

Шифр «ВК»

**«Розроблення та дослідження вихрового
двоступеневого компресора»**

2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. РОЗРАХУНКИ ВАРІАНТІВ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА	8
1.2 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора для оптимального режиму	16
1.2.1 Оптимальний режим роботи для 1-го ступеня.....	16
1.2.2. Оптимальний режим роботи для 2-го ступеня.....	21
2 ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА.....	28
ВИСНОВКИ.....	30
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	31
ДОДАТОК А.. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ З ЗАДАНИМИ ДІАМЕТРАМИ РОБОЧИХ КОЛЕС.....	32

ВСТУП

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].

Мета роботи: розрахунок термогазодинамічних і геометричних параметрів і характеристик бустерного вихрового компресора для системи сухих газових ущільнень.

Призначення - вихровий компресор повинен працювати в складі стенду для випробувань і системи охолодження сухих газових ущільнень.

Основні вимоги до виконання роботи:

- 1) Робоча тіло - аміак.
- 2) Номінальна продуктивність компресора дорівнює 80 нм³/год.
- 3) Тиск всмоктування в компресор дорівнює 0,4 МПа.
- 4) Тиск нагнітання компресора дорівнює 0,45 МПа.
- 5) Температура всмоктування в компресор дорівнює 288 К.
- 6) Частота обертання валу компресора дорівнює 3500 об / хв.
- 7) Номінальна потужність компресора не перевищує 7.5 кВт.
- 8) Зовнішній діаметр робочого колеса - 250 (+ 5 / -20) мм.

Вихрові турбомашини відрізняються великою різноманітністю конструктивних схем проточної частини.

На рисунку показані деякі типи меридіональних перерізів проточних частин вихрових машин.

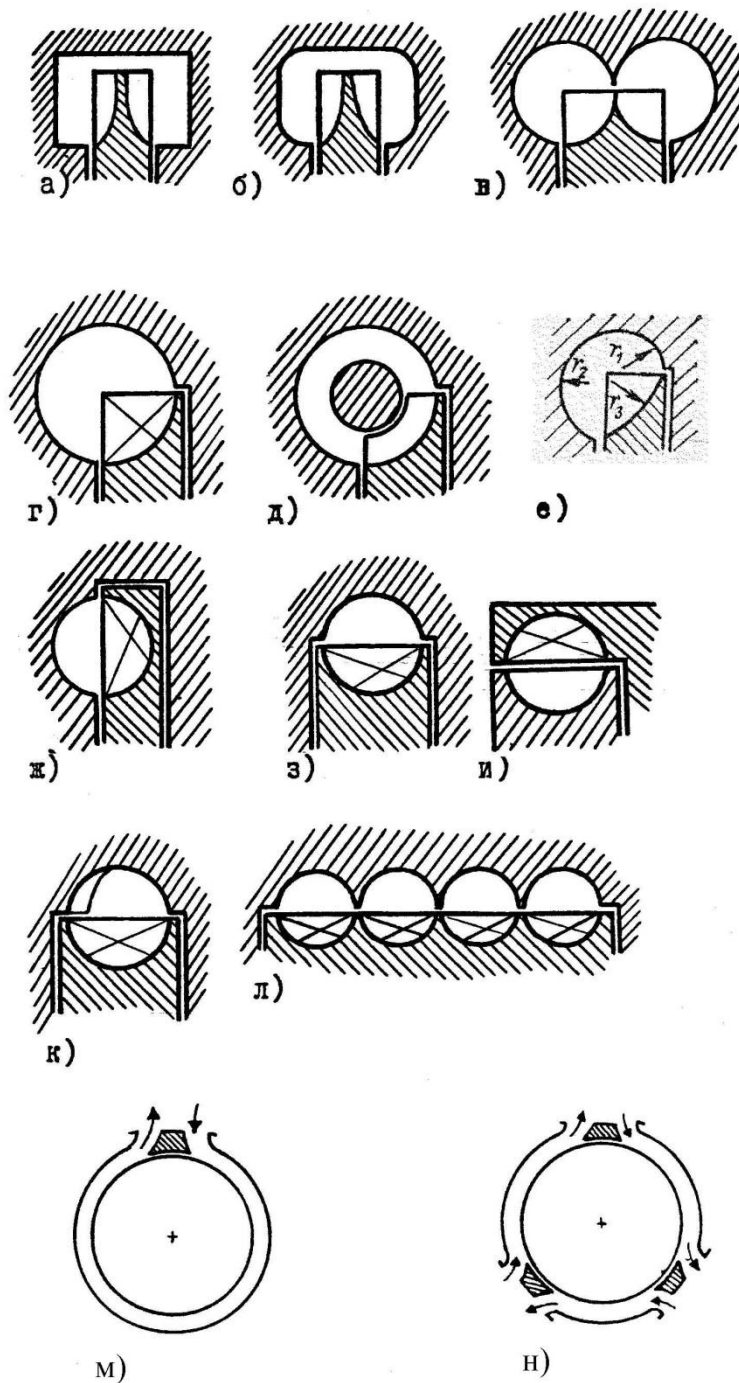


Рисунок В.1 – Типи меридіональних перерізів проточних частин вихрових машин

При роботі в компресорному режимі найбільшого поширення набули ступені з периферійно-боковим каналом. На рисунку показані наступні проточні частини з периферійно-боковим каналом:

- двоканальні (двосторонні) з прямокутним (рис. В.1а), з округленим (рис. В.1б), з круглим (рис. В.1в) профілем меридіонального перерізу,
- одноканальна з круглим профілем меридіонального перерізу (рис. В.1г);

- одноканальна з круглим профілем і центральним обтічником (рис. В.1д);
- одноканальна з криволінійним профілем (рис. В.1е).

Для двосторонньої проточної частини з криволінійним профілем меридіонального перерізу у вихровому компресорі отримано ККД 55%.

У вихрових насосах часто застосовуються проточні частини з бічним каналом і круглим профілем (рис. В.1ж).

У насосах, компресорах і турбінах знаходять застосування проточні частини з периферійним каналом і круглим профілем меридіонального перерізу (рис. В.1 з, і, к, л). При цьому канал корпусу по відношенню до робочого колеса може бути ззовні (проточна частина з зовнішнім периферійним каналом) або всередині (проточна частина з внутрішнім периферійним каналом).

Проточні частини вихрових турбомашин можуть бути одноканальні (рис. В.1 г, д, е, ж, з, і, к), двоканальні (рис. В.1 а, б, в) і багатоканальні (рис. В.1л). Збільшення числа каналів здійснюється для збільшення продуктивності і подачі в компресорах і насосах або для збільшення виробленої потужності в турбінах. Найбільш просто багатоканальні проточні частини можна отримати при використанні ступеня із зовнішнім периферійним каналом (рис. В.1л).

Вихрові турбомашини можна виконати також одно-, дво- або багатопотоковими (рис. В.1 м, н). Використання дво- або багатопотокових схем дозволяє, крім іншого, розвантажувати ротор машини від радіальних зусиль.

Розглянемо ступінь вихрового компресора з одноканальним округленим профілем меридіонального перерізу проточної частини (рис В.2).

Ступінь вихрового компресора (рис. 1.2) складається з робочого колеса 1, на якому рівномірно по колу розташовані лопатки, всмоктувального 3, нагнітального 2 і робочого 5 каналів. Всмоктувальний і нагнітальний канали розділені спеціальною перегородкою 4, яка також називається роздільником або відсікачем. На рисунку В.2 також вказані:

D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса;

D_0 – внутрішній діаметр каналу корпусу;

h – висота робочого каналу (висота меридіонального перерізу проточної частини);

l – висота лопаток робочого колеса;

B_1 – ширина робочого каналу (ширина меридіонального перерізу проточної частини);

b_1 – ширина лопаток робочого колеса;

δ – товщина лопаток робочого колеса;

S_p – радіальний зазор між робочим колесом і корпусом;

S_T – торцевий зазор між робочим колесом і корпусом;

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

d_0 – діаметр вхідного патрубку;

d_k – діаметр вихідного патрубку;

$\theta_{роз}$ – кутова протяжність роздільника.

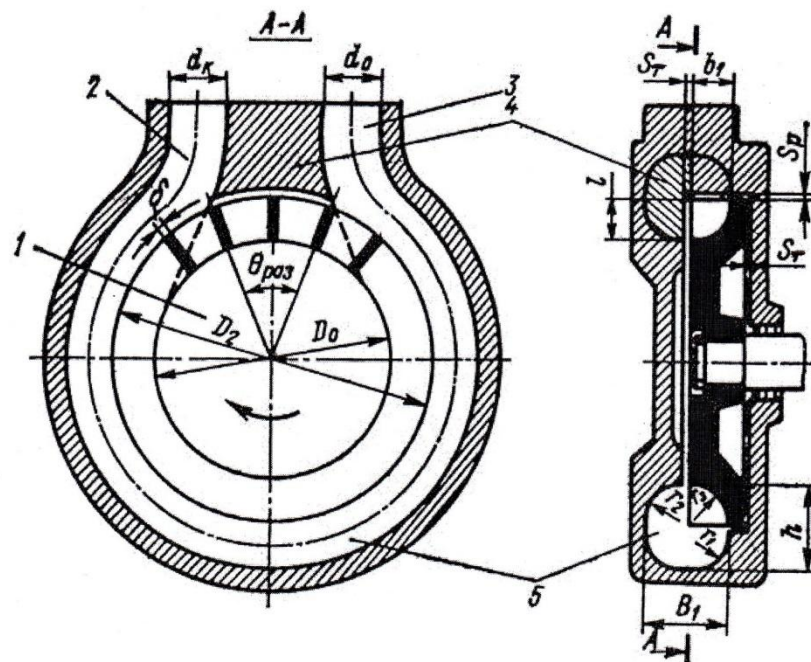


Рисунок В.2 – Конструктивна схема ступеня вихрового компресора

У першому наближенні робочий процес в ступені вихрового компресора можна вважати аналогічним процесу у відцентровому компресорі, але з багаторазовою циркуляцією робочого середовища через робоче колесо і нерухомі елементи ступеня.

Принцип дії вихрового компресора.

Робоче середовище через всмоктувальний патрубок надходить на ділянку всмоктування робочого каналу, а потім у міжлопаткові канали робочого колеса.

Підсос газу у міжлопаткові канали здійснюється переважно в осьовому напрямку. У міжлопаткових каналах робочого колеса відбувається перетворення механічної енергії двигуна у кінетичну і потенційну енергію газового потоку. Під дією відцентрових сил частинки газу викидаються з міжлопаткових каналів робочого колеса переважно у радіальному напрямку в робочий канал корпусу, де відбувається подальше перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну енергію тиску.

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

Таким чином, частинки робочого середовища рухаються від всмоктувального патрубку до нагнітального по складній спіралеподібній траєкторії і лопатки робочого колеса, на відміну від інших машин динамічного стиснення, не один, а кілька разів впливають на частинки газу. Ця обставина забезпечує значно більший напір вихрових компресорів, ніж відцентрових.

Описаний вище принцип роботи справедливий у тому випадку, якщо геометричні співвідношення та форма проточної частини раціональні, а режим роботи вихрового компресора близький до оптимального. У цьому випадку фізична основа робочого процесу вихрового компресора, як це буде показано у подальшому, базується на регенеративній гіпотезі.

Між нагнітальним 2 і всмоктувальним 3 патрубками у робочому каналі встановлено роздільник (відсікач, перегородка), який запобігає проникненню основного потоку стиснутого газу на ділянку всмоктування і забезпечує його подачу у нагнітальний патрубок компресора. Але частина газу, що знаходиться у міжлопаткових каналах робочого колеса, переноситься на ділянку всмоктування. Це, з одного боку, забезпечує безпомпажний режим роботи вихрових компресорів, але з іншого боку є джерелом об'ємних і термодинамічних втрат, що обумовлює низьку економічність цих компресорів.

Розглянутий вище загальний принцип дії вихрових компресорів дозволяє віднести вихрові компресори до класу машин динамічної дії та використовувати основні поняття і терміни, що характеризують робочий процес у цих машинах.

1. РОЗРАХУНКИ ВАРІАНТІВ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

1.1 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого вихрового компресора

Оптимальний режим роботи

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

Вихідними даними для розрахунку є: властивості середовища - аміак ($\kappa=1,31$, $R=488$ Дж/(кг·К); об'ємна продуктивність $V_e=0,006$ м³/с (80,83 нм³/час); тиск всмоктування $p_0 = 400$ кПа; тиск нагнітання $p_k = 450$ кПа; температура початкова $T_0 = 288$ К; частота обертання валу електродвигуна $n=3500$ об/хв.

1.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

де до - показник адіабати $\kappa = 1,31$;

R - газова постійна, $R = 488,3$ Дж / кг К;

Π - відношення тисків. $\Pi = \frac{P_k}{P_0} = \frac{450000}{400000} = 1,125$

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 288 \cdot \left[(1,125)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 16805,5 \text{ Дж / кг}$$

1.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,006^{0.5} \cdot 3500}{60 \cdot 16805,6^{0.75}} = 0,0031$$

1.1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{n_s} \quad (1.3)$$

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{0,0031} = 3,611$$

1.1.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0.935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_1 - 0.122 \quad (1.4)$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 3,611 - 0,122 = 3,254$$

1.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{16805,6}{3,254}} = 71,866 \text{ м/с} \quad (1.5)$$

1.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 71,87}{(3.14 \cdot 3500)} = 0,392 \text{ м}$$

1.1.7 Відносний радіус приймаємо рівним $\bar{R}_1 = 1.0175$;

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

1.1.8 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{3,254^{1,5}}{3,611^2} = 0,45$$

1.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_k = \bar{V} \cdot \bar{R}_1 / (U_{21} \cdot \phi_1) \quad (1.9)$$

$$F'_k = 0,006 \cdot 1.0175 / (71,866 \cdot 0,45) = 0,00019 \text{ м}^2$$

1.1.10 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{F'_k} / (\pi \cdot D_{21} \cdot n_s) \quad (1.10)$$

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,00019} / (3,14 \cdot 0,392 \cdot 0,0031) = 3,642$$

1.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 - 0,122 \quad (1.11)$$

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 3,64 - 0,122 = 3,283$$

1.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(3,283 - 3,254) / 3,283| = 0,00896 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає, що продовжуємо розрахунок.

1.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{a0} / \psi_2} = \sqrt{16805,6 / 3,283} = 71,543 \text{ м / с} \quad (1.13)$$

1.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 71,543 / (3,14 \cdot 3500) = 0,391 \text{ м}$$

1.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 71,54 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,1667 \quad (1.15)$$

1.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1667 + 1,4 = 11,97 \quad (1.16)$$

1.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1.5} / \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2^2 \quad (1.17)$$

$$\phi_2 = 3,283^{1.5} / 3,642^2 = 0,449$$

1.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} \quad (1.18)$$

$$F'_{k1} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{71,543 \cdot 0,449} = 0,00019 \text{ м}^2$$

1.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00019 = 8,56 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \quad (1.19)$$

1.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00019} = 0,0195 \text{ м} \quad (1.20)$$

1.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0195 = 0,0078 \text{ м} \quad (1.21)$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0195 = 0,00975 \text{ м} \quad (1.22)$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0195 = 0,01365 \text{ м} \quad (1.23)$$

1.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0195 = 0,01268 \text{ м} \quad (1.24)$$

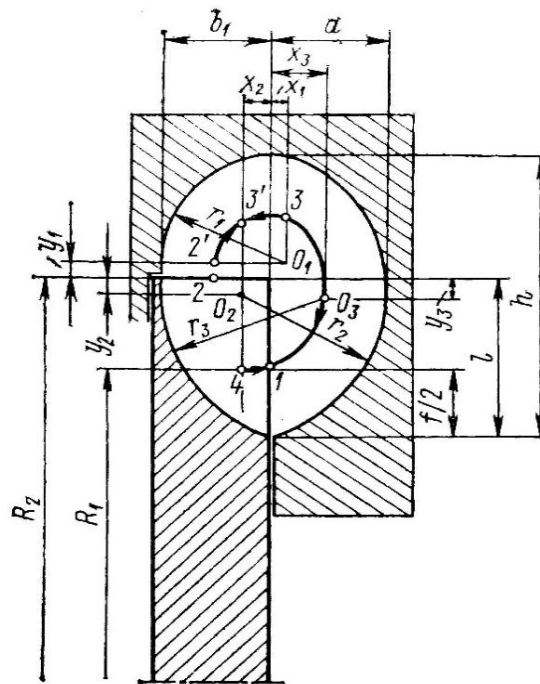


Рис.1.1 Меридіональний переріз вихровий ступені з криволінійним периферійно-боковим каналом.

1.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

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

$$D_{um} = 0,391 - 2 \cdot 0,01268 + 0,0193 = 0,385 \text{ м}$$

1.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{um}} = \frac{0,391}{0,385} = 1,015 \text{ м} \quad (1.26)$$

1.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,015 - 1,0175)}{1,015} \right| = 0,00226 \leq 0,01$$

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

1.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,391 - 0,003 = 0,388 \text{ м}$$

1.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,391 + 0,003 = 0,394 \text{ м} \quad (1.29)$$

1.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{\lambda 1} / l = 1,32 \cdot 8,56 \cdot 10^{-5} / 0,0127 = 0,00891 \text{ м} \quad (1.30)$$

1.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу: (1.31)

$$B_1 = 1,375 (F'_{\lambda 1} + F'_{\kappa 1}) / h = 1,375 (8,56 \cdot 10^{-5} + 0,00019) / 0,0193 = 0,01945 \text{ м}$$

1.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (11,97 + 1) \cdot 0,003 = 0,0389$$

1.1.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,391 - 0,0127)}{0,0389} = 30,5$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 30$ лопаток.

1.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0389 = 0,078 \text{ м} \quad (1.34)$$

1.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,078 / 0,391 = 0,3984 \text{ рад} \quad (1.35)$$

1.1.34 Адіабатний ККД:

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

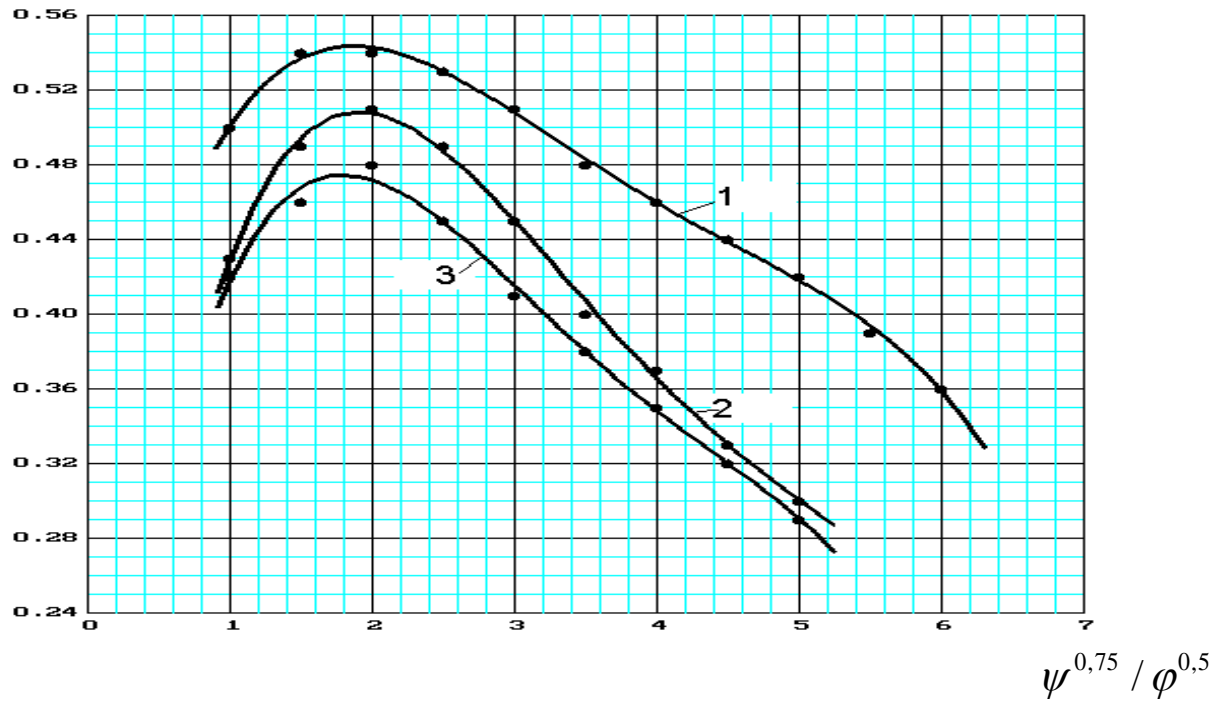
$$Mu = 0,1352, (\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2 = 4,386.$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,384$.

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

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

η_{ad} 

1 – $M_U = 0,105$; 2 – $M_U = 0,176$; 3 – $M_U = 0,23$

Рисунок 1.2 – Залежність адіабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$ і колового числа Маха M_u

1.1.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{kad} = h_{ad} \cdot \bar{m} = 16805,6 \cdot 0,0171 = 286,66 \text{ Вт} \quad (1.36)$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,006 \frac{400000}{488,3 \cdot 288} = 0,0171 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{kad}}{\eta_{ad}} = \frac{286,66}{0,384} = 716,64 \text{ Вт} \quad (1.37)$$

1.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{U_2}{10} \right)^3 \cdot D_2^2 \cdot (\rho_{cp} / \text{Re}^{0,2}) \text{ при } \text{Re} \phi 6 \cdot 10^5 \quad (1.38)$$

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

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

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} \quad (1.40)$$

де P_{κ} - кінцевий тиск, $P_{\kappa}=0,045$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_{\kappa}}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{288 \left[\left(\frac{450}{400} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,4} = 20,361 \text{ K} \quad (1.41)$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 288 + 20,361 = 308,36 \text{ K}$$

$$\rho_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{RT_k} = \frac{0,045 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 308,36} = 2,989 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_{\kappa} + \rho_0) = 0,5(2,989 + 2,843) = 2,916 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

де ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = 4,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\nu = 4,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} \quad (1.43)$$

$$Re = \frac{71,54 \cdot 0,391}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 6,6 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{71,54}{10} \right)^3 \cdot 0,391^2 \cdot \left(\frac{2,916}{[6,6 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,638 \text{ кВт}$$

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.

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00019}}{\pi \cdot 0,391} = 0,01125.$$

Так як отриманий геометричний комплекс $Kg = 0,01125 < 0,02$, то розглянемо можливість використання двоступеневої схеми вихрового компресора.

1.2 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора для оптимального режиму

1.2.1 Оптимальний режим роботи для 1-го ступеня

1.2.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

де до - показник адіабати $\kappa = 1,31$;

R - газова постійна, R = 488,3 Дж / кг К;

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{424264}{400000} = 1,061$$

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 288 \cdot \left[(1,061)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 8344,26 \text{ Дж / кг}$$

1.2.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,006^{0,5} \cdot 3500}{60 \cdot 8344,26^{0,75}} = 0,00518$$

1.2.1.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,00518} = 2,7566$$

1.2.1.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,7566 - 0,122 = 2,45542$$

1.2.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{a\partial}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{8344,26}{2,4554}} = 58,295 \text{ м/с}$$

1.2.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 58,295}{(3,14 \cdot 3500)} = 0,318 \text{ м}$$

1.2.1.7 Відносний радіус приймаємо рівним:

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

1.2.1.8 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{2,455^{1,5}}{2,7566^2} = 0,50634$$

1.2.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,006 \cdot 1,0175 / (58,295 \cdot 0,50634) = 0,000207 \text{ м}^2$$

1.2.1.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{0,000207} / (3,14 \cdot 0,3183 \cdot 0,005175) = 2,78$$

1.2.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,78 - 0,122 = 2,4779$$

1.2.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,4779 - 2,4554) / 2,4779| = 0,009062 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає, що продовжуємо розрахунок.

1.2.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ao} / \psi_2} = \sqrt{8344,26 / 2,4779} = 58,03 \text{ м / с}$$

1.2.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 58,03 / (3,14 \cdot 3500) = 0,3168 \text{ м}$$

1.2.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 58,03 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,1352$$

1.2.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1352 + 1,4 = 9,972$$

1.2.1.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 2,4779^{1,5} / 2,78^2 = 0,5045$$

1.2.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{58,03 \cdot 0,5045} = 0,000209 \text{ м}^2$$

1.2.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000209 = 9,38 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.2.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000209} = 0,02042 \text{ м}$$

1.2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,02042 = 0,00817 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,02042 = 0,01021 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,02042 = 0,0143 \text{ м}$$

1.2.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,02042 = 0,01327 \text{ м}$$

1.2.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

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

$$D_{ym} = 0,3168 - 2 \cdot 0,01327 + 0,0204 = 0,3107 \text{ м}$$

1.2.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,3168}{0,3107} = 1,01972 \text{ м}$$

1.2.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,01972 - 1,0175)}{1,01972} \right| = 0,00218 \leq 0,01$$

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

1.2.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \quad (2.28)$$

$$D'_3 = 0,317 - 0,003 = 0,314 \text{ м}$$

1.2.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,3168 + 0,003 = 0,3198 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.2.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{\kappa 1} / l = 1,32 \cdot 9,38 \cdot 10^{-5} / 0,01328 = 0,0093 \text{ м}$$

1.2.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{\kappa 1} + F'_{\kappa 1}) / h = 1,375(9,38 \cdot 10^{-5} + 0,0002085) / 0,02043 = 0,02036 \text{ м}$$

1.2.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (9.972 + 1) \cdot 0,003 = 0,0329$$

1.2.1.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,3168 - 0,01328)}{0,0329} = 28,96$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 30$ лопаток.

1.2.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0329 = 0,0658 \text{ м}$$

2.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0658 / 0,3168 = 0,4156 \text{ рад}$$

1.2.1.34 Адіабатний КПД:

$$\eta = f[Mu, ((\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2)].$$

$$Mu = 0,1352, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 4.386$$

При $M_u \leq 0.23$ ККД, в залежності від M_u і газодинамічного комплексу $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2$, можна визначити з таблиці 1 або ж за графіками (див. рис. 1.2).

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,4$.

1.2.1.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8344.26 \cdot 0,0171 = 142,33 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,006 \frac{400000}{488,3 \cdot 288} = 0,0171 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.2.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142,33}{0,4} = 355,82 \text{ Вт}$$

1.2.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

$$\rho_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{RT_{\kappa}}$$

где P_{κ} - кінцевий тиск, $P_{\kappa} = 0,0424$ мПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_{\kappa}}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{288 \left[\left(\frac{424}{400} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,4} = 10,11 \text{ K}$$

$$T_{\kappa} = T_n + \Delta T = 288 + 10,11 = 298,1 \text{ K}$$

$$\rho_{\kappa} = \frac{P_{\kappa}}{RT_{\kappa}} = \frac{0,0424 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 298,1} = 2,93 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_{\kappa} + \rho_0) = 0,5(2,93 + 2,843) = 2,89 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = 4,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{58,03 \cdot 0,3168}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,346 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{58,03}{10} \right)^3 \cdot 0,31682^2 \cdot \left(\frac{2,89}{[4,346 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,244 \text{ кВт}$$

1.2.2. Оптимальний режим роботи для 2-го ступеня

1.2.2.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

де до - показник адіабати $\kappa = 1,31$;

R - газова постійна, $R = 488,3 \text{ Дж / кг К}$;

П - відношення тисків. $\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{450000}{424264} = 1,061$

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 298,1 \cdot \left[(1,061)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 8579,4 \text{ Дж / кг}$$

1.2.2.2 Коефіцієнт швидкості:

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

$$n_s = \frac{0,00552^{0.5} \cdot 3500}{60 \cdot 8579,4^{0.75}} = 0,00486 \quad (\bar{V} \text{ беремо з пункту 1.1.35})$$

1.2.2.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{n_s}$$

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{0,00486} = 2,836$$

1.2.2.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0.935 \cdot \left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 - 0.122$$

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,836 - 0,122 = 2,53$$

1.2.2.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{8579,4}{2,53}} = 58,23 \text{ м / с}$$

1.2.2.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 58,23}{(3.14 \cdot 3500)} = 0,318 \text{ м}$$

1.2.2.7 Відносний радіус приймаємо рівним $\bar{R}_1 = 1.0175$:

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

1.2.2.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1^2}$$
$$\phi_1 = \frac{2,53^{1,5}}{2,836^2} = 0,5$$

1.2.2.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,00552 \cdot 1.0175 / (58,23 \cdot 0,5) = 0,00019 \text{ м}^2$$

1.2.2.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,00019} / (3,14 \cdot 0,318 \cdot 0,00486) = 2,688$$

1.2.2.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,688 - 0,122 = 2,391$$

1.2.2.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,39 - 2,53) / 2,39| = 0,03 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає, що продовжуємо розрахунок.

1.2.2.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{8579,4 / 2,391} = 58,67 \text{ м / с}$$

1.2.2.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 59,9 / (3,14 \cdot 3500) = 0,3203 \text{ м}$$

1.2.2.15 Критерій Маха:

$$Mu = 58.67 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 296,27} = 0,1333$$

1.2.2.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1333 + 1,4 = 9,8512$$

1.2.2.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\varphi_2 = 2,391^{1.5} / 2,688^2 = 0,512$$

1.2.2.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{58,67 \cdot 0,512} = 0,000187 \text{ м}^2$$

1.2.2.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000187 = 8,418 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.2.2.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000187} = 0,0193 \text{ м}$$

2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0193 = 0,00774 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0193 = 0,00967 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0193 = 0,01354 \text{ м}$$

1.2.2.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0193 = 0,01257 \text{ м}$$

1.2.2.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ym} = 0,32 - 2 \cdot 0,01257 + 0,01934 = 0,311 \text{ м}$$

1.2.2.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,32}{0,311} = 1,03 \text{ м}$$

1.2.2.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,03 - 1,0175)}{1,03} \right| = 0,0012 \leq 0,01$$

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

1.2.2.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \quad (2.28)$$

$$D'_3 = 0,32 - 0,003 = 0,317 \text{ м}$$

1.2.2.27 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,3203 + 0,003 = 0,3233 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.2.2.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 8,42 \cdot 10^{-5} / 0,01257 = 0,00884 \text{ м}$$

1.2.2.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(8,42 \cdot 10^{-5} + 0,000187) / 0,0193 = 0,0193 \text{ м}$$

1.2.2.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (9,85 + 1) \cdot 0,003 = 0,0326$$

1.2.2.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,3203 - 0,01257)}{0,03255} = 29,684$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 30$ лопаток.

1.2.2.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,03255 = 0,0651 \text{ м}$$

1.2.2.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0651 / 0,3203 = 0,4065 \text{ рад}$$

1.2.2.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f[Mu, ((\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2)].$$

$$Mu = 0,133, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 4.386.$$

При $M_U \leq 0.23$ ККД, в залежності від M_U і газодинамічного комплексу $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2$, можна визначити з таблиці 1 або ж за графіками (див. рис. 1.2)

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,384$.

1.2.2.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 83579,4 \cdot 0,0171 = 146,34 \text{ Вт}$$

$$\text{Де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,0052 \frac{424264}{488,3 \cdot 288} = 0,0171 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

1.2.2.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,34}{0,384} = 389,1 \text{ Вт}$$

1.2.2.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,045$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{p_k}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{298,1 \left[\left(\frac{450}{424} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,384} = 10,1 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 298,1 + 10,1 = 308,2 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{p_k}{RT_k} = \frac{0,045 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 308,2} = 2,989 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5(\rho_k + \rho_0) = 0,5(2,989 + 3,08) = 3,04 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

$$\nu = 4,23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{58,67 \cdot 0,32}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,44 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{58,67}{10} \right)^3 \cdot 0,320^2 \cdot \left(\frac{3,04}{[4,346 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,262 \text{ кВт}$$

Геометрический комплекс

- для 1-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000209}}{\pi \cdot 0,3168} = 0,0145.$$

- для 2-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000187}}{\pi \cdot 0,3203} = 0,0135.$$

Так як отриманий геометричний комплекс для 1-го ступеня $Kg = 0,0145 < 0,02$ і для 2-го ступеня $Kg = 0,0135 < 0,02$, то розглянемо можливість зменшення зовнішніх діаметрів робочих коліс ступенів компресора до рекомендуємих у вихідних даних значень: 250 (+5/-20) мм.

Розрахунки з заданими діаметрами робочих коліс – див. ДОДАТОК А.

2 ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

Нижче наведені характеристики двоступеневого вихрового компресора з зовнішніми діаметрами робочих коліс: для 1-го ступеня $D_1=0,250$ м, для 2-го ступеня $D_2=0,255$ м, яка була отримана за допомогою програми розрахунку, що використовується на кафедрі технічної теплофізики СумДУ.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

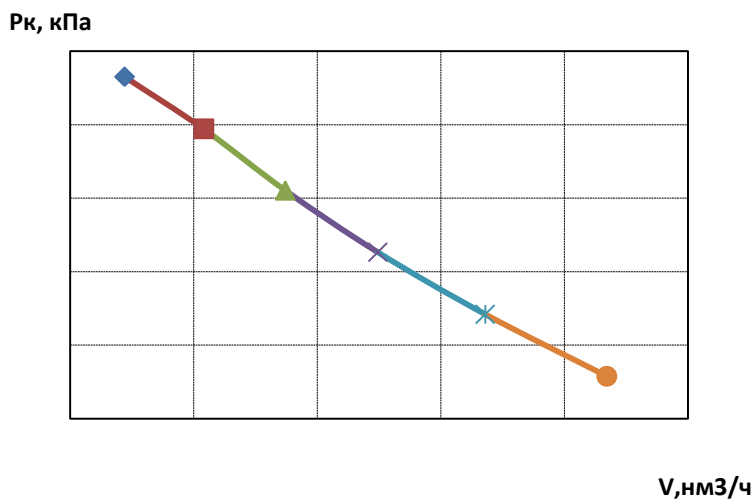
($V=0.006$ м³/с, $P_0=400000$ Па, $P_k=450000$ Па)

V , м ³ /с	p_k , Па	T_k , С	N_k , кВт	ККД _к , %
0.01091	415769.0554	19.9481	334.2648	50.8242
0.00944	424205.2663	22.5208	438.4523	51.1310
0.00815	432632.9042	25.6646	535.8308	48.3507
0.00704	441069.6217	29.4935	629.1271	44.5180
0.00606	449435.2865	33.9165	707.6932	40.8533
0.00511	456528.8025	52.9817	1183.6528	23.7714

Прийняті наступні позначення:

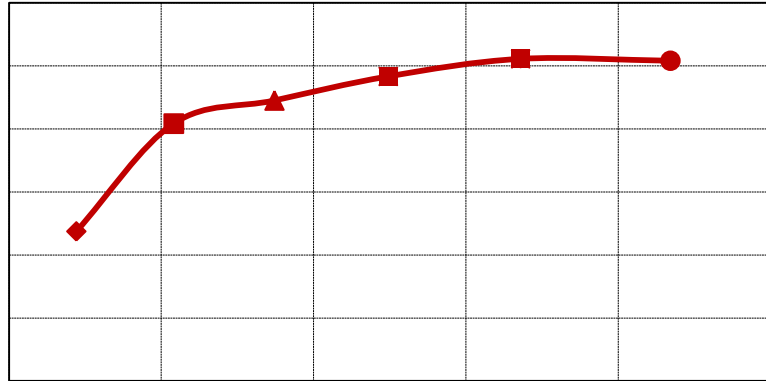
- V – об'ємна витрата газу на всмоктуванні, м³/с;
- p_k – кінцевий тиск в компресорі, Па;
- T_k – кінцева температура в компресорі, °С;
- N_k – потужність, що споживається компресором, Вт;
- ККД_к - ККД компресора, %.

На рис. 2.1 показані залежності кінцевого тиску (а), ККД (б), споживаної потужності (в) та кінцевої температури (г) від об'ємної витрати газу на вході в компресор для рекомендованого варіанта виконання компресора ($D_{21}=0,250$ м, $D_{22}=0,255$ м).



а)

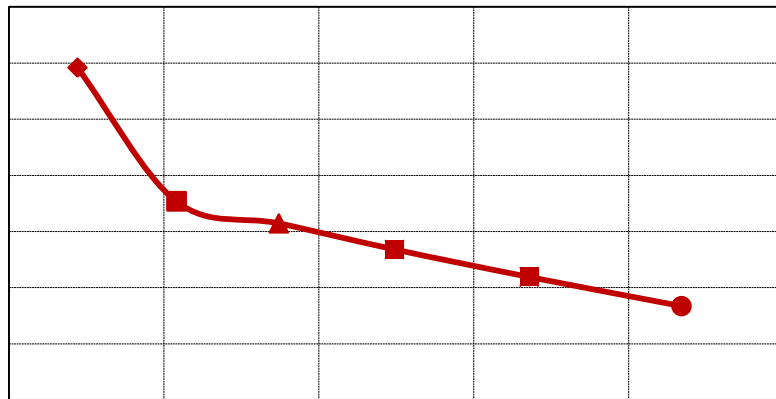
КПД, %



$V, \text{м}^3/\text{ч}$

б)

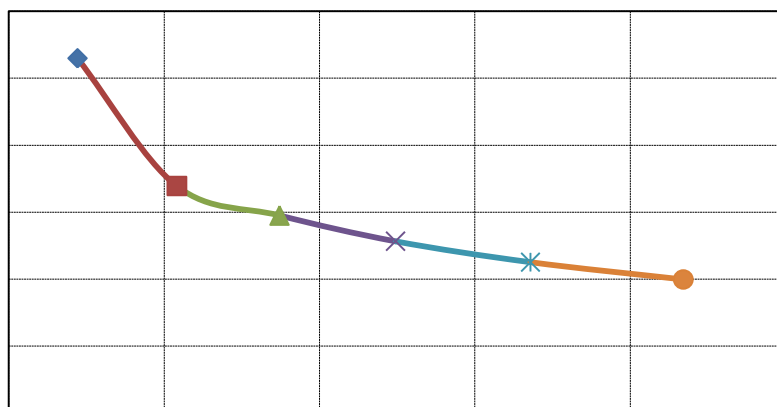
$N_k, \text{Вт}$



$V, \text{м}^3/\text{ч}$

в)

$T_k, \text{С}$



$V, \text{м}^3/\text{ч}$

г)

Рис. 2.1 – Характеристики для рекомендованого варіанта виконання компресора ($D_{21}=0,250 \text{ м}$, $D_{22}=0,255 \text{ м}$)

ВИСНОВКИ

1. Виконали термогазодинамічний розрахунок для оптимальних режимів роботи одноступеневого та двоступеневого вихрових компресорів, визначили оптимальний діаметр робочого колеса $D_2=318$ мм. Досліджували вплив зовнішніх діаметрів робочого колеса на параметри вихрового компресора.

2. Виконали термогазодинамічний розрахунок для робочих режимів роботи двоступеневого вихрового компресора, з діаметрами робочих коліс першого ступеня- $D_2=250$ мм, другого ступеня- $D_2=255$ мм; 250 мм.

3. Для проектування був обраний варіант з зовнішніми діаметрами робочого колеса для 1-го ступеня $D_2=0,250$ м, для 2-го ступеня $D_2=0,255$ м і для цього варіанту розраховані характеристики компресора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

ДОДАТОК А.

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНІ РОЗРАХУНКИ З ЗАДАНИМИ ДІАМЕТРАМИ РОБОЧИХ КОЛЕС

А.1 Розрахунок для колеса 1-го ступеня з $D_2=0,25$ м;

Розрахунок, вироблений вище в розділі 1, був необхідний для визначення геометричних розмірів компресора при оптимальному режимі роботи, для заданих вихідних даних.

З метою зменшення матеріальних витрат, зменшимо габарити компресора і зробимо аналогічний розрахунок для колеса з $D_2=0,25$ м.

А.1.1 Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса U_2 :

$$U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot 3500}{60} = 45,792 \text{ м/с}$$

А.1.2 Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{h_{ad}}{U_2^2} = \frac{8344,26}{45,792^2} = 3,979$$

А.1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{3,979 + 0,122}{0,935} = 4,3865$$

А.1.4 Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою (1.17):

$$\phi_2 = 3,9794^{1,5} / 4,3865^2 = 0,4126$$

А.1.5 Критерій Маха знайдемо за формулою (А.2.15):

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 45,792 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,1067$$

А.1.6 Відносний крок лопатки по формулі (1.16):

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1067 + 1,4 = 8,1622$$

А.1.7 З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал. Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{45,792 \cdot 0,41256} = 0,00032 \text{ м}^2$$

А.1.8 Площа лопатки робочого колеса визначимо по (1.19):

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00032 = 0,00015 \text{ м}^2$$

А.1.9 Висота Робочого Каналу по формулі (1.20):

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00032} = 0,02542 \text{ м}$$

А.1.10 Радіуси Визначаємо за формулами (1.21 – 1.23):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,02542 = 0,010169 \text{ м},$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,02542 = 0,0127 \text{ м},$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,02542 = 0,0178 \text{ м}$$

А.1.11 Висота лопатки робочого колеса за формулою (1.24):

$$l = 0,63 \cdot h = 0,63 \cdot 0,02542 = 0,01602 \text{ м}$$

А.1.12 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу (формула 1.25):

$$D_{ум} = 0,25 - 2 \cdot 0,01602 + 0,02542 = 0,2434 \text{ м}$$

А.1.13 Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,25}{0,24339} = 1,0272 \text{ м}$$

А.1.14 Логічний оператор (похибка визначення відносини R) за формулою (1.27):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,02716 - 1,0175)}{1,02716} \right| = 0,0094 \leq 0,01$$

А.1.15 Зовнішній діаметр диска робочого колеса за формулою (1.28) :

$$D'_3 = 0,25 - 0,002 = 0,248 \text{ м}$$

А.1.16 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,25 + 0,002 = 0,252 \text{ м}$$

А.1.17 Ширина лопатки (рис.1.1) за формулою (1.30):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00015 / 0,01602 = 0,02397 \text{ м}$$

А.1.18 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00015 + 0,00032) / 0,02542 = 0,0507 \text{ м}$$

А.1.19 Крок лопаток по формулі (1.32):

$$t = (8,16 + 1) \cdot 0,002 = 0,01832$$

А.1.20 Число лопаток по формулі (1.33) :

$$z = \frac{3,14(0,25 - 0,01602)}{0,0183} = 40,095 \rightarrow 40$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 40; 41$ лопаток.

А.1.21 Довжина роздільник знайдемо за формулою (1.34):

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,01832 = 0,03665 \text{ м}$$

А.1.22 Кутова протяжність роздільник визначимо за формулою (1.35):

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,03665 / 0,25 = 0,2932 \text{ рад}$$

А.1.23 Адіабатний КПД :

$$\mu = 0,1067, \quad \eta_{ад} = 0,427;$$

А.1.24 Адіабатне потужність компресора за формулою (1.36):

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8344,26 \cdot 0,0171 = 142,328 \text{ Вт}$$

$$N_{кад} = 8344,4 \cdot 0,0171 = 142,32 \text{ Вт}$$

А.1.25 Споживана потужність компресора за формулою (1.37):

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142,328}{0,427} = 333,321 \text{ Вт}$$

А.1.26 Втрати на тертя дисків

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

$$\text{Re} = \frac{45,7917 \cdot 0,25}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 2,706 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{45,7917}{10} \right)^3 \cdot 0,25^2 \cdot \left(\frac{2,915}{[2,706 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,0805 \text{ кВт}$$

Площа всмоктувального патрубку

$$F_{вс} = \frac{m}{\rho_n \cdot c_{вс}}; F_{вс} = \frac{0,0171}{2,843 \cdot 10} = 0,0006 \text{ м}^2 \quad (1.38):$$

де $c_{вс}$ – швидкість потоку газу у всмоктувальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр всмоктувального патрубку

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вс}}{\pi}}; d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0006}{3,14}} = 0,02765 \text{ м} \quad (1.39):$$

Площа нагнітального патрубку

$$F_{наг} = \frac{m}{\rho_k \cdot c_{наг}}; F_{наг} = \frac{0,0171}{3,08 \cdot 10} = 0,0006 \text{ м}^2 \quad (1.40):$$

де $c_{наг}$ – швидкість потоку газу у нагнітальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр нагнітального патрубку

$$d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{наг}}{\pi}}; d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0006}{3,14}} = 0,0265 \text{ м} \quad (1.41)$$

Геометричний комплекс (рис.1.1) 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.

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00032}}{\pi \cdot 0,25} = 0,0229.$$

А.2 Розрахунок для колеса 2-го ступеня з $D_2=0,255$ м;

А.2.1 Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса.

висловимо U_2 :

$$U_2 = \frac{0,255 \cdot 3,14 \cdot 3500}{60} = 46,71 \text{ м / с}$$

А.2.2 Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{8579,4}{46,71^2} = 3,933$$

А.2.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{3,93263 + 0,122}{0,935} = 4,3365$$

А.2.4 Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою (1.17):

$$\phi_2 = 3,93263^{1,5} / 4,43365^2 = 0,41471$$

А.2.5 Критерій Маха знайдемо за формулою (А.2.15):

$$Mu = 46,7075 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,1073$$

А.2.6 Відносний крок лопатки по формулі (1.16):

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1073 + 1,4 = 8,2023$$

А.2.7 З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал. Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{46,7075 \cdot 0,41471} = 0,00029 \text{ м}^2$$

А.2.8 Площа лопатки робочого колеса визначимо по (1.19):

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00029 = 0,00013 \text{ м}^2$$

А.2.9 Висота Робочого Каналу по формулі (1.20):

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00029} = 0,0241 \text{ м}$$

А.2.10 Радіуси Визначаємо за формулами (1.21 – 1.23):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0241 = 0,01 \text{ м} ,$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0241 = 0,012 \text{ м} ,$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0241 = 0,01686 \text{ м} .$$

А.2.11 Висота лопатки робочого колеса за формулою (1.24):

$$l = 0,63 \cdot h = 0,63 \cdot 0,0241 = 0,01517 \text{ м}$$

А.2.12 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу (формула 1.25):

$$D_{um} = 0,255 - 2 \cdot 0,01517 + 0,0241 = 0,249 \text{ м}$$

А.2.13 Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{um}} = \frac{0,255}{0,249} = 1,025 \text{ м}$$

А.2.14 Логічний оператор (похибка визначення відносини R) за формулою (1.27):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,025 - 1,0175)}{1,025} \right| = 0,0075 \leq 0,01$$

А.2.15 Зовнішній діаметр диска робочого колеса за формулою (1.28)

$$D'_3 = 0,255 - 0,002 = 0,253 \text{ м}$$

А.2.16 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,255 + 0,002 = 0,257 \text{ м}$$

А.2.17 Ширина лопатки (рис.1.1) за формулою (1.30):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{\lambda 1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00013 / 0,01517 = 0,0227 \text{ м}$$

А.2.18 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{\lambda 1} + F'_{\kappa 1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00013 + 0,00029) / 0,0241 = 0,048 \text{ м}$$

А.2.19 Крок лопаток по формулі (1.32):

$$t = (8,2023 + 1) \cdot 0,002 = 0,0184$$

А.2.20 Число лопаток по формулі (1.33):

$$z = \frac{3,14(0,255 - 0,01517)}{0,0184} = 40,917 \rightarrow 41$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 40$ лопаток.

А.2.21 Довжина роздільник знайдемо за формулою (1.34):

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0184045 = 0,03681 м$$

А.2.22 Кутова протяжність роздільник визначимо за формулою (1.35)

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,03681 / 0,255 = 0,2887 рад$$

А.2.23 Адіабатний КПД :

$$\mu = 0,1073, \quad \eta_{ад} = 0,428$$

А.2.24 Адіабатне потужність компресора за формулою (1.36):

$$N_{кад} = 8579,4 \cdot 0,0171 = 146,339 Вт$$

А.2.25 Споживана потужність компресора за формулою (1.37):

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,339}{0,428} = 341,913 Вт$$

А.2.26 Втрати на тертя дисків

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

$$Re = \frac{46,7075 \cdot 0,255}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 2,8157 \cdot 10^6$$

$$N_{тр} = 0,089 \left(\frac{46,7075}{10} \right)^3 \cdot 0,255^2 \cdot \left(\frac{2,966}{[2,8157 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,0882 кВт$$

Площа всмоктувального патрубку

$$F_{вс} = \frac{m}{\rho_n \cdot c_{вс}}; \quad F_{вс} = \frac{0,0171}{3,09 \cdot 10} = 0,00055 м^2 \quad (1.38):$$

де $c_{вс}$ – швидкість потоку газу у всмоктувальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр всмоктувального патрубку

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вс}}{\pi}}; \quad d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00055}{3,14}} = 0,02652 м \quad (1.39):$$

Площа нагнітального патрубку

$$F_{наг} = \frac{m}{\rho_k \cdot c_{наг}}; \quad F_{наг} = \frac{0,0171}{2,987 \cdot 10} = 0,00057 м^2 \quad (1.40):$$

де $c_{наг}$ – швидкість потоку газу у нагнітальному патрубку (приймається

10-30 м/с).

Діаметр нагнітального патрубку

$$d_{\text{наг}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{наг}}}{\pi}}; d_{\text{наг}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00057}{3,14}} = 0,02697 \text{ м} \quad (1.41)$$

Геометричний комплекс (рис.1.1) 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.

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00029}}{\pi \cdot 0,255} = 0,0213.$$

Для цього розрахунку – геометричний комплекс є задовільним, але для полегшення виробництва робочого колеса буде зроблено розрахунок, у котрому діаметри колес першої та другої ступені будуть дорівнювати $D_2=0,25$ м.

А.3 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора з однаковими діаметрами робочих коліс

Розрахунок першого ступеня з $D_2=0,25$ м див. п. А.1.

Розрахунок для колеса 2-го ступеня з $D_2=0,25$ м;

Розрахунок, вироблений вище, був необхідний для визначення геометричних розмірів компресора при оптимальному режимі роботи, для заданих вихідних даних.

З метою зменшення матеріальних витрат, зменшимо габарити компресора і зробимо аналогічний розрахунок для колеса з $D_2=0,25$ м.

А.3.1 Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса.

висловимо U_2 :

$$U_2 = \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot 3500}{60} = 45,792 \text{ м/с}$$

А.3.1.2 Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{8579,4}{45,792^2} = 4,09$$

А.3.1.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{4,092 + 0,122}{0,935} = 4,51$$

А.3.1.4 Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою (1.17):

$$\phi_2 = 4,09^{1.5} / 4,51^2 = 0,41$$

А.3.1.5 Критерій Маха знайдемо за формулою (А.2.15):

$$Mu = 45,79 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 296,3} = 0,1052$$

А.3.1.6 Відносний крок лопатки по формулі (1.16):

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,1052 + 1,4 = 8,07$$

А.3.1.7 З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал.

Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{45,792 \cdot 0,4075} = 0,0003 \text{ м}^2$$

А.3.1.8 Площа лопатки робочого колеса визначимо по (1.19):

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0003 = 0,00014 \text{ м}^2$$

А.3.1.9 Висота Робочого Каналу по формулі (1.20):

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0003} = 0,0245 \text{ м}$$

А.3.1.10 Радіуси Визначаємо за формулами (1.21 – 1.23):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0245 = 0,0098 \text{ м},$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0245 = 0,0123 \text{ м},$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0245 = 0,0172 \text{ м}.$$

А.3.1.11 Висота лопатки робочого колеса за формулою (1.24):

$$l = 0,63 \cdot h = 0,63 \cdot 0,0245 = 0,0155 \text{ м}$$

А.3.1.12 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу (формула 1.25):

$$D_{um} = 0,25 - 2 \cdot 0,0155 + 0,0245 = 0,2436 \text{ м}$$

А.3.1.13 Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{um}} = \frac{0,25}{0,2436} = 1,0262 \text{ м}$$

А.3.1.14 Логічний оператор (похибка визначення відносини R) за формулою (1.27):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,0262 - 1,0175)}{1,0262} \right| = 0,00846 \leq 0,01$$

А.3.1.15 Зовнішній діаметр диска робочого колеса за формулою (1.28) :

$$D'_3 = 0,25 - 0,002 = 0,248 \text{ м}$$

А.3.1.16 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,002 = 0,25 + 0,002 = 0,252 \text{ м}$$

А.3.1.17 Ширина лопатки (рис.1.1) за формулою (1.30):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{\kappa 1} / l = 2 \cdot 1,32 \cdot 0,00014 / 0,01546 = 0,02313 \text{ м}$$

А.3.1.18 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{\kappa 1} + F'_{\kappa 1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,00014 + 0,0003) / 0,02454 = 0,049 \text{ м}$$

А.3.1.19 Крок лопаток по формулі (1.32):

$$t = (8,07 + 1) \cdot 0,002 = 0,01814$$

А.3.1.20 Число лопаток по формулі (1.33) :

$$z = \frac{3,14(0,25 - 0,01546)}{0,01814} = 40,6 \rightarrow 40$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 40; 41$ лопаток.

А.3.1.21 Довжина роздільник знайдемо за формулою (1.34):

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,01814 = 0,0363 \text{ м}$$

А.3.1.22 Кутова протяжність роздільник визначимо за формулою (1.35):

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0363 / 0,25 = 0,29 \text{ рад}$$

А.3.1.23 Адіабатний КПД:

$$\mu = 0,1052, \quad \eta_{ад} = 0,422$$

А.3.1.24 Адіабатне потужність компресора за формулою (1.36):

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8344,26 \cdot 0,0171 = 142,328 \text{ Вт}$$

А.3.1.25 Споживана потужність компресора за формулою (1.37):

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,34}{0,422} = 341,91 \text{ Вт}$$

А.3.1.26 Втрати на тертя дисків

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

$$\text{Re} = \frac{45,792 \cdot 0,25}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 2,706 \cdot 10^6$$

$$N_{тр} = 0,089 \left(\frac{45,7917}{10} \right)^3 \cdot 0,25^2 \cdot \left(\frac{2,915}{[2,706 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,0805 \text{ кВт}$$

Площа всмоктувального патрубку

$$F_{вс} = \frac{m}{\rho_n \cdot c_{вс}}; \quad F_{вс} = \frac{0,0171}{2,843 \cdot 10} = 0,0006 \text{ м}^2 \quad (1.38):$$

де $c_{вс}$ – швидкість потоку газу у всмоктувальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр всмоктувального патрубку

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вс}}{\pi}}; \quad d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0006}{3,14}} = 0,02765 \text{ м} \quad (1.39):$$

Площа нагнітального патрубку

$$F_{наг} = \frac{m}{\rho_k \cdot c_{наг}}; \quad F_{наг} = \frac{0,0171}{2,987 \cdot 10} = 0,00057 \text{ м}^2 \quad (1.40):$$

де $c_{наг}$ – швидкість потоку газу у нагнітальному патрубку (приймається 10-30 м/с).

Діаметр нагнітального патрубку

$$d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{наг}}{\pi}}; d_{наг} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00057}{3,14}} = 0,02697 \text{ м} \quad (1.41)$$

Геометричний комплекс (рис.1.1) 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.

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0003}}{\pi \cdot 0,25} = 0,0221.$$

Для проектування приймаємо варіант з діаметрами для 1-го ступеня $D_2=0,250$ м, для 2-го ступеня $D_2=0,255$ м.