 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$$

Мольна теплоємність суміші при $p = \text{const}$

$$\mu c_p = \sum_{i=1}^n r_i \cdot (\mu c_p)_i = 0,79 \cdot 2,02 \cdot 14,195 + 0,05 \cdot 49,482 + 0,12 \cdot 34,86 + \\ + 0,03 \cdot 68,28 + 0,01 \cdot 91,423 = 32,273$$

Мольна теплоємність суміші при $v = \text{const}$

$$\mu c_v = \sum_{i=1}^n r_i \cdot (\mu c_v)_i = 0,79 \cdot 2,02 \cdot 10,53 + 0,05 \cdot 36,7 + 0,12 \cdot 25,86 + \\ + 0,03 \cdot 50,65 + 0,01 \cdot 67,82 = 23,941$$

Показник ізентропи

$$k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v} = \frac{32,273}{23,941} = 1,348$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

$$h_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_0 \left(\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (1.1)$$

де κ – показник адіабати, для водньовмісного газу $\kappa=1,348$;

R – газова стала, $R= 1344,4$ Дж/кг К;

Π – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{1820000}{1800000} = 1,011$$

$$h_{ad} = \frac{1,41}{1,41-1} \cdot 1344,4 \cdot 293 \cdot \left[(1,011)^{\frac{1,348-1}{1,348}} - 1 \right] = 4358,8 \text{ Дж / кг}$$

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0.5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0.75}} \quad (1.2)$$

1.2 Коefіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{0,01^{0.5} \cdot 2950}{60 \cdot 4358,8^{0.75}} = 0,0092$$

1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \quad (1.3)$$

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0092} = 2,216$$

1.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 - 0,122 \quad (1.4)$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,216 - 0,122 = 1,95$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.5 Колова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{4358,8}{1,95}} = 47,28 \text{ м/с} \quad (1.5)$$

1.6 Зовнішній діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{(\pi \cdot n)} \quad (1.6)$$

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 47,28}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,306 \text{ м}$$

1.7 Відносний радіус приймаємо рівним $\bar{R}_1 = 1,02$

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.g}} \quad (1.7)$$

1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1} \quad (1.8)$$

$$\varphi_1 = \frac{1,95^{1,5}}{2,216^2} = 0,555$$

1.9 Площа робочого каналу (меридіональний переріз

Площа меридіонального перерізу робочого каналу (каналу корпусу) у другому наближенні, м²:

$$F'_k = \frac{V \cdot \bar{R}_1}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,01 \cdot 1,02}{47,28 \cdot 0,555} = 0,00039 \text{ м}^2,$$

1.10 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{F'_k} / (\pi \cdot D_{21} \cdot n_s) \quad (1.10)$$

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,00039} / (3,14 \cdot 0,306 \cdot 0,0092) = 2,234$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.11 Адіабатні коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0.935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}} \right)_2 - 0.122 \quad (1.11)$$

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,234 - 0,122 = 1,97$$

1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = |(\psi_2 - \psi_1) / \psi_2| \leq 0.03 \quad (1.12)$$

$\delta\psi = |(1,97 - 1,95) / 1,97| = 0,01 \leq 0,03$ -логічний оператор отриманий менше 0,03, отже умова виконана. Це означає, що ми продовжуємо розрахунок.

1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{4358,8 / 1,97} = 47,04c \quad (1.13)$$

1.14 Зовнішній діаметр колеса(додаток А):

$$D_2 = 60 \cdot U_2 / (\pi \cdot n) \quad (1.14)$$

$$D_2 = 60 \cdot 47,04 / (3,14 \cdot 2950) = 0,304m$$

1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 47,04 / \sqrt{1,348 \cdot 1344,4 \cdot 293} = 0,0645 \quad (3.15)$$

1.16 Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,0645 + 1,4 = 5,489 \quad (1.16)$$

1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1.5} / (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2^2 \quad (1.17)$$

$$\varphi_2 = 1,97^{1.5} / 2,234^2 = 0,564$$

1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \varphi_2} \quad (1.18)$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$F'_{k1} = \frac{0,01 \cdot 1,02}{47,04 \cdot 0,564} = 0,000384 \text{ м}^2$$

$$F_{n1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000384 = 0,00018 \text{ м}^2 \quad (1.19)$$

1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00018} = 0,0279 \text{ м} \quad (1.20)$$

1.21 Радіуси

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0279 = 0,0111 \text{ м} \quad (1.21)$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0279 = 0,0139 \text{ м} \quad (1.22)$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0279 = 0,0195 \text{ м} \quad (1.23)$$

1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,0279 = 0,0181 \text{ м} \quad (1.24)$$

1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ц.в} = D_2 - 2 \cdot l + h \quad (1.25)$$

$$D_{ц.в} = 0,304 - 2 \cdot 0,0181 + 0,0279 = 0,2957 \text{ м}$$

1.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,304}{0,2957} = 1,028 \text{ м} \quad (1.26)$$

1.25 Логічний оператор (похибка визначення ставлення R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| \quad (1.27)$$

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,028 - 1,02)}{1,028} \right| = 0,0078$$

Отриманий логічний оператор менше, ніж 0,01, отже розрахунок продовжуємо.

1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \quad (1.28)$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$D'_3 = 0,304 - 0,003 = 0,301\text{м}$$

1.27 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,304 + 0,003 = 0,307\text{м} \quad (1.29)$$

1.28 Ширина лопатки (рис.1.1)

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{.l1} / l = 1,32 \cdot 0,00018 / 0,0181 = 0,0131\text{м}$$

1.29 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{.l1} + F'_{.k1}) / h = 1,375(0,00018 + 0,0004) / 0,0279 = 0,0286\text{м}$$

1.30 Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta \quad (1.32)$$

де δ – товщина лопатки, приймаємо $\delta=0,003\text{м}$

$$t = (5,489 + 1) \cdot 0,003 = 0,019$$

1.1.31 Число лопаток :

$$z = \frac{\pi(D_2 - l)}{t} \quad (1.33)$$

$$z = \frac{3,14(0,304 - 0,0181)}{0,019} = 42,25$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 43$ лопатки.

1.32 Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,019 = 0,038\text{м} \quad (1.34)$$

1.33 Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,038 / 0,304 = 0,25\text{рад}$$

1.34 Адіабатний ККД:

$$\eta_{ад} = f \left[Mu, \left(\left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right]$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$\mu=0,0645, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 2,234$, отже $\eta_{ад} = 0,5119$.

1.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 4358,8 \cdot 0,0457 = 0,1992 \text{ кВт} \quad (3.36)$$

1.36 Потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{0,1992}{0,5119} = 0,3697 \text{ кВт} \quad (3.37)$$

1.37. Підвищення температури в ступені, К:

$$\Delta T = \frac{T_0 \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{293 \cdot \left[\left(\frac{1820000}{1800000} \right)^{\frac{1,348-1}{1,348}} - 1 \right]}{0,5119} = 1,55 \text{ К}$$

1.38. Температура на виході з ступені компресора:

$$T_K = T_0 + \Delta T = 293 + 1,55 = 294,55 \text{ К}$$

1.39 Втрати на тертя дисків.

Залежно від величини умовного числа Рейнольдса потужність тертя визначається за формулою:

$$N_{mp} = 4,7 \left(\frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / \text{Re}^{0.5}) \text{ при } \text{Re} < 6 \cdot 10^5,$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / \text{Re}^{0.2}) \text{ при } \text{Re} > 6 \cdot 10^5$$

де ρ_{cp} - середня густина газу в проточній частині компресора;

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) \quad (1.39)$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{18,2 \cdot 10^6}{1344,4 \cdot 294,55} = 4,59 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (1.40)$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(4,59 + 4,56) = 4,575 \text{ кг/м}^3;$$

Re – число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu} \quad (1.42)$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де ν – кінематична в'язкість газу;

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{4,575} = 4,01 \cdot 10^{-5} \text{ м/с} \quad (1.43)$$

$$\text{Re} = \frac{47,04 \cdot 0,304}{4,01 \cdot 10^{-5}} = 3,57 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{47,04}{10} \right)^3 \cdot 0,304^2 \cdot \left(\frac{4,575}{[3,57 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,1475 \text{ кВт}$$

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		34

4 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ

По вище зазначеному алгоритму були виконані розрахунки для вихрового компресора з різними робочими середовищами.

Розрахуємо безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2}$$

Рекомендується:

– $Kg=0,02-0,04$ – для одноканальної (односторонньої) проточної частини;

– $Kg=0,04-0,06$ – для двоканальної (двосторонньої) проточної частини.

$$\text{Для аміаку } Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0005}}{3,14 \cdot 0,352} = 0,0202$$

$$\text{Для синтез-газу } Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0004}}{3,14 \cdot 0,314} = 0,0202$$

$$\text{Для водневмісного газу } Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0004}}{3,14 \cdot 0,304} = 0,021$$

Таким чином, геометричний комплекс близький до мінімально можливого для вихрових компресорів.

Результати розрахунку конструктивних та режимних параметрів наведені в таблиці 4.1.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 4.1. – Результати термогазодинамічних розрахунків вихрового компресора при різних робочих середовищах

Параметр	Робоче середовище		
	Аміак	Синтез-газ	Водневмісний газ
1	2	3	4
$h_{ад}, Дж/кг$	5865,2	4738,2	4358,8
n_s	0,009	0,0086	0,0092
$\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}$	2,235	2,269	2,234
ψ	1,968	1,999	1,97
$U_2, м/с$	54,37	48,53	47,04
$D_2, м$	0,352	0,314	0,304
Mu	0,1256	0,0764	0,0645
\bar{t}	9,515	6,215	5,489
φ	0,5619	0,5584	0,564
$F_{к}, м^2$	0,000508	0,000376	0,000384
$F_{л}, м^2$	0,000225	0,00018	0,00018
$h, м$	0,0318	0,0275	0,0279
$l, м$	0,0206	0,0179	0,0181
$r_1, м$	0,0127	0,011	0,0111
$r_2, м$	0,0159	0,0138	0,0139
$r_3, м$	0,0222	0,0193	0,0195
$l, м$	0,0206	0,0179	0,0181
$\bar{R}_2, м$	1,027	1,027	1,028
$b_l, м$	0,0144	0,0133	0,0131
$B, м$	0,03135	0,029	0,0286
$t, м$	0,0315	0,0216	0,019
$z, шт.$	33	43	43
$L_{роз}, м$	0,063	0,0432	0,038
$Q_{роз}, рад$	0,358	0,275	0,25
$\eta_{ад}$	0,5013	0,5376	0,5119
$N_{кад}, Вт$	369,2	298,2	199,2
$T_k, К$	298,39	295,63	294,55
$N_k, Вт$	699,7	554,7	369,7
Kg	0,0202	0,0202	0,021

В результаті аналізу вихідних даних і результатів розрахунків можна зробити ряд висновків.

1). Незважаючи на суттєво різні витрати робочого тіла і тиск на вході в компресор для аміаку ($V_H=300 \text{ м}^3/\text{год}$, $P_{вс}=600 \text{ кПа}$) і для синтез-газу та водневомісного газу ($V_H=600 \text{ м}^3/\text{год}$, $P_{вс}=1800 \text{ кПа}$) зовнішні діаметри робочих коліс ($D_2=352, 314$ і 304 мм відповідно), а також розміри меридіонального перерізу проточної частини (ширина і висота робочого каналу, ширина і висота лопатки робочого колеса тощо) вийшли досить близькими (відмінність у розмірах не більше 14%). Основні геометричні параметри компресорів для синтез-газу і водневомісний газу відрізняються не більше, ніж на 4%.

При цьому підвищення тиску в компресорі складає: для аміаку – 25 кПа, для синтез-газу - 30 кПа, для водневомісний газу - 20 кПа.

2). Значення адіабатного ККД практично однакові і знаходяться в діапазоні 0,50-0,54%. При цьому споживані потужності відрізняються значно: для аміаку майже в два рази більше, ніж для водневомісний газу (700 Вт і 370 Вт відповідно), хоча чисельні значення споживаної потужності при таких малих витратах і ступенях підвищення тиску незначні.

3) Надалі передбачається уточнити розрахунки з метою можливості використання одного робочого колеса для всіх робочих середовищ.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці - звести до мінімальної ймовірності ураження або захворювання працюючого. Важливою метою будь-якого суспільства є перетворення праці в найпершу життєву потребу людини. Це можливо тільки в тому випадку, якщо праця людини проходить в сприятливих умовах, сприяє розвитку всіх її здібностей і забезпечує високу продуктивність праці.

Поліпшення умов праці, підвищення її безпеки і нешкідливості має велике економічне значення. Воно впливає на економічні результати виробництва - на продуктивність праці, якість і собівартість продукції, що випускається. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримати травму або захворіти професійним захворюванням. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпек і шкідливостей.

Умови праці на робочих місцях виробничих приміщень або площадок складаються під впливом великого числа факторів, різних за своєю природою, формами прояву, характером дії на людину. Відповідно до ГОСТ 12.0.003-74 "Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація" небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються за своєю дією на наступні групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні.

Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються на такі: рухомі машини і механізми; рухомі частини виробничого обладнання; підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена або знижена температура поверхонь обладнання; підвищена або знижена температура повітря робочої зони; підвищений рівень шуму на робочому місці; підвищений рівень вібрації; підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна; підвищена або знижена вологість повітря; підвищене значення напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може відбутися через тіло людини; підвищений рівень статичної електрики; відсутність або нестача природного світла; недостатня

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

освітленість робочої зони; підвищена яскравість світла; знижена контрастність; пряма і відбита блескність; підвищена пульсація світлового потоку і т.д.

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори за характером дії поділяються на такі: фізичні перевантаження (статичні, динамічні); нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження). Відповідно до ГОСТ 12.4.011-89 «Система стандартів безпеки праці.

Засоби захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація »засоби захисту від небезпечних і шкідливих виробничих факторів поділяються на дві категорії: засоби колективного захисту та засоби індивідуального захисту.

Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання

У будь-якому проектованому обладнанні або технологічному процесі конструктором передбачається виникнення потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання. Також на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливостей, або, якщо вони виникнуть, запобігти їх.

Основними потенційними небезпеками при роботі проектованої системи наддуву сухих ущільнень від вихрового компресора можуть бути:

- ураження електричним струмом;
- вибухобезпечність;
- пожежна безпека.

До потенційних шкідливостей відносять:

- шум при роботі вихрового, відцентрового компресора, а також приводів цих компресорів;
- вібрація.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Оскільки привід вихровий турбіни працює на порівняно низькому тиску робочого середовища, то це є перевагою з точки зору безпеки

Ураження електричним струмом

Захисні заходи, що застосовуються в електроустановках, підрозділяються на заходи, що забезпечують безпеку при нормальному режимі роботи електроустановок (застосування малих напруг, ізоляцією струмоведучих частин, виконанням електричних мереж ізольованими від землі, недоступністю струмоведучих частин) і забезпечують безпеку при аварійному стані електроустановок (застосування захисного заземлення або занулення корпусів обладнання, а також захисного відключення і комплексу заходів щодо забезпечення безпеки при переході вищої напруги на сторону нижчої).

Захисне заземлення або занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляція. Захисне заземлення слід виконувати навмисним електричним з'єднанням металевих частин електроустановок з «землею» або її еквівалентом.

Занулення належить виконувати електричним з'єднанням металевих частин електроустановок із заземленою точкою джерела живлення електроенергією за допомогою нульового захисного провідника.

Захисного заземлення або занулення підлягають металеві частини електроустановок, доступні для дотику людини і не мають інших видів захисту, що забезпечують електробезпеку.

Захисне заземлення або занулення електроустановок слід виконувати: при номінальній напрузі 380 В і вище змінного струму 440 В і вище постійного струму - у всіх випадках; при номінальній напрузі від 42 В до 380 В змінного

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

струму і від 110 В до 440 В постійного струму при роботах в умовах з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних по ГОСТ Р 12.1.019-2009 «Електробезпека. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту»

Пожежонебезпека

Джерелами виникнення пожежі можуть бути: зупинка апарату і його пуск, джерела запалювання, пов'язані з електричною енергією; перевантаження мереж, яка тягне за собою сильний розігрів струмоведучих провідників і загоряння ізоляції.

Вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки регламентовані ГОСТ Р 12.3.047-2012 ССБТ «Пожежна безпека технологічних процесів. Загальні вимоги. Методи контролю».

Пожежна безпека повинна забезпечуватися: системою запобігання пожежі; системою пожежного захисту.

Запобігання пожежі повинне досягатися: запобіганням утворення горючого середовища; запобіганням виникнення в займистому середовищі джерел запалювання; підтриманням температури горючої середовища нижче максимально допустимої до горючості; підтриманням тиску в займистому середовищі нижче максимально допустимого по горючості; зменшенням визначального розміру займистого середовища нижче максимально допустимого по горючості.

Попередження утворення горючого середовища повинно забезпечуватися регламентацією: допустимої концентрації горючих газів, парів і (або) суспензій в повітрі; допустимої концентрації кисню або іншого окислювача в газі; горючості звертаються речовин, матеріалів, обладнання і конструкцій. Запобігання утворенню в займистому середовищі джерел запалювання має досягатися: застосуванням електрообладнання,

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

відповідного класу пожежо-вибухонебезпечності приміщення або зовнішньої установки. групі і категорії вибухонебезпечної суміші; застосуванням технологічного процесу і обладнання, які відповідають вимогам електростатичної іскробезпеки; регламентацією максимально допустимої температури нагрівання поверхні устаткування, застосуванням неіскристого інструменту при роботі з легко займистими речовинами; ліквідацією умов для теплового, хімічного самозаймання звертаються речовин, матеріалів.

Пожежний захист повинна забезпечуватися: максимально можливим застосуванням негорючих і важкогорючих речовин і матеріалів замість пожежонебезпечних; обмеженням кількості горючих речовин і їх розміщення; ізоляцією горючого середовища; запобіганням поширенню пожежі за межі вогнища; застосуванням засобів пожежогасіння; застосуванням конструкцій об'єктів з регламентованими межами вогнестійкості та горючістю; евакуацією людей; застосуванням засобів колективного та індивідуального захисту людей; системою протидимного захисту; застосуванням засобів пожежної сигналізації та засобів сповіщення про пожежу; організацією пожежної охорони об'єкта.

Обмеження кількості горючих речовин і їх розміщення має досягатися регламентацією: кількості (маси, об'єму) горючих речовин і матеріалів, що знаходяться одночасно в приміщенні, на складі; наявності аварійного зливу пожежонебезпечних рідин та аварійного стравлювання горючих газів з апаратури; протипожежних розривів і захисних зон; періодичності очищення приміщень, комунікацій апаратури від горючих відходів, відкладень пилу, пуху і т. п.

Ізоляція горючого середовища повинна забезпечуватися одним або кількома з перелічених засобів: максимальної механізацією і автоматизацією технологічних процесів, пов'язаних з обігом пожежонебезпечних речовин; установкою пожежонебезпечного устаткування в ізольованих приміщеннях або на відкритих майданчиках; застосуванням для пожежонебезпечних

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

речовин герметизованого і герметичного обладнання і тари; застосуванням пристроїв захисту виробничого обладнання з пожежонебезпечними речовинами від пошкоджень та аварій; застосуванням ізольованих відсіків, камер, кабін і т. п.

Запобігання розповсюдженню пожежі повинно забезпечуватися: пристроєм протипожежних перешкод (стіл, зон, поясів, захисних смуг, завіс і т. п.); пристроєм аварійного відключення і перемикачів апаратів і комунікацій; застосуванням вогнеперешкодних пристроїв (вогнеперепинювачів, затворів, клапанів, заслінок і т. п.); застосуванням розривних запобіжних мембран на апаратурі і комунікаціях.

Система протидимного захисту повинна забезпечувати незадимлені шляхи евакуації протягом часу, достатнього для евакуації людей.

Шум

Також до потенційно шкідливих факторів роботи системи відноситься шум.

Джерелами шуму в проектованій системі можуть бути:

- 1) газовий струмінь на виході з компресора;
- 2) шум турбомашини високочастотний, що пов'язано з природою утвореного шуму (вихровий шум і шум від неоднорідності потоку);
- 3) ненормальна робота підшипників;
- 4) незбалансована маса коліс працюють в системі компресорів.

В якості основної величини, що бере участь в нормуванні шуму і в розрахунках за шумоглушінням, приймається звуковий тиск P , $[Н/м^2]$ і його рівень L , $[дБ]$.

Шкідливий вплив шуму на організм людини знижує його продуктивність праці; стомлення робітників і операторів через сильний шум збільшує число помилок при роботі; сприяє виникненню травм.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Для зниження рівня шуму до регламентованого в агрегаті необхідно дотримуватися наступних заходів:

- 1) експлуатувати установку в номінальному режимі
- 2) ротор в зборі піддати динамічному балансуванню;
- 3) своєчасно проводити огляди і планово-попереджувальні ремонти.

Одним з найбільш потужних джерел шуму в компресорі є струмінь газу на виході з компресора. Шум струменя створюється в результаті турбулентного перемішування частинок газу, що мають велику швидкість витікання. У більшості випадків заходи по ослабленню цих шумів в джерелі виявляються недостатніми, тому додаткове, а часто і основне зниження шуму досягається шляхом установки глушника.

Для зниження рівня шуму від працюючих компресорів і їх приводів в контейнері в якому вони розміщуються, розраховують і встановлюють шумоізоляцію в залежності від рівня шуму, що створюється цими агрегатами.

Вимоги охорони праці в аварійних ситуаціях

1. При виникненні несправностей компресора його роботу слід зупинити. Якщо усунути несправності власними силами неможливо, то необхідно довести до відома особу, відповідальну за безпечну експлуатацію та особу, відповідальну за утримання компресора в справному стані - сервіс інженера. Пуск компресора після аварійної зупинки допускається тільки з дозволу відповідального за утримання компресора в справному стані.
2. Кожен працівник, який виявив порушення вимог інструкції та правил з охорони праці або помітив несправність, що представляє небезпеку для людей, зобов'язаний повідомити про це безпосереднього керівника - сервіс інженеру.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3. У тих випадках, коли несправність становить небезпеку для людей або самого устаткування, працівник зобов'язаний вжити заходів щодо припинення дії обладнання, а потім сповістити сервіс інженера.

Якщо під час роботи стався нещасний випадок, необхідно негайно надати першу медичну допомогу, доповісти про те, що трапилося сервіс інженеру і вжити заходів для збереження обстановки нещасного випадку, якщо це не пов'язано з небезпекою для життя і здоров'я людей.

4. У разі ураження електричним струмом необхідно якомога швидше звільнити потерпілого від дії струму, дотримуючись вимог охорони праці.

5. При виникненні пожежі необхідно:

- 1) припинити роботу;
- 2) при необхідності знеструмити приміщення;
- 3) повідомити керівництво;
- 4) по можливості вжити заходів з гасіння пожежі, використовуючи наявні засоби протипожежного захисту;
- 5) викликати пожежну охорону.

					KM 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бондаренко Ю.А. Исследование вихревых компрессорных машин с периферийно-боковым каналом: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1969.

2. Осепьян Л.С. Исследование влияния геометрии меридионального сечения проточной части и входного угла лопаток рабочего колеса на эффективность ступени вихревого компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1977.

3. Парафейник В.П., Рекстин Ф.С., Бондаренко Ю.А. Исследование влияния торцевых зазоров в ступени вихревого компрессора на эффективность его работы. Химическое и нефтяное машиностроение. 1979. № 8. С.7-8.

4. Парафейник В.П., Соколов С.Г., Бондаренко Ю.А., Рекстин Ф.С. Исследование влияния геометрии некоторых элементов проточной части на эффективность вихревого компрессора. Конструирование, технология и эксплуатация компрессорных машин различного назначения: Тр. 4-й Всесоюз. науч.-техн. конф. - Сумы, 1976. С.127-130.

5. Виршубский И.М. Исследование вихревых нагнетателей судовых систем с целью оптимизации основных геометрических параметров проточной части: Дис. канд. техн. наук: 05.08.05. - Николаев. 1979.

6. Хмара В.Н. Вихревые вакуум-компрессоры: Учебное пособие. - М.: Изд. МВТУ им Н.Э. Баумана, 1979.

7. Анохин В.Д. Исследование вихревого вакуум-компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. - Л., 1975.

8. Бурлай В.В. Исследование влияния охлаждения на эффективность вихревого вакуум-компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. - Л., 1980.

9. Хмара В.Н., Радугин М.А. Исследование рабочих колес вихревых нагнетателей с периферийным каналом. Химическое и нефтяное машиностроение. 1980. № 9. С.20-21.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		46

10. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры.-Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988.

					КМ 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		47