

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Сергій ВАНЄЄВ  
(підпис)

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2023 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня магістр**  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,  
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна  
техніка»

на тему: «Розроблення вихрового компресора і дослідження впливу  
температури всмоктування на його ефективність»

Здобувача групи К.м-21 Дурманенка Максима Олександровича

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.  
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на  
відповідне джерело.

\_\_\_\_\_ Максим ДУРМАНЕНКО  
(підпис)

Керівник завідувач кафедри ТТФ, к.т.н., доц. Сергій ВАНЄЄВ \_\_\_\_\_  
(підпис)

## ЗМІСТ

Вступ.....	С.4
1. Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора .....	С.15
1.1 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 313 К. ....	С.15
1.2 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 298 К. ....	С.24
1.3 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 283 К. ....	С.31
1.4 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 268 К. ....	С.38
1.5 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 253 К. ....	С.46
1.6 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора з температурою всмоктування 313 К .....	С.53
1.7 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого вихрового компресора з температурою всмоктування 313 К і зовнішнім діаметром робочого колеса $D_2 = 700$ мм .....	С.64
1.8 Аналіз термодинамічних розрахунків вихрових компресорів.....	С.68
2.Охорона праці .....	С.74
2.1. Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання .....	С.75
2.1.1 Ураження електричним струмом.....	С.77
2.1.2 Пожежонебезпека.....	С.78

					К 03М.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Дурманенко			Розроблення вихрового компресора і дослідження впливу температури всмоктування на його ефективність	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Ванєєв				2	65	
Н. контр.		Ванєєв				СумДУ, К.М-21		
Затв.		Ванєєв						

2.1.3 Вибухобезпека.....	C.79
2.1.4 Безпека при експлуатації.....	C.81
Висновки.....	C.84
Список використаних джерел.....	C.85

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

## ВСТУП

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

Вихрові компресори можуть застосовуватися при

- продуктивностях за умовами всмоктування  $V < 100 \text{ м}^3/\text{хв}$ ;
- відношенні тисків в одному ступені  $\pi_{ст} = P_{наг}/P_{ес}$  до 1,8;
- перепаді тисків (напір, різниця тисків) в одному ступені  $\Delta P = P_{наг} - P_{ес} = 10-150 \text{ кПа}$ .

У США, ФРН, Японії та інших промислово розвинених країнах потреба в машинах з такими параметрами часто задовольняється за рахунок застосування вихрових компресорів [1].

### Області застосування вихрових компресорів

Вихрові компресори спочатку використовувалися як допоміжні машини для складних умов експлуатації, наприклад в якості збудників циркуляції у внутрішньореакторних контурах газового охолодження атомних реакторів. З плином часу вони стали знаходити застосування як автономні маловитратних кошти подачі і відсмоктування повітря і газів, забезпечення їх циркуляції, в тому числі як машини загального призначення. Вони використовуються в хімічній промисловості, текстильній (в системах вентиляції і відсмоктування відходів волокна на ткацьких, прядильних і в'язальних машинах), целюлозно-паперовій (для вентиляції ротаційних пресів, створення повітряної подушки на розрізних верстатах, транспортування паперу на автоматичних пресах в пристроях для сушіння, для видалення пилу), у виробництві пластмас (для транспортування грануляту і подачі повітря в установках для зварювання пластмас), в сільському господарстві для різних пневмотранспортних, сортувальних і пакувальних пристроїв. Крім того, за кордоном

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		4

розроблені вихрові компресори для атомної енергетики: для систем управління реакторами, установок сепарації ізотопів та регенерації ядерного палива і т. д., а також для малих кріогенних установок.

Останнім часом вихрові компресори знаходять застосування в системах наддуву повітря в топки згоряння на ТЕЦ, для аерації стічних вод, для наддуву повітря в торцеві газодинамічні ущільнення і продувки магнітних підшипників відцентрових компресорів.

Розвиток сучасної високопродуктивної техніки і технології з переважанням в ній енергозберігаючого та екологічного напрямків відкриває перспективи застосування вихрових компресорів в теплонасосних і водоопреснітельних установках, системах отримання і використання альтернативних палив в теплових двигунах.

Вихрові компресори застосовуються для компрімування повітря, азоту, гелію, водню, кисню, парів аміаку та інших робочих середовищ.

### **Основні переваги і недоліки вихрових компресорів**

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		5

компресори порівняно маловитратних і здатні створювати відносно великі перепади тиску [1, 2].

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

Однак, говорячи про ефективність компресорних машин взагалі і вихрових зокрема необхідно враховувати особливості технологічних ліній, в яких вони працюють. Наприклад, якщо газ після компресора ще додатково підігрівається, то позитивним ефектом з точки зору перетворення енергії в компресорі в цьому випадку може бути не тільки приріст механічної енергії потоку, але і приріст теплоти, у тому числі і за рахунок гідравлічних і термодинамічних втрат. У цьому випадку доцільно ввести поняття коефіцієнта використання енергії, маючи на увазі під ним відношення енергії (потужності), переданої газу в одиницю часу в формі роботи і в формі теплоти до потужності, підведеної на вал компресора. У цьому випадку втратами енергії будуть тільки об'ємні втрати і теплота, відведена від потоку газу до корпусу компресора. Хоча для оцінки досконалості проточної частини компресора потрібно застосовувати загальноприйняті ККД (адиабатний, політропний тощо).

Одним з великих недоліків вихрових компресорів є їх невисокий ККД (30-55%), який у ряді випадків помітно нижче, ніж у поршневих, відцентрових, осьових і ротаційних компресорів, на 15-30%. Це пов'язано з особливостями робочого процесу вихрових компресорів. До недоліків вихрових компресорів можна ще віднести високий рівень шуму при роботі і чутливість до зазорів між колесом і корпусом компресора.

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		6

## Дослідження, проектування та розробка вихрових компресорів

Відомі дослідження вихрових компресорів [1-11].

У ТОВ «ТРИЗ» і СумДУ були спроектовані, виготовлені і випробувані кілька вихрових повітродувних машин: серед них - повітродувка з периферійним робочим каналом для наддуву магнітних підшипників газоперекачувальних агрегатів (продуктивність - 2 м<sup>3</sup> / хв, тиск нагнітання - 100 мм вод. ст.); вакуум-насос з периферійно-боковим робочим каналом для вакуумного прибирання в цеху аеросилу на одному з підприємств хімічної промисловості (продуктивність - 15 м<sup>3</sup> / хв, тиск всмоктування - 85600 Па); повітродувка з периферійно-боковим робочим каналом, призначена для індивідуального наддуву повітря в котли спалювання вугільного пилу на теплових електростанціях ВВ 12/1-1,6 (продуктивність – 12 м<sup>3</sup>/хв (подача 10 м<sup>3</sup>/хв), тиск нагнітання - 0,16 МПа) [1]. Остання повітродувка (рис. В.1, фото В.1) конструктивно виконана двоступеневої з двухвенечним робочим колесом (фото В.2) і підведенням газу в другий щабель по зовнішньому обвідному каналу, для розвантаження підшипникових вузлів від радіальних зусиль вхідні і вихідні патрубки ступенів зміщені відносно один одного в окружному напрямку.

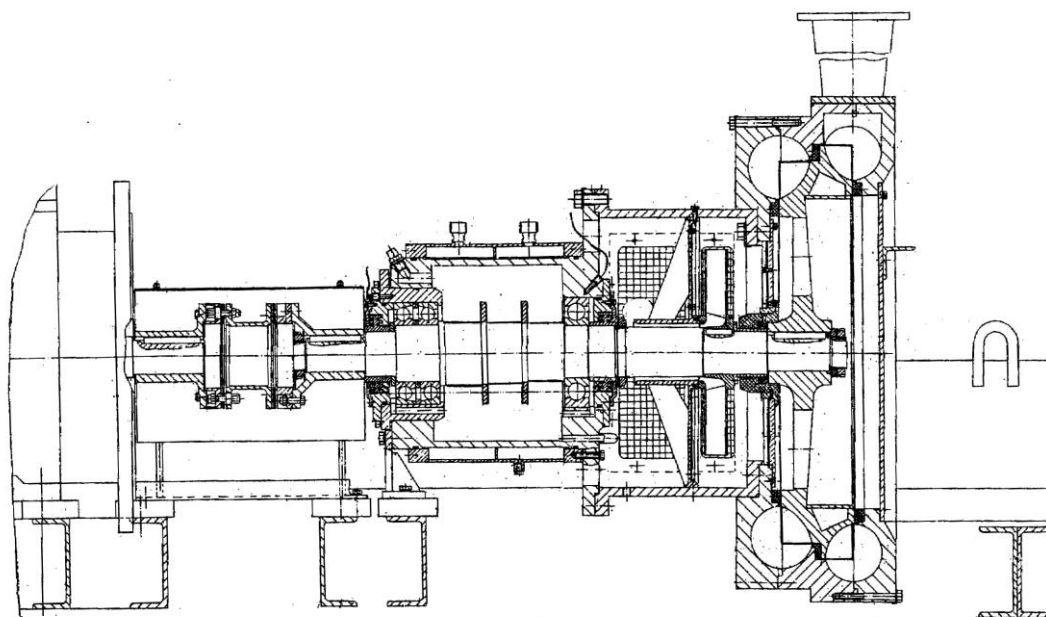


Рис. В.1. Схема компресора вихрового ВВ 12/1-1,6.

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		7

Призначений для наддуву повітря в піч спалювання вугільного пилу на ТЕС.

Температура повітря на виході з компресора  $t=170^{\circ}\text{C}$ ,  $P_{\text{абс}}=0,18\text{ МПа}$ .

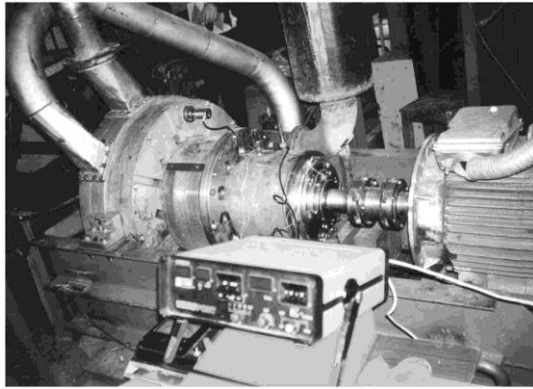


Фото В.1. Компресор вихревой ВВ 12/1-1,6



Фото В.2. Робоче колесо

В процесі проектування вихрових компресорних машин була уточнена і розширена методика попереднього розрахунку, викладена в літературі; частково використана методика розрахунку (без ітераційних процесів за коефіцієнтами витрати та напору) геометричних і режимних параметрів одноступінчатого вихрового компресора, наведена в тій же літературі; розроблені методика розрахунку геометричних і режимних параметрів багатоступеневих машин, а також методика розрахунку характеристик як одноступінчатих, так і багатоступеневих вихрових компресорних машин при зміні з певним кроком ступеня зміни тиску в ступені. На алгоритмічній мові "Паскаль" в системі "Турбопаскаль" розроблений пакет прикладних програм, основними складовими частинами якого є попередній розрахунок (дозволяє визначити раціональну схему машини: вибрати число ступенів, оцінити зовнішні діаметри робочих коліс і споживану потужність (див. рис. В.2, В.3, В.4); розрахунок геометричних і газодинамічних параметрів проточної частини (для оптимального режиму роботи і для режимів, відмінних від оптимального, але кращих за габаритними показниками); розрахунок різних характеристик машини як для проектованого варіанта, так і по заданій геометрії проточної частини при зміні умов експлуатації або для інших

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8



вихідних даних. На рис. В.5 для прикладу показані залежності напору (різниці тисків на вході і виході) споживаної потужності, і адиабатного ККД від продуктивності для вихровий двоступеневої повітродувки.

Результати випробувань показали дуже високу точність розрахунків: розрахункові і експериментальні характеристики практично збіглися. На рис. В.6 показані багаторазово перевірена експериментальна залежність, розрахункова проектна залежність і залежність, розрахована за відомою геометрії за умов випробувань, які відрізнялися від проектних.

Відомо, що вихрові турбомашини чутливі до зазорам. На рис. В.7 показані залежності тиску нагнітання від подачі компресора при різних торцевих зазорах.

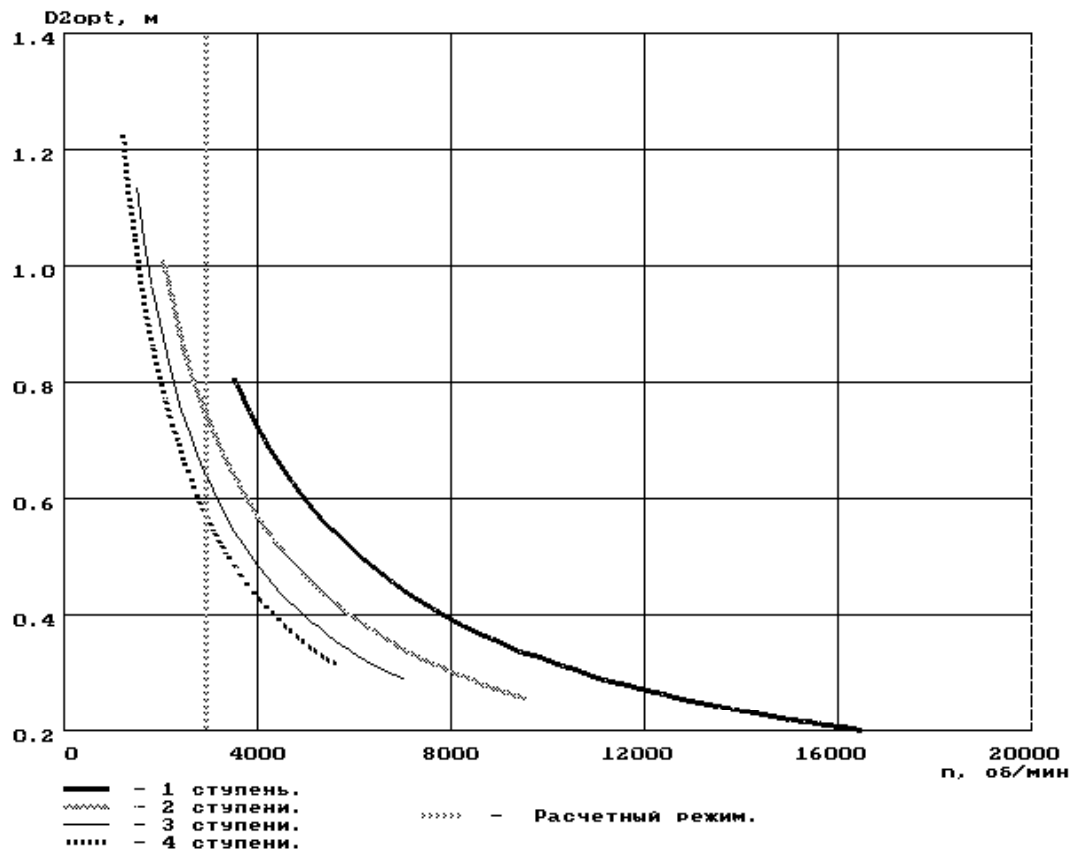


Рис. В.2. Залежність зовнішнього діаметра робочого колеса від частоти обертання і числа ступенів для оптимального режиму

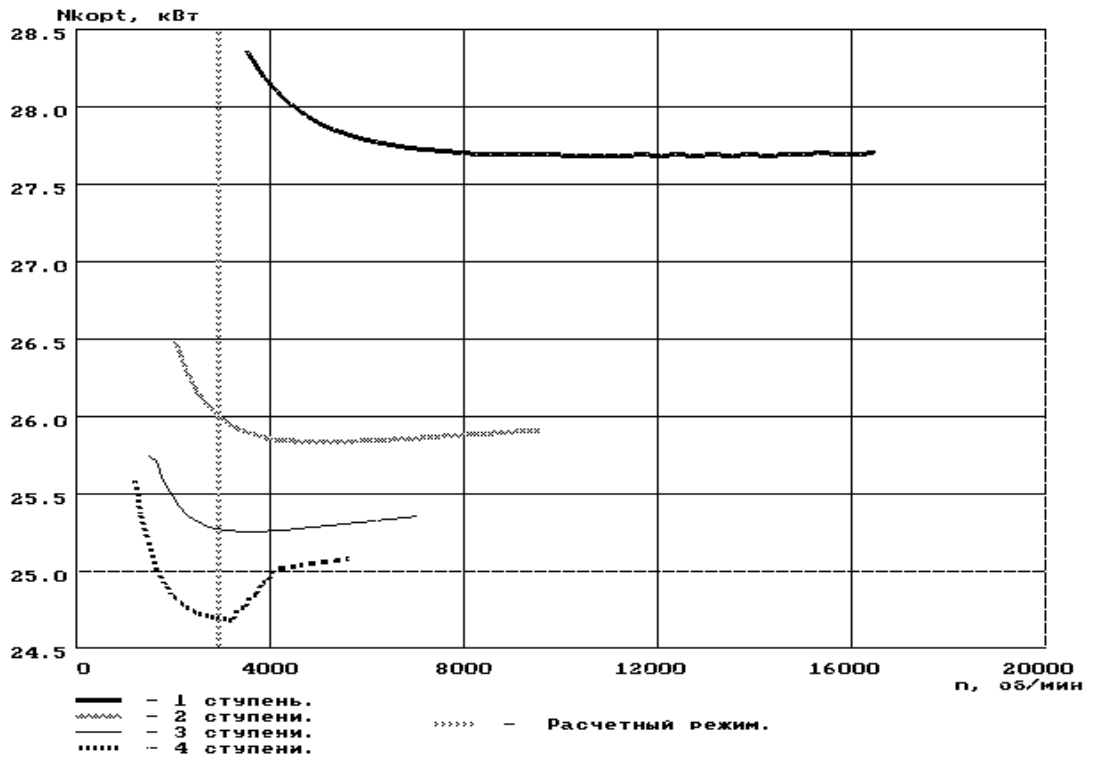


Рис. В.3. Залежність потужності, споживаної компресором, від частоти обертання і числа ступенів для оптимального режиму

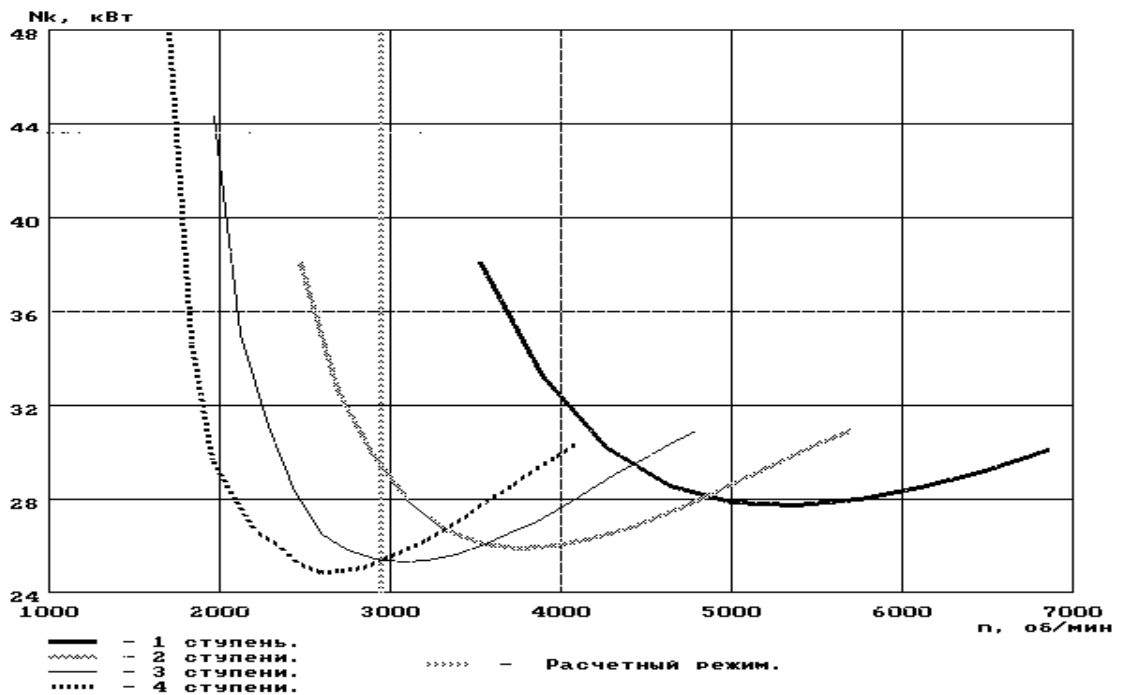


Рис. В.4. Залежність потужності, споживаної компресором, від частоти обертання і числа ступенів при заданому зовнішньому діаметрі робочих коліс ( $D_2 = 0,6$  м)

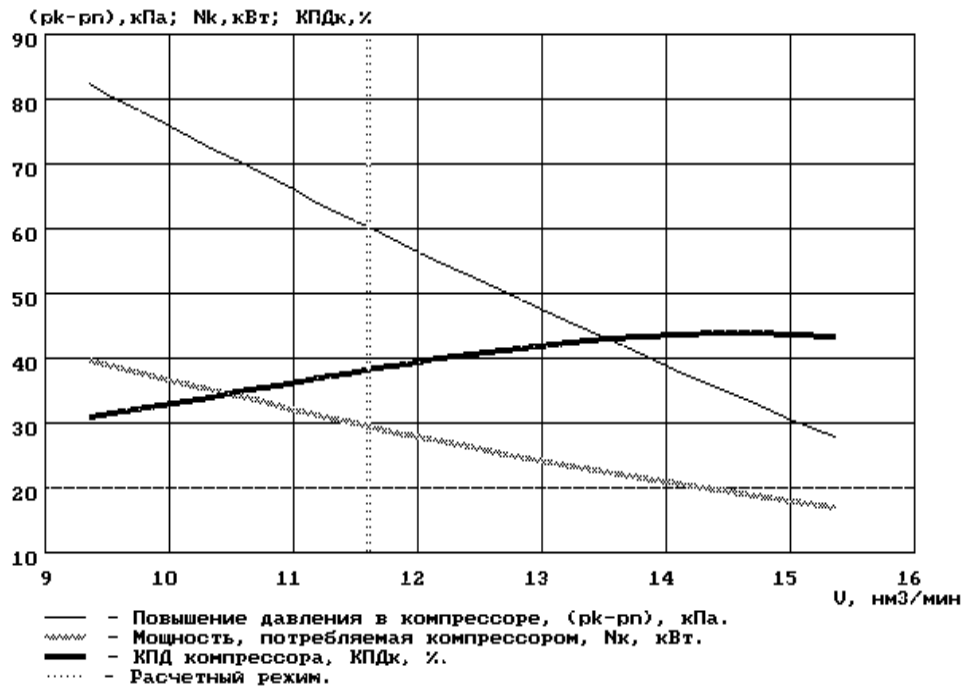


Рис. В.5. Характеристики вихрового компрессора

( $p_{вс}=101325$  Па,  $T_{вс}=313$  К,  $p_{наг}=161325$  Па)

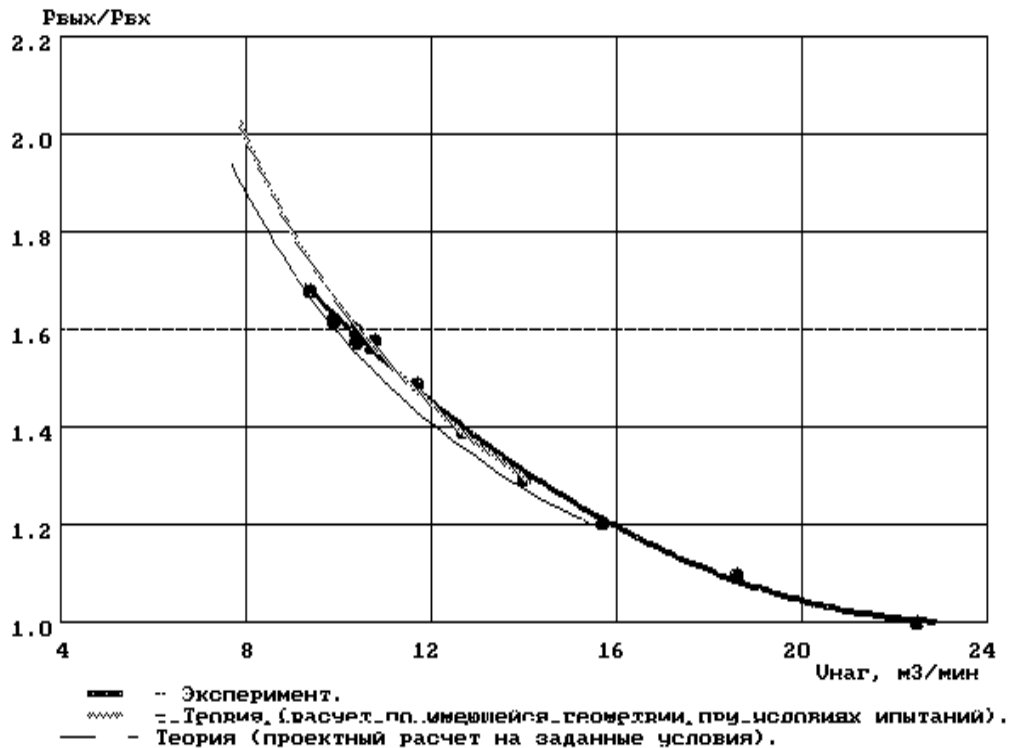


Рис. В.6 Экспериментальна та розрахункові залежності відношення тиску в вихровий повітродувки ВВ 12/1-1,6 від подачі ( $V_{наг,ном}=10$  м³/хв)

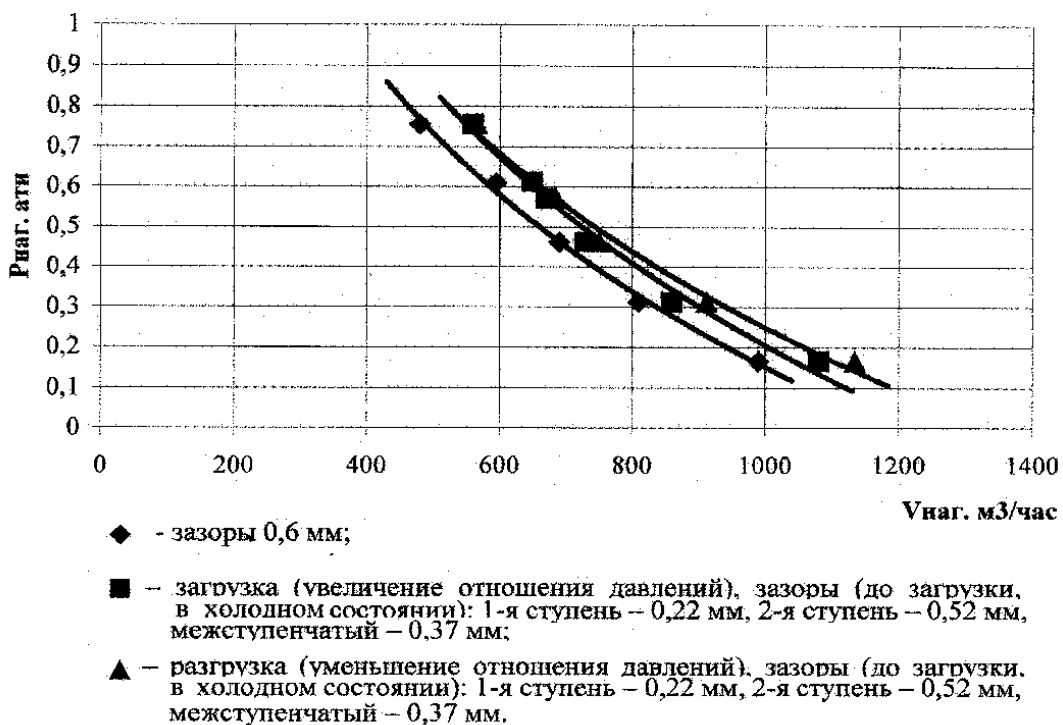


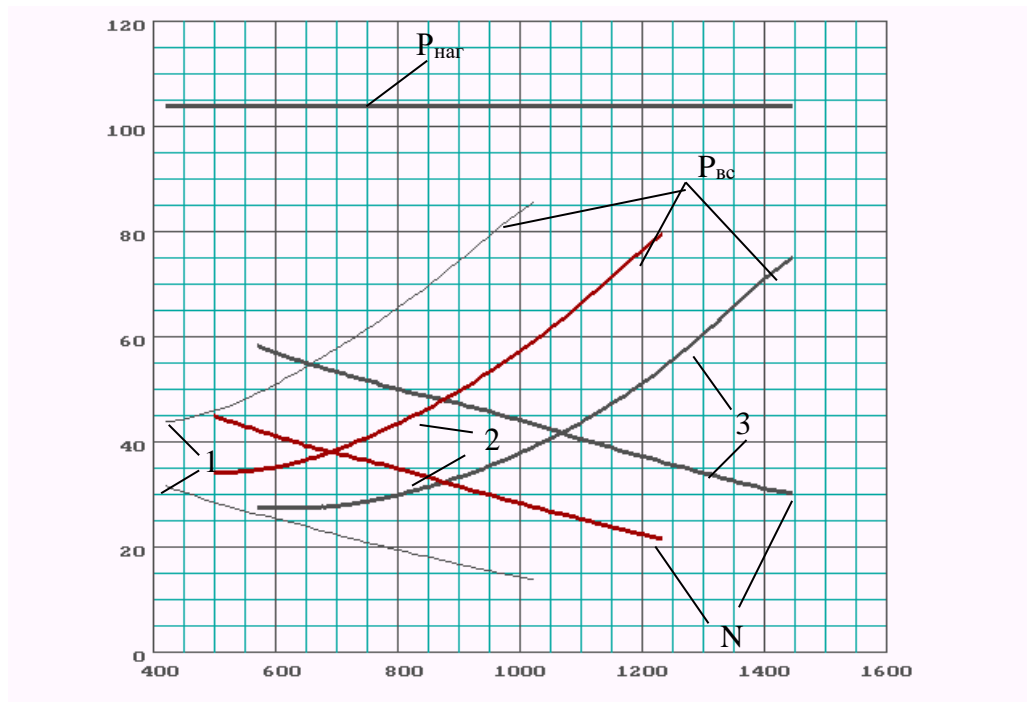
Рис. В.7 Експериментальні залежності тиску нагнітання (надлишкового) від подачі в вихровий повітродувки ВВ 12 / 1-1,6 при різних торцевих зазорах

Уявлення про можливості роботи компресора ВВ 12/1-1,6 у вакуумному режимі дають залежності, представлені на рис. В.8. На цьому рисунку показані розрахункові характеристики компресора при роботі в вакуумному режимі на парах метилового спирту.

Розроблено поле характеристик для вихрових повітряних компресорів і вакуум-насосів. На рис. В.9 показані залежності ступеня підвищення тиску в вихровому компресорі від продуктивності для декількох значень потужності електродвигуна. Аналогічні залежності для вихрових вакуум-насосів дані на рис. В.10. Кожна точка на залежностях є оптимальний режим роботи конкретного компресора, тобто ці залежності - це сукупність оптимальних режимів. Для машин, що відповідають оптимальному режиму з найбільшою продуктивністю, побудована характеристика машини для зони максимального ККД (тонкі лінії на рис. В.9). Залежності, наведені на рис. В.9 відносяться до неохолоджуваних дво- і одноступінчастим повітряним вихровим компресорів і вакуум-насосів при температурі на вході 40° С і

частоті обертання ротора 2950об/хв. Є розрахунки, що дозволяють побудувати поле характеристик також і для трьох-і чотирьоступінчастих неохолоджуваних машин. Можна побудувати поле характеристик також і для охолоджуваних машин або в інших позначеннях координат. При розрахунках полів характеристик вводилися обмеження по температурі нагнітання (не вище 200° С), по зовнішньому діаметру робочих коліс (не більше 700 мм). Пропоновані поля характеристик дозволяють при роботі із замовником швидко оцінити доцільність проектування вихровий машини.

$P_{всас}$ , кПа;  $P_{наг}$ , кПа;  $N$ , кВт



$V$ , м³/год

1 n = 2950 об/хв; 2 n = 3500 об/хв; 3 n = 4000 об/хв;

Рис. В.8. Залежність тиску на всмоктуванні, тиску на нагнітанні і споживаної потужності від продуктивності і частоти обертання

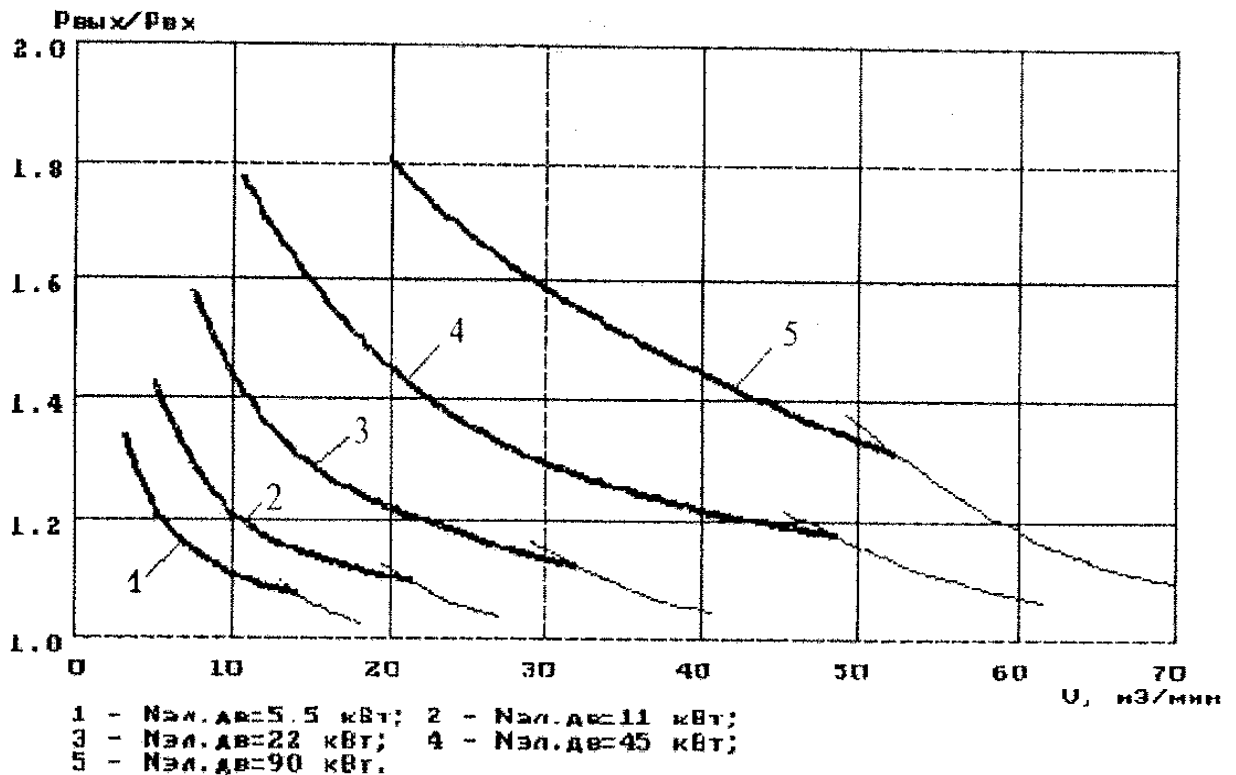


Рис. В.9. Поле характеристик вихрових дво- і одноступеневих повітряних компресорів ( $T_{вс} = 313$  К,  $P_{вс} = 101325$  Па,  $n = 2950$  об/хв)

В даний час широкого поширення набули розробки та впровадження компресорного обладнання із застосуванням «сухих» торцевих газодинамічних ущільнень, магнітного підвісу ротора, а також розробки машин із їх спільним застосуванням. При пуско-монтажних роботах відцентрових компресорів часто використовується схема наддування повітрям від спеціального вихрового компресора, який встановлюється безпосередньо біля відцентрового компресора. У даній роботі виконується розрахунок, дослідження і проектування такого вихрового компресора.

# 1 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

Мета термогазодинамічного розрахунку вихрового компресора полягає у визначенні геометричних співвідношень проточної частини і параметрів, що характеризують її ефективність. Завданням є розробити вихровий компресор і дослідити вплив температури всмоктування на його ефективність. Вихідними даними для розрахунку є: властивості середовища – повітря; об'ємна продуктивність –  $V = 20 \text{ м}^3/\text{хв} = 0,333 \text{ м}^3/\text{с}$ ; тиск всмоктування  $P_0 = 100 \text{ кПа}$  та тиск нагнітання  $P_k = 130 \text{ кПа}$ ; температура всмоктування  $T_{вс} = 313 \text{ К}, 298 \text{ К}, 283 \text{ К}, 268 \text{ К}, 253 \text{ К}$ ; частота обертання ротора приводу  $n = 2950 \text{ об/хв}$ .

## 1.1 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 313 К

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

$\Pi$  – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_k}{P_0} = \frac{130000}{100000} = 1,3$$

$$h_{ад} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[ (1,3)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 24474,296 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

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

$$n_s = \frac{0,333^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 24474,296^{0,75}} = 0,015$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		15

Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s}$$
$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,015} = 1,961$$

Адиабатний коефіцієнт напора:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1 - 0,122$$
$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,961 - 0,122 = 1,712$$

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{24474}{1,712}} = 119,576 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{(\pi \cdot n)}$$
$$D_{21} = \frac{60 \cdot 119,576}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,774 \text{ м}$$

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

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

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_1^2}$$
$$\phi_1 = \frac{1,712^{1,5}}{1,961^2} = 0,582$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		16



Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

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

$$F'_k = 20 \cdot 1,02 / (60 \cdot 119,576 \cdot 0,582) = 0,005 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \sqrt{0,005} / (3,14 \cdot 0,774 \cdot 0,015) = 1,981$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 1,981 - 0,122 = 1,73$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,73 - 1,712) / 1,73| = 0,0104 \leq 0,03$$

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

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{a0} / \psi_2} = \sqrt{24474,296 / 1,73} = 118,943 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 118,943 / (3,14 \cdot 2950) = 0,77 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 118,943 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313} = 0,335$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,335 + 1,4 = 13,34$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		17

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \psi_2^{1.5} / (\psi^{0.75} / \phi^{0.5})_2^2$$
$$\phi_2 = 1,73^{1.5} / 1,981^2 = 0,58$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{60 \cdot U_2 \cdot \phi_2}$$
$$F'_{k1} = \frac{20 \cdot 1,02}{60 \cdot 118,943 \cdot 0,58} = 0,005 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,005 = 0,002 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,005} = 0,099 \text{ м}$$

Радіуси (рис. 1.1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,099 = 0,04 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,099 = 0,0495 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,099 = 0,069 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,099 = 0,06 \text{ м}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		18



Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,77 + 0,003 = 0,773 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,002 / 0,06 = 0,049 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{n1} + F'_{к1}) / h = 1,375 \cdot (0,002 + 0,005) / 0,099 = 0,099 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (13,34 + 1) \cdot 0,003 = 0,043$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,77 - 0,06)}{0,043} = 51,883$$

Число лопаток вибираємо із ряду бажаних чисел:  $z = 52$  лопатки.

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,043 = 0,086 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,086 / 0,77 = 0,223 \text{ рад}$$

Адіабатний ККД.

Оскільки  $M_u > 0,23$  ККД обчислюємо за формулою:

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

де  $\eta_{ад0,23} = 0,47$  – адіабатний ККД при  $M_u = 0,23$ , визначений за табл. 1 або рис. 1.2;

$K_{\eta M}$  – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при  $M_u > 0,23$  визначається за формулою :

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		20

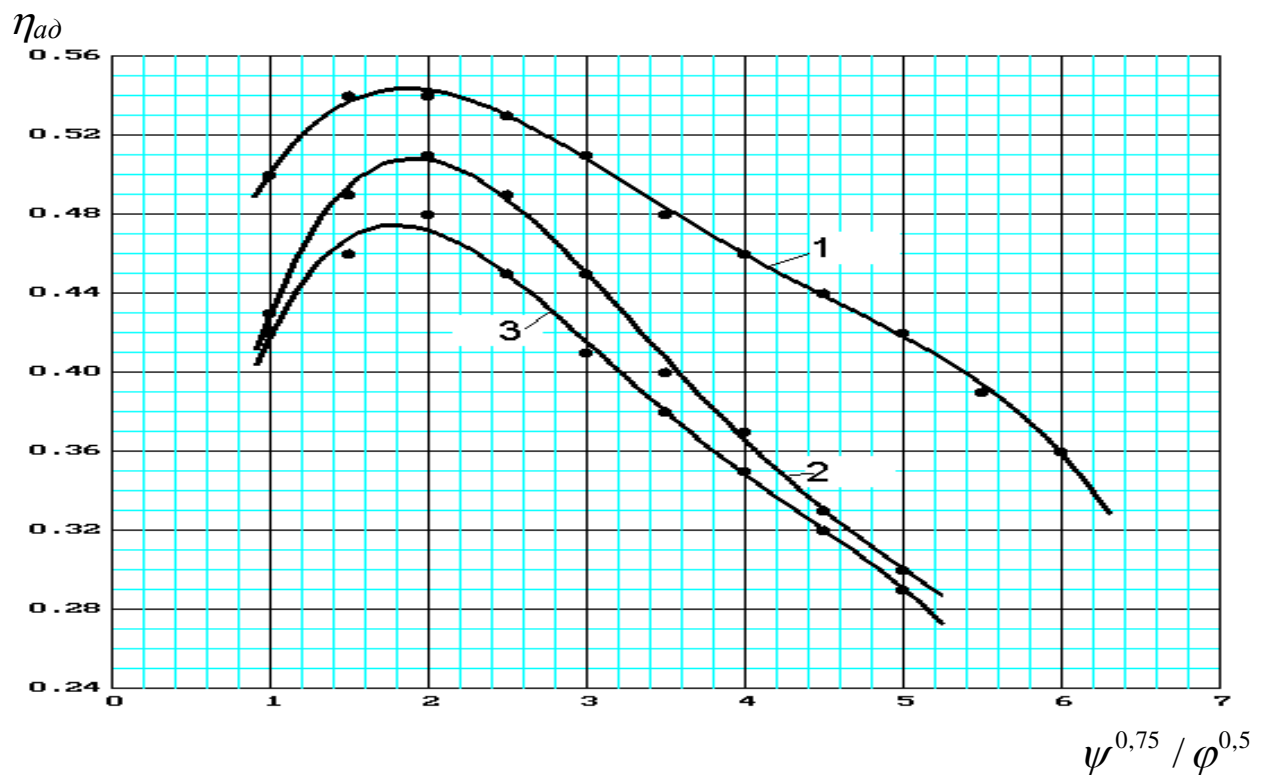
$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,73]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,707}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,73 \cdot 0,335^2]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,707} = 0,9264$$

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

$$A = \left(1 - \frac{l + \delta \cdot z}{\pi \cdot D_2}\right) \frac{0,45}{\varphi_2} = \left(1 - \frac{0,06 + 0,003 \cdot 52}{3,14 \cdot 0,77}\right) \frac{0,45}{0,58} = 0,707$$

Таблиця 1.1 – Залежність адиабатного ККД від режимного комплексу  $\psi^{0,75} / \varphi^{0,5}$  і окружного числа Маха  $M_U$ .

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



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

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Тобто при критерію Маха  $M$ , який відповідає значенню 0,335, та комплексу  $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)$ , рівному 1,981, адиабатний ККД  $\eta_{ад}$  буде мати значення:

$$\eta_{ад} = h_{ад0,23} \cdot K_{\eta M} = 0,47 \cdot 0,9264 = 0,4354$$

Адиабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 24474,296 \cdot 0,371 = 9081,607 \text{ Вт},$$

$$\text{де } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,333 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 313} = 0,371 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{9081,607}{0,4354} = 20856,915 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

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

де  $\rho_{cp}$  - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

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

де  $P_k$  - кінцевий тиск,  $P_k = 0,130$  МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \cdot \left[ \left(\frac{P_k}{P_n}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{313 \cdot \left[ \left(\frac{130000}{100000}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,4354} = 56 \text{ К}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		22

$$T_k = T_n + \Delta T = 313 + 56 = 369 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,13 \cdot 10^6}{287 \cdot 369} = 1,23 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,23 + 1,113) = 1,172 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где  $\nu$  – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,172} = 1,56 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{118,943 \cdot 0,77}{1,56 \cdot 10^{-5}} = 5,84 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{118,943}{10} \right)^3 \cdot 0,77^2 \cdot \left( \frac{1,172}{[5,84 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 4,608 \text{ кВт}$$

Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{к2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,005}}{3,14 \cdot 0,77} = 0,0292.$$

Рекомендується:

- $Kg=0,02-0,04$  – для одноканальної (односторонньої) проточної частини (рис. 1.3);
- $Kg=0,04-0,06$  – для двоканальної (двосторонньої) проточної частини.

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній проточній частині (див. рис. 1.3).

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		23

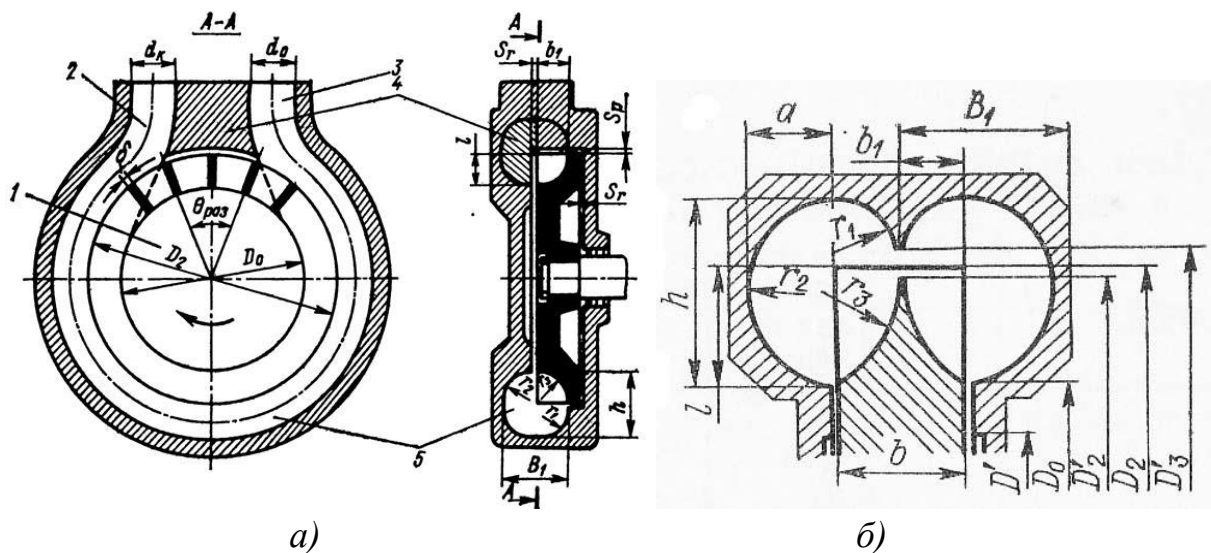


Рисунок 1.3 – Проточна частина вихрового ступеня з криволінійним периферійно-боковим каналом (а – одноканальна (одностороння) проточна частина, б) – двоканальна (двостороння) проточна частина)

## 1.2 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 298 К

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

$R$  – газова стала,  $R=287$  Дж/кг К;

$\Pi$  – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{130000}{100000} = 1,3$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 298 \cdot \left[ (1,3)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 23301,407 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

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



$$n_s = \frac{0,333^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 23301,407^{0,75}} = 0,01505$$

Комплекс:

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

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,015} = 1,945$$

Адіабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,945 - 0,122 = 1,697$$

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{a0}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{23301,407}{1,697}} = 117,187 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 117,187}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,759 \text{ м}$$

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

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

Коефіцієнт витрати:

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		25

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

$$\phi_1 = \frac{1,697^{1,5}}{1,945^2} = 0,584$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

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

$$F'_k = 20 \cdot 1,02 / (60 \cdot 117,187 \cdot 0,584) = 0,005 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,005} / (3,14 \cdot 0,759 \cdot 0,01505) = 1,965$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 1,965 - 0,122 = 1,715$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,715 - 1,697) / 1,715| = 0,011 \leq 0,03$$

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

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{23301,407 / 1,715} = 116,567 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		26

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

$$D_2 = 60 \cdot 116,567 / (3,14 \cdot 2950) = 0,755 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 116,567 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 298} = 0,337$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,337 + 1,4 = 13,393$$

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 1,715^{1,5} / 1,965^2 = 0,582$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{20 \cdot 1,02}{60 \cdot 116,567 \cdot 0,582} = 0,00501 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00501 = 0,00226 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00501} = 0,1 \text{ м}$$

Радіуси (рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,1 = 0,04 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,1 = 0,05 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,1 = 0,07 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,1 = 0,06 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		27

$$D_{ym} = 0,755 - 2 \cdot 0,06 + 0,1 = 0,735 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,755}{0,735} = 1,027 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,027 - 1,02)}{1,027} \right| = 0,006 \leq 0,01$$

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

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,755 - 0,003 = 0,752 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,755 + 0,003 = 0,758 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,00226 / 0,06 = 0,05 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{n1} + F'_{k1}) / h = 1,375 \cdot (0,00226 + 0,00501) / 0,1 = 0,1 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (13,393 + 1) \cdot 0,003 = 0,043$$

Число лопаток:

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		28

$$z = \frac{3,14(0,755 - 0,06)}{0,043} = 50,538$$

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

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,043 = 0,086 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,086 / 0,755 = 0,229 \text{ рад}$$

Адіабатний ККД.

Оскільки  $M_U > 0,23$  ККД обчислюємо за формулою:

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

де  $\eta_{ад0,23} = 0,47$  – адіабатний ККД при  $M_U = 0,23$ , визначений за табл. 1 або рис. 1.2;

$K_{\eta M}$  – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при  $M_U > 0,23$  визначається за формулою :

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{k-1} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{k-1} \cdot A} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,715]^{1,4-1} \cdot 0,704}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,715 \cdot 0,337^2]^{1,4-1} \cdot 0,704} = 0,9263$$

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

$$A = \left(1 - \frac{l + \delta \cdot z}{\pi \cdot D_2}\right) \frac{0,45}{\varphi_2} = \left(1 - \frac{0,06 + 0,003 \cdot 51}{3,14 \cdot 0,755}\right) \frac{0,45}{0,582} = 0,704$$

Тобто при критерію Маха  $M_U$ , який відповідає значенню 0,337, та комплексу  $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)$ , рівному 1,965, адіабатний ККД  $\eta_{ад}$  буде мати значення:

$$\eta_{ад} = h_{ад0,23} \cdot K_{\eta M} = 0,47 \cdot 0,9263 = 0,4353$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 23301,407 \cdot 0,389 = 9081,607 \text{ Вт}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		29

$$\text{Где } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,333 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 298} = 0,389 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{\text{кад}}}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{9081,607}{0,4353} = 20858,089 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

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

де  $\rho_{\text{ср}}$  - середня щільність газу в проточній частині компресора

$$\rho_{\text{ср}} = 0,5(\rho_{\text{к}} + \rho_0)$$

$$\rho_{\text{к}} = \frac{P_{\text{к}}}{RT_{\text{к}}}$$

де  $P_{\text{к}}$  - кінцевий тиск,  $P_{\text{к}} = 0,130 \text{ МПа}$ .

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_{\text{н}} \cdot \left[ \left( \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{н}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{298 \cdot \left[ \left( \frac{130000}{100000} \right)^{1,4-1} - 1 \right]}{0,4353} = 53 \text{ К}$$

$$T_{\text{к}} = T_{\text{н}} + \Delta T = 298 + 53 = 351 \text{ К}$$

$$\rho_{\text{к}} = \frac{P_{\text{к}}}{RT_{\text{к}}} = \frac{0,13 \cdot 10^6}{287 \cdot 351} = 1,289 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (\rho_{\text{к}} + \rho_0) = 0,5 (1,169 + 1,289) = 1,229 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где  $\nu$  – кінематична в'язкість газу

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,229} = 1,49 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$$

$$\text{Re} = \frac{116,567 \cdot 0,755}{1,49 \cdot 10^{-5}} = 5,89 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{116,567}{10} \right)^3 \cdot 0,755^2 \cdot \left( \frac{1,229}{[5,89 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 4,367 \text{ кВт}$$

Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00501}}{3,14 \cdot 0,755} = 0,0299.$$

Рекомендується:

- Kg=0,02-0,04 – для одноканальної (односторонньої) проточної частини (рис. 1.3);
- Kg=0,04-0,06 – для двоканальної (двосторонньої) проточної частини.

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній проточній частині (див. рис. 1.3).

### 1.3 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 283 К

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

R – газова стала, R= 287 Дж/кг К;

$\Pi$  – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{130000}{100000} = 1,3$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 283 \cdot \left[ (1,3)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 22128,516 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

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

$$n_s = \frac{0,333^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 22128,516^{0,75}} = 0,0156$$

Комплекс:

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

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0156} = 1,929$$

Адіабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,929 - 0,122 = 1,682$$

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{22128,517}{1,682}} = 114,711 \text{ м / с}$$

Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 114,711}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,743 \text{ м}$$

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		32



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

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,682^{1,5}}{1,929^2} = 0,586$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

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

$$F'_k = 20 \cdot 1,02 / (60 \cdot 114,711 \cdot 0,586) = 0,00506 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,00506} / (3,14 \cdot 0,743 \cdot 0,0156) = 1,948$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 1,948 - 0,122 = 1,7$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,7 - 1,682) / 1,7| = 0,0106 \leq 0,03$$

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

Окружна швидкість на ободі колеса:

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		33

$$U_2 = \sqrt{h_{a0} / \psi_2} = \sqrt{22128,517 / 1,7} = 114,104 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 114,104 / (3,14 \cdot 2950) = 0,739 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 114,104 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 283} = 0,338$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,338 + 1,4 = 13,446$$

Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})^2$$

$$\phi_2 = 1,7^{1,5} / 1,948^2 = 0,584$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{20 \cdot 1,02}{60 \cdot 114,104 \cdot 0,584} = 0,0051 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0051 = 0,0023 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0051} = 0,101 \text{ м}$$

Радіуси (рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,101 = 0,0404 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,101 = 0,0505 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,101 = 0,0707 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,101 = 0,0606 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

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

$$D_{ym} = 0,739 - 2 \cdot 0,0606 + 0,101 = 0,719 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,739}{0,719} = 1,028 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,028 - 1,02)}{1,028} \right| = 0,008 \leq 0,01$$

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

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,739 - 0,003 = 0,736 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,739 + 0,003 = 0,742 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{.l1} / l = 1,32 \cdot 0,0023 / 0,0606 = 0,05 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{.l1} + F'_{.k1}) / h = 1,375 \cdot (0,0023 + 0,0051) / 0,101 = 0,101 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		35

$$t = (13,446 + 1) \cdot 0,003 = 0,043$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,739 - 0,0606)}{0,043} = 49,155$$

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

Довжина роздільника:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,043 = 0,086 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,086 / 0,739 = 0,235 \text{ рад}$$

Адіабатний ККД.

Оскільки  $M_u > 0,23$  ККД обчислюємо за формулою:

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

де  $\eta_{ад0,23} = 0,47$  – адіабатний ККД при  $M_u = 0,23$ , визначений за табл. 1 або рис. 1.2;

$K_{\eta M}$  – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при  $M_u > 0,23$  визначається за формулою :

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{k-1} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_u^2]^{k-1} \cdot A} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,7]^{1,4-1} \cdot 0,701}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,7 \cdot 0,339^2]^{1,4-1} \cdot 0,701} = 0,9261$$

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

$$A = \left(1 - \frac{l + \delta \cdot z}{\pi \cdot D_2}\right) \frac{0,45}{\varphi_2} = \left(1 - \frac{0,0606 + 0,003 \cdot 50}{3,14 \cdot 0,739}\right) \frac{0,45}{0,584} = 0,701$$

Тобто при критерію Маха  $M_u$ , який відповідає значенню 0,338, та комплексу  $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)$ , рівному 1,948, адіабатний ККД  $\eta_{ад}$  буде мати значення:

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\eta_{ad} = h_{ad0,23} \cdot K_{\eta M} = 0,47 \cdot 0,9261 = 0,4352$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{kad} = h_{ad} \cdot \bar{m} = 22128,517 \cdot 0,41 = 9081,607 \text{ Вт}$$

$$\text{Где } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,333 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 283} = 0,41 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{kad}}{\eta_{ad}} = \frac{9081,607}{0,4352} = 20864,753 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

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

де  $\rho_{cp}$  - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

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

де  $P_k$  - кінцевий тиск,  $P_k = 0,130 \text{ МПа}$ .

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \cdot \left[ \left( \frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{283 \cdot \left[ \left( \frac{130000}{100000} \right)^{1,4-1} - 1 \right]}{0,4352} = 51 \text{ К}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 283 + 51 = 334 \text{ К}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,13 \cdot 10^6}{287 \cdot 334} = 1,358 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,231 + 1,358) = 1,294 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		37

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

где  $\nu$  – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,294} = 1,42 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$$

$$Re = \frac{114,104 \cdot 0,739}{1,42 \cdot 10^{-5}} = 5,95 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{114,104}{10} \right)^3 \cdot 0,739^2 \cdot \left( \frac{1,294}{[5,95 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 4,126 \text{ кВт}$$

Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0051}}{3,14 \cdot 0,739} = 0,0308.$$

Рекомендується:

- $Kg=0,02-0,04$  – для одноканальної (односторонньої) проточної частини (рис. 1.3);
- $Kg=0,04-0,06$  – для двоканальної (двосторонньої) проточної частини.

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній проточній частині (див. рис. 1.3).

#### 1.4 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 268 К

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

$R$  – газова стала,  $R= 287$  Дж/кг К;

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

П – відношення тисків.

$$P = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{130000}{100000} = 1,3$$

$$h_{a\partial} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 268 \cdot \left[ (1,3)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 20955,628 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

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

$$n_s = \frac{0,333^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 20955,628^{0,75}} = 0,0163$$

Комплекс:

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

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0163} = 1,913$$

Адіабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,913 - 0,122 = 1,666$$

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{a\partial}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{20955,628}{1,666}} = 112,141 \text{ м / с}$$

Зовнішній діаметр:

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		39

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 112,141}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,726 \text{ м}$$

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

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

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,666^{1,5}}{1,913^2} = 0,588$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

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

$$F'_k = 20 \cdot 1,02 / (60 \cdot 112,141 \cdot 0,588) = 0,00516 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,00516} / (3,14 \cdot 0,726 \cdot 0,0163) = 1,932$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 1,932 - 0,122 = 1,684$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		40



$$\delta\psi = |(1,684 - 1,666) / 1,684| = 0,011 \leq 0,03$$

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

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{\text{об}} / \psi_2} = \sqrt{20955,628 / 1,684} = 111,547 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 111,547 / (3,14 \cdot 2950) = 0,722 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 111,547 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 268} = 0,34$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,34 + 1,4 = 13,5$$

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 1,684^{1,5} / 1,932^2 = 0,586$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{20 \cdot 1,02}{60 \cdot 111,547 \cdot 0,586} = 0,0052 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,0052 = 0,00234 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,0052} = 0,102 \text{ м}$$

Радіуси (рис. 1):

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

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

Висота лопатки робочого колеса:

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

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

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

$$D_{ym} = 0,722 - 2 \cdot 0,0612 + 0,102 = 0,702 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,722}{0,702} = 1,029 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,029 - 1,02)}{1,029} \right| = 0,009 \leq 0,01$$

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

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,722 - 0,003 = 0,719 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,722 + 0,003 = 0,725 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,00234 / 0,0612 = 0,05 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{n1} + F'_{k1}) / h = 1,375 \cdot (0,00234 + 0,0052) / 0,102 = 0,102 \text{ м}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		42

Крок лопаток :

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

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

$$t = (13,5 + 1) \cdot 0,003 = 0,044$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,722 - 0,0612)}{0,044} = 47,73$$

Число лопаток вибираємо із ряду бажаних чисел:  $z = 48$  лопаток.

Довжина роздільника:

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

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,088 / 0,722 = 0,241 \text{ рад}$$

Адіабатний ККД.

Оскільки  $M_u > 0,23$  ККД обчислюємо за формулою:

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

де  $\eta_{ад0,23} = 0,47$  – адіабатний ККД при  $M_u = 0,23$ , визначений за табл. 1 або рис. 1.2;

$K_{\eta M}$  – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при  $M_u > 0,23$  визначається за формулою :

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{k-1} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_u^2]^{k-1} \cdot A} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,684]^{1,4-1} \cdot 0,699}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,684 \cdot 0,34^2]^{1,4-1} \cdot 0,699} = 0,9259$$

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

$$A = \left(1 - \frac{l + \delta \cdot z}{\pi \cdot D_2}\right) \frac{0,45}{\varphi_2} = \left(1 - \frac{0,0612 + 0,003 \cdot 48}{3,14 \cdot 0,722}\right) \frac{0,45}{0,586} = 0,699$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Тобто при критерію Маха  $M$ , який відповідає значенню 0,34, та комплексу  $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)$ , рівному 1,932, адиабатний ККД  $\eta_{ад}$  буде мати значення:

$$\eta_{ад} = h_{ад0,23} \cdot K_{\eta M} = 0,47 \cdot 0,9259 = 0,4351$$

Адиабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 20955,628 \cdot 0,433 = 9081,607 \text{ Вт}$$

$$\text{Где } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,333 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 268} = 0,433 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{9081,607}{0,4351} = 20869,772 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

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

де  $\rho_{cp}$  - середня щільність газу в проточній частині компресора

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

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

де  $P_k$  - кінцевий тиск,  $P_k = 0,130$  МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \cdot \left[ \left(\frac{P_k}{P_H}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{268 \cdot \left[ \left(\frac{130000}{100000}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,4351} = 48 \text{ К}$$

$$T_k = T_H + \Delta T = 268 + 48 = 316 \text{ К}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,13 \cdot 10^6}{287 \cdot 316} = 1,434 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		44

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_k + \rho_0) = 0,5 (1,166 + 1,434) = 1,3 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где  $\nu$  – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,3} = 1,41 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$$

$$Re = \frac{111,547 \cdot 0,722}{1,41 \cdot 10^{-5}} = 6 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{111,547}{10} \right)^3 \cdot 0,722^2 \cdot \left( \frac{1,3}{[6 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 3,883 \text{ кВт}$$

Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,0052}}{3,14 \cdot 0,722} = 0,0318.$$

Рекомендується:

- Kg=0,02-0,04 – для одноканальної (односторонньої) проточної частини (рис. 1.3);
- Kg=0,04-0,06 – для двоканальної (двосторонньої) проточної частини.

Безрозмірний геометричний комплекс відповідає одноканальній проточній частині (див. рис. 1.3).

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		45

## 1.5 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з температурою всмоктування 253 К

Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

$R$  – газова стала,  $R= 287$  Дж/кг К;

$\Pi$  – відношення тисків.

$$\Pi = \frac{P_{\kappa}}{P_0} = \frac{130000}{100000} = 1,3$$

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 253 \cdot \left[ (1,3)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 19782,738 \text{ Дж / кг}$$

Коефіцієнт бистрохідності:

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

$$n_s = \frac{0,333^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 19782,738^{0,75}} = 0,017$$

Комплекс:

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

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,017} = 1,896$$

Адиабатний коефіцієнт напора:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 1,896 - 0,122 = 1,651$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		46

Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{19782,738}{1,651}} = 109,469 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 109,469}{(3,14 \cdot 2950)} = 0,709 \text{ м}$$

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

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

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{1,651^{1,5}}{1,896^2} = 0,59$$

Площа робочого каналу (мередіальний перетин):

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

$$F'_k = 20 \cdot 1,02 / (60 \cdot 109,469 \cdot 0,59) = 0,00526 \text{ м}^2$$

Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,00526} / (3,14 \cdot 0,709 \cdot 0,017) = 1,915$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		47

Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 1,915 - 0,122 = 1,668$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнту напору:

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

$$\delta\psi = |(1,662 - 1,651) / 1,668| = 0,011 \leq 0,03$$

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

Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ад} / \psi_2} = \sqrt{19782,738 / 1,668} = 108,889 \text{ м/с}$$

Зовнішній діаметр колеса

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

$$D_2 = 60 \cdot 108,889 / (3,14 \cdot 2950) = 0,705 \text{ м}$$

Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 108,889 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 253} = 0,342$$

Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 35,6 \cdot Mu + 1,4 = 35,6 \cdot 0,342 + 1,4 = 13,558$$

Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 1,668^{1,5} / 1,915^2 = 0,588$$

Площа одностороннього робочого каналу (меридіальний перетин):

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		48



$$F'_{k1} = \frac{20 \cdot 1,02}{60 \cdot 108,889 \cdot 0,588} = 0,00531 \text{ м}^2$$

Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00531 = 0,00239 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00531} = 0,103 \text{ м}$$

Радіуси (рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,103 = 0,0412 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,103 = 0,0515 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,103 = 0,0721 \text{ м}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,103 = 0,0618 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридіального перетину робочого каналу:

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

$$D_{ym} = 0,705 - 2 \cdot 0,0618 + 0,103 = 0,684 \text{ м}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,705}{0,684} = 1,03 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відношення R):

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

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

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

Зовнішній діаметр диску робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,705 - 0,003 = 0,702 \text{ м}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,705 + 0,003 = 0,708 \text{ м}$$

Ширина лопатки:

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 0,00239 / 0,0618 = 0,051 \text{ м}$$

Ширина меридіального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 \cdot (F'_{n1} + F'_{\kappa1}) / h = 1,375 \cdot (0,00239 + 0,00531) / 0,103 = 0,103 \text{ м}$$

Крок лопаток :

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

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

$$t = (13,558 + 1) \cdot 0,003 = 0,044$$

Число лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,705 - 0,0618)}{0,044} = 46,26$$

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

Довжина роздільника:

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

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,088 / 0,705 = 0,248 \text{ рад}$$

Адіабатний ККД.

Оскільки  $M_U > 0,23$  ККД обчислюємо за формулою:

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

де  $\eta_{ад0,23} = 0,47$  – адіабатний ККД при  $M_U = 0,23$ , визначений за табл. 1 або рис. 1.2;

$K_{\eta M}$  – коригуючий коефіцієнт, що враховує значення ККД при  $M_U > 0,23$  визначається за формулою :

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (k - 1) \cdot \psi_2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A}{1 + [1 + (k - 1) \cdot \psi_2 \cdot M_U^2]^{\frac{k}{k-1}} \cdot A} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,668]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,696}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,668 \cdot 0,342^2]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,696} = 0,9257$$

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

$$A = \left(1 - \frac{l + \delta \cdot z}{\pi \cdot D_2}\right) \frac{0,45}{\varphi_2} = \left(1 - \frac{0,0618 + 0,003 \cdot 47}{3,14 \cdot 0,705}\right) \frac{0,45}{0,588} = 0,696$$

Тобто при критерію Маха  $M_u$ , який відповідає значенню 0,34, та комплексу  $\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)$ , рівному 1,932, адиабатний ККД  $\eta_{ад}$  буде мати значення:

$$\eta_{ад} = h_{ад0,23} \cdot K_{\eta M} = 0,47 \cdot 0,9257 = 0,435$$

Адиабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 19782,738 \cdot 0,459 = 9081,607 \text{ Вт}$$

$$\text{Где } \bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \frac{P_0}{R \cdot T_0} = 0,333 \cdot \frac{100000}{287 \cdot 253} = 0,459 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{9081,607}{0,435} = 20873,413 \text{ Вт}$$

Втрати на тертя дисків:

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

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

де  $\rho_{ср}$  - середня щільність газу в проточній частині компресора

$$\rho_{ср} = 0,5(\rho_{к} + \rho_0)$$

$$\rho_{к} = \frac{P_{к}}{RT_{к}}$$

де  $P_{к}$  - кінцевий тиск,  $P_{к} = 0,130$  МПа.

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		51

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \cdot \left[ \left( \frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{253 \cdot \left[ \left( \frac{130000}{100000} \right)^{1,4-1} - 1 \right]}{0,435} = 45 \text{ K}$$

$$T_k = T_H + \Delta T = 253 + 45 = 298 \text{ K}$$

$$\rho_K = \frac{P_K}{RT_k} = \frac{0,13 \cdot 10^6}{287 \cdot 298} = 1,519 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_K + \rho_0) = 0,5 (1,377 + 1,519) = 1,448 \text{ кг/м}^3$$

Re – число Рейнольдса

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

где  $\nu$  – кінематична в'язкість газу

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_{cp}} = \frac{18,35 \cdot 10^{-6}}{1,448} = 1,27 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{108,889 \cdot 0,705}{1,27 \cdot 10^{-5}} = 6,06 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left( \frac{108,889}{10} \right)^3 \cdot 0,705^2 \cdot \left( \frac{1,448}{[6,06 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 3,639 \text{ кВт}$$

Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F_{\kappa 2}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00531}}{3,14 \cdot 0,705} = 0,0329.$$

Рекомендується:

–  $Kg=0,02-0,04$  – для одноканальної (односторонньої) проточної частини (рис. 1.3);

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		52

Так як діаметри робочих коліс отримали великі, а значення геометричного комплексу  $K_g < 0,04$ , що не дозволяє виконати компресор квоканальним для розвантаження ротора від осьових зусиль, виконаємо розрахунок двоступеневого компресора при температурі всмоктування 313 К, а також розрахунки при зменшених діаметрах робочого колеса одноступеневого компресора.

### 1.6 Термогазодинамічний розрахунок двоступеневого вихрового компресора з температурою всмоктування 313 К

Приймаємо однакову степінь підвищення тиску в ступенях компресора:

$$\Pi_{cm} = \sqrt{\frac{P_k}{P_0}} = \sqrt{\Pi} = \sqrt{1,3} = 1,1402$$

#### Перший ступінь.

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

$R$  – газова стала,  $R=287$  Дж/кг К;

$\Pi$  – відношення тисків.

$$h_{ad} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 313 \cdot \left[ (1,1402)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 12007,8 \text{ Дж / кг}$$

Масова витрата повітря:

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = \frac{0,333 \cdot 100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 0,371 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		53

Коефіцієнт швидкості:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0.5} \cdot n}{60 \cdot h_{ад}^{0.75}} = \frac{0,333^{0.5} \cdot 2950}{60 \cdot 12007,8^{0.75}} = 0,0247.$$

Газодинамічний комплекс

$$\left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \rightarrow \left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0247} = 1,779.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_1 = 0,935 \cdot 1,779 - 0,122 = 1,541.$$

Кругова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{12007,8}{1,541}} = 88,274 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр колеса:

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 88,274}{3,14 \cdot 2950} = 0,572 \text{ м}.$$

Відносний радіус приймаємо рівним:

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

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1^2} = \frac{1,541^{1.5}}{1,779^2} = 0,604.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_k = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}}{U_{21} \cdot \phi_1} = \frac{0,333 \cdot 1,02}{88,274 \cdot 0,604} = 0,00637 \text{ м}^2.$$

Газодинамічний комплекс:

$$\left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 = \frac{\sqrt{F'_k}}{\pi \cdot D_{21} \cdot n_s} = \frac{\sqrt{0,00637}}{3,14 \cdot 0,572 \cdot 0,0247} = 1,7798.$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		54

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_2 = 0,935 \cdot 1,7798 - 0,122 = 1,5628.$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = \left| \frac{\psi_2 - \psi_1}{\psi_2} \right| \leq 0,03 \rightarrow \delta\psi = \left| \frac{1,5628 - 1,541}{1,5628} \right| = 0,0139 \leq 0,03.$$

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

Кругова швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_2}} = \sqrt{\frac{12007,8}{1,5628}} = 87,6571 \frac{м}{с}.$$

Зовнішній діаметр:

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 87,6571}{3,14 \cdot 2950} = 0,5675 м.$$

Коефіцієнт витрати:

$$\phi_2 = \frac{\psi_2^{1,5}}{\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2^2} = \frac{1,5628^{1,5}}{1,7798^2} = 0,6167.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,333 \cdot 1,02}{87,6571 \cdot 0,6167} = 0,00655 м^2.$$

Безрозмірний геометричний комплекс:

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00655}}{3,14 \cdot 0,5675} = 0,0454 - \text{проточна частина одноканальна.}$$

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00655 = 0,00295 м^2.$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00655} = 0,1145 м.$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		55

Радіуси (рисунок 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,1145 = 0,0458 \text{ м};$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,1145 = 0,0572 \text{ м};$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,1145 = 0,0801 \text{ м}.$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,1145 = 0,0744 \text{ м}.$$

Діаметр центра тяжіння меридіонального перерізу робочого каналу:

$$D_{\text{цт}} = D_2 - 2 \cdot l + h = 0,5675 - 2 \cdot 0,0744 + 0,1145 = 0,5332 \text{ м}.$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{\text{цт}}} = \frac{0,5675}{0,5332} = 1,064 \text{ м}.$$

Логічний оператор (похибка визначається відношенням R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| = \left| \frac{1,064 - 1,02}{1,064} \right| = 0,099 \leq 0,01.$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D_3' = D_2 + 0,003 = 0,5675 + 0,003 = 0,5705 \text{ м}.$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D_5' = D_2 - 0,003 = 0,5675 - 0,003 = 0,5645 \text{ м}.$$

Ширина лопатки (рисунок 2.2.):

$$b_1 = 1,32 \cdot \frac{F'_{\text{пл}}}{l} = 1,32 \cdot \frac{0,00295}{0,0744} = 0,0523 \text{ м}.$$

Ширина меридіонального перерізу робочого каналу:

$$B_1 = \frac{1,375 \cdot (F'_{\text{пл}} + F'_{\text{кл}})}{h} = \frac{1,375 \cdot (0,00295 + 0,00655)}{0,1145} = 0,1141 \text{ м}.$$

Умовний коефіцієнт витрати:

$$\Phi_0 = \frac{4V}{\pi D_2 U_2} = \frac{4 \cdot 0,333}{3,14 \cdot 0,5765 \cdot 87,6571} = 0,0178.$$

Критерій Маха:

$$Mu = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_0}} = \frac{87,6571}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313}} = 0,2472.$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		56



Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 21,1 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,2472 + 1,4 = 9,9868.$$

Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta = (9,9868 + 1) \cdot 0,003 = 0,033 \text{ м};$$

де  $\delta=0,003$  м – товщина лопатки;

Число лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - 1)}{t} = \frac{3,14 \cdot (0,5765 - 0,0744)}{0,033} = 46,46.$$

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

Довжина роздільника:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,033 = 0,066 \text{ м}.$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = \frac{2L_{\text{раз}}}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,066}{0,5765} = 0,229 \text{ рад}.$$

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

довідників та з рисунку 2.

Тобто при критерію Маха  $Mu$ , який відповідає значенню 0,23, та комплексу  $\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)$ , рівному 1,7798, адіабатний ККД  $\eta_{\text{ад}}$  буде мати значення 0,48.

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):

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		57

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

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

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

$$A = \left( 1 - \frac{0,052}{3,14 \cdot 0,5675} - \frac{0,003 \cdot 47}{3,14 \cdot 0,5675} \right) \cdot \frac{0,45}{0,6167} = 0,6507$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,5628]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,6507}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,5628 \cdot 0,2472^2]^{\frac{1,4}{1,4-1}} \cdot 0,6507} = 0,9699$$

$$\cdot \eta_{ад} = 0,48 \cdot 0,9699 = 0,4656.$$

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[ \left( \frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{T_H \left[ (\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{313 \cdot \left[ (1,1402)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,4656} = 25,6745 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 313 + 25,6745 = 339,6745 \text{ К.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність компресора, Вт:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot m = 12007,8 \cdot 0,371 = 4,4553 \text{ кВт}$$

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

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}} = \frac{4,4553}{0,4656} = 9,5689 \text{ кВт.}$$

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

$$N_{\kappa} = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{9,5689}{0,95} = 10,0725 \text{ кВт.}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

### Другий ступінь.

Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

$R$  – газова стала,  $R= 287$  Дж/кг К;

$\Pi$  – відношення тисків.

$$h_{\text{ад}} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 338,6 \cdot \left[ (1,1402)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 12992,8 \text{ Дж / кг}$$

Масова витрата повітря:

$$\bar{m} = \bar{V} \cdot \rho_0 = \bar{V} \cdot \frac{P_0}{R \cdot T_0} = \frac{0,333 \cdot 100 \cdot 10^3}{287 \cdot 313} = 0,371 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Коефіцієнт швидкохідності:

$$n_s = \frac{\bar{V}^{0,5} \cdot n}{60 \cdot h_{\text{ад}}^{0,75}} = \frac{0,333^{0,5} \cdot 2950}{60 \cdot 12992,8^{0,75}} = 0,0227.$$

Газодинамічний комплекс

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{n_s} \rightarrow \left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,0227} = 1,802.$$

Адiabатний коефіцієнт напору:

$$\psi_1 = 0,935 \cdot \left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_1 = 0,935 \cdot 1,802 - 0,122 = 1,563.$$

Кругова швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{\text{ад}}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{12992,8}{1,563}} = 91,174 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зовнішній діаметр колеса:

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		59

$$D_{21} = \frac{60 \cdot U_{21}}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 91,174}{3,14 \cdot 2950} = 0,5906 \text{ м.}$$

Відносний радіус приймаємо рівним:

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

Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_1 = \frac{\psi_1^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)_1} = \frac{1,563^{1,5}}{1,802^2} = 0,602.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_k = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}}{U_{21} \cdot \varphi_1} = \frac{0,333 \cdot 1,02}{91,174 \cdot 0,602} = 0,00619 \text{ м}^2.$$

Газодинамічний комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)_2 = \frac{\sqrt{F'_k}}{\pi \cdot D_{21} \cdot n_s} = \frac{\sqrt{0,00619}}{3,14 \cdot 0,5906 \cdot 0,0227} = 1,8026.$$

Адіабатний коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = 0,935 \cdot \left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)_1 - 0,122 \rightarrow \psi_2 = 0,935 \cdot 1,8026 - 0,122 = 1,5845.$$

Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

$$\delta\psi = \left|\frac{\psi_2 - \psi_1}{\psi_2}\right| \leq 0,03 \rightarrow \delta\psi = \left|\frac{1,5845 - 1,563}{1,5845}\right| = 0,0136 \leq 0,03.$$

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

Кругова швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_2}} = \sqrt{\frac{12992,8}{1,5845}} = 90,5535 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Зовнішній діаметр:

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		60

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 90,5535}{3,14 \cdot 2950} = 0,5863 \text{ м.}$$

Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \frac{\psi_2^{1,5}}{\left(\frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}}\right)_2} = \frac{1,5845^{1,5}}{1,8026^2} = 0,6138.$$

Площа робочого каналу (меридіональний переріз):

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \varphi_2} = \frac{0,333 \cdot 1,02}{90,5535 \cdot 0,6138} = 0,006019 \text{ м}^2.$$

Безрозмірний геометричний комплекс:

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,006019}}{3,14 \cdot 0,5863} = 0,0421 - \text{проточна частина одноканальна.}$$

Площа лопатки робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,006019 = 0,00271 \text{ м}^2.$$

Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,006019} = 0,1097 \text{ м.}$$

Радіуси (рисунок 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,1097 = 0,0439 \text{ м;}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,1097 = 0,0549 \text{ м;}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,1097 = 0,0768 \text{ м.}$$

Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,6 \cdot h = 0,6 \cdot 0,1097 = 0,0713 \text{ м.}$$

Діаметр центра тяжіння меридіонального перерізу робочого каналу:

$$D_{\text{цт}} = D_2 - 2 \cdot l + h = 0,5863 - 2 \cdot 0,0713 + 0,1097 = 0,5534 \text{ м.}$$

Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{\text{цт}}} = \frac{0,5863}{0,5534} = 1,059 \text{ м.}$$

Логічний оператор (похибка визначається відношенням R):

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		61

$$\delta\bar{R} = \left| \frac{(\bar{R}_2 - \bar{R}_1)}{\bar{R}_2} \right| = \left| \frac{1,059 - 1,02}{1,059} \right| = 0,098 \leq 0,01.$$

Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D_3' = D_2 + 0,003 = 0,5863 + 0,003 = 0,5893 \text{ м.}$$

Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D_5' = D_2 - 0,003 = 0,5863 - 0,003 = 0,5833 \text{ м.}$$

Ширина лопатки (рисунок 2.2.):

$$b_1 = 1,32 \cdot \frac{F'_{л1}}{1} = 1,32 \cdot \frac{0,00271}{0,0713} = 0,0501 \text{ м.}$$

Ширина меридіонального перерізу робочого каналу:

$$B_1 = \frac{1,375 \cdot (F'_{л1} + F'_{к1})}{h} = \frac{1,375 \cdot (0,00271 + 0,006019)}{0,1097} = 0,1094 \text{ м.}$$

Умовний коефіцієнт витрати:

$$\Phi_0 = \frac{4V}{\pi D_2 U_2} = \frac{4 \cdot 0,333}{3,14 \cdot 0,5863 \cdot 90,5535} = 0,0141.$$

Критерій Маха:

$$Mu = \frac{U_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_0}} = \frac{90,5535}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 313}} = 0,2455.$$

Відносний шаг лопаток:

$$\bar{t} = 21,1 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,2455 + 1,4 = 10,0048.$$

Шаг лопаток:

$$t = (\bar{t} + 1) \cdot \delta = (10,0048 + 1) \cdot 0,003 = 0,033 \text{ м;}$$

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

Число лопаток:

$$z = \frac{\pi(D_2 - 1)}{t} = \frac{3,14 \cdot (0,5863 - 0,0713)}{0,033} = 48,6.$$

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

Довжина роздільника:

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		62

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,033 = 0,066 \text{ м.}$$

Кутова протяжність роздільника:

$$Q_{\text{раз}} = \frac{2L_{\text{раз}}}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,066}{0,5863} = 0,225 \text{ рад.}$$

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

довідників та з рисунку 2.

Тобто при критерію Маха  $\text{Mu}$ , який відповідає значенню 0,23, та комплексу  $\left( \frac{\psi^{0,75}}{\varphi^{0,5}} \right)$ , рівному 1,8026, адіабатний ККД  $\eta_{\text{ад}}$  буде мати значення 0,48.

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):

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

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

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

$$A = \left( 1 - \frac{0,052}{3,14 \cdot 0,5863} - \frac{0,003 \cdot 49}{3,14 \cdot 0,5863} \right) \cdot \frac{0,45}{0,6138} = 0,654.$$

$$K_{\eta M} = \frac{1 + [1 + 0,04 \cdot (1,4 - 1) \cdot 1,5845]^{1,4-1} \cdot 0,654}{1 + [1 + (1,4 - 1) \cdot 1,5845 \cdot 0,2455^2]^{1,4-1} \cdot 0,654} = 0,9704$$

$$\eta_{\text{ад}} = 0,48 \cdot 0,9704 = 0,4658$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_H \left[ \left( \frac{P_K}{P_H} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{T_H \left[ (\Pi)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{313 \cdot \left[ (1,1402)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right]}{0,4658} = 27,7689 \text{ К.}$$

Температура на виході із ступеня компресора:

$$T_K = T_H + \Delta T = 313 + 27,7689 = 340,7689 \text{ К.}$$

Адіабатна (ізоентропна) потужність компресора, Вт:

$$N_{ад} = h_{ад} \cdot m = 12992,8 \cdot 0,371 = 4,8207 \text{ кВт}$$

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

$$N_i = \frac{N_{ад}}{\eta_{ад}} = \frac{4,8207}{0,4658} = 10,3495 \text{ кВт.}$$

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

$$N_{\kappa} = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{10,3495}{0,95} = 10,8942 \text{ кВт.}$$

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		64



**1.7 Термогазодинамічний розрахунок одноступеневого вихрового компресора з температурою всмоктування 313 К і зовнішнім діаметром робочого колеса  $D_2 = 700$  мм**

Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса.

$$U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{0,7 \cdot 3,14 \cdot 2950}{60} = 108,1231 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{24474,3}{108,1231^2} = 2,0935$$

Ржимний (газодинамічний) комплекс :

$$\left( \frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{2,0935 + 0,122}{0,935} = 2,3505$$

Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою :

$$\phi_2 = \frac{\psi_2^{1,5}}{\left( \psi^{0,75} / \phi^{0,5} \right)_2^2} = 2,0935^{1,5} / 2,3505^2 = 0,5483$$

Критерій Маха знайдемо за формулою (1.4.15):

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 108,1231 / \sqrt{1,31 \cdot 287 \cdot 313} = 0,3049$$

Відносний крок лопатки по формулі:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,3049 + 1,4 = 9,986$$

Площа меридіонального перерізу одностороннього робочого каналу:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,333 \cdot 1,02}{108,1231 \cdot 0,5483} = 0,00589 \text{ м}^2$$

Площа лопатки робочого колеса визначимо по:

$$F_{l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00589 = 0,00265 \text{ м}^2$$

Висота робочого каналу по формулі:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00589} = 0,1085 \text{ м}$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ		Лист
							65
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

1.2.10 Радіуси Визначаємо за формулами:

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,1085 = 0,0434 \text{ м} ,$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,1085 = 0,0543 \text{ м} ,$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,1085 = 0,076 \text{ м} .$$

Висота лопатки робочого колеса за формулою:

$$l = 0,63 \cdot h = 0,63 \cdot 0,1085 = 0,0705 \text{ м}$$

Діаметр центру ваги меридионального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h = 0,7 - 2 \cdot 0,0705 + 0,1085 = 0,6675 \text{ м}$$

Відносний радіус за формулою:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,7}{0,6675} = 1,048 \text{ м}$$

Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,048 - 1,02)}{1,048} \right| \leq 0,01$$

Внутрішній діаметр лопаток робочого колеса (внутрішній діаметр каналу корпусу):

$$D_0 = D_2 - 2 \cdot l$$

$$D_0 = 0,7 - 2 \cdot 0,0705 = 0,5589 \text{ м}$$

Внутрішній діаметр щільного ущільнення:

$$D' = 0,9 \cdot D_0 = 0,9 \cdot 0,5589 = 0,503 \text{ м}$$

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

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 0,00265 / 0,0705 = 0,0496 \text{ м}$$

Ширина меридионального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375 (0,00265 + 0,00589) / 0,1085 = 0,1082 \text{ м}$$

Крок лопаток по формулі (1.32):

$$t = (9,986 + 1) \cdot 0,003 = 0,033$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		66

Число лопаток по формулі (1.33) :

$$z = \frac{3,14(0,7 - 0,0705)}{0,033} = 59,31 \rightarrow 60$$

Число лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел:  $z = 60$  лопаток.

Довжина роздільник знайдемо за формулою:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,033 = 0,066 \text{ м}$$

Кутова протяжність роздільник визначимо за формулою:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,066 / 0,7 = 0,189 \text{ рад}$$

Адіабатний КПД :

$$\text{При } \text{Mu}=0,3049 \text{ і } \left( \frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_2 = \left( \frac{2,0935^{0.75}}{0,5483^{0.5}} \right)_2 = 2,3505 \quad \eta_{ад} = 0,4272$$

Адіабатна потужність компресора за формулою:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 24474,3 \cdot 0,371 = 9080,7 \text{ Вт}$$

Споживана потужність компресора за формулою:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{9080,7}{0,4272 \cdot 0,95} = 22374,9 \text{ Вт}$$

Безрозмірний геометричний комплекс

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00589}}{3,14 \cdot 0,7} = 0,0349$$

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		67

## 1.8 Аналіз термодинамічних розрахунків вихрових компресорів

По вище зазначеному алгоритму були виконані розрахунки для одноступеневого компресора при температурі газу на вході в компресор  $T_0 = 313, 298, 283, 268$  та  $253$  К, при  $n = 2950$  об/хв. Також виконані розрахунки двоступеневого вихрового компресора.

Всі обчислення були виконані також в програмі Microsoft Excel.

Результати розрахунку конструктивних та режимних параметрів приведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати розрахунків

№ п/п	Число ступенів	$T_k, K$	$D_2, mm$	$\eta_{ад}$	$M_u$	$N_k, Вт$
1	1	313	0,77	0,4354	0,335	20856,9
2	1	298	0,755	0,4353	0,337	20860,9
3	1	283	0,739	0,4352	0,338	20864,7
4	1	268	0,722	0,4351	0,340	20869,8
5	1	253	0,705	0,4350	0,342	20873,4
6	2	313	0,5675	0,4656	0,2472	9568,9
		338,7	0,5863	0,4658	0,2455	10349,5

З таблиці 1.2 видно, що маємо досить високе значення зовнішнього діаметра колеса. З метою зменшення габаритних розмірів компресора, виконаємо розрахунки для діаметрів робочих коліс  $D_2 = 550, 600, 650, 700$  мм. Результати розрахунків двоступеневого компресора подані в таблиці 1.2.

Таблиця 1.3. – Результати термогазодинамічних розрахунків при температурі на вході в компресор  $T_0 = 313$  К

Параметр	Одноступеневий компресор ( $D_{2opt} = 0,77$ м)	$D_2$ , мм			
		550	600	650	700
$T_k$ , К	369	384,8893	377,5195	372,7494	370,033
$N_k$ , Вт	20856,915	26793,1	24046,4	22268,6	21256,2
ККД <sub>к</sub> , %	0,4354	0,3389	0,3776	0,4078	0,4272
$K_g$	0,0292	0,0590	0,0484	0,0407	0,0349
ККД <sub>к</sub> /ККД <sub>опт</sub> ,		0,778	0,867	0,937	0,981
$D_2/D_{2opt}$		0,714	0,779	0,844	0,909

Для вибору типу проточної частини за даними таблиць будемо графік залежності безрозмірного геометричного комплексу від зовнішнього діаметра робочого колеса.

Таблиця 1.4. – Результати термогазодинамічних розрахунків та відношення діаметрів и ККД параметрам на оптимальних режимах режимів при температурі на вході в компресор  $T_0 = 283$  К

Параметр	Одноступеневий компресор ( $D_{2opt} = 0,739$ м)	$D_2$ , мм			
		550	600	650	700
$T_k$ , К	334	343,8963	338,4087	335,2005	333,622
$N_k$ , Вт	20864,753	25102	22839,9	21517,5	20866,8
ККД <sub>к</sub> , %	0,4352	0,3618	0,3976	0,422	0,4352
$K_g$	0,0308	0,0568	0,0468	0,0396	0,0341

Таблиця 1.5. – Результати термогазодинамічних розрахунків та відношення діаметрів и ККД параметрам на оптимальних режимах при температурі на вході в компресор  $T_0 = 253 \text{ K}$

Параметр	Одноступеневий компресор ( $D_{2\text{опт}} = 0,705 \text{ м}$ )	$D_2, \text{ мм}$			
		500	550	600	650
$T_k, \text{ K}$	298	310,2427	304,0607	300,3638	298,4986
$N_k, \text{ Вт}$	20873,413	26393,8	23543,4	21838,8	20978,8
ККД <sub>к</sub> , %	0,4350	0,344	0,3857	0,4158	0,4329
$K_g$	0,0329	0,0679	0,0547	0,0454	0,0385

Геометричний комплекс для вихрових компресорів змінюються в діапазоні від 0,02 до 0,06.

Проаналізував таблиці та графіки результатів розрахунків, можна зробити наступні висновки:

- температуру газу на вході необхідно взяти рівною 313 K, так як при цій температурі спожита компресором потужність вище, що гарантує безвідмовну роботу компресору при більш низьких температурах;
- для подальшого проектування виберемо робоче колесо діаметром  $D_2 = 0,60 \text{ м}$ , т. к. при даному діаметрі масогабаритні показники на 22% менше, а адіабатний ККД на 13% менше, ніж при діаметрах розрахованих при оптимальних режимах (див. табл. 1.3);
- можливість, виконання двоканальної проточної частини при  $D_2=0,6 \text{ м}$ , що дозволяє розвантажити компресор від осьових сил.

Можливе також виконання двоступеневого компресора для оптимального режиму роботи (див. табл. 1.2) с діаметром робочого колеса 1-го ступеня  $D_{21} = 0,567 \text{ м}$  і діаметром робочого колеса 2-го ступеня  $D_{22} = 0,586 \text{ м}$ . При цьому ККД ступенів компресора високий і дорівнює 0,465.

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		70

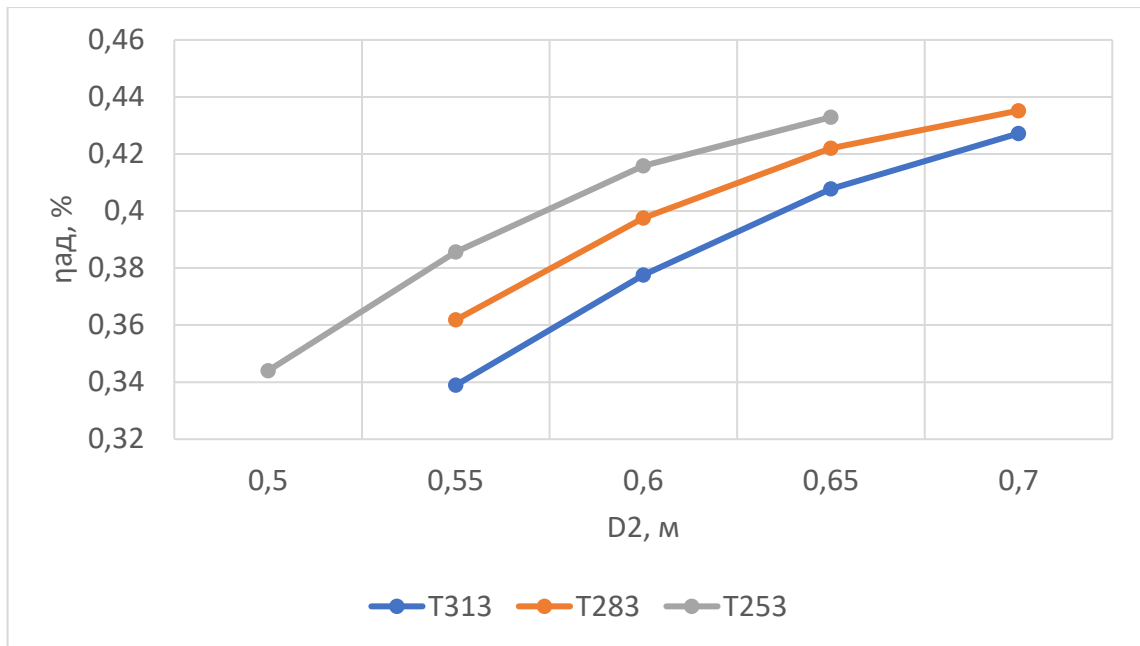


Рисунок 1.3. – Залежність адіабатного ККД  $\eta_{ад}$  від діаметра робочого колеса

Зі зменшенням діаметра робочого колеса адіабатний ККД відповідно зменшується, що призводить до низької економічності цих компресорів.

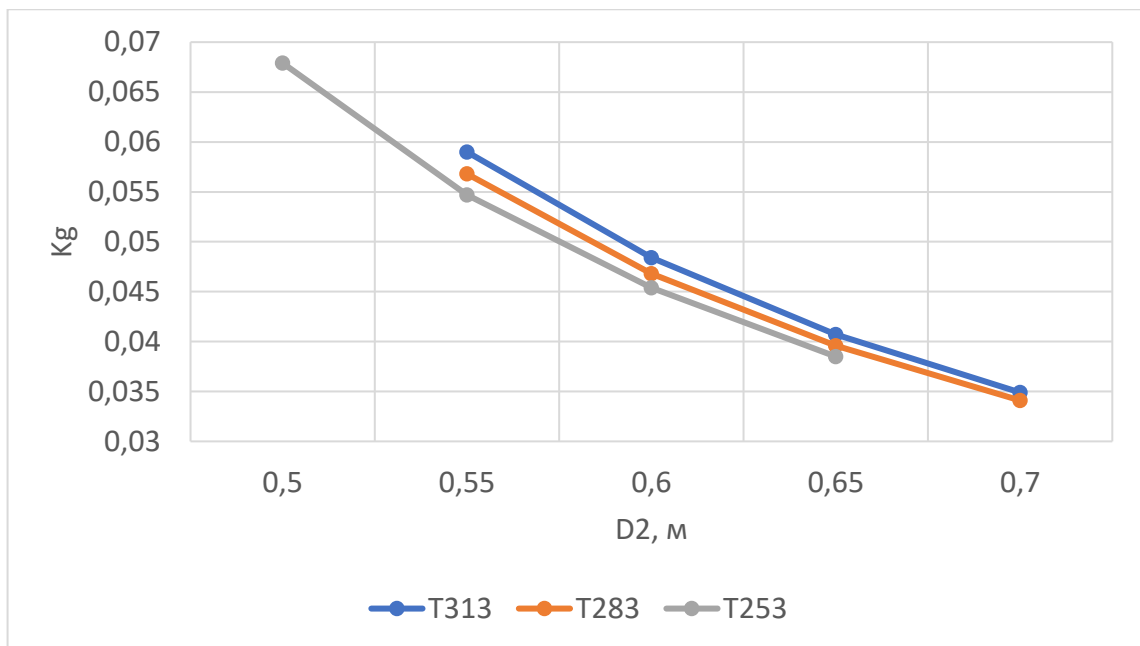


Рисунок 1.4. – Залежність геометричного комплексу  $K_g$  від діаметра робочого колеса

Зі зменшенням діаметра робочого колеса геометричний комплекс зростає, і як наслідок є можливим виконання двоканальної проточної частини для вихрового компресора, яка розвантажить установку від осьових сил.

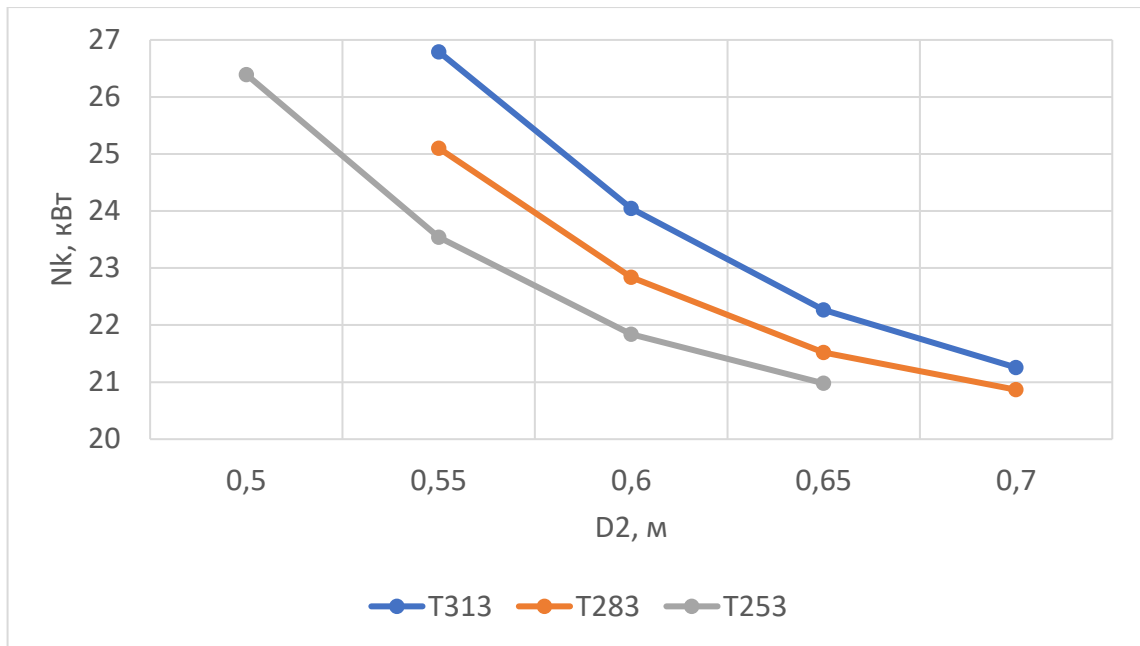


Рисунок 1.5. – Залежність споживаної потужності від діаметра робочого колеса

Зі збільшенням діаметра робочого колеса споживана потужність буде зменшуватися.

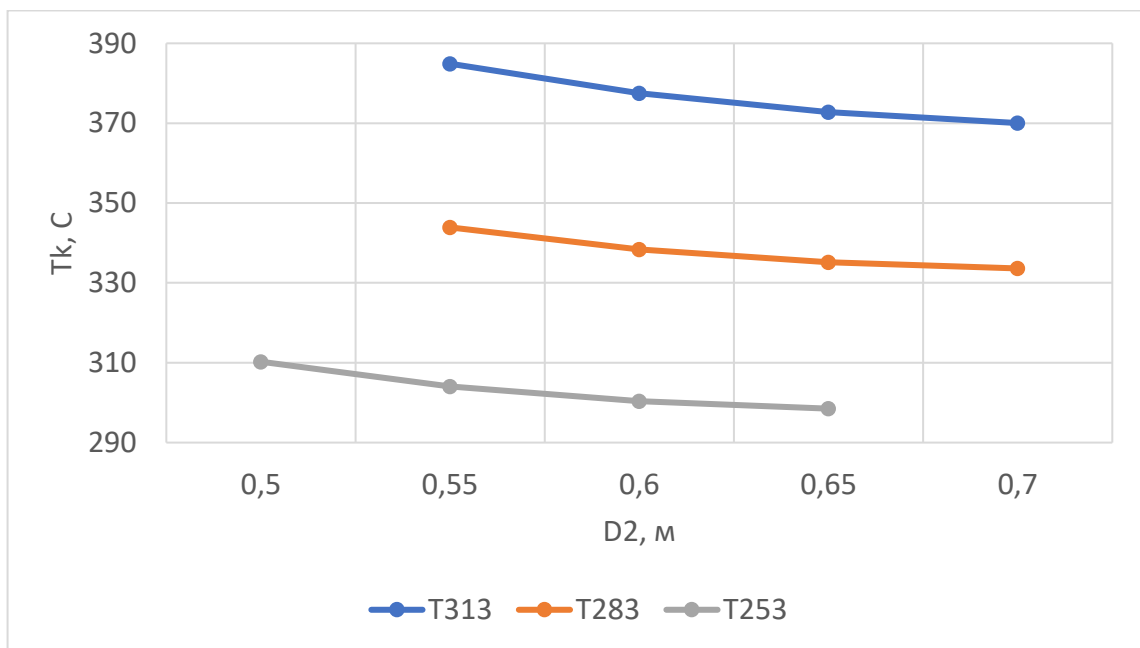


Рисунок 3.4. – Зміни температури на виході з компресора в залежності від діаметра робочого колеса

Зі збільшенням діаметра робочого колеса температура на виході з компресора буде зменшуватися. Враховуючи дані отримані при різних



температурах на вході, має місце висновок, що при більшій початковій температурі можливість роботи компресора в ширшому діапазоні температур і зі зниженням температури вихровий компресора буде безвідмовно працювати.

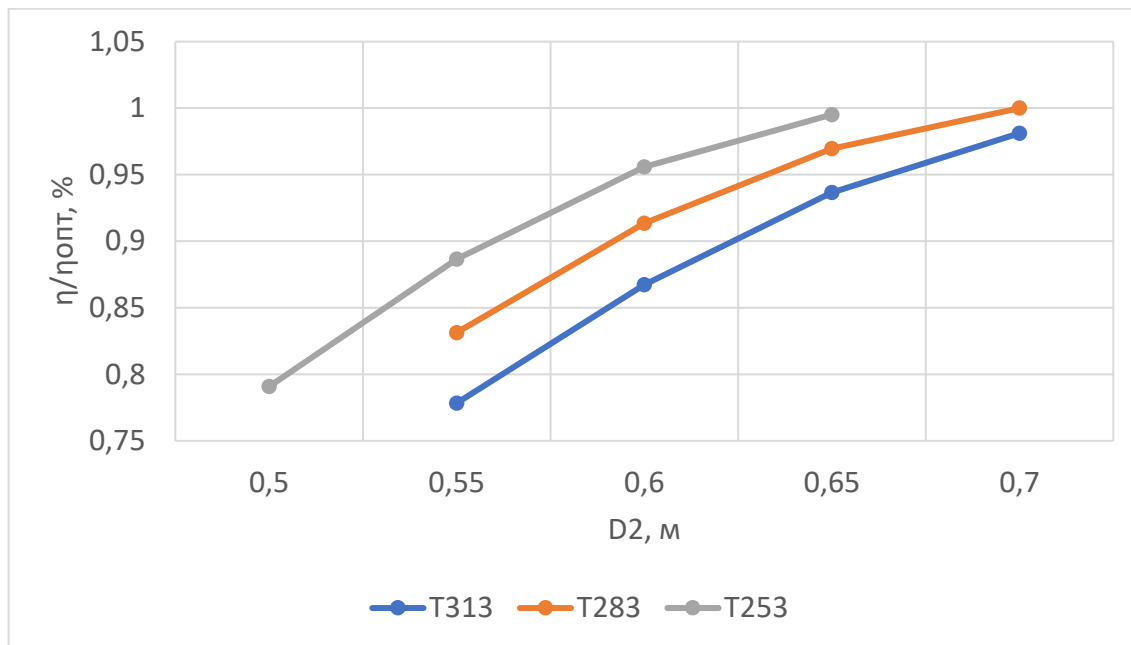


Рисунок 1.6. – Залежність відношень діаметрів та геометричних комплексів від параметрів на оптимальних режимах

Графік показує залежність параметрів на оптимальних режимах роботи та їхнє відношення до параметрів відмінних від оптимальних за меншими масогабаритними показниками.

Для обрання типу вихрового компресора слід враховувати наскільки змінюється його ККД від оптимального режиму роботи та діаметр робочого колеса.

## 2 РОЗДІЛ «ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ»

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

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

Умови праці на робочих місцях виробничих приміщень або площадок складаються під впливом великого числа факторів, різних за своєю природою, формами прояву, характером дії на людину. Відповідно до ДСТУ ГОСТ 12.0.003-74 "Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація" [12] небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються за своєю дією на наступні групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні.

Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори поділяються на такі: рухомі машини і механізми; рухомі частини виробничого обладнання; підвищена запиленість та загазованість повітря робочої зони; підвищена або знижена температура поверхонь обладнання; підвищена або знижена температура повітря робочої зони; підвищений рівень шуму на робочому місці; підвищений рівень вібрації; підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна; підвищена або знижена вологість повітря;

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори за характером дії поділяються на такі: фізичні перевантаження (Статичні, динамічні); нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Відповідно до ДСТУ ГОСТ 12.4.011-89 «Система стандартів безпеки праці. Засоби захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація» [13] засоби захисту від небезпечних і шкідливих виробничих факторів поділяються на дві категорії: засоби колективного захисту та засоби індивідуального захисту.

## **2.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання**

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

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

- ураження електричним струмом;
- вибухобезпечність
- пожежна безпека.

До потенційних вредностей відносять:

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

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		75

## 2.1.1 Ураження електричним струмом

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

Захисне заземлення або занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляція. Захисне заземлення або занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою в результаті пошкодження ізоляція.

Захисне заземлення або занулення повинно забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом при дотику до металевих неструмоведучих частин, Які могут опінітіся під напругою в результате пошкодження ізоляція.

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

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		76

Захисне заземлення або занулення електроустановок слід виконувати: при номінальній напрузі 380 В і вище змінного струму і 440 В і вище постійного струму - у всіх випадках; при номінальній напрузі від 42 В до 380 В змінного струму і від 110 В до 440 В постійного струму при роботах в умовах з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних по ГОСТ Р 12.1.019-2009 «Електробезпека. Загальні вимоги і номенклатура видів захисту» [15].

### 2.1.2 Пожежонебезпека

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

Вимоги щодо забезпечення пожежної безпеки регламентовані ГОСТ Р 12.3.047-2012 ССБТ «Пожежна безпека технологічних процесів. Загальні вимоги. Методи контролю » [14].

Пожежна безпека винна Забезпечувати: системою Запобігання пожежі; системою пожежного захисту.Предотвращеніе пожежі повинне досягатися: запобіганням утворення горючої середовища; запобіганням освіти в займистою середовищі джерел запалювання; підтриманням температури горючої середовища нижче максимально допустимої до горючості; підтриманням тиску в займистою середовищі нижче максимально допустимого по горючості; зменшенням визначального розміру займистою середовища нижче максимально допустимого по горючості.

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

вибухонебезпечності приміщення або зовнішньої установки. групі і категорії вибухонебезпечної суміші; застосуванням технологічного процесу і обладнання, які відповідають вимогам електростатичної іскробезпеки;

регламентацією максимально допустимої температури нагрівання поверхні устаткування, застосуванням неіскристого інструменту при роботі з легко займистими речовинами; ліквідацією умов для теплового, хімічного самозаймання звертаються речовин, матеріалів.

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

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

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

приміщень, комунікацій апаратури від горючих відходів, відкладень пилу, пуху і т. п.

Ізоляція горючого середовища повинна забезпечуватися одним або кількома з перелічених засобів: максимальної механізацією і автоматизацією технологічних процесів, пов'язаних з обігом пожежонебезпечних речовин; установкою пожежонебезпечного устаткування в ізольованих приміщеннях або на відкритих майданчиках; застосуванням для пожежонебезпечних речовин герметизованого і герметичного обладнання і тари; застосуванням пристроїв захисту виробничого обладнання з пожежонебезпечними речовинами від пошкоджень та аварій; застосуванням ізольованих відсіків, камер, кабін і т. п.

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

Система протидимного захисту повинна забезпечувати незадимлену шляхів евакуації протягом часу, достатнього для евакуації людей.

### 2.1.3 Вибухобезпека

Основними параметрами, що характеризують вибухонебезпечність середовища, є: температура спалаху; область займання (температурні і концентраційні межі, межі вибуховості); температура самозаймання; нормальна

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

швидкість поширення полум'я; мінімальне вибухонебезпечне вміст кисню (окислювача); мінімальна енергія запалювання; схильність до вибуху і детонації; чутливість до механічного впливу (удару, тертя).

Вимоги до взривопреудження:

а) для попередження вибуху необхідно виключити: утворення вибухонебезпечного середовища; виникнення джерела ініціювання вибуху. Вибухонебезпечним середовищем є: суміші речовин (газів, парів і пилу) з повітрям і іншими окислювачами (кисень, озон, хлор, оксиди азоту та ін.), Здатні до вибуховій перетворенню; індивідуальні речовини, схильні до вибухового розкладання (ацетилен, озон, гідразин, аміачна селітра та ін.).

б) джерелом ініціювання вибуху є: палаючі або розжарені тіла; електричні розряди; теплові прояви хімічних реакцій і механічних впливів; іскри від удару і тертя; ударні хвилі;

в) запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища та забезпечення в повітрі виробничих приміщень, утримання вибухонебезпечних речовин, що не перевищує нижньої концентраційної межі займання з урахуванням коефіцієнта безпеки, повинно бути досягнуто: контролем складу повітряного середовища; застосуванням герметичного виробничого устаткування; застосуванням робочої та аварійної вентиляції; відведенням вибухонебезпечною середовища;

г) запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища всередині технологічного обладнання необхідно забезпечити: застосуванням герметичного виробничого устаткування; підтриманням складу середовища поза області займання; застосуванням пригнічують (хімічно активних) і флегматизують добавок; вибором швидкісних режимів руху середовища;

д) Запобігання виникненню джерела ініціювання вибуху повинно бути забезпечено: регламентацією вогневих робіт; обмеженням нагріву обладнання до температури нижче температури самозаймання; застосуванням матеріалів,

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		



які не створюють при зіткненні іскор, застосуванням вибухозахищеного електрообладнання; застосуванням швидкодіючих засобів захисного відключення можливих джерел ініціювання вибуху.

Метан-основна складова частина природних газів - безбарвний газ, майже без запаху. Іноді відзначається слабкий запах цибулі або часнику. Горить слабо світиться полум'ям синюватого кольору. Температура кипіння при 1 атм- 164 ° С. Критична температура - 82,5 ° С. Критичний тиск - 45,8 ата. Вага 1 м при 0 ° С і 760 мм рт. ст.- 0,717. Теплотворна способность висшая - 9500, нижча - 8530 ккал/м. Обсяг повітря, необхідний для спалювання 1 метану, - 9,5 м. Межі вибуховості в повітрі нижній - 5,35%, верхній - 14,9%.

#### **2.1.4 Безпека при експлуатації трубопроводів**

Прокладка трубопроводів на території підприємства може бути підземним (в каналах і безканалній), наземним (на опорах) і надземним (на естакадах, колонах, стінах будівель і т.п.) При можливості цілями льно здійснювати наземне і надземне прокладання трубопроводів, оскільки тоді легко виконувати огляд і перевірку їх стану Крім того, термін використання таких трубопроводів в два-три рази більше, ніж в підземних.

Трубопроводи виготовляють з суцільнотягнутих труб зі зварними з'єднаннями. Для полегшення монтажу і ремонту на трубопроводі в зручних і доступних місцях встановлюють фланцеві з'єднання Трубопроводи прокладають з певним ухилом (1: 500) у напрямку руху газів, а в низько місцях становлюють сепаратори з спускними кранами для вилучення конденсату і вода.

З метою запобігання виникнення теплових напружень які можуть викликати розриви при охолодженні труб або вигини при їх нагріванні, на трубопроводах передбачаються компенсаційні елементи: компенсаційні і петлі, ліровидний

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		81

труби, сальникові компенсатори і т ін. Найбільш поширеними є П-подібні компенсаційні петлі, які дозволяють рівномірно розподілити теплові деформації по трубопроводу.

Для забезпечення безпеки на трубопроводі повинні бути встановлені справні та належним чином відрегульовані редуційні, зворотні, запірні та запобіжні клапани. Редуційні клапани (регулятори тиску) піти витримують в системі задані значення тиску незалежно від зміни витрати газу або рідини споживачами. Зворотні клапани пропускають газ або рідина по трубопроводу тільки в одному напрямку, тому запобігають обрат тному їх ходу в разі виникнення аварійних ситуацій (наприклад, спалах в трубопроводі горючого газу). Зворотні клапани при перевищенні допустимого тиску автоматично відкриваються, і частина газу або ре дині викидається в атмосферу або утилізаційний канал. Якщо по трубопроводу транспортуються отруйні, токсичні, вибухо-або пожежонебезпечні гази або рідини, то запобіжні клапани повинні бути закритого типу в (при відкриванні відбувається викид газу або рідини в закритую систему).

Трубопроводи періодично підлягають зовнішнім оглядам і гідравлічним випробувань при зовнішньому огляді визначається стан зварних та фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються ухили, прогини, міцність несучих опор і конструкцій Під час гідравлічних випробувань перевіряється герметичність і міцність трубопроводу Якщо при гідравлічного випробування тиск в трубопроводі не впав, а на зварних швах, фланцевих з'єднаннях, корпусах запобіжних пристроїв не виявлено тріщин, розривів, витоків, то результат випробування вважається удовлетворітельнимТрубопроводи періодично підлягають зовнішнім оглядам і гідравлічним випробувань при зовнішньому огляді визначається стан зварних та фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються ухили, прогини, міцність несучих опор і конструкцій Під час гідравлічних випробувань перевіряється герметичність і міцність трубопроводу Якщо при гідравлічного випробування тиск в трубопроводі не впав, а на

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						82
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

зварних швах, фланцевих з'єднаннях, корпусах запобіжних пристроїв не виявлено тріщин, розривів, витоків, то результат випробування вважається задовільним.

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						83
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

## ВИСНОВКИ

1. Виконані розрахунки декількох варіантів одноступеневого вихрового компресора для оптимального режиму роботи з різною температурою всмоктування (313 К, 298 К, 283 К, 268 К, 253 К) і двоступеневого компресора при температурі всмоктування 313 К.

2. З метою зменшення масогабаритних показників компресора виконані розрахунки для менших діаметрів робочих коліс ( $D_2 = 550, 600, 650, 700$  мм) Проведено аналіз результатів розрахунків.

3. У результаті аналізу результатів розрахунків рекомендовано:

– температуру газу на вході взяти рівною 313 К, так як при цій температурі спожита компресором потужність вище, що гарантує безвідмовну роботу компресору при більш низьких температурах;

– для подальшого проектування взяти варіант одноступеневого вихрового компресора з робочим колесом діаметром  $D_2=0,60$  м, так як при даному діаметрі масогабаритні показники на 22% менше, а адіабатний ККД на 13% менше, ніж для оптимального режиму роботи ( $D_2=0,77$  м);

– виконати двоканальну проточну частину при  $D_2=0,6$  м, що дозволяє розвантажити компресор від осьових сил.

4. Можливе також виконання двоступеневого компресора для оптимального режиму роботи с діаметром робочого колеса 1-го ступеня 0,567 м і діаметром робочого колеса 2-го ступеня. При цьому ККД ступенів компресора високий і дорівнює 0,465 проти 0,435 для одноступеневого вихрового компресора з робочим колесом діаметром  $D_2=0,77$  м і 0,378 для одноступеневого вихрового компресора з робочим колесом діаметром  $D_2$

5. У розділі охорони праці

- виконано аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати на підприємстві;

- розглянуто техніку безпеки під час виконання ремонтних робіт гідравлічного обладнання;

- розглянуто дії обслуговуючого персоналу під час пожежі на підприємстві.

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						84
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Vaneev S.M., Gritsenko V.G. Development of vortex compressors // Wuji Cailiao Xuebao / Journal of Inorganic Materials. – 1998. - Vol. 13, № 6. – P. 36–39.
2. Електроний ресурс: <https://mix.sumdu.edu.ua/textbooks/50683/index.html>
3. Theoretical, Experimental and Numerical Investigations of the Effect of Inlet Blade Angle on the Performance of Regenerative Blowers / Т.А.-М. Mekhail, О.М. Dahab, М.Ф. Sadik, [and etc.] // Open Journal of Fluid Dynamics. – 2015. - № 5. – С. 224-237.
4. Ванеєв С. М., Стеценко С. С. Розрахунки двоступеневого вихрового компресора // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 19–22 квітня 2022 р.) / редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – С. 237.
5. Ванеєв С. М., Ніколаєнко Д. Р. Дослідження і розробка вихрового компресора для блоку виробництва сірки // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 19–22 квітня 2022 р.) / редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – С. 234.
6. Ванеєв С.М., Сорін В.Д., Ніколаєнко Д.Р., Ксенженко П.О. Вихровий компресор для наддуву повітря в топку згорання на ТЕС // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 20–23 квітня 2021 р.) / редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2021. – С. 270.
7. Ванеєв С.М., Семенов Ф.Д., Ксенженко П.О. Вплив зовнішнього діаметра робочого колеса на параметри вихрового компресора // Сучасні технології

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						85
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

у промисловому виробництві: матеріали та програма VII Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 21–24 квітня 2020 р.) / редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми : Сумський державний університет, 2020. – С. 337.

8. Ванєєв С.М., Ніколаєнко Д.Р. Особливості робочого процесу вихрових компресорів / Керівник: Ванєєв С.М. // ПЕРШИЙ КРОК У НАУКУ: Матеріали XI студентської конференції (Суми, 23 лютого 2020 року), у двох частинах, Частина 2. - Суми, Сумський державний університет. 2020. С. 196.
9. Ванєєв С. М., Дурманенко М. О., Карасенко В. В. Вплив відношення тисків і температури газу на вході вихрового компресора на його параметри // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма X Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 18–21 квітня 2023 р.) / редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: Сумський державний університет, 2023. – С. 276..
10. Ванєєв С. М., Ракоїд Р. О., Логвін П. Ю. Дослідження впливу на параметри вихрового компресора зміни витрати робочого тіла і частоти обертання ротора // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма X Всеукраїнської науково-технічної конференції (м. Суми, 18–21 квітня 2023 р.) / редкол.: О.Г. Гусак, І.В. Павленко. – Суми: Сумський державний університет, 2023. – С. 282.
11. МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ до самостійних занять та виконання індивідуальної роботи з дисципліни «Спеціальні типи компресорів» для здобувачів за другим рівнем вищої освіти зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» денної, заочної та дистанційної форм навчання» / укладачі: С. М. Ванєєв, С. О. Шарапов. – Суми : Сумський державний університет, 2023. – 45 с.
12. ГОСТ 12.0003 - 74 ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори – М.: Видавництво стандартів, 1974 г.

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		86

13. ГОСТ 12.4.077 - 75 ССБТ. Засоби захисту від небезпечних і шкідливих виробничих факторів - М.: Видавництво стандартів, 1981 г.
14. ГОСТ 12.1.004 - 75 ССБТ. Пожежна безпека - М.: Видавництво стандартів, 1974 г.
15. ГОСТ 12.1.030 - 81 ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення і занулення - М.: Видавництво стандартів, 1981 р.

					К 03М.00.00.00 ПЗ	Лист
						87
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		