

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
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 «Вихровий компресор для наддуву
повітря в топку згорання на ТЕЦ»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. М. Ванєєв

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

В. Д. Сорін

Суми 2021

ЗМІСТ

	с.
ВСТУП	3
1 ПОЧАТКОВІ ДАНІ	8
2 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА	9
3 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА	19
4 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА З ДІАМЕТРАМИ РОБОИХ КОЛІС D = 0,7 м	33
5 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА З ДІАМЕТРАМИ РОБОИХ КОЛІС D = 0,6 м	42
6 АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА	51
7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ПІД ЧАС ВИРОБНИЦТВА	
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	

					<i>КМ 03.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Лім.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Сорін</i>			<i>Вихровий компресор для наддуву повітря в топку згорання на ТЕЦ</i>		2	
<i>Перев.</i>		<i>Ванеєв</i>						
<i>Н. контр.</i>		<i>Шарапов</i>				<i>СумДУ гр.К.м-01</i>		
<i>Затверд.</i>		<i>Ванеєв</i>						

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.

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 [16].

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.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		3

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 окремий проміжок часу знову всмоктуються в міжлопаткові канали робочого колеса.

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.
- перепаді тисків (напору) $\Delta P = P_{\text{к}} - P_{\text{н}} - 10 - 150 \text{ кПа}$.

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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.

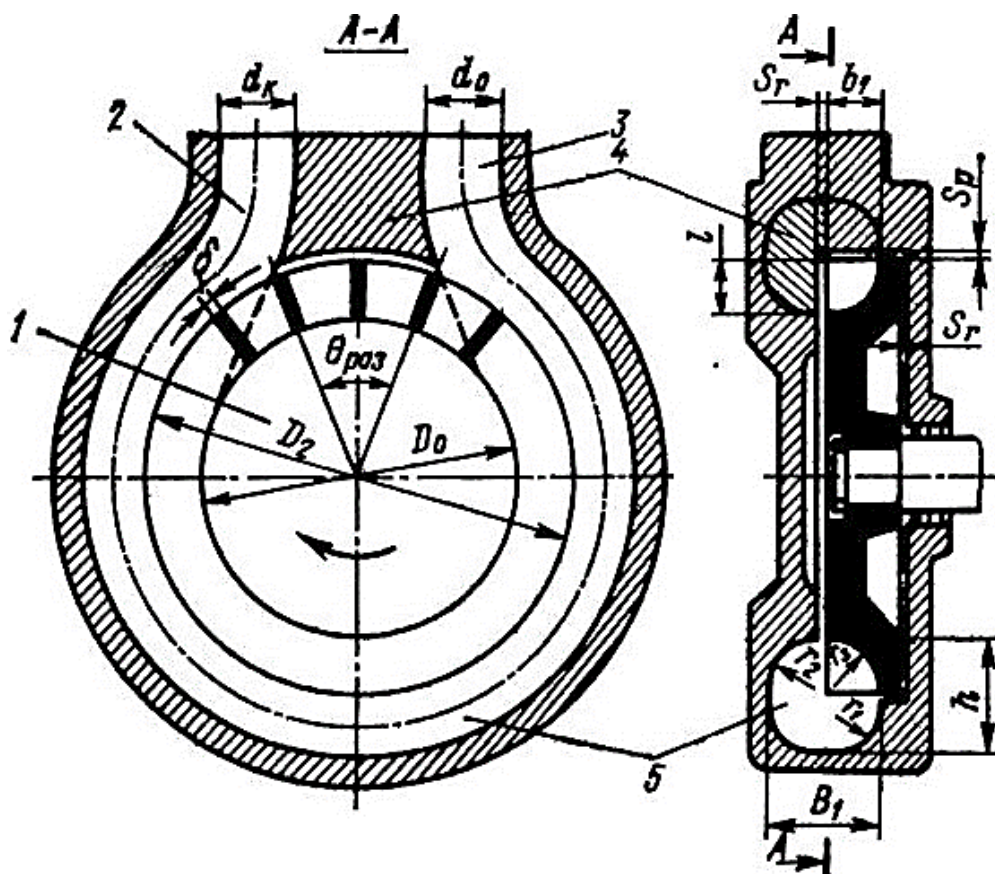


Рисунок 1 – Конструктивна схема ступені вихрового компресору

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;

										Лист
										5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КМ 03.00.00.00 ПЗ					

B_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 зовнішнього діаметра робочого колеса на параметри вихрового компресора.

Об'єкт дослідження: ступінь вихрового компресора.

Предмет дослідження: зовнішній діаметр робочого колеса 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 зовнішнього діаметра робочого колеса на параметри компресора;
3. спроектувати вихровий компресор;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

4. проаналізувати потенціальну шкідливість установки, що проектується;

5. виконати розрахунок шумоглушника.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

1 ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Параметри	Позначення	Одиниці вимірювання	Значення
Об'ємна продуктивність	V_e	м ³ /с	0,23
Тиск всмоктування	P_0	Па	101325
Тиск нагнітання	P_k	Па	161325
Температура початкова	T_0	К	313
		°С	40
Частота обертання ротору приводу	n	об/хв	2910
Показник адіабати (для повітря)	k	–	1,4
Газова стала (для повітря)	R	Дж/(кг · К)	287

2 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

На основі регенеративної гіпотези і результатів експериментальних досліджень розроблена методика розрахунку вихрових компресорів, що дозволяє спроектувати ступені з найбільш досконалою – периферійно-бічною, криволінійною формою меридіонального перерізу робочого каналу.

Метою термогазодинамічного розрахунку є визначення геометричних, термодинамічних, газодинамічних та енергетичних параметрів і співвідношень ступені вихрового компресора.

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

$$h_{ад1} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[(1,59)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 44543 \frac{Дж}{кг}.$$

Масова витрата повітря в вихровому компресорі:

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = \frac{0,23 \cdot 100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 0,256 \frac{кг}{с}.$$

Адiabатна потужність компресору:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 44543 \cdot 0,256 = 11,4 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{ад}^{0,75}} = \frac{0,23^{0,5} \cdot 2910}{60 \cdot 44543^{0,75}} = 0,008.$$

Газодинамічний комплекс

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}}\right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \rightarrow \left(\frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}}\right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,008} = 2,32.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}}\right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_1 = 0,935 \cdot 2,32 - 0,122 = 2,047.$$

Кругова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{44543}{2,32}} = 138,56 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 138,56}{3,14 \cdot 2910} = 0,9 \text{ м}.$$

Відносний радіус приймаємо рівним:

$$\bar{R}_1 = 1 \quad \bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.r}}$$

Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\varphi^{0.5}}\right)_1^2} = \frac{2,047^{1,5}}{2,32^2} = 0,544.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_k = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{138,56 \cdot 0,544} = 0,0031 \text{ м}^2.$$

Газодинамічний комплекс:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \frac{\sqrt{F'_k}}{\pi \cdot D_{21} \cdot n_s} = \frac{\sqrt{0,0034}}{3,14 \cdot 0,9 \cdot 0,008} = 2,579.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_2 = 0,935 \cdot 2,379 - 0,122 = 2,102.$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = \left|\frac{\psi_2 - \psi_1}{\psi_2}\right| \leq 0,03 \rightarrow \delta\psi = \left|\frac{2,102 - 2,047}{2,102}\right| = 0,026 \leq 0,03.$$

Логічний оператор отриманий менше 0,03, отже, умова виконується і можемо проводити подальший розрахунок.

Кругова швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_2}} = \sqrt{\frac{44543}{2,102}} = 145,57 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 145,57}{3,14 \cdot 2910} = 0,956 м.$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \frac{\psi_2^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2^2} = \frac{2,102^{1,5}}{2,379^2} = 0,538.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

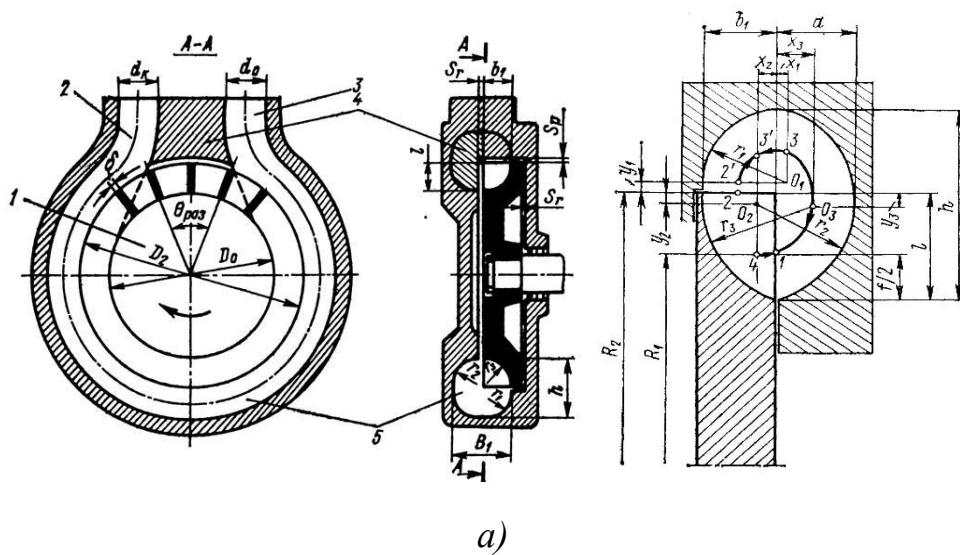
$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{145,57 \cdot 0,538} = 0,003 м^2.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

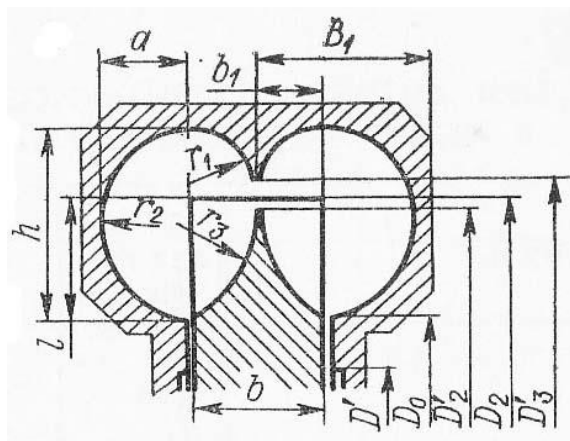
Безрозмірний геометричний комплекс:

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,003}}{3,14 \cdot 0,956} = 0,01825.$$

Розрахунок безрозмірного геометричного комплексу був необхідним для визначення числа каналів проточної частини вихрового ступеня. Геометричний комплекс для вихрових компресорів змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,06-0,65. До 0,04 – виконанням проточної частини буде з одноканальною проточною частиною, від 0,04 – двоканальною (рисунок 1).



а)



б)

Рисунок 1 – Проточна частина вихрового ступеня з криволінійним периферійно-боковим каналом (а – одноканальні (односторонні) проточні частини, б) – двоканальна (двостороння) проточна частина)

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						12

Площа лопатки робочого колеса:

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

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{\text{кл}}} = \sqrt{2 \cdot 0,003} = 0,0775 \text{ м.}$$

Радіуси (рисунок 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0775 = 0,031 \text{ м};$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0775 = 0,03875 \text{ м};$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0775 = 0,05425 \text{ м.}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,0775 = 0,0465 \text{ м.}$$

Діаметр центра тяжіння меридіонального перерізу робочого каналу:

$$D_{\text{цт}} = D_2 - 2 \cdot l + h = 0,956 - 2 \cdot 0,0465 + 0,0775 = 0,9405 \text{ м.}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{\text{цт}}} = \frac{0,956}{0,9405} = 1,016 \text{ м.}$$

Логічний оператор (похибка визначається відношенням R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| = \left| \frac{1,016 - 1,02}{1,016} \right| = 0,0039 \leq 0,01.$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D_3' = D_2 + 0,003 = 0,956 + 0,003 = 0,959 \text{ м.}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D_s' = D_2 - 0,003 = 0,956 - 0,003 = 0,953 \text{ м.}$$

Ширина лопатки (рисунок 2.2.):

$$b_1 = 1,32 \cdot \frac{F'_{л1}}{1} = 1,32 \cdot \frac{0,00135}{0,0465} = 0,0383 \text{ м.}$$

Ширина меридіонального перерізу робочого каналу:

$$B_1 = \frac{1,375 \cdot (F'_{л1} + F'_{к1})}{h} = \frac{1,375 \cdot (0,00135 + 0,003)}{0,0775} = 0,0772 \text{ м.}$$

Умовний коефіцієнт витрати:

$$\Phi_0 = \frac{4V}{\pi D_2 U_2} = \frac{4 \cdot 0,23}{3,14 \cdot 0,956 \cdot 145,57} = 0,0021.$$

Критерій Маха:

$$Mu = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_0}} = \frac{145,57}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313}} = 0,41.$$

Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 21,1 \cdot Mu + 1,4 = 21,1 \cdot 0,41 + 1,4 = 10,05.$$

Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta = (10,05 + 1) \cdot 0,002 = 0,0221 \text{ м;}$$

де $\delta=0,002$ м – товщина лопатки;

Число лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - 1)}{t} = \frac{3,14 \cdot (0,956 - 0,0465)}{0,0221} = 129,22.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Число лопаток вибираємо з ряду запропонованих чисел: $z = 130$
лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0221 = 0,0442 \text{ м.}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = \frac{2L_{\text{раз}}}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,0442}{0,956} = 0,0925 \text{ рад.}$$

Адіабатний ККД $\eta_{\text{ад}} = f \left[\text{Mu}, \left(\frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)_2 \right]$ вибираємо за таблицею 2 з довідників та з рисунку 2.

Тобто при критерію Маха Mu , який відповідає значенню 0,41 та комплексу $\left(\frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)$ рівному 2,102; адіабатний ККД $\eta_{\text{ад}}$ буде мати значення 0,45.

Так як $M_U > 0,23$, то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{\text{ад}} = \eta_{\text{ад}0,23} \cdot K_{\eta M},$$

де $\eta_{\text{ад}0,23}$ – адіабатний ККД при $M_U = 0,23$, визначений за табл. 1 або 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:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

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

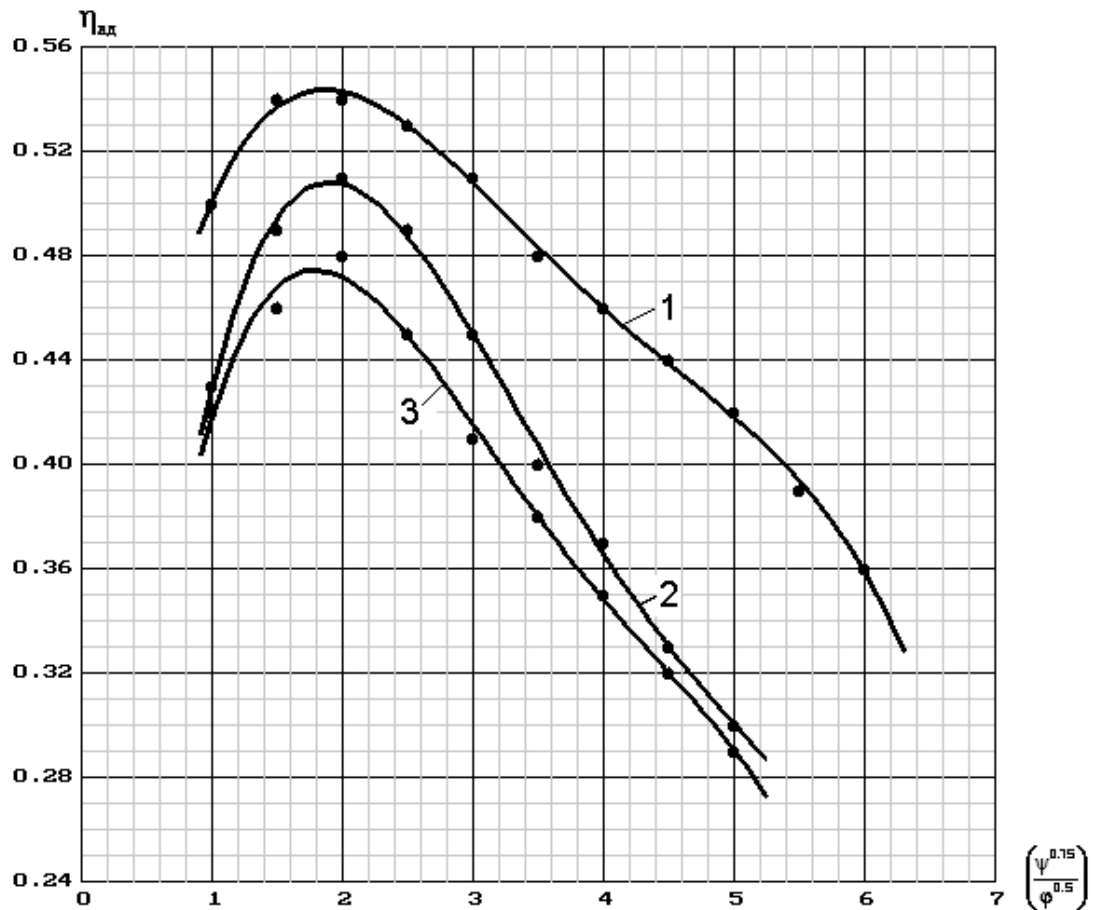
$$A = \left(1 - \frac{0,0465}{3,14 \cdot 0,956} - \frac{0,002 \cdot 130}{3,14 \cdot 0,956} \right) \cdot \frac{0,45}{2,102} = 0,192.$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 2,102]^{1,4} \cdot 0,192}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 2,102 \cdot 0,41^2]^{1,4} \cdot 0,192} = 0,801,$$

$$\eta_{ad} = 0,48 \cdot 0,801 = 0,384.$$

Таблиця 2. – Залежність адиабатного ККД від кругового числа Маха

Му	$\eta_{ад}$ при $\left(\frac{\Psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right) = var$									
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
0,105	0,50	0,54	0,54	0,53	0,51	0,48	0,46	0,44	0,42	0,39
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 – $Mu = 0,105$; 2 – $Mu = 0,176$; 3 – $Mu = 0,23$;

Рисунок 2.3 – Залежність адиабатного ККД від режимного комплексу

$\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і критерія Маха M_u

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{T_H \left[(\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{313 \cdot \left[(1,59)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,384} = 115,5 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 313 + 98,5 = 428,5 \text{ К.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність компресора, Вт:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot m = 44543 \cdot 0,256 = 11,4 \text{ кВт}$$

Потужність, що споживається компресором на стиснення газу у дійсному процесі (внутрішня потужність), Вт:

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}} = \frac{11,4}{0,384} = 29,69 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається компресором з урахуванням механічних втрат (ефективна потужність, потужність на валу компресора), Вт:

$$N_k = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{29,69}{0,95} = 31,25 \text{ кВт.}$$

де $\eta_{мех}=0,95$ – механічний ККД.

Так як отримано низький ККД компресора і значення геометричного комплексу K_g не знаходиться у рекомендованому діапазоні, то розрахуємо двоступеневий компресор при однакової степені підвищення тиску в ступенях компресора:

$$\Pi_{ст} = \sqrt{\frac{P_k}{P_0}} = \sqrt{\Pi} = \sqrt{1,59} = 1,26$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

3 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДВОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

Перший ступінь

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в першому ступені:

$$h_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \left(\Pi^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right)$$

$$h_{\text{ад}1} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[(1,26)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 21462 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата повітря:

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = \frac{0,23 \cdot 100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 0,256 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Адiabатна потужність:

$$N_{\text{ад}} = h_{\text{ад}} \cdot \bar{m} = 21462 \cdot 0,256 = 5,5 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{\text{ад}}^{0,75}} = \frac{0,23^{0,5} \cdot 2910}{60 \cdot 21462^{0,75}} = 0,013.$$

Газодинамічний комплекс

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \rightarrow \left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,013} = 2,012.$$

Адiabатний коефіцієнт напору:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_1 = 0,935 \cdot 2,012 - 0,122 = 1,759.$$

Кругова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{21462}{1,759}} = 110,5 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр колеса:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 110,5}{3,14 \cdot 2910} = 0,726 \text{ м.}$$

Відносний радіус приймаємо рівним:

$$\bar{R}_1 = 1 \quad \bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.r}}$$

Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_1^2} = \frac{1,759^{1,5}}{2,012^2} = 0,576.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_k = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{110,5 \cdot 0,576} = 0,0037 \text{ м}^2.$$

Газодинамічний комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\sqrt{F'_k}}{\pi \cdot D_{21} \cdot n_s} = \frac{\sqrt{0,0037}}{3,14 \cdot 0,726 \cdot 0,013} = 2,053.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_2 = 0,935 \cdot 2,053 - 0,122 = 1,798.$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = \left| \frac{\psi_2 - \psi_1}{\psi_2} \right| \leq 0,03 \rightarrow \delta\psi = \left| \frac{1,798 - 1,759}{1,798} \right| = 0,0217 \leq 0,03.$$

Логічний оператор отриманий менше 0,03, отже, умова виконується і можемо проводити подальший розрахунок.

Кругова швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_2}} = \sqrt{\frac{21462}{1,798}} = 109,25 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 109,25}{3,14 \cdot 2910} = 0,717 м.$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \frac{\psi_2^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2^2} = \frac{1,798^{1,5}}{2,053^2} = 0,572.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{109,25 \cdot 0,572} = 0,00375 м^2.$$

Безрозмірний геометричний комплекс:

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00375}}{3,14 \cdot 0,717} = 0,027 - \text{проточна частина одноканальна.}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00375 = 0,0017 \text{ м}^2.$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00375} = 0,0866 \text{ м.}$$

Радіуси (рисунок 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0866 = 0,0346 \text{ м};$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0866 = 0,0433 \text{ м};$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0866 = 0,0606 \text{ м.}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,0866 = 0,052 \text{ м.}$$

Діаметр центра тяжіння меридіонального перерізу робочого каналу:

$$D_{\text{цт}} = D_2 - 2 \cdot l + h = 0,717 - 2 \cdot 0,052 + 0,0866 = 0,7 \text{ м.}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{\text{цт}}} = \frac{0,717}{0,7} = 1,024 \text{ м.}$$

Логічний оператор (похибка визначається відношенням R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| = \left| \frac{1,024 - 1,02}{1,024} \right| = 0,0039 \leq 0,01.$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D_3^{\text{`}} = D_2 + 0,003 = 0,717 + 0,003 = 0,72 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

$$D_s' = D_2 - 0,003 = 0,717 - 0,003 = 0,714 \text{ м.}$$

Ширина лопатки (рисунок 2.2.):

$$b_1 = 1,32 \cdot \frac{F'_{л1}}{1} = 1,32 \cdot \frac{0,0017}{0,052} = 0,043 \text{ м.}$$

Ширина меридіонального перерізу робочого каналу:

$$B_1 = \frac{1,375 \cdot (F'_{л1} + F'_{к1})}{h} = \frac{1,375 \cdot (0,0017 + 0,00375)}{0,0866} = 0,0865 \text{ м.}$$

Умовний коефіцієнт витрати:

$$\Phi_0 = \frac{4V}{\pi D_2 U_2} = \frac{4 \cdot 0,23}{3,14 \cdot 0,717 \cdot 109,25} = 0,0037.$$

Критерій Маха:

$$Mu = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_0}} = \frac{109,25}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313}} = 0,308.$$

Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 21,1 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,308 + 1,4 = 20,93.$$

Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta = (20,93 + 1) \cdot 0,002 = 0,044 \text{ м;}$$

де $\delta=0,002$ м – товщина лопатки;

Число лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - 1)}{t} = \frac{3,14 \cdot (0,717 - 0,052)}{0,044} = 47,46.$$

Число лопаток вибираємо з ряду запропонованих чисел: $z = 48$ лопаток.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Довжина роздільника:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,044 = 0,088 \text{ м.}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = \frac{2L_{\text{раз}}}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,088}{0,717} = 0,245 \text{ рад.}$$

Адіабатний ККД $\eta_{\text{ад}} = f \left[M_u, \left(\frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)_2 \right]$ вибираємо за таблицею 2 з

довідників та з рисунку 2.

Тобто при критерію Маха M_u , який відповідає значенню 0,308, та комплексу $\left(\frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)$, рівному 2,053, адіабатний ККД $\eta_{\text{ад}}$ буде мати значення 0,45.

Так як $M_U > 0,23$, то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{\text{ад}} = \eta_{\text{ад}0,23} \cdot K_{\eta M},$$

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

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

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

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

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

$$A = \left(1 - \frac{0,052}{3,14 \cdot 0,717} - \frac{0,002 \cdot 48}{3,14 \cdot 0,717} \right) \cdot \frac{0,45}{1,798} = 0,234$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,798]^{1,4} \cdot 0,234}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,798 \cdot 0,308^2]^{1,4} \cdot 0,234} = 0,9719$$

$$\cdot \eta_{ad} = 0,48 \cdot 0,9719 = 0,4665.$$

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{T_H \left[(\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \cdot \left[(1,26)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,4665} = 46 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 313 + 46 = 359 \text{ К.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність компресора, Вт:

$$N_{ad} = h_{ad} \cdot m = 21462 \cdot 0,256 = 5,5 \text{ кВт}$$

Потужність, що споживається компресором на стиснення газу у дійсному процесі (внутрішня потужність), Вт:

$$N_i = \frac{N_{ad}}{\eta_{ad}} = \frac{5,5}{0,4665} = 11,79 \text{ кВт.}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Потужність, що споживається компресором з урахуванням механічних втрат (ефективна потужність, потужність на валу компресора), Вт:

$$N_{\kappa} = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{11,79}{0,95} = 12,41 \text{ кВт.}$$

де $\eta_{\text{мех}}=0,95$ – механічний ККД.

Другий ступінь

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в другому ступені:

$$h_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \left(\Pi^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right)$$

$$h_{\text{ад}1} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 360 \cdot \left[(1,26)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 24684 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата повітря:

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = \frac{0,23 \cdot 100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 0,256 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Адіабатна потужність:

$$N_{\text{ад}} = h_{\text{ад}} \cdot \bar{m} = 24684 \cdot 0,256 = 6,3 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{\text{ад}}^{0,75}} = \frac{0,23^{0,5} \cdot 2910}{60 \cdot 24684^{0,75}} = 0,012.$$

Газодинамічний комплекс

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \rightarrow \left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,012} = 2,053.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

Адиабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_1 = 0,935 \cdot 2,053 - 0,122 = 1,798.$$

Кругова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{24684}{1,798}} = 117,17 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр колеса:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 117,17}{3,14 \cdot 2910} = 0,769 \text{ м.}$$

Відносний радіус приймаємо рівним:

$$\bar{R}_1 = 1 \quad \bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{y.r}}$$

Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_1^2} = \frac{1,798^{1,5}}{2,053^2} = 0,572.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_k = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{117,17 \cdot 0,572} = 0,0035 \text{ м}^2.$$

Газодинамічний комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\sqrt{F'_k}}{\pi \cdot D_{21} \cdot n_s} = \frac{\sqrt{0,0035}}{3,14 \cdot 0,769 \cdot 0,012} = 2,042.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_2 = 0,935 \cdot 2,042 - 0,122 = 1,787.$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = \left| \frac{\psi_2 - \psi_1}{\psi_2} \right| \leq 0,03 \rightarrow \delta\psi = \left| \frac{1,787 - 1,798}{1,787} \right| = 0,006 \leq 0,03.$$

Логічний оператор отриманий менше 0,03, отже, умова виконується і можемо проводити подальший розрахунок.

Кругова швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_2}} = \sqrt{\frac{24684}{1,787}} = 117,5 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 117,5}{3,14 \cdot 2910} = 0,773 м.$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \frac{\psi_2^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2^2} = \frac{1,787^{1,5}}{2,042^2} = 0,573.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{117,5 \cdot 0,573} = 0,0035 м^2.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Безрозмірний геометричний комплекс:

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0035}}{3,14 \cdot 0,773} = 0,024 \text{ - проточна частина одноканальна.}$$

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{kl} = 0,45 \cdot 0,0035 = 0,0016 \text{ м}^2.$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{kl}} = \sqrt{2 \cdot 0,0035} = 0,0837 \text{ м.}$$

Радіуси (рисунок 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0837 = 0,0335 \text{ м;}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0837 = 0,0419 \text{ м;}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0837 = 0,0586 \text{ м.}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,0837 = 0,05 \text{ м.}$$

Діаметр центра тяжіння меридіонального перерізу робочого каналу:

$$D_{цт} = D_2 - 2 \cdot l + h = 0,773 - 2 \cdot 0,05 + 0,0837 = 0,757 \text{ м.}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{цт}} = \frac{0,773}{0,757} = 1,0211 \text{ м.}$$

Логічний оператор (похибка визначається відношенням R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| = \left| \frac{1,0211 - 1,02}{1,0211} \right| = 0,00107 \leq 0,01.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D_3' = D_2 + 0,003 = 0,773 + 0,003 = 0,776 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D_5' = D_2 - 0,003 = 0,773 - 0,003 = 0,77 \text{ м.}$$

Ширина лопатки (рисунок 2.2.):

$$b_1 = 1,32 \cdot \frac{F'_{л1}}{1} = 1,32 \cdot \frac{0,0016}{0,05} = 0,042 \text{ м.}$$

Ширина меридіонального перерізу робочого каналу:

$$B_1 = \frac{1,375 \cdot (F'_{л1} + F'_{к1})}{h} = \frac{1,375 \cdot (0,0016 + 0,0035)}{0,0837} = 0,0837 \text{ м.}$$

Умовний коефіцієнт витрати:

$$\Phi_0 = \frac{4V}{\pi D_2 U_2} = \frac{4 \cdot 0,23}{3,14 \cdot 0,773 \cdot 117,5} = 0,0032.$$

Критерій Маха:

$$Mu = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_0}} = \frac{117,5}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 359}} = 0,309.$$

Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 21,1 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,309 + 1,4 = 20,99.$$

Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta = (20,99 + 1) \cdot 0,002 = 0,044 \text{ м;}$$

де $\delta=0,002$ м – товщина лопатки;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

Число лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - 1)}{t} = \frac{3,14 \cdot (0,773 - 0,05)}{0,044} = 51,6.$$

Число лопаток вибираємо з ряду запропонованих чисел: $z = 52$ лопатки.

Довжина роздільника:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,044 = 0,088 \text{ м.}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = \frac{2L_{\text{раз}}}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,088}{0,773} = 0,228 \text{ рад.}$$

Адіабатний ККД $\eta_{\text{ад}} = f \left[\text{Mu}, \left(\frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)_2 \right]$ вибираємо за таблицею 2 з

довідників та з рисунку 2.

Тобто при критерію Маха Mu , який відповідає значенню 0,309, та комплексу $\left(\frac{\Psi^{0,75}}{\Phi^{0,5}} \right)$, рівному 2,042, адіабатний ККД $\eta_{\text{ад}}$ буде мати значення 0,45.

Так як $M_U > 0,23$, то ККД обчислюємо за формулою:

$$\eta_{\text{ад}} = \eta_{\text{ад}0,23} \cdot K_{\eta M},$$

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

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

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

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

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

$$A = \left(1 - \frac{0,052}{3,14 \cdot 0,773} - \frac{0,002 \cdot 52}{3,14 \cdot 0,773} \right) \cdot \frac{0,45}{1,787} = 0,236.$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,787]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,236}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,787 \cdot 0,309^2]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,236} = 0,9716$$

$$\eta_{ad} = 0,48 \cdot 0,9716 = 0,4665$$

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{T_H \left[(\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{360 \cdot \left[(1,26)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,4665} = 53 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 360 + 53 = 413 \text{ К.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність компресора, Вт:

$$N_{ad} = h_{ad} \cdot m = 24684 \cdot 0,256 = 6,3 \text{ кВт}$$

Потужність, що споживається компресором на стиснення газу у дійсному процесі (внутрішня потужність), Вт:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}} = \frac{6,3}{0,4665} = 13,5 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається компресором з урахуванням механічних втрат (ефективна потужність, потужність на валу компресора), Вт:

$$N_k = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{13,5}{0,95} = 14,21 \text{ кВт.}$$

де $\eta_{мех}=0,95$ – механічний ККД.

Геометричний комплекс для вихрових компресорів змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,06. До 0,035...0,04 – виконання проточної частини буде одноканальним, від 0,035...0,04 – двоканальним.

Так як всі отримані геометричні комплекси $K_g < 0,03$, то розглянемо можливість зменшення зовнішніх діаметрів робочих колес. При цьому діаметри робочих колес 1-го і 2-го ступенів приймаємо однаковими і рівними $D = 0,7 \text{ м.}$

					<i>КМ 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		33

**4 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК
ДВОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА
З ДІАМЕТРАМИ РОБОИХ КОЛІС $D = 0,7$ м**

Перший ступінь

Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса U_2 :

$$U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,7 \cdot 3,14 \cdot 2910}{60} = 106,6 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{21462}{106,6^2} = 1,889$$

Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{1,889 + 0,122}{0,935} = 2,019$$

Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою:

$$\phi_2 = 1,889^{1,5} / 2,019^2 = 0,637$$

Критерій Маха знайдемо за формулою:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 106,6 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313} = 0,3$$

Відносний крок лопатки по формулі:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,3 + 1,4 = 21,054$$

З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал. Тоді його площа визначаємо за формулою:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		34

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{106,6 \cdot 0,637} = 0,00345 \text{ м}^2$$

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00345 = 0,00155 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00345} = 0,083 \text{ м}$$

Радіуси:

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,083 = 0,0332 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,083 = 0,0415 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,083 = 0,0581 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,083 = 0,0498 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{цм} = 0,7 - 2 \cdot 0,0498 + 0,083 = 0,683 \text{ м}$$

Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{цм}} = \frac{0,7}{0,683} = 1,025 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = 0,7 - 0,002 = 0,698\text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,7 + 0,002 = 0,702\text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00155 / 0,0498 = 0,082\text{ м}$$

Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{n1} + F'_{\kappa 1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00155 + 0,00345) / 0,083 = 0,166\text{ м}$$

Крок лопаток:

$$t = (21,054 + 1) \cdot 0,002 = 0,044$$

Число лопаток:

$$z = \frac{3,14(0,7 - 0,0498)}{0,044} = 46,4 \rightarrow 47$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 47$ лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,044 = 0,088\text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = 2L_{\text{раз}} / D_2 = 2 \cdot 0,088 / 0,7 = 0,251\text{ рад}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Так як $M_U > 0,23$, 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 рис. 2;

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

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

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

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

$$A = \left(1 - \frac{0,0498}{3,14 \cdot 0,7} - \frac{0,002 \cdot 47}{3,14 \cdot 0,7} \right) \cdot \frac{0,45}{1,889} = 0,223.$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,889]^{1,4-1} \cdot 0,223}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,889 \cdot 0,3^2]^{1,4-1} \cdot 0,223} = 0,974,$$

$$\eta_{ad} = 0,48 \cdot 0,974 = 0,468.$$

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{T_H \left[(\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \cdot \left[(1,26)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,468} = 47 \text{ К.}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 313 + 47 = 360 \text{ К.}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 21462 \cdot 0,256 = 5,5 \text{ кВт}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{5,5}{0,468} = 11,75 \text{ Вт}$$

Геометричний комплекс

$$K_g = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00345}}{3,14 \cdot 0,7} = 0,0267.$$

Другий ступінь

Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса U_2 :

$$U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,7 \cdot 3,14 \cdot 2910}{60} = 106,6 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{24684}{106,6^2} = 2,172$$

Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{2,172 + 0,122}{0,935} = 2,453$$

Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою:

$$\phi_2 = 2,172^{1,5} / 2,453^2 = 0,531$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

Критерій Маха знайдемо за формулою:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 106,6 / \sqrt{1,31 \cdot 287 \cdot 360} = 0,29$$

Відносний крок лопатки по формулі:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,29 + 1,4 = 19,786$$

З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал. Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{106,6 \cdot 0,531} = 0,00414 \text{ м}^2$$

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00414 = 0,00186 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00414} = 0,09 \text{ м}$$

Радіуси:

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,09 = 0,036 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,09 = 0,045 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,09 = 0,063 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,09 = 0,054 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = 0,7 - 2 \cdot 0,054 + 0,09 = 0,682 \text{ м}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		39

Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,7}{0,682} = 1,026 м$$

Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,026 - 1,02)}{1,026} \right| = 0,0058 \leq 0,01$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = 0,7 - 0,002 = 0,698 м$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,7 + 0,002 = 0,702 м$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00186 / 0,054 = 0,09 м$$

Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00186 + 0,00414) / 0,09 = 0,183 м$$

Крок лопаток:

$$t = (19,786 + 1) \cdot 0,002 = 0,042$$

Число лопаток:

$$z = \frac{3,14(0,7 - 0,054)}{0,042} = 48,29 \rightarrow 49$$

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,042 = 0,084 м$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,084 / 0,7 = 0,24 рад$$

Так як $M_U > 0,23$, 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 рис. 2;

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

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

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

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

$$A = \left(1 - \frac{0,054}{3,14 \cdot 0,7} - \frac{0,002 \cdot 50}{3,14 \cdot 0,7} \right) \cdot \frac{0,45}{2,172} = 0,193.$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 2,172]^{1,4-1} \cdot 0,193}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 2,172 \cdot 0,29^2]^{1,4-1} \cdot 0,193} = 0,976,$$

$$\eta_{ад} = 0,45 \cdot 0,976 = 0,439.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{T_H \left[(\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{313 \cdot \left[(1,26)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,439} = 48,7 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 360 + 48,7 = 408,7 \text{ К.}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot m = 24684 \cdot 0,256 = 6,3 \text{ кВт}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{6,3}{0,439} = 14,35 \text{ Вт}$$

Геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00414}}{3,14 \cdot 0,7} = 0,0293.$$

Далі передбачається дослідити подальше зменшення зовнішнього діаметра ступенів компресора і вплив цього зменшення на ККД, тому продовжимо розрахунку для двоступеневого вихрового компресора з зовнішніми діаметрами робочих коліс $D = 0,6 \text{ м}$.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		42

**5 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК
ДВОСТУПЕНЕВОГО ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА
З ДІАМЕТРАМИ РОБОИХ КОЛІС $D = 0,6$ м**

Перший ступінь

Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса U_2 :

$$U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 2910}{60} = 91,4 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{21462}{91,4^2} = 2,569$$

Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{2,569 + 0,122}{0,935} = 2,878$$

Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою:

$$\phi_2 = 2,569^{1.5} / 2,878^2 = 0,497$$

Критерій Маха знайдемо за формулою:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 91,4 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313} = 0,258$$

Відносний крок лопатки по формулі:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,258 + 1,4 = 17,76$$

З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал. Тоді його площа визначаємо за формулою:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		43

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{91,4 \cdot 0,497} = 0,00516 \text{ м}^2$$

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00516 = 0,00232 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00516} = 0,102 \text{ м}$$

Радіуси:

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,102 = 0,0408 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,102 = 0,051 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,102 = 0,0714 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,102 = 0,0612 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = 0,6 - 2 \cdot 0,0612 + 0,102 = 0,5796 \text{ м}$$

Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,6}{0,5796} = 1,027 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,027 - 1,02)}{1,027} \right| = 0,0068 \leq 0,01$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = 0,6 - 0,002 = 0,598 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,6 + 0,002 = 0,602 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00232 / 0,0612 = 0,1 \text{ м}$$

Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{n1} + F'_{к1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00232 + 0,00516) / 0,102 = 0,202 \text{ м}$$

Крок лопаток:

$$t = (17,76 + 1) \cdot 0,002 = 0,0375$$

Число лопаток:

$$z = \frac{3,14(0,6 - 0,0612)}{0,0375} = 45,12 \rightarrow 46$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 46$ лопаток.

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0375 = 0,075 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,075 / 0,6 = 0,25 \text{ рад}$$

Так як $M_U > 0.23$, то ККД обчислюємо за формулою:

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

де $\eta_{ad,0,23}$ – адіабатний ККД при $M_U = 0,23$, визначений за табл. 1 або 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:

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

$$A = \left(1 - \frac{0,0612}{3,14 \cdot 0,6} - \frac{0,002 \cdot 46}{3,14 \cdot 0,6} \right) \cdot \frac{0,45}{2,569} = 0,161.$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 2,569]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,161}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 2,569 \cdot 0,258^2]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,161} = 0,985,$$

$$\eta_{ad} = 0,42 \cdot 0,985 = 0,414.$$

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{T_H \left[(\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{313 \cdot \left[(1,26)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,414} = 51,6 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 313 + 51,6 = 364,6 \text{ К.}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 21462 \cdot 0,256 = 5,5 \text{ кВт}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{5,5}{0,414} = 13,29 \text{ Вт}$$

Геометричний комплекс

$$K_g = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00516}}{3,14 \cdot 0,6} = 0,038.$$

Другий ступінь

Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса U_2 :

$$U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 2910}{60} = 91,4 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{24684}{91,4^2} = 2,955$$

Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{2,955 + 0,122}{0,935} = 3,085$$

Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою:

$$\phi_2 = 2,955^{1,5} / 3,085^2 = 0,534$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

Критерій Маха знайдемо за формулою:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 91,4 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 364,6} = 0,239$$

Відносний крок лопатки по формулі:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,239 + 1,4 = 16,55$$

З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал. Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,23 \cdot 1,02}{91,4 \cdot 0,534} = 0,0048 \text{ м}^2$$

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0048 = 0,00216 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0048} = 0,098 \text{ м}$$

Радіуси:

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,098 = 0,0392 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,098 = 0,049 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,098 = 0,0686 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,098 = 0,0588 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{цм} = 0,6 - 2 \cdot 0,0588 + 0,098 = 0,5804 \text{ м}$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{\text{ум}}} = \frac{0,6}{0,5804} = 1,023 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,023 - 1,02)}{1,023} \right| = 0,0029 \leq 0,01$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = 0,6 - 0,002 = 0,598 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,6 + 0,002 = 0,602 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{\text{л1}} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00216 / 0,0588 = 0,097 \text{ м}$$

Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{\text{л1}} + F'_{\text{к1}}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00216 + 0,0048) / 0,098 = 0,195 \text{ м}$$

Крок лопаток:

$$t = (16,55 + 1) \cdot 0,002 = 0,0351$$

Число лопаток:

$$z = \frac{3,14(0,6 - 0,0612)}{0,0351} = 48,2 \rightarrow 49$$

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0351 = 0,0702 м$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0702 / 0,6 = 0,234 рад$$

Так як $M_U > 0,23$, то ККД обчислюємо за формулою:

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

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

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

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

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

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

$$A = \left(1 - \frac{0,0588}{3,14 \cdot 0,6} - \frac{0,002 \cdot 49}{3,14 \cdot 0,6} \right) \cdot \frac{0,45}{2,955} = 0,14.$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 2,955]^{1,4-1} \cdot 0,14}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 2,955 \cdot 0,239^2]^{1,4-1} \cdot 0,14} = 0,99,$$

$$\eta_{ад} = 0,41 \cdot 0,99 = 0,406.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[\left(\frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{T_H \left[(\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{313 \cdot \left[(1,26)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,406} = 52,6 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 360 + 52,6 = 412,6 \text{ К.}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot m = 24684 \cdot 0,256 = 6,3 \text{ кВт}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{6,3}{0,406} = 15,52 \text{ Вт}$$

Геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0048}}{3,14 \cdot 0,6} = 0,0368.$$

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

6 АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

Після виконання розрахунків одноступеневого вихрового компресора з діаметром робочих коліс 0,956 м та двоступеневого вихрового компресора з діаметрами робочих коліс 0,717, 0,7 та 0,6 м, заносимо результати розрахунків до таблиці.

Таблиця 6.1 – Результати розрахунків

№ п/п	Цисло ступенів	D ₂ , мм	η _{ад}	μ _и	T _к , К	N _к , кВт
1	1	0,956	0,384	0,41	428,5	31,25
2	2	0,717	0,4665	0,308	359	12,41
		0,723	0,4665	0,309	413	14,21
3	2	0,7	0,468	0,3	360	11,75
		0,7	0,439	0,29	408,7	14,35
4	2	0,6	0,414	0,258	364,6	13,29
		0,6	0,406	0,239	412,6	15,52

Проаналізувавши отримані результати, можна зробити висновок, що двоступеневий вихровий компресор з діаметром робочих коліс 0,6 м є оптимальним варіантом, т. як при найменших габаритних розмірах він має достатні показники ефективності.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

7.1 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. [...]

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

7.1.1 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;

7.1.2 хімічні;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		53

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.

7.1.3 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;

7.1.4 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;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		54

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 захворюти. 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.

7.2 *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.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		55

Вентиляція приміщень поділяється на:

за місцем дії:

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

за способом переміщення повітря:

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

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:

- азот (N_2) – 78 %;
- кисень (O_2) – 21%;
- інертні гази – 0,90 %;
- 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.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		56

У випадку, якщо виробниче приміщення не має вентиляції, то у закритому просторі зростає кількість оксиду (IV) вуглецю (CO_2), вологості або інших газів, таких як сірководень (H_2S), діоксид сірки (SO_2), аміак (NH_3), водень (H_2), озон (O_3), 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.

7.3 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:

неоднорідність матеріалу, тіл що обертаються;

неспівпадання центру маси тіла і осей обертання;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		57

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:

віброміцність;

вібростійкість.

Способи зниження вібрації установок:

вібропоглинання;

вібродемпфування;

віброізоляція;

віброгасіння:

- 1) ударне;
- 2) динамічне.

За організаційними ознаками методи віброзахисту бувають:

індивідуальні;

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		58

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.

7.4 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:

- природне – пряме або відбите світло сонця, або інших природніх світил;
- штучне – здійснюється джерелами світла, які створило людство;
- 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:

захист при роботі установки:

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

засоби безпеки, при аварійних ситуаціях:

- 1) використання захисного заземлення або занулення корпусів;
- 2) аварійне відключення;

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		59

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:

для змінного струму – 380 В і вище;

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 7.1. – 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.

7.5 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. [5]

Небезпеку окрім самої пожежі становить і продукти згорання та засобами їх ліквідації, які негативно позначаються на навколишньому середовищі, призводячи до руйнування озонового шару, посилення

Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата

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:

- підвищення температури, в результаті тертя одна об одну контактних поверхонь;
- детонації;
- різкий перепад температур;
- нерівномірну швидкість поширення пожежі;
- мінімальна кількість чи відсутність кисню;
- 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.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		62

Виходи вважаються евакуаційними, якщо вони ведуть:

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

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

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.

7.6 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).

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.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		63

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.

7.7 Засоби захисту робочих:

засоби індивідуального захисту;

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:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		64

- 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.

7.8 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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		65

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		66

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:

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

7.9 Захист від впливу шуму та розрахунок глушників для вихрового компресора

Вихрові установки є потенційними джерелами шумового забруднення.

Джерелами шуму вихрового компресора є:

- потік газу на вході та виході компресора;
- робота, яку виконує робоче колесо і тертя, яке виникає під час роботи;
- високочастотний шум турбомашини, який утворюється на виході з машини (вихровий шум та шум від неоднорідності потоку);
- неправильна робота підшипників;
- 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].

Через шкідливий вплив шуму на організм людини знижується продуктивність роботи, що втомлює робочих і операторів через сильний шум

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		67

збільшується число помилок при роботі, які призводить до травм та погіршення якості роботи.

Для зниження рівня шуму необхідно:

експлуатувати установку при номінальному режимі;

проводити планові перевірки та ремонти;

розраховують та встановлюють шумоізоляцію в залежності від рівня шуму;

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.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		68

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 ;

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

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

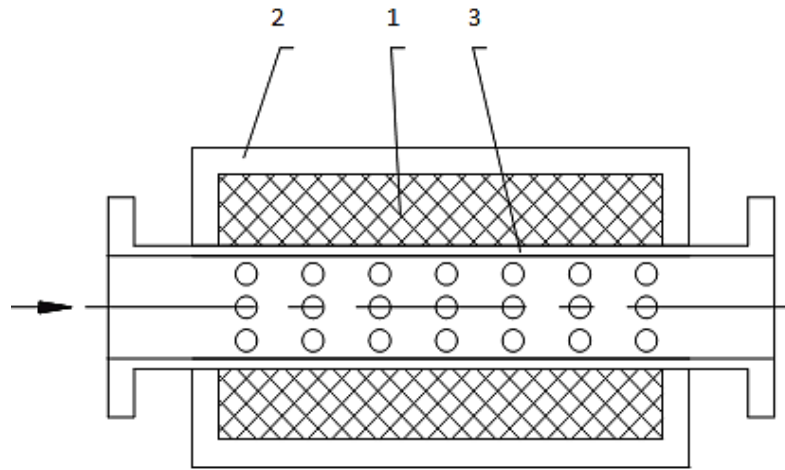


Рисунок 7.1. – Схема дисипативного трубчатого глушника круглого перерізу
1 – звукопоглинаючий наповнювач; 2 – болонка; 3 – сітчаста труба.

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 [6] в середньгеометричних частотах октавних полюс при умові, що швидкість потоку $v \leq 15$ м/с.

Обираємо трубчастий глушник типу ГТК 2–1 з параметрами:

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

- 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:

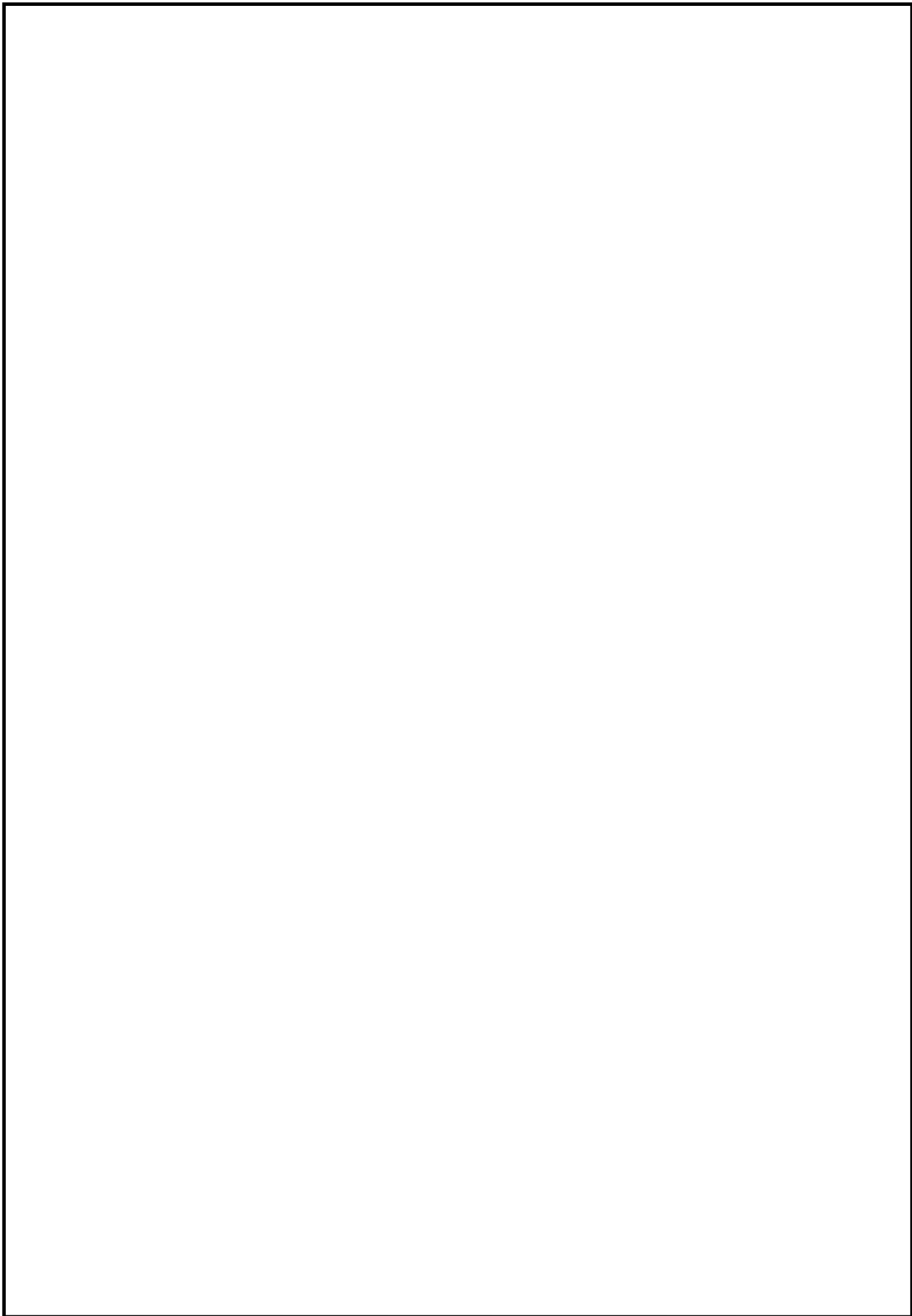
$$l_p = 1 \cdot \frac{\Delta L}{\Delta L_{\text{ЕФ}}} = 1 \cdot \frac{20,2}{26,6} = 0,76 \text{ м.}$$

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

Таблиця 7.2. – 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.



					<i>КМ 03.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						72
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Виршубский И. М., Рекстин Ф. С., Шквар А. Я. Вихревые компрессоры – Л.: Машиностроение, 1988 г.
2. Новиков И. И. Термодинамика – М.: Машиностроение, 1984 г.
3. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин – М.: Высшая школа, 1985 г.
4. Александров К. И. Газодувки – М.: Metallurgizdat, 1962 г.
5. Юдин Е. Я. Охрана труда в машиностроении – М.: Машиностроение, 1976 г.
6. Юдин Е. Я. Справочник проектировщика. Защита от шума – М.: Машиностроение, 1985 г.
7. Ястребова Н. А. Технология компрессоростроения – М.: Машиностроение, 1985 г.
8. ГОСТ 12.0003 – 74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы – М.: Издательство стандартов, 1974 г.
9. ГОСТ 12.1.005 – 76 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны – М.: Издательство стандартов, 1981 г.
10. ГОСТ 12.1.012 – 90 ССБТ. Вибрационная безопасность – М.: Издательство стандартов, 1983 г.
11. ГОСТ 12.1.030 – 81 ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление и зануление – М.: Издательство стандартов, 1981 г.
12. ГОСТ 12.1.010 – 76 ССБТ. Взрывобезопасность – М.: Издательство стандартов, 1974 г.
13. ГОСТ 12.1.004 – 75 ССБТ. Пожарная безопасность – М.: Издательство стандартов, 1974 г.
14. ГОСТ 12.4.077 – 75 ССБТ. Средства защиты от опасных и вредных производственных факторов – М.: Издательство стандартов, 1981 г.
15. ГОСТ 12.1.003 – 83 ССБТ. Шум. общие требования безопасности – М.: Издательство стандартов, 1983 г.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

16. Вихревые компрессоры / И. М. Виршубский, Ф. С. Рекстин, А. Я. Шквар.

– Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1988. – 271 с.: ил.

					КМ 03.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74