

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Розроблення вихрового компресора
при тиску всмоктування 100 кПа, температурі
всмоктування 313 К, тиску нагнітання 120 кПа
і дослідження впливу продуктивності на його
ефективність»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. М. Ванєєв

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

Ю. В. Гриненко

Суми 2020

ЗМІСТ

	с.
ВСТУП	3
1 ПОЧАТКОВІ ДАНІ	7
2 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА	8
2.1 Розрахунок на продуктивність $V_e = 5 \text{ м}^3/\text{хв}$	8
2.2 Розрахунок на продуктивність $V_e = 10 \text{ м}^3/\text{хв}$	16
2.3 Розрахунок на продуктивність $V_e = 15 \text{ м}^3/\text{хв}$	24
2.4 Розрахунок на продуктивність $V_e = 20 \text{ м}^3/\text{хв}$	32
2.5 Розрахунок на продуктивність $V_e = 25 \text{ м}^3/\text{хв}$	40
3 АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА	48
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ПІД ЧАС ВИРОБНИЦТВА	57
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	76

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Лім.	Лист	Листів
Розроб.		Гриненко					
Перев.		Ванєєв				2	78
Н. контр.		Шарапов			СумДУ ар.ХК.мз-92с		
Затверд.		Ванєєв					
Розроблення вихрового компресора при тиску всмоктування 100 кПа, температурі всмоктування 313 К, тиску нагнітання 120 кПа і дослідження впливу продуктивності на його ефективність							

ВСТУП

Розвиток новітньої високопродуктивної техніки та технології з переважанням в ній енергозберігаючого й екологічного напрямів відкриває перспективи використання вихрових компресорів в установках і системах для отримання та використання альтернативних джерел палива.

Вихровий компресор – це відцентровий компресор з багаторазовою циркуляцією стиснутого газу через решітку лопаток, що обертається.

Відомі дослідження вихрових компресорів Бондаренко Ю.О. [1], Осеп'ян Л.С. [2], Рекстіна Ф.С. [3, 4], Парафейніка В.П. [3, 4], Віршубського І. М. [5], Хмари В.Н. [6], Анохіна В.Д. [7], Бурлая В.В. [8], Радугина М.А. [9], Ванєєва С.М. [10] та інших дослідників. Найбільш спільною працею, в якому 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 література [11].

Особливість робочого процесу вихрової машини є перенесення частини робочого тіла через відсікач від виходу до входу ступеня, що призводить (особливо під час роботи стиснутого середовища) до додаткових витрат енергії і економічності машини внаслідок змішування потоку, який надходить через вхідний патрубок, з потоком газу, який переноситься через відсікач, який запобігає проникненню основного потоку стиснутого газу на ділянку всмоктування та забезпечує його подачу в нагнітальний патрубок компресору, проте частина газу, що зосереджена в міжлопаткових каналах робочого колеса, переноситься на ділянку всмоктування. Це забезпечує режим без явища помпажу роботи вихрових компресорів, але в той час, призводить до об'ємних та термодинамічних втрат і обумовлює низьку економічність цих компресорів. Ефективність вихрових турбомашин досягається при відносно малих частотах обертання і кутових швидкостях. В результаті зменшуються габарити, маса і вартість компресорної установки [12, 14].

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

Вихрові компресорні машини поєднують в себе переваги машин динамічного принципу дії й об'ємних машин (відсутність складних кінематичних пар, відсутність явища помпажу, безмасляна проточна частина, невеликі маса та габарити, що зменшує їхню собівартість, надійність, довговічність). Максимум ефективності вихрових компресорних машин досягається при відносно малих оборотах та кутових швидкостях, що дозволяє виконувати їх без мультиплікаторів.

На робочій ділянці відбувається підвищення тиску робочого середовища, на ділянці нагнітання – процес взаємодії основного и поверненого, відбитого від роздільника потоків, характер зміни тиску тут істотно відрізняється від зміни тиску на робочій ділянці. Частинки робочого середовища від вхідного до вихідного патрубку рухаються по спіралеподібній траєкторії і лопатки робочого колеса декілька разів впливають на частинки газу, що забезпечує великий напір вихрового компресору. Робоче середовище через всмоктуючий патрубок надходить до ділянки всмоктування робочого каналу, а потім в міжлопаткові канали робочого колеса. Всмоктування газу в міжлопаткові канали здійснюється переважно в осьовому напрямку. В міжлопаткових каналах робочого колеса відбувається перетворення механічної енергії двигуна в енергію газового потоку. Під дією відцентрових сил частинки газу викидаються переважно в радіальному напрямку в робочий канал, де відбувається подальше перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну енергію тиску.

В робочому каналі тангенціальна швидкість руху частинок зменшується, вони починають відставати від робочого колеса і через окремих проміжок часу знову всмоктуються в міжлопаткові канали робочого колеса [13].

Вихрові компресори використовуються при

- продуктивності за умовами всмоктування газу $V < 100 \text{ м}^3/\text{хв}$;
- відношеннях тисків в ступені $\pi_{\text{ст}} = P_{\text{к}}/P_{\text{н}}$ до 1,8.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

– перепаді тисків (напору) $\Delta P = P_k - P_n = 10\text{--}150$ кПа.

Вихрові компресори використовуються в галузях відносно малих витрат та можуть створювати відносно великі перепади тиску. Вони мають застосування в системах вентиляції різноманітних виробництв, устаткуваннях для осушування, видалення пилу, подачі тиску в установки для зварювання, для аерації в системах водоочищення, продувки магнітних підшипників, створенні повітряної подушки при транспортуванні вантажів, для наддуву тиску в газодинамічних ущільненнях та двигунів внутрішнього згоряння. Вихрові компресори використовують для компримування азоту, гелію, водню, кисню, парів аміаку та інших робочих середовищ.

Ступень вихрового компресору (рисунок 1.1) 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 відсікачем (роздільником) 4.

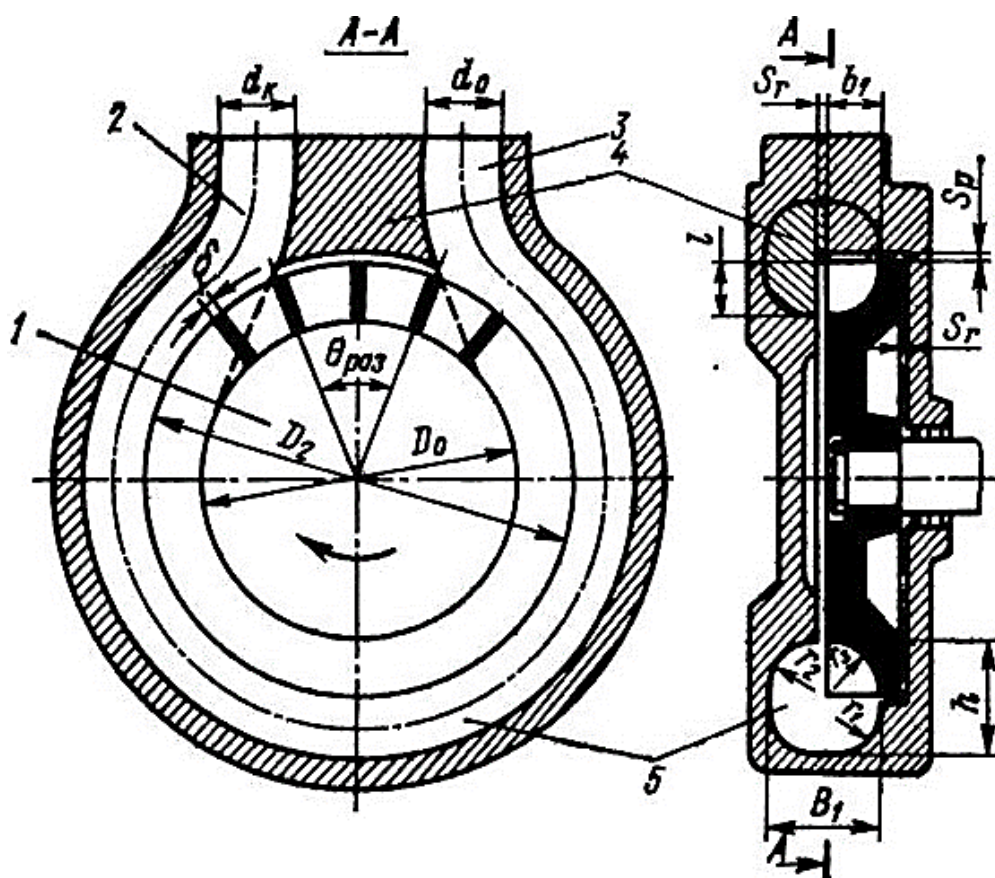


Рисунок 1 – Конструктивна схема ступені вихрового компресору

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ХКз 04.00.00.00 ПЗ

Лист

5

На рисунку 1.1 також позначено:

D_0 – внутрішній діаметр каналу корпусу;

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

h – висота меридіонального перерізу проточної частини);

l – висота лопаток робочого колеса;

V_1 – ширина робочого каналу (меридіонального перерізу проточної частини);

b_1 – ширина лопаток робочого колеса;

δ – товщина лопаток робочого колеса;

S_p – радіальний зазор між робочим колесом и корпусом;

S_T – торцевий зазор між робочим колесом и корпусом;

r_1, r_2, r_3 – радіуси меридіонального перерізу проточної частини.

Мета роботи:

дослідити вплив продуктивності на параметри вихрового компресора.

Об'єкт дослідження: ступінь вихрового компресора.

Предмет дослідження: продуктивність вихрового компресора.

Метод дослідження: теоретичний метод узагальнених характеристик та метод за допомогою програм Autodesk Inventor, Microsoft Excel та GetDataGraph Digitezer.

Основні задачі:

1. виконати термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора для оптимального режиму роботи, а також для режимів відмінних від оптимального;
2. зробити аналіз впливу продуктивності на параметри компресора;
3. спроектувати вихровий компресор;
4. проаналізувати потенціальну шкідливість установки, що проектується;
5. виконати розрахунок шумоглушника.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

1 ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Робоче тіло – повітря

Об'ємна продуктивність $V_e = 5, 10, 15, 20, 25 \text{ м}^3/\text{хв}$

Тиск всмоктування $P_0 = 100 \text{ кПа}$

Тиск нагнітання $P_k = 120 \text{ кПа}$

Температура початкова $T_0 = 313 \text{ К}$

Частота обертання ротора компресора $n = 2950 \text{ об/хв}$

Показник адіабати $k = 1,4$

Питома газова стала $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

2 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

2.1 Розрахунок на продуктивність $V_e = 5 \text{ м}^3/\text{хв}$

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

где κ – показник адиабати, для повітря $\kappa=1,4$;

R – газова стала, $R= 287 \text{ Дж/кг К}$;

Π – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{120000}{100000} = 1,2$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[(1,2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 16812 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0,75}}$$

$$n_s = \frac{0,083^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 16812^{0,75}} = 0,0096$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0096} = 2,187$$

Адиабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,187 - 0,122 = 1,92$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16812}{1,92}} = 93,6 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 93,6}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,606 \text{ м}$$

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

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.m}}$$

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,92^{1,5}}{2,187^2} = 0,56$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (60 \cdot U_{21} \cdot \phi_1)$$

$$F'_k = 5 \cdot 1,02 / (60 \cdot 93,6 \cdot 0,56) = 0,0016 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,0016} / (3,14 \cdot 0,606 \cdot 0,0096) = 2,189$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,189 - 0,122 = 1,925$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,925 - 1,92) / 1,925| = 0,0026 \leq 0,03$$

логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає – продовжуємо розрахунок.

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{16812 / 1,925} = 93,45 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 93,45 / (3,14 \cdot 2950) = 0,605 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 93,45 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313} = 0,264$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,264 + 1,4 = 10,8$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \phi^{0,5})_2^2$$

$$\phi_2 = 1,925^{1,5} / 2,189^2 = 0,605$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{60 \cdot U_2 \cdot \phi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{5 \cdot 1,02}{60 \cdot 93,45 \cdot 0,605} = 0,0015 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0015 = 0,00068 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0015} = 0,055 \text{ м}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Радіуси :

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,055 = 0,022 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,055 = 0,0275 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,055 = 0,0385 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,055 = 0,033 \text{ м}$$

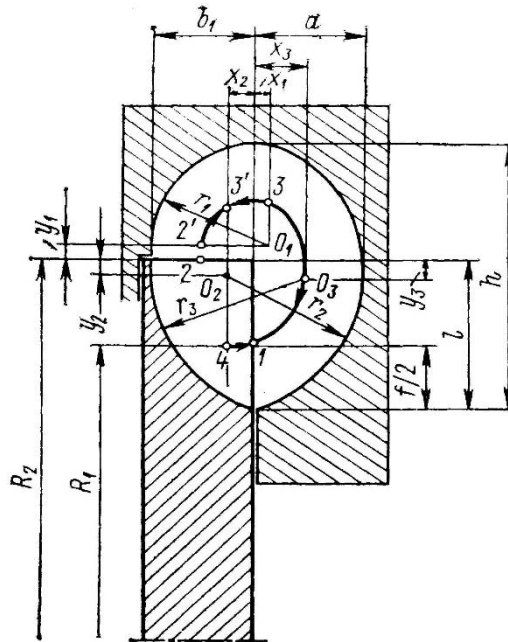


Рис. 1.1 – Меридіальний перетин вихрової ступені з криволінійним периферійно-боковим каналом.

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,605 - 2 \cdot 0,033 + 0,055 = 0,594 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,605}{0,594} = 1,019 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,019 - 1,02)}{1,019} \right| = 0,00098 \leq 0,01$$

Отриманий логічний оператор менше 0,01, отже розрахунок триває далі.

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003$$

$$D'_3 = 0,605 - 0,003 = 0,602 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,605 + 0,003 = 0,608 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,00068 / 0,033 = 0,0272 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{n1} + F'_{k1}) / h = 1,375 \cdot (0,00068 + 0,0015) / 0,055 = 0,0545 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (10,8 + 1) \cdot 0,003 = 0,0354$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,605 - 0,033)}{0,0354} = 50,74$$

Число лопаток вибираємо із ряду бажаних чисел: $z = 51$ лопатка.

Довжина роздільника:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0354 = 0,0708 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = 2L_{\text{раз}} / D_2 = 2 \cdot 0,0708 / 0,605 = 0,234 \text{ рад}$$

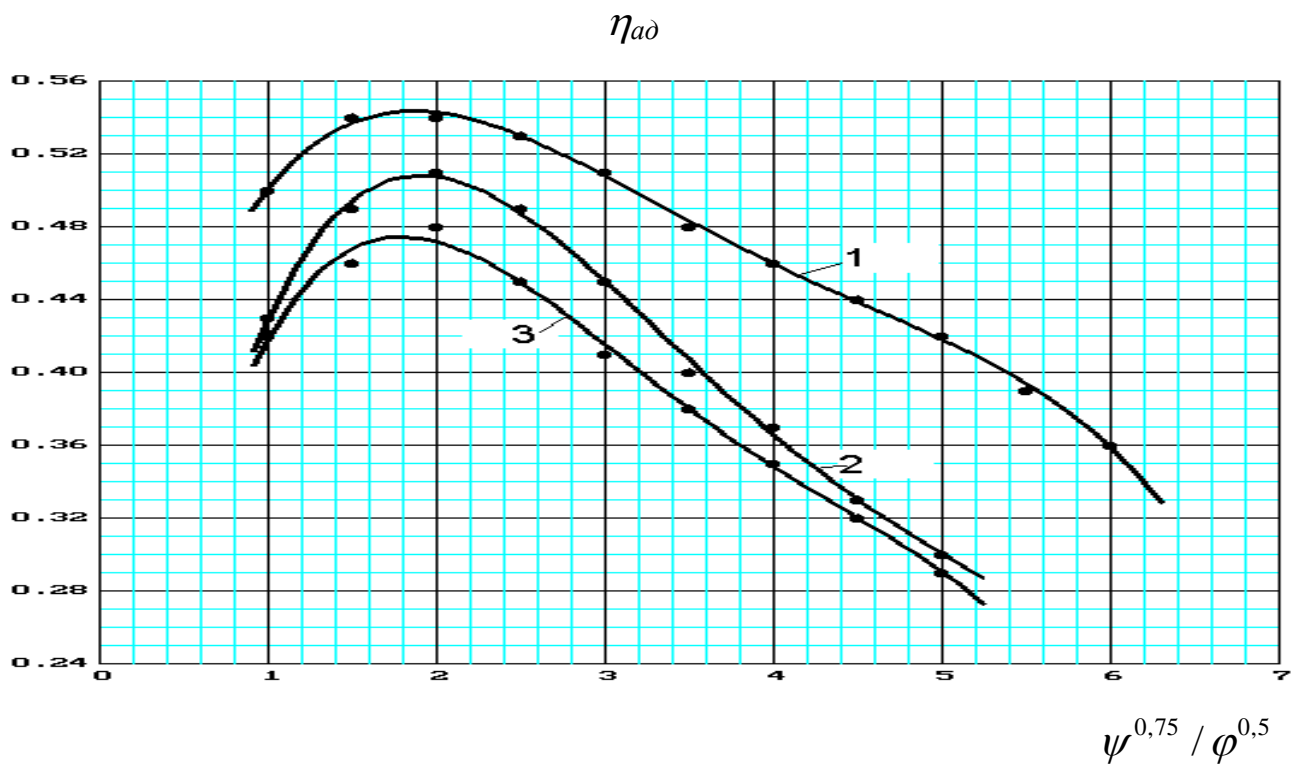
Адіабатний ККД:

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

При $M_U \leq 0,23$ ККД, в залежності від газодинамічного комплексу $(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2$, можна визначити по залежностям з таблиці 1 або за графіками (див. Рис. 1.2).

Таблиця 1– Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного 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 – $M_U = 0,23$

Рис. 1.2 – Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного числа маха M_u

Так як маємо $Mu = 0,264$, то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{ад} = \eta_{ад0,23} \cdot K_{\eta M},$$

де $\eta_{ад0,23}$ – адіабатний ККД при $M_U = 0,23$, визначений за табл. 1 або з рис. 2;

$K_{\eta M}$ – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при $M_U > 0,23$ визначається за формулою ([1], стор. 73):

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A},$$

де A – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричні і режимні параметри ступеня, визначається за формулою:

$$A = \left(1 - \frac{l}{\pi \cdot D_2} - \frac{\delta \cdot z}{\pi \cdot D_2} \right) \frac{0,45}{\phi_2}.$$

При $Mu = 0,264$ та $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right) = 2,189$ $\eta_{ад} = 0,47$.

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 16812 \cdot 0,092 = 1547 \text{ Вт}$$

Где $\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,083 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 313} = 0,092 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{1547}{0,47} = 3291 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		14

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

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

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

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k}$$

де P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_k}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,47} = 35,6 \text{ K}$$

$$T_k = T_H + \Delta T = 313 + 35,6 = 348,6 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 348,6} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,2 + 1,113) = 1,157 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

$$Re = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

где ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,157} = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{93,45 \cdot 0,605}{1,59 \cdot 10^{-5}} = 3,55 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{93,45}{10} \right)^3 \cdot 0,605^2 \cdot \left(\frac{1,157}{[3,55 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 1,51 \text{ кВт}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

2.2 Розрахунок на продуктивність $V_e = 10 \text{ м}^3/\text{хв}$

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

где κ – показник адиабати, для повітря $\kappa=1,4$;

R – газова стала, $R= 287 \text{ Дж/кг К}$;

Π – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{120000}{100000} = 1,2$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[(1,2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 16812 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0,75}}$$

$$n_s = \frac{0,167^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 16812^{0,75}} = 0,0136$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0136} = 1,99$$

Адиабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,99 - 0,122 = 1,74$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16812}{1,74}} = 98,3 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 98,3}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,637 \text{ м}$$

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

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.m}}$$

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,74^{1,5}}{1,99^2} = 0,58$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (60 \cdot U_{21} \cdot \phi_1)$$

$$F'_k = 10 \cdot 1,02 / (60 \cdot 98,3 \cdot 0,58) = 0,003 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,003} / (3,14 \cdot 0,637 \cdot 0,0136) = 2,014$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,014 - 0,122 = 1,76$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,76 - 1,74) / 1,76| = 0,011 \leq 0,03$$

логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає – продовжуємо розрахунок.

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{16812 / 1,76} = 97,7 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 97,7 / (3,14 \cdot 2950) = 0,633 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 97,7 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313} = 0,275$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,275 + 1,4 = 11,19$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \phi^{0,5})_2^2$$

$$\phi_2 = 1,76^{1,5} / 2,014^2 = 0,576$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{60 \cdot U_2 \cdot \phi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{10 \cdot 1,02}{60 \cdot 97,7 \cdot 0,576} = 0,003 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,003 = 0,00135 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,003} = 0,077 \text{ м}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Радіуси :

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,077 = 0,0308 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,077 = 0,0385 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,077 = 0,0539 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,077 = 0,0462 \text{ м}$$

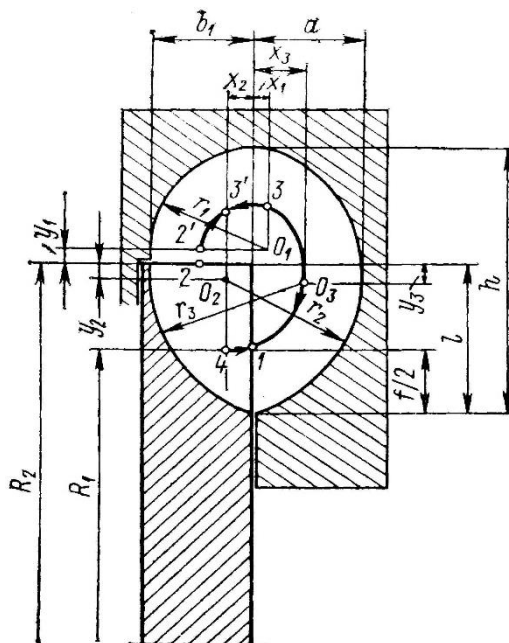


Рис.1.3 – Меридіальний перетин вихрової ступені з криволінійним периферійно-боковим каналом.

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,633 - 2 \cdot 0,0462 + 0,077 = 0,6176 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,633}{0,6176} = 1,025 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,025 - 1,02)}{1,025} \right| = 0,0049 \leq 0,01$$

Отриманий логічний оператор менше 0,01, отже розрахунок триває далі.

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003$$

$$D'_3 = 0,633 - 0,003 = 0,63\text{м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,633 + 0,003 = 0,636\text{м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{.1} / l = 1,32 \cdot 0,00135 / 0,0462 = 0,0386\text{м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{.1} + F'_{к1}) / h = 1,375 \cdot (0,00135 + 0,003) / 0,077 = 0,0777\text{м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (11,19 + 1) \cdot 0,003 = 0,0366$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,633 - 0,0462)}{0,0366} = 50,34$$

Число лопаток вибираємо із ряду бажаних чисел: $z = 51$ лопатка.

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0366 = 0,0732\text{м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0732 / 0,633 = 0,231\text{рад}$$

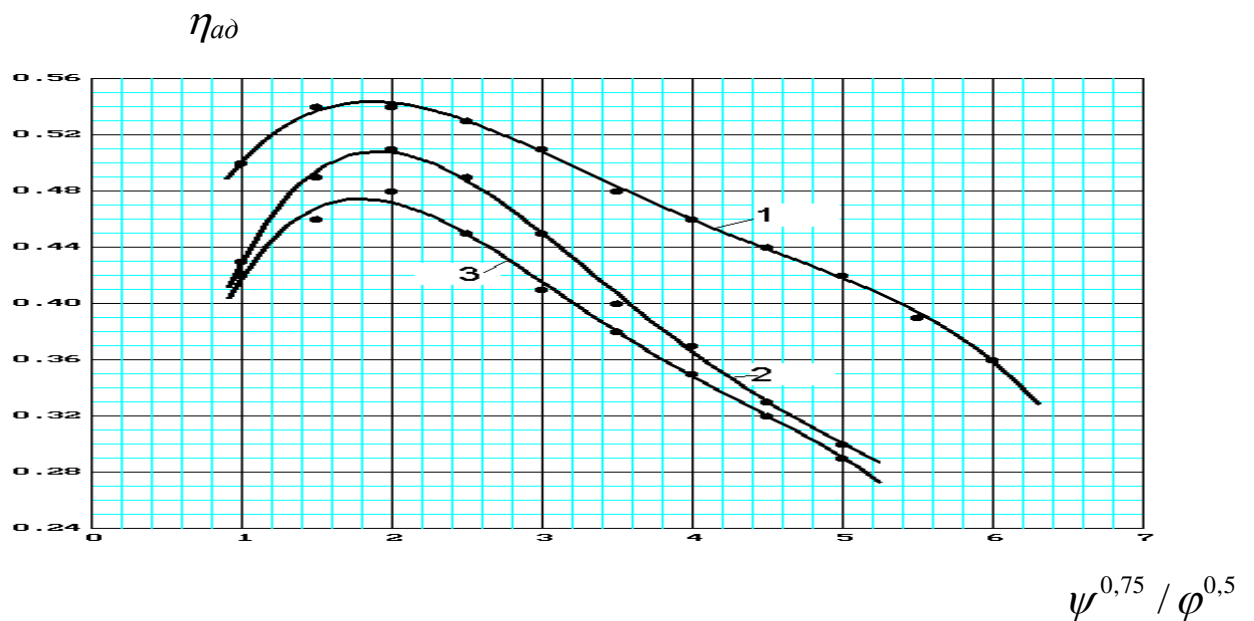
					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Адіабатний ККД:

При $M_U \leq 0,23$ ККД, в залежності від газодинамічного комплексу $(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2$, можна визначити по залежностям з таблиці 1 або за графіками (див. рис. 1.4).

Таблиця 1– Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного 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 – $M_U = 0,23$

Рис.1.4 – Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного числа маха M_U

Так як маємо $M_U = 0,275$, то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{ad} = \eta_{ad0,23} \cdot K_{\eta M},$$

де $\eta_{ad0,23}$ – адіабатний ККД при $M_U = 0,23$, визначений за табл. 1 або з рис. 2;

$K_{\eta M}$ – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при $M_U > 0,23$ визначається за формулою ([1], стор. 73):

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A},$$

де A – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричні і режимні параметри ступеня, визначається за формулою:

$$A = \left(1 - \frac{l}{\pi \cdot D_2} - \frac{\delta \cdot z}{\pi \cdot D_2} \right) \frac{0,45}{\phi_2}.$$

При $M_U = 0,275$ та $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right) = 2,189$ $\eta_{ad} = 0,466$.

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{kad} = h_{ad} \cdot \bar{m} = 16812 \cdot 0,186 = 3127 \text{ Вт}$$

$$\text{Где } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,167 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 313} = 0,186 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{kad}}{\eta_{ad}} = \frac{3127}{0,466} = 6710 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

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

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

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

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k}$$

де P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_k}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,466} = 35,9 \text{ K}$$

$$T_k = T_H + \Delta T = 313 + 35,9 = 348,9 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 348,6} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,2 + 1,113) = 1,157 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

$$Re = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

где ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,157} = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{97,7 \cdot 0,633}{1,59 \cdot 10^{-5}} = 3,89 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{97,7}{10} \right)^3 \cdot 0,633^2 \cdot \left(\frac{1,157}{[3,89 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 1,85 \text{ кВт}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

2.3 Розрахунок на продуктивність $V_e = 15 \text{ м}^3/\text{хв}$

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

где κ – показник адиабати, для повітря $\kappa=1,4$;

R – газова стала, $R= 287 \text{ Дж/кг К}$;

Π – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{120000}{100000} = 1,2$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[(1,2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 16812 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0,75}}$$

$$n_s = \frac{0,25^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 16812^{0,75}} = 0,0166$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0166} = 1,906$$

Адиабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,906 - 0,122 = 1,66$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{a\partial}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16812}{1,66}} = 100,6 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 100,6}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,652 \text{ м}$$

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

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.m}}$$

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,66^{1,5}}{1,906^2} = 0,589$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (60 \cdot U_{21} \cdot \phi_1)$$

$$F'_k = 15 \cdot 1,02 / (60 \cdot 100,6 \cdot 0,589) = 0,0043 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,0043} / (3,14 \cdot 0,652 \cdot 0,0166) = 1,93$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 1,93 - 0,122 = 1,68$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,68 - 1,66) / 1,68| = 0,0119 \leq 0,03$$

логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає – продовжуємо розрахунок.

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{16812 / 1,68} = 100,04 \text{ м / с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 100,04 / (3,14 \cdot 2950) = 0,648 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 100,04 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313} = 0,282$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,282 + 1,4 = 11,44$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \phi^{0,5})_2^2$$

$$\phi_2 = 1,68^{1,5} / 1,93^2 = 0,585$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{60 \cdot U_2 \cdot \phi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{15 \cdot 1,02}{60 \cdot 100,04 \cdot 0,585} = 0,0044 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0044 = 0,00198 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0044} = 0,094 \text{ м}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

Радіуси :

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,094 = 0,0376 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,094 = 0,047 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,094 = 0,0658 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,094 = 0,0564 \text{ м}$$

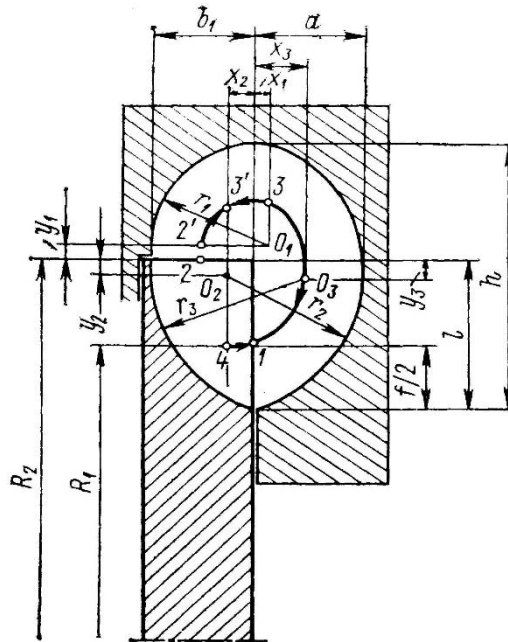


Рис.1.5 – Меридіальний перетин вихрової ступені з криволінійним периферійно-боковим каналом.

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

$$D_{ym} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ym} = 0,648 - 2 \cdot 0,0564 + 0,094 = 0,629 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,648}{0,629} = 1,03 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,03 - 1,02)}{1,03} \right| = 0,0097 \leq 0,01$$

Отриманий логічний оператор менше 0,01, отже розрахунок триває далі.

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003$$

$$D'_3 = 0,648 - 0,003 = 0,645 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,648 + 0,003 = 0,651 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 0,00198 / 0,0564 = 0,0463 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375 \cdot (0,00198 + 0,0044) / 0,094 = 0,0933 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (11,44 + 1) \cdot 0,003 = 0,0373$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,648 - 0,0564)}{0,0373} = 49,8$$

Число лопаток вибираємо із ряду бажаних чисел: $z = 50$ лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0373 = 0,0746 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0746 / 0,648 = 0,23 \text{ рад}$$

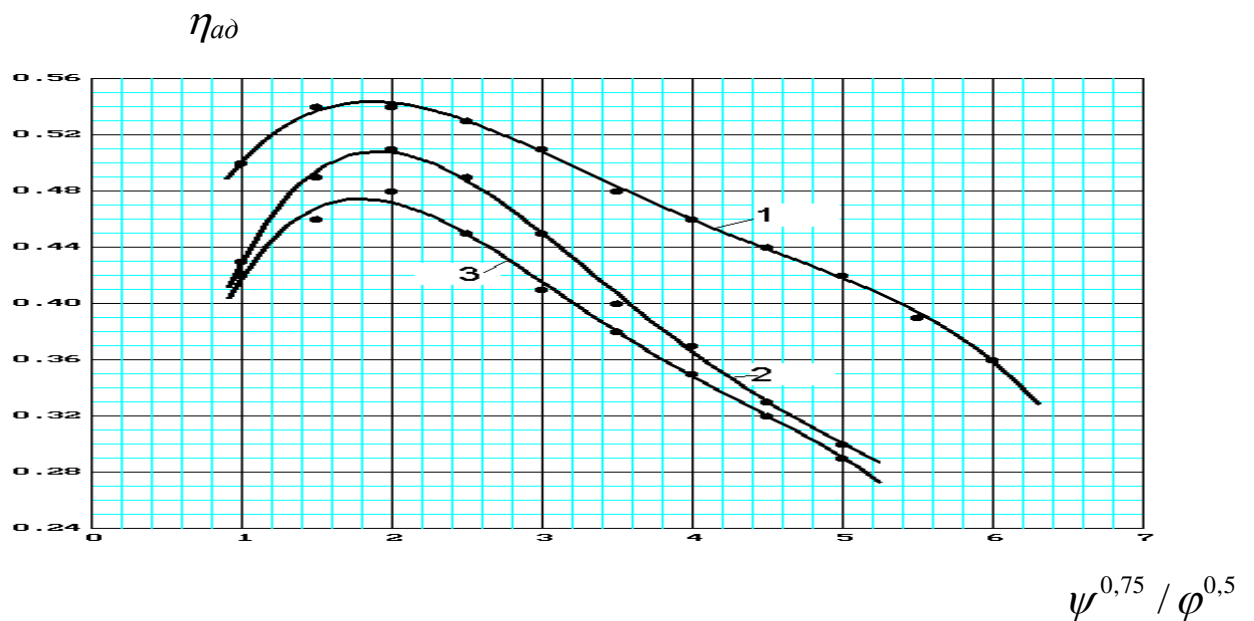
					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Адіабатний ККД:

При $M_U \leq 0,23$ ККД, в залежності від газодинамічного комплексу $(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2$, можна визначити по залежностям з таблиці 1 або за графіками (див. рис. 1.6).

Таблиця 1– Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного 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 – $M_U = 0,23$

Рис.1.6 – Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного числа маха M_u

Так як маємо $M_u = 0,282$, то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{ad} = \eta_{ad0,23} \cdot K_{\eta M},$$

де $\eta_{ad0,23}$ – адіабатний ККД при $M_U = 0,23$, визначений за табл. 1 або з рис. 2;

$K_{\eta M}$ – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при $M_U > 0,23$ визначається за формулою ([1], стор. 73):

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A},$$

де A – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричні і режимні параметри ступеня, визначається за формулою:

$$A = \left(1 - \frac{l}{\pi \cdot D_2} - \frac{\delta \cdot z}{\pi \cdot D_2} \right) \frac{0,45}{\varphi_2}.$$

При $M_U = 0,282$ та $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right) = 2,189$ $\eta_{ad} = 0,462$.

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{kad} = h_{ad} \cdot \bar{m} = 16812 \cdot 0,278 = 4674 \text{ Вт}$$

$$\text{Где } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,25 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 313} = 0,278 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{kad}}{\eta_{ad}} = \frac{4674}{0,462} = 10117 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

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

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

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

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k}$$

де P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_k}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,462} = 36,2 \text{ K}$$

$$T_k = T_H + \Delta T = 313 + 36,2 = 349,2 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 348,6} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,2 + 1,113) = 1,157 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

где ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,157} = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{100,04 \cdot 0,648}{1,59 \cdot 10^{-5}} = 4,08 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{100,04}{10} \right)^3 \cdot 0,648^2 \cdot \left(\frac{1,157}{[4,08 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 2,06 \text{ кВт}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

2.4 Розрахунок на продуктивність $V_e = 20 \text{ м}^3/\text{хв}$

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

где κ – показник адиабати, для повітря $\kappa=1,4$;

R – газова стала, $R= 287 \text{ Дж/кг К}$;

Π – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{120000}{100000} = 1,2$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[(1,2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 16812 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0,75}}$$

$$n_s = \frac{0,333^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 16812^{0,75}} = 0,0192$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0192} = 1,853$$

Адиабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,853 - 0,122 = 1,61$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{a\partial}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16812}{1,61}} = 102,2 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 102,2}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,662 \text{ м}$$

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

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.m}}$$

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,61^{1,5}}{1,853^2} = 0,595$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (60 \cdot U_{21} \cdot \phi_1)$$

$$F'_k = 20 \cdot 1,02 / (60 \cdot 102,2 \cdot 0,595) = 0,0056 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,0056} / (3,14 \cdot 0,662 \cdot 0,0192) = 1,875$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 1,875 - 0,122 = 1,63$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,63 - 1,61) / 1,63| = 0,0123 \leq 0,03$$

логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає – продовжуємо розрахунок.

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{a0} / \psi_2} = \sqrt{16812 / 1,63} = 101,6 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 101,6 / (3,14 \cdot 2950) = 0,658 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 101,6 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313} = 0,286$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,286 + 1,4 = 11,58$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \phi^{0,5})_2^2$$

$$\phi_2 = 1,63^{1,5} / 1,875^2 = 0,59$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{60 \cdot U_2 \cdot \phi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{20 \cdot 1,02}{60 \cdot 101,6 \cdot 0,59} = 0,0057 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0057 = 0,00257 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0057} = 0,107 \text{ м}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Радіуси :

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,107 = 0,0428 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,107 = 0,0535 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,107 = 0,0749 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,107 = 0,0642 \text{ м}$$

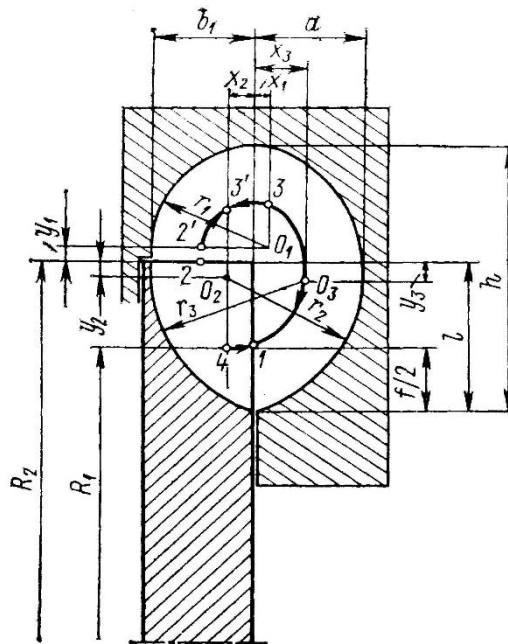


Рис.1.7 – Меридіальний перетин вихрової ступені з криволінійним периферійно-боковим каналом.

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,658 - 2 \cdot 0,0642 + 0,107 = 0,637 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,658}{0,637} = 1,029 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,029 - 1,02)}{1,029} \right| = 0,0087 \leq 0,01$$

Отриманий логічний оператор менше 0,01, отже розрахунок триває далі.

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003$$

$$D'_3 = 0,658 - 0,003 = 0,655 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,658 + 0,003 = 0,661 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{.l1} / l = 1,32 \cdot 0,00257 / 0,0642 = 0,0528 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{.l1} + F'_{.k1}) / h = 1,375 \cdot (0,00257 + 0,0057) / 0,107 = 0,106 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (11,58 + 1) \cdot 0,003 = 0,0377$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,658 - 0,0642)}{0,0377} = 49,46$$

Число лопаток вибираємо із ряду бажаних чисел: $z = 50$ лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0377 = 0,0754 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = 2L_{\text{раз}} / D_2 = 2 \cdot 0,0754 / 0,658 = 0,23 \text{ рад}$$

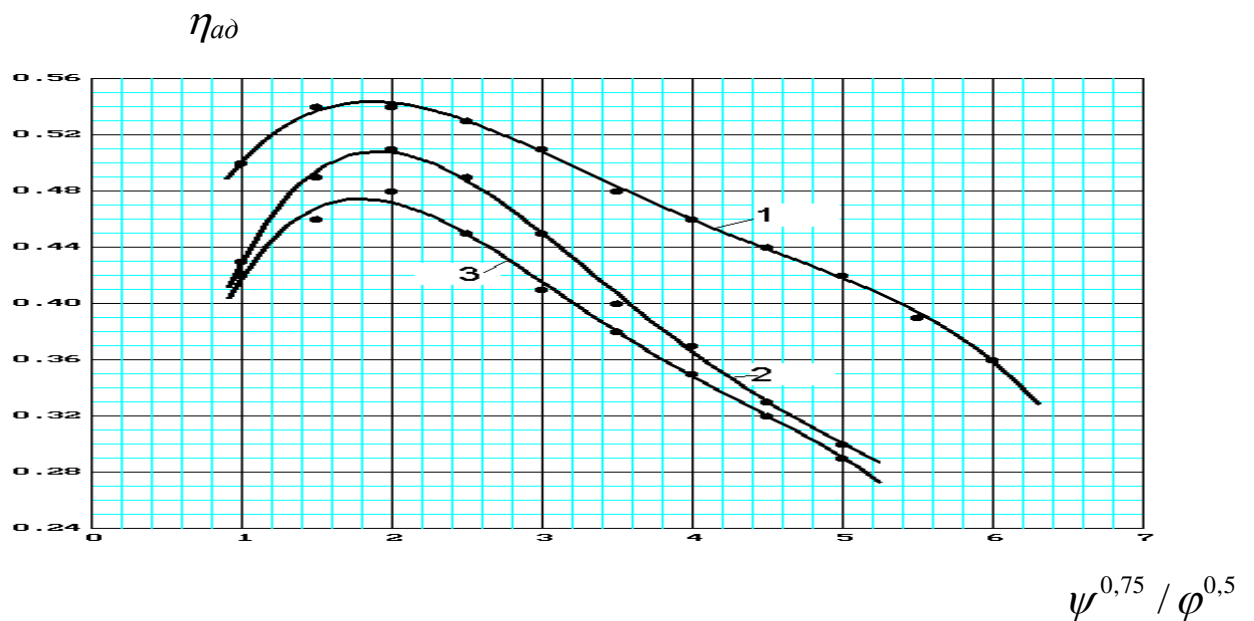
					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Адіабатний ККД:

При $M_U \leq 0,23$ ККД, в залежності від газодинамічного комплексу $(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2$, можна визначити по залежностям з таблиці 1 або за графіками (див. рис. 1.8).

Таблиця 1– Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного 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 – $M_U = 0,23$

Рис.1.8 – Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного числа маха M_u

Так як маємо $M_u = 0,286$, то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{ad} = \eta_{ad0,23} \cdot K_{\eta M},$$

де $\eta_{ad0,23}$ – адіабатний ККД при $M_U = 0,23$, визначений за табл. 1 або з рис. 2;

$K_{\eta M}$ – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при $M_U > 0,23$ визначається за формулою ([1], стор. 73):

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A},$$

де A – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричні і режимні параметри ступеня, визначається за формулою:

$$A = \left(1 - \frac{l}{\pi \cdot D_2} - \frac{\delta \cdot z}{\pi \cdot D_2} \right) \frac{0,45}{\phi_2}.$$

При $M_U = 0,286$ та $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right) = 2,189$ $\eta_{ad} = 0,456$.

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{kad} = h_{ad} \cdot \bar{m} = 16812 \cdot 0,37 = 6220 \text{ Вт}$$

$$\text{Где } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,333 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 313} = 0,37 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{kad}}{\eta_{ad}} = \frac{6220}{0,456} = 13640 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

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

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

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

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k}$$

де P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_k}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,456} = 36,7 \text{ K}$$

$$T_k = T_H + \Delta T = 313 + 36,7 = 349,7 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 348,6} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,2 + 1,113) = 1,157 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

где ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,157} = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{101,6 \cdot 0,658}{1,59 \cdot 10^{-5}} = 4,2 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{101,6}{10} \right)^3 \cdot 0,658^2 \cdot \left(\frac{1,157}{[4,2 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 2,21 \text{ кВт}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

2.5 Розрахунок на продуктивність $V_e = 25 \text{ м}^3/\text{хв}$

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

где κ – показник адиабати, для повітря $\kappa=1,4$;

R – газова стала, $R= 287 \text{ Дж/кг К}$;

Π – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_\kappa}{P_0} = \frac{120000}{100000} = 1,2$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[(1,2)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 16812 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ad}^{0,75}}$$

$$n_s = \frac{0,417^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 16812^{0,75}} = 0,0215$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0215} = 1,818$$

Адиабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,818 - 0,122 = 1,58$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16812}{1,58}} = 103,15 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 103,15}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,668 \text{ м}$$

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

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.m}}$$

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,58^{1,5}}{1,818^2} = 0,6$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (60 \cdot U_{21} \cdot \phi_1)$$

$$F'_k = 25 \cdot 1,02 / (60 \cdot 103,15 \cdot 0,6) = 0,0069 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,0069} / (3,14 \cdot 0,668 \cdot 0,0215) = 1,84$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 1,84 - 0,122 = 1,6$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,6 - 1,58) / 1,6| = 0,0125 \leq 0,03$$

логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає – продовжуємо розрахунок.

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{16812 / 1,6} = 102,5 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 102,5 / (3,14 \cdot 2950) = 0,664 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 102,5 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313} = 0,289$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,289 + 1,4 = 11,7$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \phi^{0,5})_2^2$$

$$\phi_2 = 1,6^{1,5} / 1,84^2 = 0,598$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{60 \cdot U_2 \cdot \phi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{25 \cdot 1,02}{60 \cdot 102,5 \cdot 0,598} = 0,0069 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0069 = 0,0031 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0069} = 0,117 \text{ м}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Радіуси :

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,117 = 0,0468 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,117 = 0,0585 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,117 = 0,0819 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,117 = 0,0702 \text{ м}$$

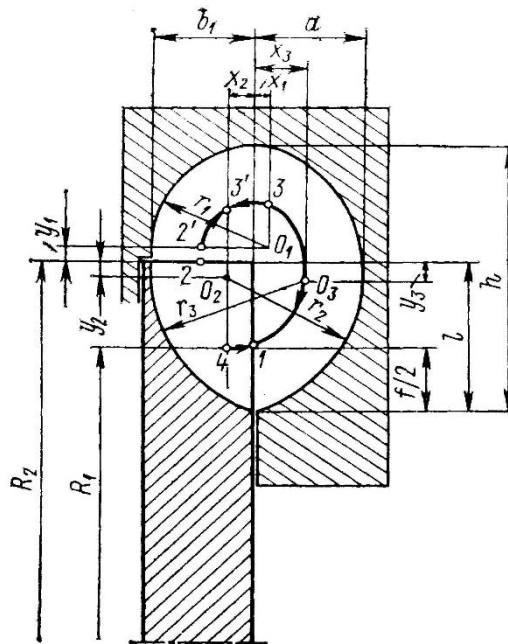


Рис.1.9 – Меридіальний перетин вихрової ступені з криволінійним периферійно-боковим каналом.

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,664 - 2 \cdot 0,0702 + 0,117 = 0,641 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,664}{0,641} = 1,025 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,025 - 1,02)}{1,025} \right| = 0,0049 \leq 0,01$$

Отриманий логічний оператор менше 0,01, отже розрахунок триває далі.

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003$$

$$D'_3 = 0,664 - 0,003 = 0,661 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,664 + 0,003 = 0,667 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,0031 / 0,0702 = 0,0583 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{n1} + F'_{k1}) / h = 1,375 \cdot (0,0031 + 0,0069) / 0,117 = 0,118 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (11,7 + 1) \cdot 0,003 = 0,0381$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,664 - 0,0702)}{0,0381} = 48,9$$

Число лопаток вибираємо із ряду бажаних чисел: $z = 49$ лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0381 = 0,0762 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0762 / 0,664 = 0,23 \text{ рад}$$

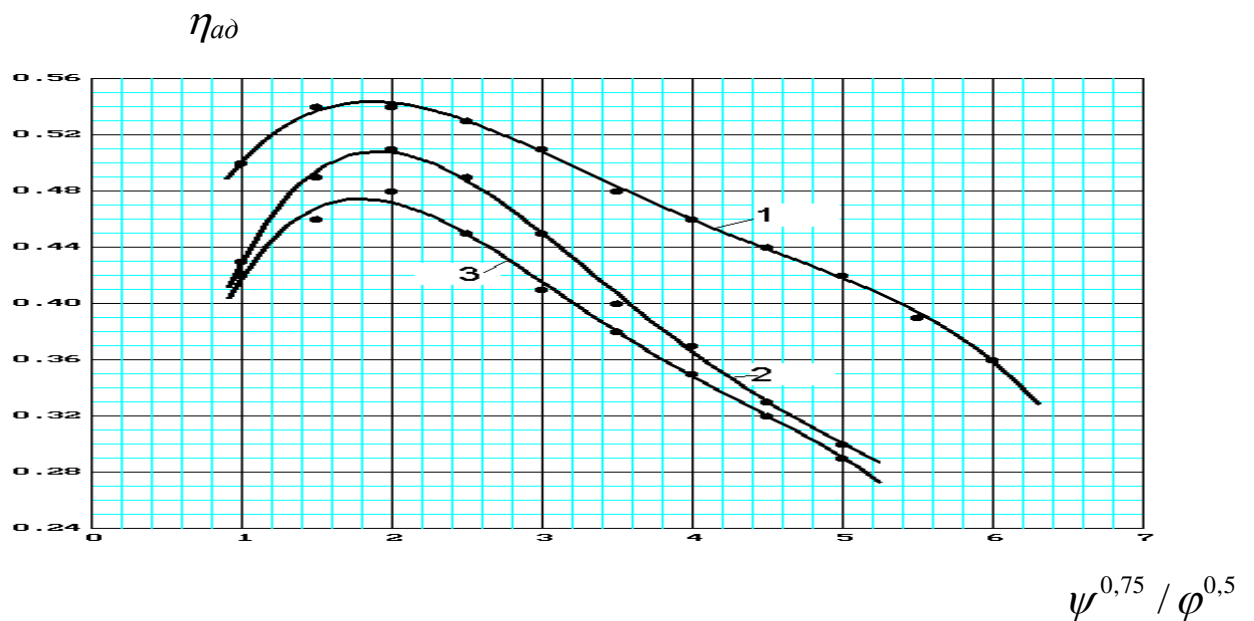
					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

Адіабатний ККД:

При $M_U \leq 0,23$ ККД, в залежності від газодинамічного комплексу $(\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2$, можна визначити по залежностям з таблиці 1 або за графіками (див. рис. 11).

Таблиця 1– Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного 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 – $M_U = 0,23$

Рис.1.10 – Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і окружного числа маха M_u

Так як маємо $M_u = 0,289$, то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{ad} = \eta_{ad0,23} \cdot K_{\eta M},$$

де $\eta_{ad0,23}$ – адіабатний ККД при $M_U = 0,23$, визначений за табл. 1 або з рис. 2;

$K_{\eta M}$ – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при $M_U > 0,23$ визначається за формулою ([1], стор. 73):

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A},$$

де A – безрозмірний комплекс, що характеризує геометричні і режимні параметри ступеня, визначається за формулою:

$$A = \left(1 - \frac{l}{\pi \cdot D_2} - \frac{\delta \cdot z}{\pi \cdot D_2} \right) \frac{0,45}{\varphi_2}.$$

$$\text{При } Mu = 0,289 \text{ та } \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right) = 2,189 \quad \eta_{ad} = 0,449.$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{kad} = h_{ad} \cdot \bar{m} = 16812 \cdot 0,464 = 7800 \text{ Вт}$$

$$\text{Где } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,417 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 313} = 0,464 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{kad}}{\eta_{ad}} = \frac{7800}{0,449} = 17372 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

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

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

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

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k}$$

де P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_k}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,449} = 37,3 \text{ K}$$

$$T_k = T_H + \Delta T = 313 + 37,3 = 350,3 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 348,6} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,2 + 1,113) = 1,157 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

где ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,157} = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{102,5 \cdot 0,664}{1,59 \cdot 10^{-5}} = 4,28 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{102,5}{10} \right)^3 \cdot 0,664^2 \cdot \left(\frac{1,157}{[4,28 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 2,3 \text{ кВт}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

3 АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

Розрахуємо безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 1}'}}{\pi \cdot D_2}$$

Рекомендується при:

- $Kg=0,02-0,04$ – одноканальна (одностороння) проточна частина;
- $Kg=0,04-0,06$ – двоканальна (двостороння) проточна частина.

Якщо це можливо, то краще двоканальна (двостороння) проточна частина, так як в цьому випадку ротор компресора розвантажений від осьових зусиль.

$$\text{Для } V_e = 5 \text{ м}^3/\text{хв } Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 1}'}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0015}}{3,14 \cdot 0,605} = 0,0204$$

$$\text{Для } V_e = 10 \text{ м}^3/\text{хв } Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 1}'}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,003}}{3,14 \cdot 0,633} = 0,0276$$

$$\text{Для } V_e = 15 \text{ м}^3/\text{хв } Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 1}'}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0044}}{3,14 \cdot 0,648} = 0,0326$$

$$\text{Для } V_e = 20 \text{ м}^3/\text{хв } Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 1}'}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0057}}{3,14 \cdot 0,658} = 0,0365$$

$$\text{Для } V_e = 25 \text{ м}^3/\text{хв } Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 1}'}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0069}}{3,14 \cdot 0,664} = 0,0398$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

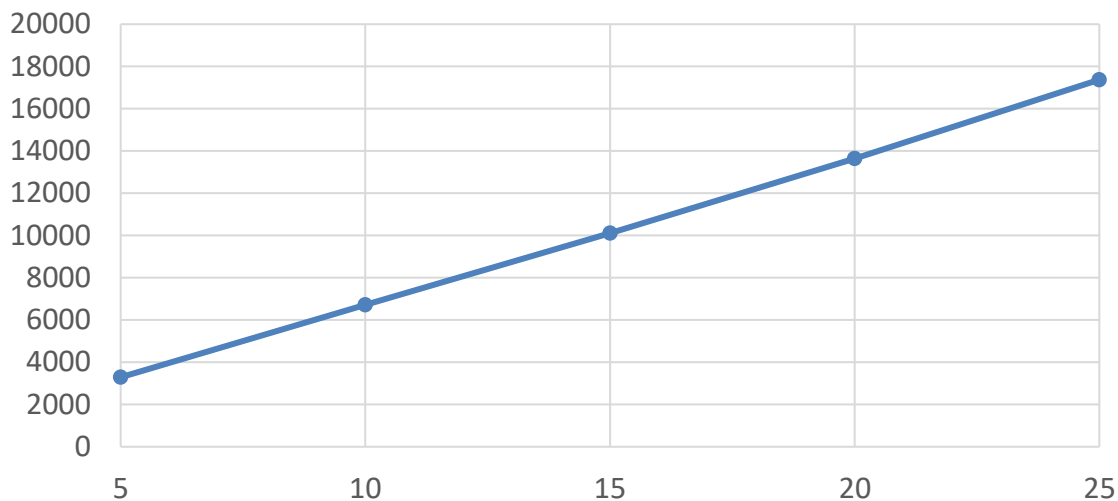
Результати розрахунку конструктивних та режимних параметрів наведені в таблиці 3.1. За результатами розрахунків побудовані залежності основних параметрів компресора від його продуктивності (об'ємної витрати на вході в компресор) (рис. 2.1-2.5).

Таблиця 3.1. – Результати термогазодинамічних розрахунків вихрового компресора при різних продуктивностях на всмоктуванні

Параметр	Значення продуктивності на всмоктуванні $V_e, \text{м}^3/\text{хв}$				
	5	10	15	20	25
1	2	3	4	5	6
$h_{ад}, \text{Дж/кг}$	16812				
n_s	0,0096	0,0136	0,0166	0,0192	0,0215
$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1$	2,187	1,99	1,906	1,853	1,818
ψ_1	1,92	1,74	1,66	1,61	1,58
$U_{21}, \text{м/с}$	93,6	98,3	100,6	102,2	103,15
$D_{21}, \text{м}$	0,606	0,637	0,652	0,662	0,688
ϕ_1	0,56	0,58	0,589	0,595	0,6
$F'_{\kappa}, \text{м}^2$	0,0016	0,003	0,0043	0,0056	0,0069
$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1$	2,189	2,014	1,93	1,875	1,84
ψ_2	1,925	1,76	1,68	1,63	1,6
$U_2, \text{м/с}$	93,45	97,7	100,4	101,6	102,5
$D_2, \text{м}$	0,605	0,633	0,648	0,658	0,664
Mu	0,264	0,275	0,282	0,286	0,289
\bar{t}	10,8	11,19	11,44	11,58	11,7
ϕ_2	0,605	0,576	0,585	0,59	0,598
$F'_{\kappa 1}, \text{м}^2$	0,0015	0,003	0,0044	0,0057	0,0069
$F_{\lambda 1}, \text{м}^2$	0,00068	0,00135	0,00198	0,00257	0,0031

1	2	3	4	5	6
$h, м$	0,055	0,077	0,094	0,107	0,117
$r_1, м$	0,022	0,0308	0,0376	0,0428	0,0468
$r_2, м$	0,0275	0,0385	0,047	0,0535	0,0585
$r_3, м$	0,0385	0,0539	0,0658	0,0749	0,0819
$l, м$	0,033	0,0462	0,0564	0,0642	0,0702
$D_{ym}, м$	0,594	0,6176	0,629	0,637	0,641
$\bar{R}_2, м$	1,019	1,025	1,03	1,029	1,025
$D'_3, м$	0,602	0,63	0,645	0,655	0,661
$D'_s, м$	0,608	0,636	0,651	0,661	0,667
$b_1, м$	0,072	0,0386	0,0463	0,0528	0,0583
$B_1, м$	0,0545	0,0777	0,0933	0,106	0,118
$t, м$	0,0354	0,0366	0,0373	0,0377	0,0381
$z, ум.$	51	51	50	50	49
$L_{роз}, м$	0,0708	0,0732	0,0746	0,0754	0,0762
$Q_{роз}, рад$	0,234	0,231	0,23	0,23	0,23
$\eta_{ад}$	0,47	0,466	0,462	0,456	0,449
$N_{кад}, Вт$	1547	3127	4674	6220	7800
$T_{к}, К$	348,6	348,9	349,2	349,7	350,3
$N_{к}, Вт$	3291	6710	10117	13640	17372
$N_{мп}, кВт$	1,51	1,85	2,06	2,21	2,3
Kg	0,0204	0,0276	0,0326	0,0365	0,0398

N_k , кВт

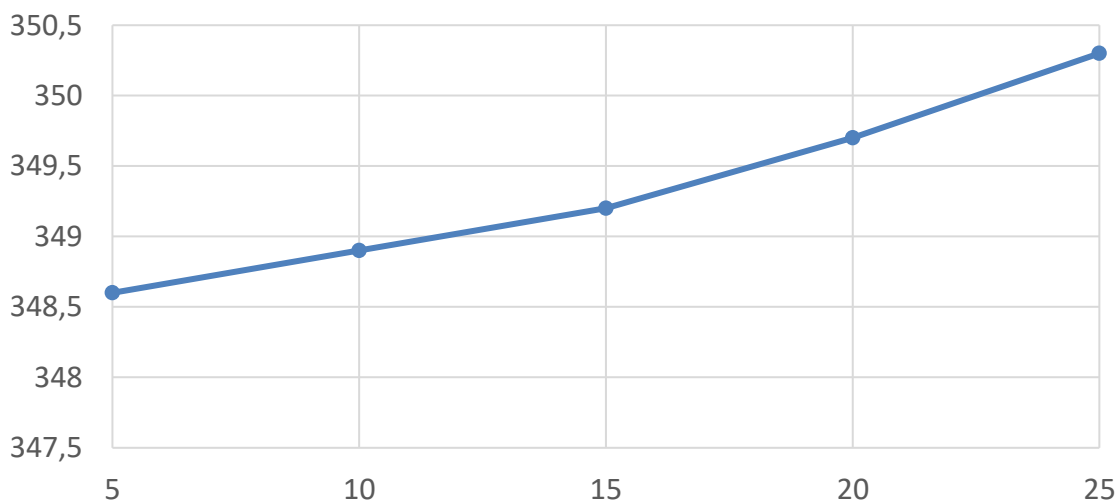


V_e , м³/хв

Рис. 2.1 - Залежність споживаної потужності компресора від продуктивності

Зі збільшенням продуктивності вихрового компресора його споживана потужність збільшується.

T_k , К



V_e , м³/хв

Рис. 2.2 - Залежність температури на виході з компресора від продуктивності

Зі збільшенням продуктивності температура газу на виході зі ступеня вихрового компресора збільшується, адже адіабатний ККД зменшується.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

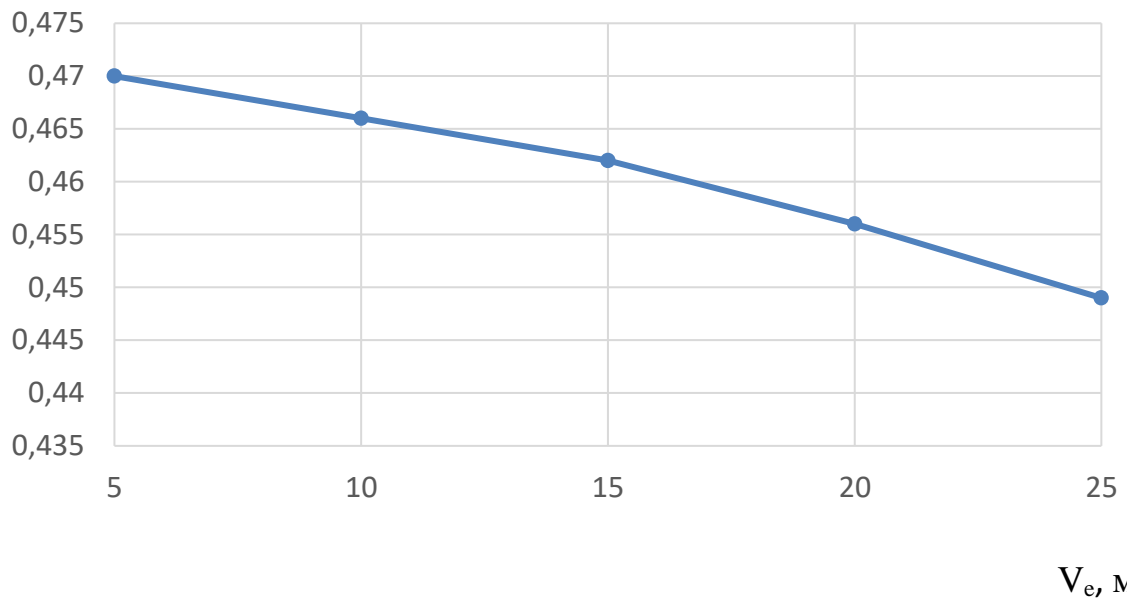
η_{ad} 

Рис. 2.3 - Залежність адіабатного ККД компресора від продуктивності

Зі збільшенням продуктивності адіабатний ККД зменшується, т. як відбувається поступове зменшення режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і водночас збільшення числа Маха.

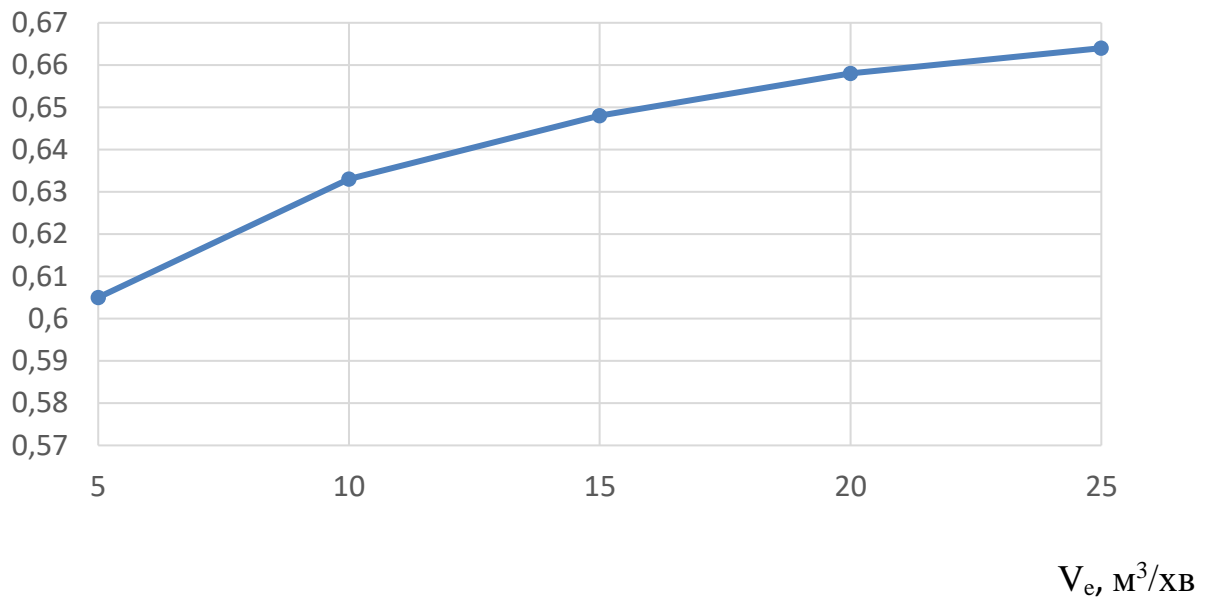
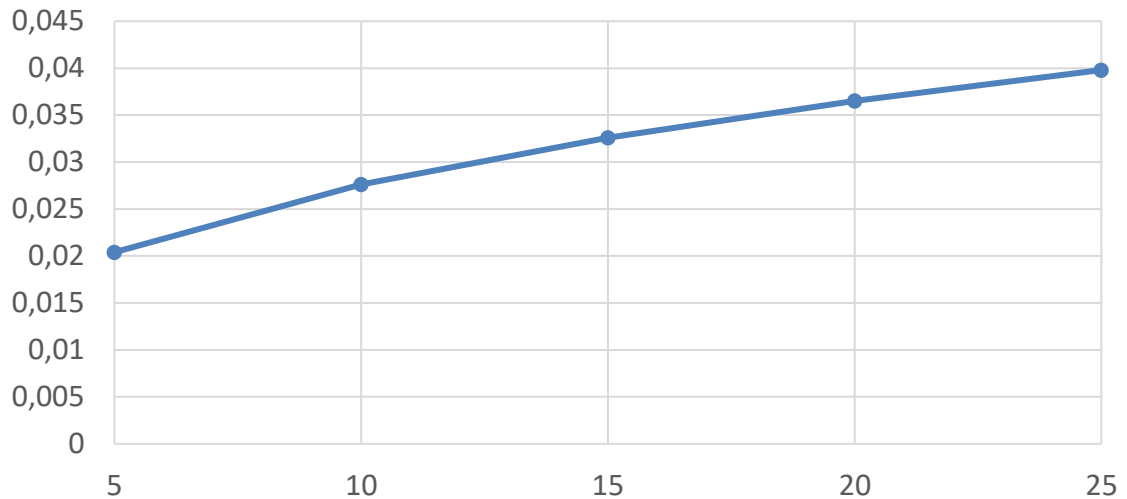
 $D_2, \text{мм}$ 

Рис. 2.4 - Залежність зовнішнього діаметра робочого колеса компресора від продуктивності

Kg



$V_e, \text{m}^3/\text{хв}$

Рис. 2.5 - Залежність геометричного комплексу від продуктивності.

Зі збільшенням продуктивності на вході до вихрового компресора відбувається збільшується геометричний комплекс. При $Kg > 0,04$ проточна частина для розвантаження від радіальних сил може бути виконана двоканальної (двосторонньої). З таблиці 3.1 і рисунку 2.5 видно, що це можливо при $V_e = 25 \text{ м}^3/\text{хв}$.

Для подальшого проектування вибираємо компресор з $V_e = 25 \text{ м}^3/\text{хв}$.

Перерахуємо геомертичні параметри проточної частини компресора.

Площа меридіального перерізу одного робочого каналу для двоканальної проточної частини дорівнює:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{2 \cdot 60 \cdot U_2 \cdot \varphi_2}$$

$$F'_{k1} = \frac{25 \cdot 1,02}{60 \cdot 102,5 \cdot 0,598} = 0,0069 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0069 = 0,00311 \text{ м}^2$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0069} = 0,117 \text{ м}$$

Радіуси :

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,117 = 0,0468 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,117 = 0,0585 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,117 = 0,0819 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,117 = 0,0702 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

$$D_{ym} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ym} = 0,664 - 2 \cdot 0,0702 + 0,117 = 0,641 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,664}{0,641} = 1,0299 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,0299 - 1,02)}{1,0299} \right| = 0,0096 \leq 0,01$$

Отриманий логічний оператор менше 0,01, отже розрахунок триває далі.

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003$$

$$D'_3 = 0,664 - 0,003 = 0,661 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,664 + 0,003 = 0,667 \text{ м}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 0,00311 / 0,0702 = 0,0585 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375 \cdot (0,00311 + 0,0069) / 0,117 = 0,118 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (11,58 + 1) \cdot 0,003 = 0,0377$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,664 - 0,0702)}{0,0377} = 49,46.$$

Число лопаток вибираємо із ряду бажаних чисел: $z=50$ лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0377 = 0,0754 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0754 / 0,664 = 0,23 \text{ рад}$$

Адіабатний ККД:

$$\text{При } Mu = 0,286 \text{ та } \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right) = 1,875 \quad \eta_{ад} = 0,47.$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 16812 \cdot 0,464 = 7800 \text{ Вт}$$

$$\text{де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,417 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 313} = 0,464 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{7800}{0,449} = 17372 \text{ Вт}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k}$$

де P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,12$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_k}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \left[\left(\frac{120}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,449} = 37,3 \text{ K}$$

$$T_k = T_H + \Delta T = 313 + 37,3 = 350,3 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,12 \cdot 10^6}{287 \cdot 348,6} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,2 + 1,113) = 1,157 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

$$Re = \frac{U_2 \cdot D_2}{\nu}$$

где ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,157} = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{102,5 \cdot 0,664}{1,59 \cdot 10^{-5}} = 4,28 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{102,5}{10} \right)^3 \cdot 0,664^2 \cdot \left(\frac{1,157}{[4,28 \cdot 10^6]^{0.2}} \right) = 2,3 \text{ кВт}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. *Аналіз потенційно небезпек устаткування.*

На жаль будь-яке виробництво є шкідливим та небезпечним, не лише для навколишнього середовища, а й загрожує здоров'я, ба навіть й життю людини. Тож, для уникнення надзвичайних, аварійних та потенційно небезпечних ситуацій (НС) слід мінімізувати ймовірність уражень, захворювань чи НС на виробництві, а також зробити працю людини безпечною, сприятливою та забезпечити високу її ефективність, у чому й полягає головна задача охорони праці.

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності. [15]

Відповідно до ГОСТ 12.0.003–74 небезпечні та шкідливі фактори за природою дії поділяються на [18]:

4.1.1. фізичні;

- 1) машини та механізми в дії;
- 2) рухомі частини виробничих устаткувань;
- 3) підвищене запилення й загазованість повітря робочої зони;
- 4) зміна температури поверхні установок та робочої зони;
- 5) підвищення шуму чи вібрацій на робочих місцях;
- 6) занадто вологе чи занадто сухе повітря робочої зони;
- 7) зміна освітлення (відсутність, нестача чи його надлишок природного світла);
- 8) перепади тиску чи його різкі зміни;
- 9) підвищення рівня статичного струму;
- 10) підвищення напруги в електричному контурі;

4.1.2. хімічні;

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

- 1) за характером впливу на організм:
 - 1.1) токсичні;
 - 1.2) подразнюючі;
 - 1.3) наркотичні;
 - 1.4) задушливі;
 - 1.5) мутагенні;
 - 1.6) канцерогенні;
 - 1.7) сенсibiliзуючі;
 - 1.8) ті що впливають на репродуктивну функцію;
- 2) за шляхом впливу на організм через:
 - 2.1) органи дихання;
 - 2.2) шлунково–кишковому тракту;
 - 2.3) шкіру та слизові оболонки.

4.1.3. біологічні:

- 1) патогенні мікроорганізми:
 - 1.1) бактерії;
 - 1.2) віруси;
 - 1.3) гриби;
 - 1.4) найпростіші;
 - 1.5) спірохети;
 - 1.6) рикетсії;
- 2) продукти життєдіяльності мікроорганізмів;

4.1.4. психофізичні:

- 1) фізичні перевантаження:
 - 1.1) статичні;
 - 1.2) динамічні;
- 2) нервово–психологічні перевантаження:
 - 2.1) розумове перевантаження;
 - 2.2) монотонність роботи;
 - 2.3) емоційні перевантаження;

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		58

2.4) перевантаження аналізаторів.

Умови праці впливають на продуктивність праці робітників в цілому, її якість й собівартість випускаємо продукції. Окрім того в процесі роботи людина не повинна отримати виробничі травми або захворіти. Реальні виробничі умови характеризуються як правило наявністю небезпек.

Джерелами небезпек є:

- 1) природні процеси та явища;
- 2) елементи техногенного середовища;
- 3) людські дії, що криють у собі загрозу безпеки.

Перелік можливих небезпек налічує понад 150 найменувань. Щоб проаналізувати, узагальнити та розробити заходи щодо запобігання негативним наслідкам необхідно класифікувати небезпеки, джерела, що породжують їх та чинники, які безпосередньо призводять до негативного впливу на людину. При проектуванні будь-якого обладнання або технологічного процесу конструктор прораховує виникнення потенційних небезпек, устаткування, що проектується, а також у випадку їхньої появи створити методики для їх попередження.

Основними джерелами небезпек вихрового компресора є:

- 1) вібрація, що виникає при роботі компресора;
- 2) ураження електричним струмом, від двигуна;
- 3) шум, який створює установка;
- 4) вибухонебезпечність;
- 5) пожежонебезпека.

4.2. *Вентиляція приміщень*

Повітря, яким дихає людина повинно бути максимально наближеним до повітря атмосферного, а в закритому просторі чистоту повітря може забезпечити вентиляція.

Вентиляція – регульований повітрообмін ,що забезпечує видалення з приміщень забрудненого повітря і подачу свіжого повітря.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

Вентиляція приміщень поділяється на [19]:

4.2.1.1. за місцем дії:

- 1) місцеву;
- 2) загальнообмінною;
- 3) комбінована;

4.2.1.2. за способом переміщення повітря:

- 1) природня:
 - 1.1) організована (аерація);
 - 1.2) неорганізована;
- 2) штучна (механічна):
 - 2.1) аварійна;
 - 2.2) робоча;
- 3) суміщання.

4.2.1.3. залежно від призначення:

- 1) приливна;
- 2) витяжна;
- 3) припливно–витяжна.

Системи вентиляції мають бути пожежобезпечними й вибухобезпечними, простими в облаштуванні не переохолоджувати приміщення, не створювати надмірного шуму, бути надійними в експлуатації та економними.

Основними складовими повітря є:

- 4.2.2.1. азот (N_2) – 78 %;
- 4.2.2.2. кисень (O_2) – 21 %;
- 4.2.2.3. інертні гази – 0,90 %;
- 4.2.2.4. решта газоподібні речовини.

Також в складі повітря є вуглекислий газ близько 0,03 % і водяна пара до 2,8 % об'єму, але їх кількість в залежності від умов може змінюватися, які впливають на самопочуття людини в середовищі.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

У випадку, якщо виробниче приміщення не має вентиляції, то у закритому просторі зростає кількість оксиду (IV) вуглецю (CO₂), вологості або інших газів, таких як сірководень (H₂S), діоксид сірки (SO₂), аміак (NH₃), водень (H₂), озон (O₃), які утворюються в результаті хімічної взаємодії і створюють шкідливі пари.

Деякі з вище зазначених газів в нормальних умовах не є шкідливими й не впливають на людину, але при зміні їх концентрації впливають на здоров'я людини, які можуть осідати на стінках дихальних шляхів перешкоджаючи процесу дихання.

Особливо небезпечним є випадки коли в повітрі трапляються дрібні частинки сажі чи мікроорганізмів.

У таких випадках виробничі цехи повинні бути забезпечені вентиляцією, підтримуватися чистота приміщення, щоб на установках не збирався пил.

Повітрообмін визначають розрахунковим шляхом за конкретними даними про кількість шкідливих виділень (теплоти, вологи, пари, газу, пилу).

Розрахунки повітрообміну для проектування вентиляційних систем мають на меті забезпечення належного санітарно-гігієнічного стану у робочій зоні виробничого приміщення.

4.3. *Захист від вібрацій*

Вплив при роботі машини чи агрегатів з неврівноваженим силовим впливом є причиною виникнення вібрацій.

Наявність дисбалансу в усіх випадках призводить до появи неврівноважених відцентрових сил, які викликають вібрацію. Причиною дисбалансу є [20]:

4.3.1.1. неоднорідність матеріалу, тіл що обертаються;

4.3.1.2. неспівпадання центру маси тіла і осей обертання;

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		61

4.3.1.3. деформація деталей від нерівномірного нагріву при гарячих чи холодних посадках;

Вібраційні випробування проводяться випробування об'єкта під час вібрації, для її усунення або зменшення синусоїдальних коливань. В результаті випробувань визначається динамічні характеристики об'єктів випробування:

4.3.2.1. віброміцність;

4.3.2.2. вібростійкість.

Способи зниження вібрації установок:

4.3.3.1. вібропоглинання;

4.3.3.2. вібродемпфування;

4.3.3.3. віброізоляція;

4.3.3.4. віброгасіння:

- 1) ударне;
- 2) динамічне.

За організаційними ознаками методи віброзахисту бувають:

4.3.4.1. індивідуальні;

4.3.4.2. колективні:

- 1) послаблення енергії вібрації в джерелі її виникнення;
- 2) послаблення параметрів вібрації на шляху її розповсюдження;
- 3) аміну операцій, що вимагають використання вібромашин дистанційним або автоматичним управлінням;
- 4) своєчасні планово–попереджувальні ремонти;
- 5) контроль за вібраційними параметрами ручних машин;
- 6) змащування та зрівноваження деталей машин, що рухаються.

Якщо визначеними методами зменшити шкідливу дію вібрації неможливо тоді змінюють параметри вібрації на шляху її порушення від джерела коливальної сили. Цього досягають шляхом зменшення динамічних процесів, що спричиняються ударними або різкими

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

прискореннями. Усунення дисбалансу мас, що обертаються, який досягається збалансуванням.

Важливим профілактичним заходом є правильна організація режиму праці осіб вібронебезпечних професій. Сумарний час контакту з вібруючим обладнанням має не перевищувати 2/3 тривалості робочого дня, а тривалість безперервної дії вібрації не повинна перевищувати 15–20хв.

З лікувально–профілактичною метою рекомендується надавати дві регламентовані перерви для виробничої гімнастики.

4.4. *Освітлення поверхонь та захист від впливу струму*

Більше 90% інформації людина сприймає через світло, тому щоб забезпечити продуктивну роботу персоналу, слід забезпечити приміщення достатня кількістю світла.

Основні джерела світла:

- 4.4.1.1. природне – пряме або відбите світло сонця, або інших природних світил;
- 4.4.1.2. штучне – здійснюється джерелами світла, які створило людство;
- 4.4.1.3. суміщене – поєднання двох попередніх.

Для ефективної та продуктивної роботи робочий персонал необхідно забезпечити раціональною кількістю освітлення, комбінуючи природні та штучні джерела світла.

Захист працюючого персоналу при роботі з апаратами, які працюють від електрики чи які її створюють, діляться на два заходи [22]:

4.4.2.1. захист при роботі установки:

- 1) ізоляція вузлів під струмом;
- 2) недоступність струмоведучих частин;
- 3) використання малої напруги;
- 4) ізоляція від поверхонь.

4.4.2.2. засоби безпеки, при аварійних ситуаціях:

- 1) використання захисного заземлення або занулення корпусів;

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

- 2) аварійне відключення;
- 3) перехід на нижчі напруги, у випадках перевантажень.

Заземлення або занулення захищає працюючий персонал від уражень струмом у випадку випадкового контакту між людиною та поверхнею установки.

Заземленню (зануленню) підлягають металеві частини механічних систем, що забезпечують електробезпеку і воно повинно гарантувати захист людей від ураження струмом при контакті до поверхонь, що можуть виявитися під напругою, в наслідку псування ізоляції.

Заземлення слід виконати електричним з'єднанням металевих частин електроустановок із землею або її аналогом.

Занулення необхідно виконувати електричним з'єднанням металевих частин електроустановок з заземленою точкою джерела електроенергії за допомогою нульового захисного провідника.

Захисне заземлення або занулення електроустановок слід виконувати при номінальних напругах:

4.5.2.1. для змінного струму – 380 В і вище;

4.5.2.2. для постійного струму – 440 В і вище.

Небезпека ураження особливо велика тоді, коли на шляху струму знаходяться життєво–важливі органи — серце, легені, головний мозок.

Таблиця 4.1. – Порогові значення впливу струму на організм людини

	Змінний, мА	Постійний, мА
Пороговий відчутний	0,5 – 1,5	5 – 7
Пороговий невідпускаючий	10 – 15	50 – 80
Пороговий фібриляційний	50 – 100	400 – 500

Струм силою понад 0,1 А є смертельним, тоді як границя небезпечної напруги – 42 В.

Струм (змінний та постійний) більше 5 А викликає миттєву зупинку серця, минаючи стан фібриляції.

4.5. Пожежонебезпека та вибухонебезпечність

Для виникнення горіння необхідний контакт горючої речовини з окислювачем і джерелом запалювання, здатним передати горючій суміші (горюча речовина і окислювач) необхідний енергетичний імпульс.

Зазвичай джерелами пожежі в компресорах об'ємної дії стають електродвигуни, у яких відбувається перепади фізичних параметрів, перегріті поверхні, на які потрапляють чужорідні елементи або перевантаження установок.

Працюючі установки, а також обладнання в неробочому стані повинно бути герметичним, щоб уникнути потрапляння небажаних речовин, в разі розгерметизації.

Види горіння:

Спалах – бистре горіння горючої суміші, що не супроводжується утворенням стиснутих газів.

Загоряння – виникнення горіння під впливом джерела запалювання.

Запалювання – загоряння, що супроводжується утворенням полум'я.

Самозаймання – явище, різкого збільшення швидкості екзотермічних реакцій, що призводить до виникнення горючих речовин при відсутності джерела запалювання.

Самозаймання – самозаймання, що супроводжується появою полум'я.

Вибух – надшвидка хімічна реакція, що супроводжується виділенням енергії і утворенням стиснутих газів, що здатні створювати механічну енергію. [23]

Небезпеку окрім самої пожежі становить і продукти згорання та засобами їх ліквідації, які негативно позначаються на навколишньому

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

середовищі, призводячи до руйнування озонового шару, посилення парникового ефекту, утворення смогу, теплового забруднення, гибель живих організмів в осередку та від його впливу. Також проявами небезпечних факторів пожежі вважаються: частини зруйнованих установок, токсичні речовини і матеріали, викинуті зі зруйнованих апаратів, електричний струм, пов'язаний з переходом напруги на струмопровідні елементи будівельних конструкцій, внаслідок пошкодження ізоляції під дією високих температур; небезпечні фактори вибухів, пов'язаних з пожежами.

Вогонь не повинен вийти з під контролю, а має бути локалізованим та не поширитися на подальші об'єкти. Вогонь, що вийшов із-під контролю, здатний викликати значні руйнівні та смертоносні наслідки. До таких проявів вогняної стихії належать пожежі.

Враховуючи той фактор, що будь-яка газоперекачувальна установка може працювати в шкідливих середовищах існує ризик вибухів установки.

Вибух трапляється раптово і його джерелом може стати через:

- 4.5.1.1.підвищення температури, в результаті тертя одна об одну контактних поверхонь;
- 4.5.1.2.детонації;
- 4.5.1.3.різкий перепад температур;
- 4.5.1.4.нерівномірна швидкість поширення пожежі;
- 4.5.1.5.мінімальна кількість чи відсутність кисню;
- 4.5.1.6.через механічний вплив.

Для того щоб зменшити ймовірність вибуху необхідно планово проводити обстеження працюючих установок та систем, а також уникати перевантаження мережі.

Працівники у разі незвичайної ситуації повинні вийти з приміщень, тобто будівля має бути забезпечена щонайменше двома евакуаційними виходами.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Виходи вважаються евакуаційними, якщо вони ведуть:

4.5.2.1.із приміщень, що знаходяться на першому поверсі, одразу на відкритий простір або через коридор, вестибюль, сходи;

4.5.2.2.з приміщень в сусідні приміщення, на тому ж поверсі, що є забезпеченими виходами назовні

4.5.2.3.з приміщень будь-якого поверху, окрім першого, в коридор або прохід, що веде до сходів або безпосередньо на сходи, що мають самостійний вихід назовні або через вестибюль.

4.6. *Охорона праці за комп'ютером*

Вимоги інструкції поширюються на всіх працівників, які у своїй роботі використовують персональні електронно-обчислювальні машини з візуальними дисплейними терміналами (персональні комп'ютери, ноутбуки – далі ПК) та периферійними пристроями (ПП) (клавіатура, маніпулятор "миша", сканер, принтер тощо) [24].

Приміщення, де встановлені ПК, повинні мати природне та штучне освітлення. Як джерело штучного освітлення бажано використовувати лампи, які максимально наближені до природного джерела світла. Допускається застосування ламп розжарювання в світильниках місцевого освітлення. Освітленість робочого місця у горизонтальній площині на висоті 0,8 м від рівня підлоги повинна бути не менш 400 лк, а вертикальна освітленість у площині екрану – не більше 200 лк.

Температура у приміщенні з ПК повинна бути в межах 18 – 22 °С , відносна вологість повітря – близько 55 %, швидкість руху повітря – 0,1 – 0,2 м/с. У приміщеннях з ПК необхідно проводити щоденне вологе прибирання та регулярне провітрювання протягом робочого дня.

Необхідно проводити плановий ремонт комп'ютерів та оновлювати програмне забезпечення.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Приміщення, де розташовані ПК, повинні бути забезпечені вогнегасниками з розрахунку один вогнегасник на три одиниці ПК. Площа приміщень визначається з розрахунку 6 м² на одне робоче місце користувача ПК. ПК необхідно розташовувати на відстані не ближче одного метра від джерела тепла та не ближче 1,5 м від стіни з віконними прорізами.

Робоче місце необхідно організовувати таким чином, щоб до поля зору працюючого не потрапляли вікна, освітлювальні прилади, поверхні які мають властивість віддзеркалювання. Поверхня робочого столу не повинна бути полірованою. Для попередження відблисків на екрані відеомоніторів (особливо влітку та у сонячні дні) екран монітора слід розміщувати таким чином, щоб світло від вікна падало збоку, бажано зліва.

Робочі місця з ПК у разі виконання роботи, яка потребує значної розумової напруги чи концентрації уваги, повинні бути ізольовані одне від одного перегородкою висотою 1,5 – 2 м.

4.7. Засоби захисту робочих:

4.7.1.1. засоби індивідуального захисту;

4.7.1.2. засоби колективного захисту.

Засіб індивідуального захисту (ЗІЗ) – це засіб захисту, що одягається на тіло працівника (або його частину) та використовується під час праці, для захисту від шкідливого впливу. ЗІЗ застосовують тоді, коли безпека робіт не може бути забезпечена конструкцією та розміщенням устаткування, організацією виробничих процесів, архітектурно-планувальними рішеннями та іншими засобами колективного захисту.

Відповідно до ГОСТ 12.4.011–89 засоби індивідуального захисту залежно від призначення або частини тіла, яку потрібно захистити, поділяють на 12 класів [25]:

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

- 1) ізолювальні костюми;
- 2) засоби захисту органів дихання;
- 3) спеціальний одяг;
- 4) спеціальне взуття;
- 5) засоби захисту голови;
- 6) засоби захисту рук;
- 7) засоби захисту обличчя;
- 8) засоби захисту органів слуху;
- 9) засоби захисту очей;
- 10) захисні дерматологічні засоби;
- 11) запобіжні засоби та пристосування;
- 12) комплексні засоби захисту.

При визначенні на підприємстві тих професій і посад, що мають право на одержання ЗІЗ керуються Типовими галузевими нормами безоплатної видачі працівникам спеціального одягу, спецвзуття та інших засобів індивідуального захисту. ЗІЗ видаються працівникам згідно з встановленими нормами і термінами носіння незалежно від форми власності підприємства та виду його діяльності. ЗІЗ, що видаються працівникам, вважаються власністю підприємства, обліковуються як інвентар і підлягають обов'язковому поверненню при: звільненні, переведенні на тому ж підприємстві на іншу роботу, для якої видані ЗІЗ не передбачені нормами, а також по закінченні строків їх носіння замість одержаних нових ЗІЗ.

4.8. *Відповідальність за недотримання умов з безпеки та охорони праці*

Кожен з працівників зобов'язаний пройти інструктажі з охорони праці на підприємстві та при роботі за ЕОМ чи установками. Також кожний апарат повинен мати паспорт та бути сертифікованим, у випадку відсутності документів на установку наступає адміністративна відповідальність

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		69

юридичних осіб, яка передбачає стягнення штрафу або обмеження в роботі на певний, визначений органами, час.

За порушення законодавства про охорону праці та невиконання розпоряджень за охороною праці юридичні та фізичні особи, які відповідно до законодавства використовують найману працю, притягаються органами виконавчої влади з нагляду за охороною праці до сплати штрафу в порядку, встановленому законом. Сплата штрафу не звільняє юридичну або фізичну особу, яка відповідно до законодавства використовує найману працю, від усунення виявлених порушень у визначені строки. Притягнення до відповідальності посадових осіб і працівників за порушення законів та інших нормативно-правових актів з охорони праці здійснюється відповідно до Кодексу України про адміністративні правопорушення.

Відповідно до Закону України "Про охорону праці" на роботах зі шкідливими та небезпечними умовами праці, а також роботах, пов'язаних із забрудненнями або несприятливими метеорологічними умовами робітникам та службовцям безоплатно видаються спецодяг, спецвзуття та інші засоби індивідуального захисту. Порядок видачі, зберігання та використання ЗІЗ визначається "Положенням про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту". Відповідальність за своєчасне забезпечення працівників ЗІЗ і дотримання вимог Положення покладається на роботодавця. Він зобов'язаний забезпечити за свій рахунок придбання, комплектування, видачу та утримання ЗІЗ відповідно до нормативно-правових актів з охорони праці та колективного договору.

Накладаються санкції на роботодавця.

Максимальний розмір стягнення не може перевищувати 5% середньомісячного фонду заробітної плати за попередній рік, а за несвоєчасну виплату штрафу, на роботодавця накладаються пені, з

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

розрахунку 120% річних облікової ставки НБУ, що діяла в період несплати, за кожен день прострочення.

Також, за Законом України «Про охорону праці» встановлено мінімальну межу витрат на ОП, а її конкретний розмір погоджено із трудовим договором і має бути закріплений в колективному договорі.

Також встановлюються обмеження на:

- 4.8.1. виконання певних робіт;
- 4.8.2. застосування нових речовин;
- 4.8.3. реалізація продукції;
- 4.8.4. випуск та експлуатація засобів праці;
- 4.8.5. експлуатація підприємств, окремих виробництв, цехів, дільниць, робочих місць, будівель, споруд, приміщень.

4.9. *Захист від впливу шуму та розрахунок глушників для вихрового компресора*

Вихрові установки є потенційними джерелами шумового забруднення.

Джерелами шуму вихрового компресора є:

- 4.9.1.1. потік газу на вході та виході компресора;
- 4.9.1.2. робота, яку виконує робоче колесо і тертя, яке виникає під час роботи;
- 4.9.1.3. високочастотний шум турбомашини, який утворюється на виході з машини (вихровий шум та шум від неоднорідності потоку);
- 4.9.1.4. неправильна робота підшипників;
- 4.9.1.5. незбалансована маса коліс, що працюють в системі.

В якості основної величини, що використовується в нормуванні шуму і в розрахунках для шумоглушника приймається тиск P [Н/м²] та його рівень L [дБ].

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		71

Через шкідливий вплив шуму на організм людини знижується продуктивність роботи, що втомлює робочих і операторів через сильний шум збільшується число помилок при роботі, які призводить до травм та погіршення якості роботи.

Для зниження рівня шуму необхідно:

- 4.9.2.1. експлуатувати установку при номінальному режимі;
- 4.9.2.2. проводити планові перевірки та ремонти;
- 4.9.2.3. розраховують та встановлюють шумоізоляцію в залежності від рівня шуму;
- 4.9.2.4. встановлювати глушники:
 - 1) за принципом роботи:
 - 1.1) реактивні (відбиваючі);
 - 1.2) активні (дисипативні);
 - 2) за конструкцією:
 - 2.1) пластинчасті;
 - 2.2) трубчасті;
 - 2.3) гнучкі.

Глушники мають невисокий гідравлічний опір а звукову енергію перетворюють в теплову в звукопоглинаючому матеріалі, який розміщують на внутрішніх поверхнях глушників.

Стаціонарі ГТУ, вихрові машини, які застосовуються в якості електрогенераторів на електростанціях на магістральних газопроводах є джерелами основного шуму установок.

Шум потоку створюється в результаті турбулентного змішування частинок газу, через те, що частинки газу мають велику швидкість витікання, в порівнянні з частинками навколишнього газу.

Характер шуму є аеродинамічним.

Найефективнішим способом боротьби з шумом є встановлення глушників в газопроводах, по яким транспортується шумові потоки.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

Глушники повинні загороджувати шляхи розповсюдження шуму і не мають перешкоджати переміщенню робочого середовища, що визначає конструкцію глушника.

Трубчасті глушники круглого (поперечного) перерізу містять перфоровану трубу та геометричний кожух, між якими розміщують звукопоглинаючий матеріал. Внутрішня перфорована труба слугує для втримання звукопоглинаючого матеріалу від видування в процесі експлуатації установки.

В якості звукопоглинального матеріалу в протестуючої вихрової машини використовується надтонке скляне (бальзатове) волокно, густиною $\rho_v = 25 \text{ кг/м}^3$. Оболонка зроблена із склотканини марки Е-01 і перфорованого металевого листа.

Необхідна площа перерізу глушника:

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{5}{69,5} = 0,071 \text{ м}^2$$

де $Q = 5$ – об’ємна витрата повітря (з розрахунку розділ 2), м^3 ;

$v = 69,5$ – швидкість витікання газу (з розрахунку розділ 2), м/с .

При відсутності глушника рівень звукової потужності потоку можна визначити за формулою:

$$L_p = 80 \lg v + 20 \lg \rho_c + 10 \lg F_c + L_{p0}$$

де $\rho_c = 1,11$ – густина потоку газу (з розрахунку розділ 2), кг/м^3 ;

$L_{p0} = 52 \text{ дБ}$ – поправка до спектральних рівнів звукової хвилі потужності вільної хвилі. F_c – площа сопла, м^2 ;

$$L_p = 80 \lg 69,5 + 20 \lg 1,11 + 10 \lg 16 \cdot 10^4 + 52 = 181 \text{ дБ.}$$

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

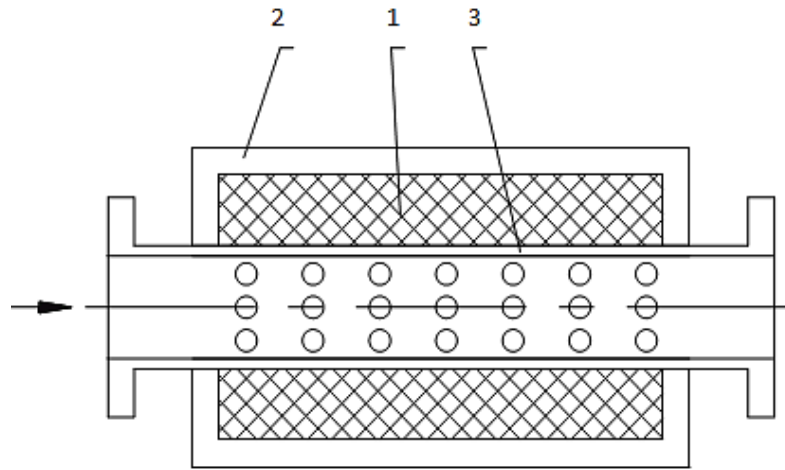


Рисунок 4.1. – Схема дисипативного трубчатого глушника круглого перерізу
 1 – звукопоглинаючий наповнювач; 2 – болонка; 3 – сітчаста труба.

Загальний рівень звукового тиску:

$$L_{\Sigma} = L_P - q - 20 \lg r + \Delta L_H$$

де $q = 11$ дБ – логарифмічний декремент;

r – відстань від початкової ділянки потоку, м;

$\Delta L_H = -4 \dots -7$ – поправка на направлення сумарного шуму в потоці, для $90^\circ \dots 150^\circ$.

$$L_{\Sigma} = 181 - 11 - 20 \lg 5 + 5,5 = 161 \text{ дБ.}$$

Акустична ефективність глушника:

$$\Delta L_{\text{ЕФ}} = \Delta L_1 \cdot l + \delta$$

де ΔL_1 – затухання низької звукової хвилі в глушника на довжині 1 м, (поправка, що враховує розподілення звукової потужності за октавними полосами і приймається в залежності від типу установки та частоти обертання) дБ/м;

l – довжина облицьованих секцій, м;

δ – поправка на дифузійність звукового поля в глушнику (поправка на режим роботи), дБ.

Величина ΔL_1 залежить від типу та розміру глушника і приводиться в [14] в середньгеометричних частотах октавних полюс при умові, що швидкість потоку $v \leq 15$ м/с.

Обираємо трубчастий глушник типу ГТК 2–1 з параметрами:

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

- 1) внутрішнім діаметром глушника $D1 = 125$ мм;
- 2) товщиною облицювання $H = 110$ мм;
- 3) довжиною глушника $L = 480$ мм.

Значення ΔL_1 приведені в таблиці 3.9.1.

Довжина звукової хвилі в газовому середовищі, що протікає через глушник, м:

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

де $c = 355$ м/с – швидкість звука в газовому середовищі;

f – середньгеометрична частота октавної полоси, Гц.

Для того щоб визначити необхідність глушника необхідно провести акустичний розрахунок для усіх восьми октавних частот: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 та 8000 Гц.

Необхідна довжина глушника:

$$l_p = 1 \cdot \frac{\Delta L}{\Delta L_{\text{ЕФ}}} = 1 \cdot \frac{20,2}{26,6} = 0,76 \text{ м.}$$

де $\Delta L_{\text{ЕФ}} = 26,6$ дБ – перевищення рівня звукового тиску.

Таблиця 4.2. – Результати розрахунку параметрів глушника

f	Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
λ	м	5,63	2,84	1,42	0,71	0,35	0,18	0,08	0,04
\sqrt{F}/λ	–	0,019	0,037	0,074	0,148	0,296	0,592	1,183	2,367
δ	дБ	0	0	0	1,9	6,4	8,5	9,1	9,8
ΔL_1	дБ/м	3,7	11,6	11,2	21,5	20,2	27,3	60,1	28,7
$\Delta L_{\text{ЕФ}}$	дБ	1,78	5,57	5,38	12,22	16,10	21,60	37,95	23,57
l_p	м	1	1	1	0,84	0,60	0,61	0,76	0,58

Обраний тип глушника знижує шум на високих частотах, що характерний для розробленого типу вихрового компресора на 25 – 70 дБ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

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.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

10) Ванеев С.М., Марцинковский В.С., Парафейник В.П., Сергеев В.Н. Состояние развития и области применения вихревых компрессоров //Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: XIII МНТК по компрессоростроению. – Сумы: изд-во СумГУ, 2004. Т. 1. С. 241-253.

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

12) Новиков И. И. Термодинамика – М.: Машиностроение, 1984 г.

13) Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин – М.: Высшая школа, 1985 г.

14) Александров К. И. Газодувки – М.: Metallurgizdat, 1962 г.

15) Юдин Е. Я. Охрана труда в машиностроении – М.: Машиностроение, 1976 г.

16) Юдин Е. Я. Справочник проектировщика. Защита от шума – М.: Машиностроение, 1985 г.

17) Ястребова Н. А. Технология компрессоростроения – М.: Машиностроение, 1985 г.

18) ГОСТ 12.0003 – 74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы – М.: Издательство стандартов, 1974 г.

19) ГОСТ 12.1.005 – 76 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны – М.: Издательство стандартов, 1981 г.

20) ГОСТ 12.1.012 – 90 ССБТ. Вибрационная безопасность – М.: Издательство стандартов, 1983 г.

21) ГОСТ 12.1.030 – 81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление и зануление – М.: Издательство стандартов, 1981 г.

22) ГОСТ 12.1.010 – 76 ССБТ. Взрывобезопасность – М.: Издательство стандартов, 1974 г.

23) ГОСТ 12.1.004 – 75 ССБТ. Пожарная безопасность – М.: Издательство стандартов, 1974 г.

24) ГОСТ 12.4.077 – 75 ССБТ. Средства защиты от опасных и вредных производственных факторов – М.: Издательство стандартов, 1981 г.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

25) ГОСТ 12.1.003 – 83 ССБТ. Шум. общие требования безопасности –
М.: Издательство стандартов, 1983 г.

					ХКз 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		