

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
освітньо-професійної програми «Компресори,
пневмоагрегати та вакуумна техніка» на тему:
«Розроблення двоступеневого вихрового
компресора»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. М. Ванєєв

Здобувач

С. С. Стеценко

Група

ХК-71

ЗМІСТ

	С.
Вступ	4
1 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора	15
1.1 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 3000 об/хв	15
1.2 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 3500 об/хв	31
1.3 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 4000 об/хв	46
1.4 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 4500 об/хв	61
1.5 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 5000 об/хв	76
1.6 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 3000 об/хв і зовнішніми діаметрами робочих коліс ступенів 0,25 м	90
2 Охорона праці	96
2.1 Аналіз потенційних небезпек і шкідливостей проектного обладнання	97
1.2 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 3500 об/хв	31
Висновки	106
Список літератури	107
Додатки	108

					КМ 07.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Стеценко			Розроблення двоступеневого вихрового компресора	Літ.	Лист	Листів
Перев.		Ванєєв				2	126	
Н. контр.		Шарапов				СумДУ, ХК-71		
Затв.		Ванєєв						

ВСТУП

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

Об'єднанням СМНВО «ім. М.В.Фрунзе» розроблено та створено понад 80-ти модифікацій ЦК на різні параметри з кінцевим тиском газу від 0,2 до 50 МПа. Діапазон потужності компресорних установок, для яких створені ЦК, становить від 400 до 25000 кВт.

У даній роботі використовується схема наддуву повітрям від спеціального вихрового компресора, який встановлюється безпосередньо біля відцентрового компресора.

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

Вихрові компресори можуть застосовуватися при

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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 різних 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 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 компрімуваннявоздуха, азоту, гелію, водню, кисню, парів аміаку та інших робочих середовищ.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Основні переваги і недоліки вихревих 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 компресори порівняно маловитратних і здатні створювати відносно великі перепади тиску.

Вони застосовуються при умовному коефіцієнті витрати $\Phi_0 < 0,02$ і іменують 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 відносини 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 вихорову щабель може замінити кілька відцентрових. ліній, в яких вони працюють. Наприклад, якщо газ після компресора ще додатково підігрівається, то позитивний ефект з точки зору перетворення енергії в компресорі в цьому випадку може бути не тільки приріст механічної енергії потоку, але і приріст теплоти, в тому числі і за рахунок гідравлічних і термодинамічних втрат. У цьому випадку доцільно ввести поняття

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		6

коефіцієнта використання енергії, маючи на увазі під ним відношення енергії (потужності), переданою газу в одиницю часу в формі роботи і в формі теплоти до потужності, підведеної на вал компресора. В 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 (Адіабатний, політропний і ін.).

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.

Дослідження, проектування та розробка вихрових компресорів

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

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 м³ / 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 м³ / 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 м³ /

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КМ 07.00.00.00 ПЗ

хв (подача 10 м³ / хв), тиск нагнітання - 0,16 МПа) [11]. Остання повітродувка (рис. 1, фото 1) конструктивно виконана двоступеневої з двухвенечним робочим колесом (фото 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.

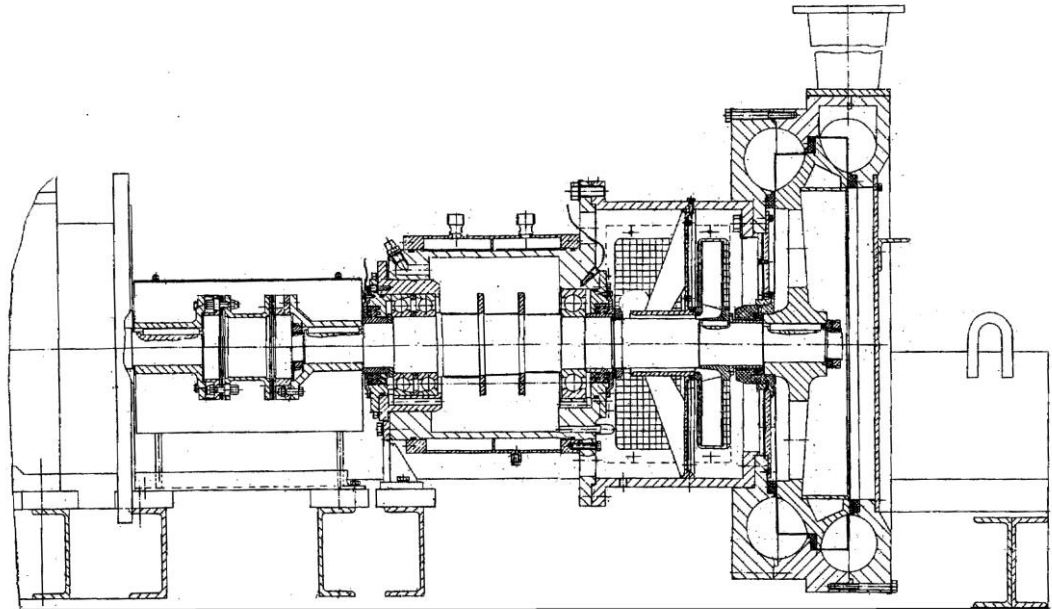


Рис. 1. Схема компресора вихрового ВВ 12/1-1,6.

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

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

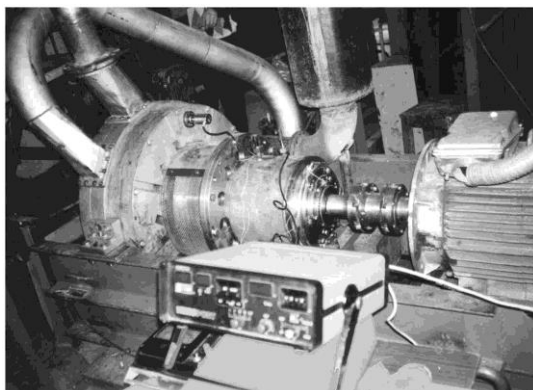


Фото 1. Компресор вихревой ВВ 12/1-1,6



Фото 2. Робоче колесо

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		8

В процесі проектування вихрових компресорних машин була уточнена і розширена методика попереднього розрахунку, викладена в літературі [10]; 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. 2, 3, 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 вихідних даних. На рис. 5 для прикладу показані залежності напору (різниці тисків на вході і виході) споживаної потужності, і адиабатного ККД від продуктивності для вихрової двоступеневої повітрорудки.

Результати випробувань показали дуже високу точність розрахунків: розрахункові і експериментальні характеристики практично збіглися. На рис. 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. 7 показані залежності тиску нагнітання від подачі компресора при різних торцевих зазорах.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

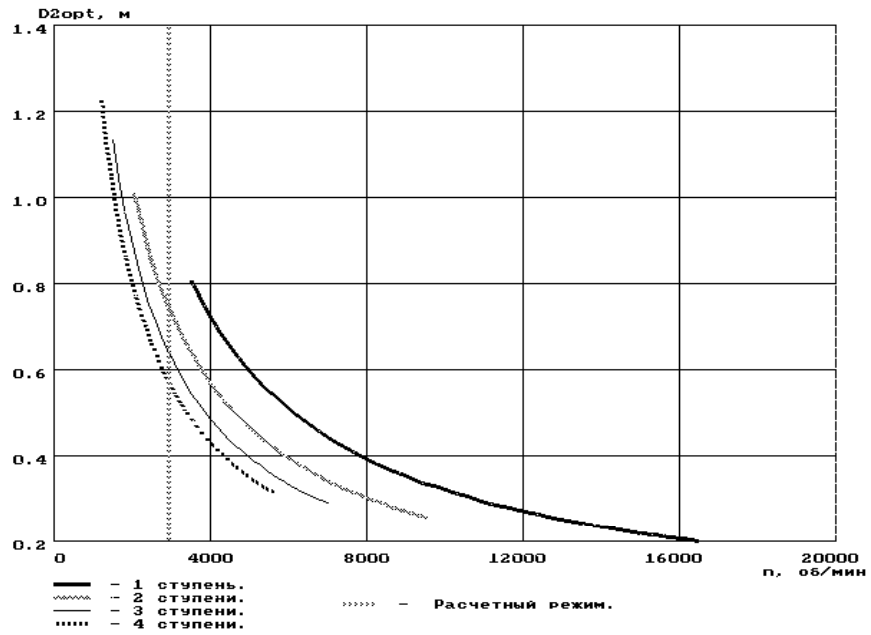


Рис. 2. Залежність зовнішнього діаметра робочого колеса від частоти обертання і числа ступенів для оптимального режиму

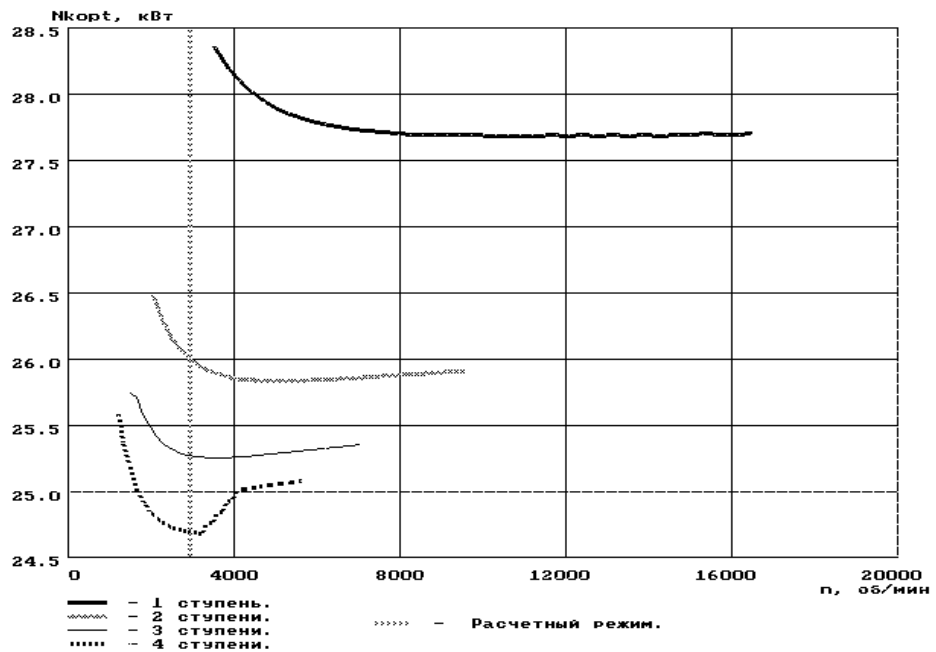


Рис. 3. Залежність потужності, споживаної компресором, від частоти обертання і числа ступенів для оптимального режиму

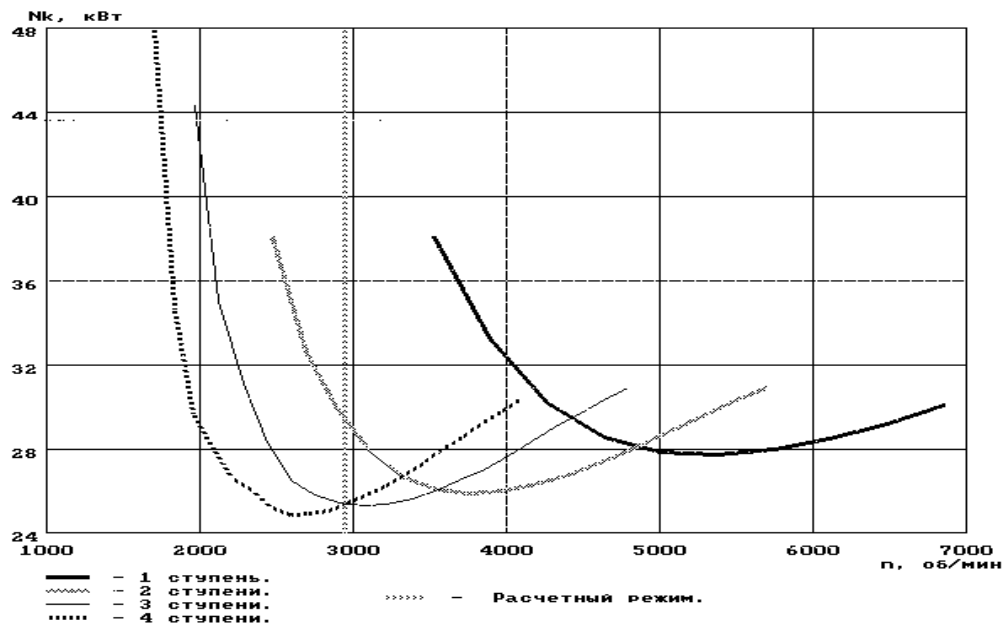


Рис. 4. Залежність потужності, споживаної компресором, від частоти обертання і числа ступенів при заданому зовнішньому діаметрі робочих коліс ($D_2 = 0,6 \text{ м}$)

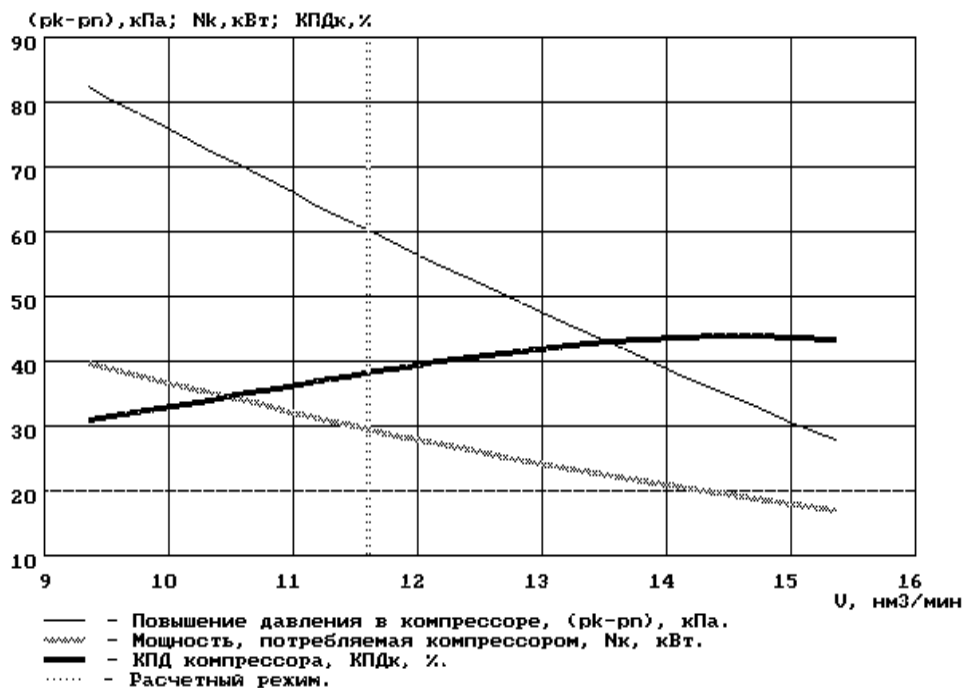


Рис. 5. Характеристики вихрового компресора
 ($p_{вс} = 101325 \text{ Па}$, $T_{вс} = 313 \text{ К}$, $p_{нар} = 161325 \text{ Па}$)

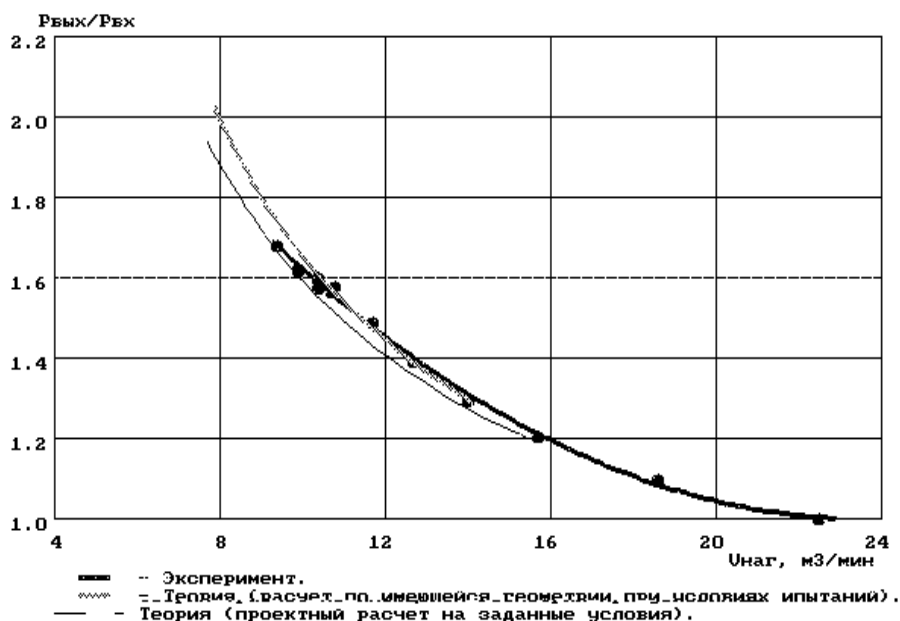


Рис. 6 Экспериментальна та розрахункові залежності відносини тиску-ний в вихровий повітродувки ВВ 12/1-1,6 від подачі ($V_{наг.ном} = 10 \text{ м}^3/\text{хв}$)

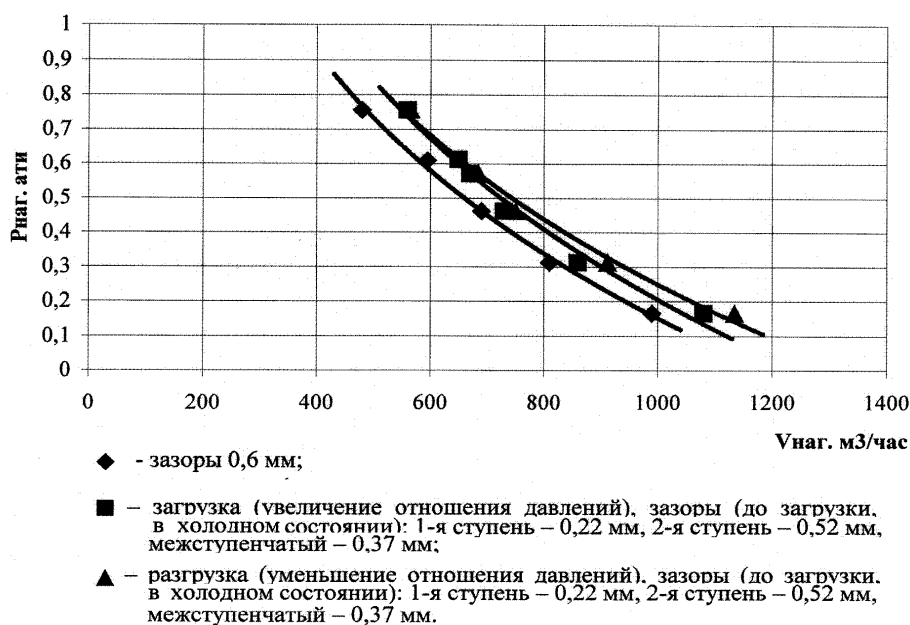
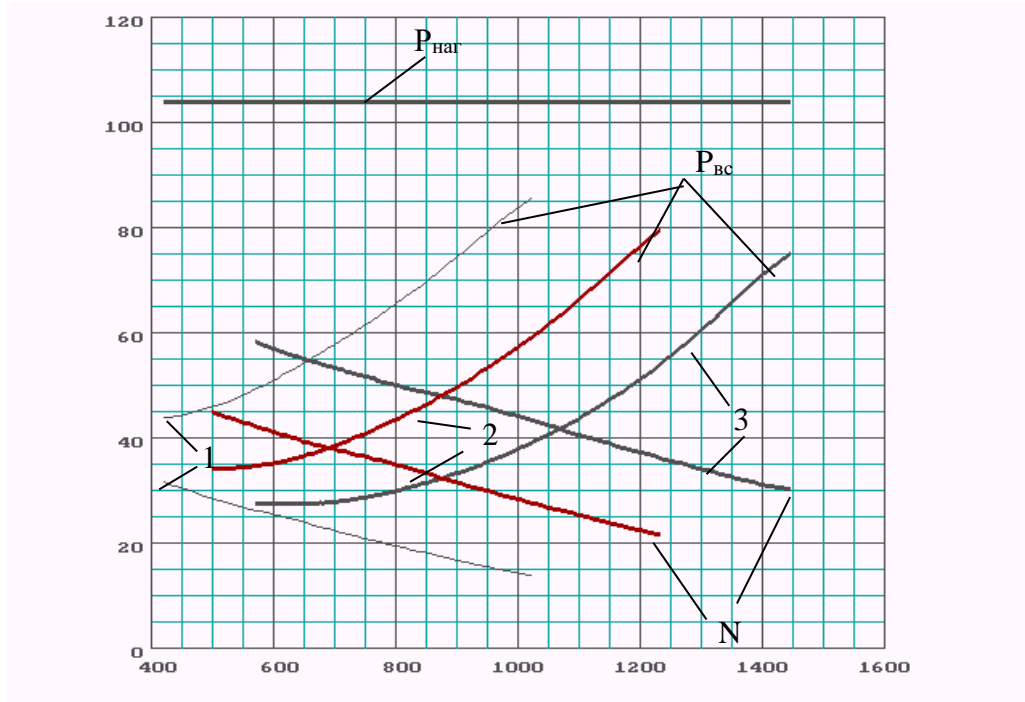


Рис. 7 Експериментальні залежності тиску нагнітання (надлишкового) від подачі в вихровий повітродувки ВВ 12 / 1-1,6 при різних торцевих зазорах

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

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



$V, \text{м}^3/\text{год}$

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

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

Розроблено поле характеристик для вихрових повітряних компресорів і вакуум-насосів. На рис. 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. 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. 9). Залежності, наведені на рис. 9 відносяться до неохолоджуваних дво- і одноступінчастим повітряним вихровим компресорів і вакуум-насосів при температурі на вході 40°C і

1 ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ВИХРОВОГО КОМПРЕСОРА

Мета термогазодинамічного розрахунку вихрового компресора полягає у визначенні геометричних співвідношень проточної частини і параметрів, що характеризують її ефективність. Початковими даними для розрахунку є: властивості середовища - аміак; об'ємна продуктивність $V_e = 0,006 \text{ м}^3/\text{с}$; тиску всмоктування $p_0 = 400 \text{ кПа}$; нагнітання $p_k = 450 \text{ кПа}$; температура початкова $T_0 = 288 \text{ К}$; частота обертання валу електродвигуна є змінною від 3000 до 5000 об/хв. Приймаємо частоти обертання $n = 3000, 3500, 4000, 4500, 5000 \text{ об/хв}$.

1.1 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 3000 об/хв

1.1.1. Розрахунок 1-го ступеня

1.1.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.1.1.2 Коефіцієнт швидкості:

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

$$n_s = \frac{0,006^{0.5} \cdot 3000}{60 \cdot 8344,26^{0.75}} = 0,00444$$

1.1.1.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1.52 + \frac{0.0064}{0,00444} = 2,96$$

1.1.1.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,96 - 0,122 = 2,6456$$

1.1.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ad}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{8344,26}{2,6456}} = 56,16 \text{ м/с}$$

1.1.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 56,16}{(3.14 \cdot 3000)} = 0,36 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		16

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

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

1.1.1.8 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{2,6456^{1,5}}{2,96^2} = 0,491$$

1.1.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,006 \cdot 1.0175 / (56,16 \cdot 0,491) = 0,000221 \text{ м}^2$$

1.1.1.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,000221} / (3,14 \cdot 0,36 \cdot 0,00444) = 2,962$$

1.1.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,962 - 0,122 = 2,6475$$

1.1.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		17

$$\delta\psi = |(2,6475 - 2,6456) / 2,6475| = 0,000718 \leq 0,03 - \text{логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.1.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{a0} / \psi_2} = \sqrt{8344,26 / 2,6475} = 56,14 \text{ м / с}$$

1.1.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 56,14 / (3,14 \cdot 3000) = 0,358 \text{ м}$$

1.1.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 56,14 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,13$$

1.1.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,13 + 1,4 = 9,642$$

1.1.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2^2$$

$$\varphi_2 = 2,6475^{1,5} / 2,962^2 = 0,491$$

1.1.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		18

1.1.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,358 - 2 \cdot 0,01365 + 0,021 = 0,3517 \text{ м}$$

1.1.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,358}{0,3517} = 1,0179 \text{ м}$$

1.1.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,0179 - 1,0175)}{1,0179} \right| = 0,000393 \leq 0,01$$

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

1.1.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \tag{2.28}$$

$$D'_3 = 0,358 - 0,003 = 0,355 \text{ м}$$

1.1.1.27 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,358 + 0,003 = 0,361 \text{ м} \tag{2.29}$$

1.1.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 9,95 \cdot 10^{-5} / 0,01365 = 0,0096 \text{ м}$$

1.1.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375(9,95 \cdot 10^{-5} + 0,000221) / 0,021 = 0,02099 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.2.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (9.642 + 1) \cdot 0,003 = 0,0319$$

1.1.1.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,358 - 0,01365)}{0,0319} = 33,9$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 34$ лопатки.

1.1.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0319 = 0,0638 \text{ м}$$

1.1.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0638 / 0,358 = 0,356 \text{ рад}$$

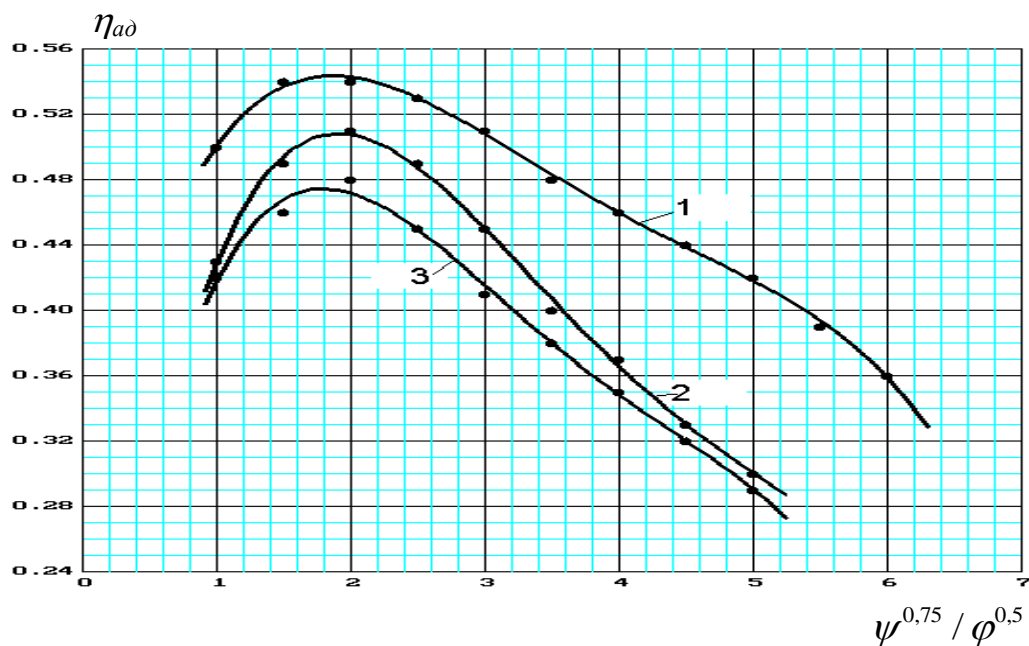
1.1.1.34 Адиабатний КПД :

$$\eta = f[Mu, ((\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2)] \text{ вибираємо по таблиці з роботи [10].}$$

$Mu=0,13$, $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 2,962$. При $M_U \leq 0.23$ ККД, в залежності від M_U і газодинамічного комплексу $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2$, можна визначити з таблиці 1.1 або ж за графіками рис. 1.2. Отже маємо $\eta_{ад} = 0.4887$.

Таблиця 1.1 – Залежностей адиабатного ККД від режимного комплексу $\psi^{0.75} / \varphi^{0.5}$ і колового числа Маха M_u

M_U	$\eta_{ад}$ при $\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} = \text{var}$										
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
0,105	0,50	0,54	0,54	0,53	0,51	0,48	0,46	0,44	0,42	0,39	0,36
0,176	0,43	0,49	0,51	0,49	0,45	0,40	0,37	0,33	0,30	-	-
0,23	0,42	0,46	0,48	0,45	0,41	0,38	0,35	0,32	0,29	-	-



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

Рис. 1.2 – Залежність адиабатного ККД від режимного комплексу і колового числа Маха

1.1.1.35 Адиабатна потужність компресора:

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

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

1.1.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142,33}{0,4883} = 291,48 \text{ Вт}$$

1.1.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

$$\rho_{ср} = 0,5(\rho_k + \rho_0)$$

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,0424$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{288 \left[\left(\frac{424}{400} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,4883} = 9 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 288 + 9 = 297 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,0424 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 298,1} = 2,93 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{56,14 \cdot 0,358}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,751 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{56,14}{10} \right)^3 \cdot 0,358^2 \cdot \left(\frac{2,89}{[4,751 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,269 \text{ кВт}$$

1.1.2 Розрахунок 2-го ступеня

1.1.2.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 297 \cdot \left[(1,061)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 8579,4 \text{ Дж / кг}$$

1.1.2.2 Коефіцієнт швидкості:

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

$$n_s = \frac{0,00552^{0.5} \cdot 3000}{60 \cdot 8579,4^{0.75}} = 0,00417 \quad (\bar{V} \text{ беремо з пункту 1.1.35})$$

1.1.2.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,00417} = 3,055$$

1.1.2.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 3,055 - 0,122 = 2,73$$

1.1.2.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{8579,4}{2,73}} = 56,06 \text{ м / с}$$

1.1.2.6 Зовнішній діаметр:

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 56,06}{(3,14 \cdot 3000)} = 0,357 \text{ м}$$

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

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

1.1.2.8 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{2,73^{1,5}}{3,055^2} = 0,483$$

1.1.2.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,00552 \cdot 1.0175 / (56,06 \cdot 0,483) = 0,000207 \text{ м}^2$$

1.1.2.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}}\right)_2 = \sqrt{0,000207} / (3,14 \cdot 0,357 \cdot 0,00417) = 3,078$$

1.1.2.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 3,078 - 0,122 = 2,756$$

1.1.2.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		25

$$\delta\psi = |(2,756 - 2,73) / 2,756| = 0,0094 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.1.2.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{8579,4 / 2,756} = 55,79 \text{ м/с}$$

1.1.2.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 55,79 / (3,14 \cdot 3000) = 0,355 \text{ м}$$

1.1.2.15 Критерій Маха:

$$Mu = 55,79 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 297} = 0,128$$

1.1.2.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,128 + 1,4 = 9,515$$

1.1.2.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_2 = 2,756^{1,5} / 3,078^2 = 0,483$$

1.1.2.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{55,79 \cdot 0,483} = 0,000208 \text{ м}^2$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		26

1.1.2.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{r1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000208 = 9,36 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.1.2.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000208} = 0,0204 \text{ м}$$

1.1.2.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0204 = 0,00816 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0204 = 0,0102 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0204 = 0,01428 \text{ м}$$

1.1.2.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0204 = 0,01326 \text{ м}$$

1.1.2.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,355 - 2 \cdot 0,01326 + 0,0204 = 0,349 \text{ м}$$

1.1.2.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,355}{0,349} = 1,0172 \text{ м}$$

1.1.2.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,0172 - 1,0175)}{1,0172} \right| = 0,000295 \leq 0,01$$

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		27

1.1.2.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,355 - 0,003 = 0,352\text{м}$$

1.1.2.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,355 + 0,003 = 0,358\text{м} \quad (2.29)$$

1.1.2.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 9,36 \cdot 10^{-5} / 0,01326 = 0,0093\text{м}$$

1.1.2.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(9,36 \cdot 10^{-5} + 0,000208) / 0,0204 = 0,0203\text{м}$$

1.1.2.30 Шаг лопаток :

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

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

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

1.1.2.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,355 - 0,01326)}{0,0315} = 34,07$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 35$ лопаток.

1.1.2.32 Довжина роздільник:

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		28

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0315 = 0,063 м$$

1.1.2.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,063 / 0,355 = 0,355 рад$$

1.1.2.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f[Mu, ((\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2)] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

$$Mu=0,128, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 3,078, \text{ отже } \eta_{ад} = 0,44$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0.4863$.

1.1.2.35 Адіабатна потужність компресора:

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

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

1.1.2.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,34}{0,4863} = 300,93 \text{ Вт}$$

1.1.2.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

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

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{298,1 \left[\left(\frac{450}{424} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,4863} = 8,8 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 297 + 8,8 = 305,8 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,045 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 305,8} = 2,989 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{55,79 \cdot 0,355}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,68 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{55,79}{10} \right)^3 \cdot 0,355^2 \cdot \left(\frac{3,04}{[4,68 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,274 \text{ кВт}$$

Геометрический комплекс

- для 1-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000221}}{3,14 \cdot 0,358} = 0,0132.$$

для 2-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000208}}{3,14 \cdot 0,355} = 0,0129.$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.2 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 3500 об/хв

1.2.1. Розрахунок 1-го ступеня

1.2.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

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

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

1.2.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

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

1.2.1.3 Комплекс:

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		31

1.2.1.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

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

1.2.1.5 Окружна швидкість:

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

1.2.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 58,295}{(3.14 \cdot 3500)} = 0,318 \text{ м}$$

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

$$\bar{R}_1 = \frac{R_2}{R_{ц.м}}$$

1.2.1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2,455^{1.5}}{2,7566^2} = 0,50634$$

1.2.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,006 \cdot 1.0175 / (58,295 \cdot 0,50634) = 0,000207 \text{ м}^2$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.2.1.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,000207} / (3,14 \cdot 0,3183 \cdot 0,005175) = 2,78$$

1.2.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

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

1.2.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

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

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.2.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

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

1.2.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

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

1.2.1.15 Критерій Маха:

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		33

1.2.1.16 Відносний крок лопаток:

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

1.2.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2^2$$

$$\varphi_2 = 2,4779^{1,5} / 2,78^2 = 0,5045$$

1.2.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

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

1.2.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

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

1.2.1.20 Висота робочого каналу:

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

1.2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

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

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		34

1.2.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

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

1.2.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

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

1.2.1.24 Відносний радіус:

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

1.2.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

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

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

1.2.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \tag{2.28}$$

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

1.2.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		35

1.2.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{n1} / l = 1,32 \cdot 9,38 \cdot 10^{-5} / 0,01328 = 0,0093 \text{ м}$$

1.2.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375 (F'_{n1} + F'_{к1}) / h = 1,375 (9,38 \cdot 10^{-5} + 0,0002085) / 0,02043 = 0,02036 \text{ м}$$

1.2.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (9,972 + 1) \cdot 0,003 = 0,0329$$

1.2.1.31 Кількість лопаток:

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

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

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

1.2.1.32 Довжина роздільник:

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

2.1.33 Кутова протяжність роздільник:

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

1.2.1.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f \left[Mu, \left(\left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

$$Mu=0,1352, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 = 4,386, \text{ отже } \eta_{ад} = 0,4$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

При $M_U \leq 0.23$ ККД, в залежності від M_U і газодинамічного комплексу $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2$, можна визначити з таблиці 1 або ж за графіками Отже маємо $\eta_{ад} = 0,4976$.

1.2.1.35 Адіабатна потужність компресора:

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

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

1.2.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142,33}{0,4976} = 286 \text{ Вт}$$

1.2.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,0424$ МПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{288 \left[\left(\frac{424}{400} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,4976} = 10,11 \text{ К}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		37

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

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

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

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

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

1.2.2. Розрахунок 2-го ступеня

1.2.2.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		38

1.2.2.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

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

1.2.2.3 Комплекс:

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

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

1.2.2.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

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

1.2.2.5 Окружна швидкість:

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

1.2.2.6 Зовнішній діаметр:

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		39

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

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

1.2.2.8 Коефіцієнт витрати:

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

$$\phi_1 = \frac{2,53^{1,5}}{2,836^2} = 0,5$$

1.2.2.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

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

1.2.2.10 Комплекс:

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

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

1.2.2.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

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

1.2.2.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

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

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.2.2.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

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

1.2.2.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

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

1.2.2.15 Критерій Маха:

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

1.2.2.16 Відносний крок лопаток:

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

1.2.2.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2^2$$

$$\varphi_2 = 2,391^{1,5} / 2,688^2 = 0,512$$

1.2.2.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.2.2.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{r1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000187 = 8,418 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.2.2.20 Висота робочого каналу:

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

2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

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

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

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

1.2.2.22 Висота лопатки робочого колеса:

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

1.2.2.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

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

1.2.2.24 Відносний радіус:

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

1.2.2.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		42

1.2.2.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

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

1.2.2.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

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

1.2.2.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

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

1.2.2.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

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

1.2.2.30 Шаг лопаток :

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

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

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

1.2.2.31 Кількість лопаток:

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

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

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

1.2.2.32 Довжина роздільник:

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		43

1.2.2.33 Кутова протяжність роздільник:

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

1.2.2.34 Адіабатний КПД :

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

$$Mu=0,133, (\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 4.386, \text{ отже } \eta_{ад} = 0,384$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0.4957$.

1.2.2.35 Адіабатна потужність компресора:

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

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

1.2.2.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,34}{0,4957} = 291,22 \text{ Вт}$$

1.2.2.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

Підвищення температури в ступені:

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

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

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

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

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

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

Геометрический комплекс

- для 1-го ступеня

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

для 2-го ступеня

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		45

1.3 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 4000 об/хв

1.3.1. Розрахунок 1-го ступеня

1.3.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

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

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

1.3.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,006^{0,5} \cdot 4000}{60 \cdot 8344,26^{0,75}} = 0,00592$$

1.3.1.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,00592} = 2,6$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.1.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,6 - 0,122 = 2,309$$

1.3.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{8344,26}{2,309}} = 60,11 \text{ м/с}$$

1.3.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 60,11}{(3.14 \cdot 4000)} = 0,287 \text{ м}$$

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

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

1.3.1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2,309^{1.5}}{2,6^2} = 0,519$$

1.3.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,006 \cdot 1.0175 / (60,11 \cdot 0,519) = 0,000196 \text{ м}^2$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.1.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,000196} / (3,14 \cdot 0,287 \cdot 0,00592) = 2,62$$

1.3.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,62 - 0,122 = 2,328$$

1.3.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,328 - 2,309) / 2,328| = 0,00816 \leq 0,03 - \text{логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.3.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{8344,26 / 2,328} = 59,8 \text{ м / с}$$

1.3.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 59,8 / (3,14 \cdot 4000) = 0,286 \text{ м}$$

1.3.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 59,8 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,139$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,139 + 1,4 = 10,213$$

1.3.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2^2$$

$$\varphi_2 = 2,328^{1,5} / 2,62^2 = 0,517$$

1.3.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{59,8 \cdot 0,517} = 0,000197 \text{ м}^2$$

1.3.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{.l1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000197 = 8,87 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.3.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000197} = 0,0198 \text{ м}$$

1.3.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0198 = 0,00792 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0198 = 0,0099 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0198 = 0,01386 \text{ м}$$

1.3.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0198 = 0,01287 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,286 - 2 \cdot 0,01287 + 0,0198 = 0,28 м$$

1.3.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,286}{0,28} = 1,0214 м$$

1.3.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,0214 - 1,0175)}{1,0214} \right| = 0,00382 \leq 0,01$$

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

1.3.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \tag{2.28}$$

$$D'_3 = 0,286 - 0,003 = 0,283 м$$

1.3.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,286 + 0,003 = 0,289 м \tag{2.29}$$

1.3.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 8,87 \cdot 10^{-5} / 0,01287 = 0,0091 м$$

1.3.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375(8,87 \cdot 10^{-5} + 0,000197) / 0,0198 = 0,0198 м$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (10,213 + 1) \cdot 0,003 = 0,0336$$

1.3.1.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,286 - 0,01287)}{0,0336} = 25,52$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 26$ лопаток.

1.3.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0336 = 0,0672 \text{ м}$$

2.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{\text{раз}} = 2L_{\text{раз}} / D_2 = 2 \cdot 0,0672 / 0,286 = 0,47 \text{ рад}$$

1.3.1.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f \left[M_u, \left(\left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

$$M_u = 0,139, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 = 2,62, \text{ отже } \eta_{ad} = 0.5038$$

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

Отже маємо $\eta_{ad} = 0,4$.

1.3.1.35 Адіабатна потужність компресора:

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142,33}{0,5038} = 282,5 \text{ Вт}$$

1.3.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,0424$ мПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{288 \left[\left(\frac{424}{400} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,5038} = 9,19 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 288 + 9,19 = 297,19 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,0424 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 297,19} = 2,93 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$\text{Re} = \frac{59,8 \cdot 0,286}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,04 \cdot 10^6$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		52

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{59,8}{10} \right)^3 \cdot 0,286^2 \cdot \left(\frac{2,89}{[4,04 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,215 \text{ кВт}$$

1.3.2. Розрахунок 2-го ступеня

1.3.2.1 Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

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

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 297,19 \cdot \left[(1,061)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 8553,2 \text{ Дж / кг}$$

1.3.2.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,00552^{0,5} \cdot 4000}{60 \cdot 8553,2^{0,75}} = 0,00557 \quad (\bar{V} \text{ беремо з пункту 1.1.35})$$

1.3.2.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,00557} = 2,669$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		53

1.3.2.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,669 - 0,122 = 2,374$$

1.2.2.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{8553,2}{2,374}} = 60,02 \text{ м/с}$$

1.2.2.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 60,02}{(3.14 \cdot 4000)} = 0,288 \text{ м}$$

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

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

1.3.2.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2,374^{1.5}}{2,669^2} = 0,513$$

1.3.2.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,00552 \cdot 1.0175 / (60,02 \cdot 0,513) = 0,000182 \text{ м}^2$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.2.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,000182} / (3,14 \cdot 0,288 \cdot 0,00557) = 2,678$$

1.2.2.11 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,678 - 0,122 = 2,382$$

1.3.2.12 Похибка визначення адиабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,382 - 2,374) / 2,382| = 0,00336 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.3.2.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{8553,2 / 2,382} = 59,92 \text{ м/с}$$

1.3.2.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 59,92 / (3,14 \cdot 4000) = 0,286 \text{ м}$$

1.3.2.15 Критерій Маха:

$$Mu = 59,92 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 297,19} = 0,137$$

1.3.2.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,137 + 1,4 = 10,09$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.2.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\varphi_2 = 2,382^{1.5} / 2,678^2 = 0,513$$

1.3.2.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{59,92 \cdot 0,513} = 0,000183 \text{ м}^2$$

1.3.2.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000183 = 8,235 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.3.2.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000183} = 0,0191 \text{ м}$$

2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0191 = 0,00764 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0191 = 0,00955 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0191 = 0,01337 \text{ м}$$

1.3.2.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0191 = 0,01242 \text{ м}$$

1.3.2.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,286 - 2 \cdot 0,01242 + 0,0191 = 0,28 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.2.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{um}} = \frac{0,286}{0,28} = 1,021 \text{ м}$$

1.3.2.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta\bar{R} = \left| \frac{(1,021 - 1,0175)}{1,021} \right| = 0,00343 \leq 0,01$$

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

1.3.2.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,286 - 0,003 = 0,283 \text{ м}$$

1.3.2.27 Внутрішній діаметр профілюючої вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,286 + 0,003 = 0,289 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.3.2.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

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

1.3.2.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(8,235 \cdot 10^{-5} + 0,000183) / 0,0191 = 0,0191 \text{ м}$$

1.3.2.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (10,09 + 1) \cdot 0,003 = 0,0333$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		57

1.3.2.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,286 - 0,01242)}{0,0333} = 25,8$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 26$ лопаток.

1.3.2.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0333 = 0,0666 \text{ м}$$

1.3.2.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0666 / 0,286 = 0,466 \text{ рад}$$

1.3.2.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f \left[Mu, \left(\left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

$$Mu = 0,137, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 = 2,678, \text{ отже } \eta_{ад} = 0.5023$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,42$.

1.3.2.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8553,2 \cdot 0,0171 = 146,2 \text{ Вт}$$

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

1.3.2.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,2}{0,5023} = 291 \text{ Вт}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.2.2.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

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

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{297,19 \left[\left(\frac{450}{424} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,5023} = 9,23 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 297,19 + 9,23 = 306,42 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,045 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 306,42} = 2,989 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{59,92 \cdot 0,286}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 4,05 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{59,92}{10} \right)^3 \cdot 0,286^2 \cdot \left(\frac{3,04}{[4,05 \cdot 10^6]^{0.2}} \right) = 0,227 \text{ кВт}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Геометрический комплекс

- для 1-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000197}}{3,14 \cdot 0,286} = 0,0156.$$

для 2-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000183}}{3,14 \cdot 0,286} = 0,015.$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		60

1.4 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 4500 об/хв

1.4.1. Розрахунок 1-го ступеня

1.4.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

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

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

1.4.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,006^{0,5} \cdot 4500}{60 \cdot 8344,26^{0,75}} = 0,00665$$

1.4.1.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,00665} = 2,482$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		61

1.4.1.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,482 - 0,122 = 2,2$$

1.4.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{8344,26}{2,2}} = 61,6 \text{ м/с}$$

1.4.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 61,6}{(3.14 \cdot 4500)} = 0,262 \text{ м}$$

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

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

1.4.1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2,2^{1.5}}{2,482^2} = 0,53$$

1.4.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,006 \cdot 1.0175 / (61,6 \cdot 0,53) = 0,000187 \text{ м}^2$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4.1.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,000187} / (3,14 \cdot 0,262 \cdot 0,00665) = 2,5$$

1.4.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,5 - 0,122 = 2,216$$

1.4.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,216 - 2,2) / 2,216| = 0,00722 \leq 0,03 - \text{логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.4.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{8344,26 / 2,216} = 61,36 \text{ м / с}$$

1.4.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 61,36 / (3,14 \cdot 4500) = 0,26 \text{ м}$$

1.4.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 61,36 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,143$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		63

1.4.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,143 + 1,4 = 10,466$$

1.4.1.17 Коефіцієнт витрати:

$$\varphi_2 = \psi_2^{1,5} / (\psi^{0,75} / \varphi^{0,5})_2^2$$

$$\varphi_2 = 2,216^{1,5} / 2,5^2 = 0,528$$

1.4.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{61,36 \cdot 0,528} = 0,000188 \text{ м}^2$$

1.4.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000188 = 8,46 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000188} = 0,0194 \text{ м}$$

1.4.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0194 = 0,00776 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0194 = 0,0097 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0194 = 0,01358 \text{ м}$$

1.4.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0194 = 0,01261 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

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

$$D_{ym} = 0,26 - 2 \cdot 0,01261 + 0,0194 = 0,254 \text{ м}$$

1.34.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ym}} = \frac{0,26}{0,254} = 1,024 \text{ м}$$

1.1.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,024 - 1,0175)}{1,024} \right| = 0,00635 \leq 0,01$$

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

1.4.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \tag{2.28}$$

$$D'_3 = 0,26 - 0,003 = 0,257 \text{ м}$$

1.4.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,26 + 0,003 = 0,263 \text{ м} \tag{2.29}$$

1.4.1.28 Ширина лопатки (рис. 1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 8,46 \cdot 10^{-5} / 0,01261 = 0,0089 \text{ м}$$

1.4.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375(8,46 \cdot 10^{-5} + 0,000188) / 0,0194 = 0,0193 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (10,466 + 1) \cdot 0,003 = 0,0344$$

1.4.1.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,26 - 0,01261)}{0,0344} = 22,58$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 23$ лопатки.

1.4.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0344 = 0,0688 \text{ м}$$

2.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{\text{раз}} = 2L_{\text{раз}} / D_2 = 2 \cdot 0,0688 / 0,26 = 0,529 \text{ рад}$$

1.4.1.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f \left[Mu, \left(\left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

$$Mu=0,143, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 = 2,5, \text{ отже } \eta_{ад} = 0.5080$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,4$.

1.4.1.35 Адіабатна потужність компресора:

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142,33}{0,5080} = 280,18 \text{ Вт}$$

1.4.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,0424$ мПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{288 \left[\left(\frac{424}{400} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,43} = 9,68 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 288 + 9,68 = 297,68 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,0424 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 297,68} = 2,93 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{61,36 \cdot 0,26}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 3,77 \cdot 10^6$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		67

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{61,36}{10} \right)^3 \cdot 0,26^2 \cdot \left(\frac{2,89}{[3,77 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,194 \text{ кВт}$$

1.4.2. Розрахунок 2-го ступеня

1.4.2.1 Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

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

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 297,68 \cdot \left[(1,061)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 8567,9 \text{ Дж / кг}$$

1.4.2.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,00552^{0,5} \cdot 4500}{60 \cdot 8567,9^{0,75}} = 0,00626 \quad (\bar{V} \text{ беремо з пункту 1.1.35})$$

1.4.2.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,00626} = 2,542$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		68

1.34.2.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,542 - 0,122 = 2,255$$

1..2.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{8567,9}{2,255}} = 61,64 \text{ м / с}$$

1.4.2.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 61,64}{(3.14 \cdot 4500)} = 0,262 \text{ м}$$

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

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

1.4.2.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2,255^{1.5}}{2,542^2} = 0,524$$

1.4.2.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,00552 \cdot 1.0175 / (61,36 \cdot 0,524) = 0,000175 \text{ м}^2$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4.2.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,000175} / (3,14 \cdot 0,262 \cdot 0,00626) = 2,569$$

1.4.2.11 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,569 - 0,122 = 2,28$$

1.4.2.12 Похибка визначення адиабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,28 - 2,255) / 2,28| = 0,0011 \leq 0,03 - \text{логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.4.2.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{8567,9 / 2,28} = 61,3 \text{ м/с}$$

1.4.2.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 61,3 / (3,14 \cdot 4500) = 0,26 \text{ м}$$

1.4.2.15 Критерій Маха:

$$Mu = 61,3 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 297,68} = 0,14$$

1.4.2.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,14 + 1,4 = 10,276$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4.2.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\varphi_2 = 2,28^{1.5} / 2,569^2 = 0,523$$

1.4.2.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{61,3 \cdot 0,523} = 0,000175 \text{ м}^2$$

1.4.2.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000175 = 7,88 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.4.2.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000175} = 0,0187 \text{ м}$$

2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0187 = 0,00748 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0187 = 0,00935 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0187 = 0,01309 \text{ м}$$

1.4.2.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0187 = 0,01216 \text{ м}$$

1.4.2.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,26 - 2 \cdot 0,01216 + 0,0187 = 0,254 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4.2.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{um}} = \frac{0,26}{0,254} = 1,024 \text{ м}$$

1.4.2.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta\bar{R} = \left| \frac{(1,024 - 1,0175)}{1,024} \right| = 0,00635 \leq 0,01$$

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

1.4.2.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,26 - 0,003 = 0,257 \text{ м}$$

1.3.2.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,26 + 0,003 = 0,263 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.4.2.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 7,88 \cdot 10^{-5} / 0,01216 = 0,00855 \text{ м}$$

1.4.2.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(7,88 \cdot 10^{-5} + 0,000175) / 0,0187 = 0,0186 \text{ м}$$

1.4.2.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (10,276 + 1) \cdot 0,003 = 0,0338$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.4.2.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,26 - 0,01216)}{0,0338} = 23,02$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 24$ лопатки.

1.4.2.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0338 = 0,0676 \text{ м}$$

1.4.2.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0676 / 0,26 = 0,52 \text{ рад}$$

1.4.2.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f \left[Mu, \left(\left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

$$Mu = 0,14, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 = 2,569, \text{ отже } \eta_{ад} = 0,41$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0.5069$.

1.4.2.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8567,9 \cdot 0,0171 = 146,5 \text{ Вт}$$

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

1.4.2.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,5}{0,5069} = 289 \text{ Вт}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		73

1.4.2.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

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

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ad}} = \frac{297,68 \left[\left(\frac{450}{424} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,5069} = 9,84 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 297,68 + 9,84 = 307,52 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,045 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 307,52} = 2,989 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{61,3 \cdot 0,26}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 3,77 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{61,3}{10} \right)^3 \cdot 0,26^2 \cdot \left(\frac{3,04}{[3,77 \cdot 10^6]^{0.2}} \right) = 0,204 \text{ кВт}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Геометрический комплекс

- для 1-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000188}}{3,14 \cdot 0,26} = 0,0168.$$

для 2-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000175}}{3,14 \cdot 0,26} = 0,0162.$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		75

1.5 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 5000 об/хв

1.5.1. Розрахунок 1-го ступеня

1.5.1.1 Визначимо питому адіабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

Π - відношення тисків 1-го ступеня.

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

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

1.5.1.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,006^{0,5} \cdot 5000}{60 \cdot 8344,26^{0,75}} = 0,00739$$

1.5.1.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,00739} = 2,386$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		76

1.5.1.4 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0,935 \cdot 2,386 - 0,122 = 2,109$$

1.5.1.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{h_{ад}}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{8344,26}{2,109}} = 62,9 \text{ м/с}$$

1.5.1.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 62,9}{(3.14 \cdot 5000)} = 0,24 \text{ м}$$

1.5.1.7 Відносний радіус приймасмо рівним $\bar{R}_1 = 1.0175$:

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

1.5.1.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2,109^{1.5}}{2,386^2} = 0,538$$

1.5.1.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0,006 \cdot 1.0175 / (62,9 \cdot 0,538) = 0,00018 \text{ м}^2$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						77
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.5.1.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,00018} / (3,14 \cdot 0,24 \cdot 0,00739) = 2,409$$

1.5.1.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,409 - 0,122 = 2,13$$

1.5.1.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,13 - 2,109) / 2,13| = 0,0099 \leq 0,03 - \text{логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.5.1.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{h_{ad} / \psi_2} = \sqrt{8344,26 / 2,13} = 62,6 \text{ м/с}$$

1.5.1.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 62,6 / (3,14 \cdot 5000) = 0,239 \text{ м}$$

1.5.1.15 Критерій Маха:

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 62,6 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,146$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		78

1.5.1.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,146 + 1,4 = 10,656$$

1.5.1.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\varphi_2 = 2,13^{1.5} / 2,409^2 = 0,536$$

1.5.1.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{62,6 \cdot 0,536} = 0,000182 \text{ м}^2$$

1.5.1.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000182 = 8,19 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.5.1.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000182} = 0,019 \text{ м}$$

1.5.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,019 = 0,0076 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,019 = 0,0095 \text{ м}$$

5

1.4.1.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,019 = 0,01235 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.5.1.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,239 - 2 \cdot 0,01235 + 0,019 = 0,2333 м$$

1.5.1.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,239}{0,2333} = 1,024 м$$

1.5.1.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,024 - 1,0175)}{1,024} \right| = 0,00635 \leq 0,01$$

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

1.5.1.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

$$D'_3 = D_2 - 0,003 \tag{2.28}$$

$$D'_3 = 0,239 - 0,003 = 0,236 м$$

1.5.1.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,239 + 0,003 = 0,242 м \tag{2.29}$$

1.5.1.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 8,19 \cdot 10^{-5} / 0,01235 = 0,00875 м$$

1.5.1.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 1,375(8,19 \cdot 10^{-5} + 0,000182) / 0,019 = 0,0191 м$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.5.1.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (10,656 + 1) \cdot 0,003 = 0,035$$

1.5.1.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,239 - 0,01235)}{0,035} = 20,33$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 21$ лопатка.

1.5.1.32 Довжина роздільник:

$$L_{\text{раз}} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,035 = 0,07 \text{ м}$$

2.1.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{\text{раз}} = 2L_{\text{раз}} / D_2 = 2 \cdot 0,07 / 0,239 = 0,586 \text{ рад}$$

1.5.1.34 Адіабатний КПД :

$$\eta = f \left[Mu, \left(\left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 \right) \right] \text{ вибираємо по таблиці з довідники.}$$

$$Mu=0,146, \left(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5} \right)_2 = 2,409, \text{ отже } \eta_{ад} = 0.5109$$

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,42$.

1.5.1.35 Адіабатна потужність компресора:

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						81
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.5.1.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142.33}{0,5109} = 278,6 \text{ Вт}$$

1.5.1.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

где P_k - кінцевий тиск, $P_k = 0,0424$ мПа.

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{288 \left[\left(\frac{424}{400} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,5109} = 9,91 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 288 + 9,91 = 297,91 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,0424 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 297,91} = 2,93 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$\text{Re} = \frac{62,6 \cdot 0,239}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 3,54 \cdot 10^6$$

						КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			82

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{62,6}{10} \right)^3 \cdot 0,239^2 \cdot \left(\frac{2,89}{[3,54 \cdot 10^6]^{0,2}} \right) = 0,177 \text{ кВт}$$

1.5.2. Розрахунок 2-го ступеня

1.5.2.1 Визначимо питому адиабатну роботу стиснення в компресорі:

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

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

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

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

$$h_{ad} = \frac{1,31}{1,31-1} \cdot 488,3 \cdot 297,91 \cdot \left[(1,061)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right] = 8574,5 \text{ Дж / кг}$$

1.5.2.2 Коефіцієнт швидкохідності:

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

$$n_s = \frac{0,00552^{0,5} \cdot 5000}{60 \cdot 8574,5^{0,75}} = 0,00695 \quad (\bar{V} \text{ беремо з пункту 1.1.35})$$

1.4.2.3 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_1 = 1,52 + \frac{0,0064}{0,00695} = 2,44$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		83

1.5.2.4 Адиабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_1 = 0.935 \cdot 2.44 - 0.122 = 2.16$$

1.5.2.5 Окружна швидкість:

$$U_{21} = \sqrt{\frac{8574.5}{2.16}} = 63 \text{ м/с}$$

1.5.2.6 Зовнішній діаметр:

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

$$D_{21} = \frac{60 \cdot 63}{(3.14 \cdot 5000)} = 0.241 \text{ м}$$

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

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

1.5.2.8 Коефіцієнт витрати:

$$\phi_1 = \frac{\psi_1^{1.5}}{\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}} \right)_1^2}$$

$$\phi_1 = \frac{2.16^{1.5}}{2.44^2} = 0.533$$

1.5.2.9 Площа робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_k = 0.00552 \cdot 1.0175 / (63 \cdot 0.533) = 0.000167 \text{ м}^2$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						84
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.5.2.10 Комплекс:

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

$$\left(\frac{\psi^{0.75}}{\phi^{0.5}}\right)_2 = \sqrt{0,000167} / (3,14 \cdot 0,241 \cdot 0,00695) = 2,457$$

1.5.2.11 Адіабатний коефіцієнт напору:

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

$$\psi_2 = 0,935 \cdot 2,457 - 0,122 = 2,175$$

1.5.2.12 Похибка визначення адіабатного коефіцієнта напору:

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

$$\delta\psi = |(2,175 - 2,16) / 2,175| = 0,0069 \leq 0,03 \text{ - логічний оператор}$$

отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок логічний оператор отримано менше 0,03, отже умова виконана. Це означає

-Продовжуємо розрахунок

1.5.2.13 Окружна швидкість на ободі колеса:

$$U_2 = \sqrt{8574,5 / 2,175} = 62,8 \text{ м/с}$$

1.5.2.14 Зовнішній діаметр колеса:

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

$$D_2 = 60 \cdot 62,8 / (3,14 \cdot 5000) = 0,24 \text{ м}$$

1.5.2.15 Критерій Маха:

$$Mu = 62,8 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 297,91} = 0,144$$

1.5.2.16 Відносний крок лопаток:

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,144 + 1,4 = 10,53$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						85
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.5.2.17 Коефіцієнт витрати:

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

$$\varphi_2 = 2,175^{1.5} / 2,457^2 = 0,531$$

1.5.2.18 Площа одностороннього робочого каналу (меридіональний перетин):

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

$$F'_{k1} = \frac{0,00552 \cdot 1,0175}{62,8 \cdot 0,531} = 0,000168 \text{ м}^2$$

1.5.2.19 Площа лопатки одностороннього робочого колеса:

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,000168 = 7,56 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

1.5.2.20 Висота робочого каналу:

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,000168} = 0,0183 \text{ м}$$

2.1.21 Радіуси (см. рис. 1):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0183 = 0,00732 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0183 = 0,00915 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0183 = 0,01281 \text{ м}$$

1.5.2.22 Висота лопатки робочого колеса:

$$l = 0,65 \cdot h = 0,65 \cdot 0,0183 = 0,0119 \text{ м}$$

1.5.2.23 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу:

$$D_{ум} = D_2 - 2 \cdot l + h$$

$$D_{ум} = 0,24 - 2 \cdot 0,0119 + 0,0183 = 0,2345 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						86
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.5.2.24 Відносний радіус:

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{um}} = \frac{0,24}{0,2345} = 1,023 \text{ м}$$

1.5.2.25 Логічний оператор (похибка визначення відносини R):

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

$$\delta\bar{R} = \left| \frac{(1,023 - 1,0175)}{1,023} \right| = 0,00538 \leq 0,01$$

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

1.5.2.26 Зовнішній діаметр диска робочого колеса:

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

$$D'_3 = 0,24 - 0,003 = 0,237 \text{ м}$$

1.5.2.27 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

$$D'_s = D_2 + 0,003 = 0,24 + 0,003 = 0,243 \text{ м} \quad (2.29)$$

1.5.2.28 Ширина лопатки (рис.1.1):

$$b_1 = 1,32 \cdot F'_{л1} / l = 1,32 \cdot 7,56 \cdot 10^{-5} / 0,0119 = 0,00839 \text{ м}$$

1.5.2.29 Ширина меридіонального перетину двостороннього робочого каналу:

$$B_1 = 1,375(7,58 \cdot 10^{-5} + 0,000168) / 0,0183 = 0,0183 \text{ м}$$

1.5.2.30 Шаг лопаток :

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

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

$$t = (10,53 + 1) \cdot 0,003 = 0,0346$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		87

1.5.2.31 Кількість лопаток:

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

$$z = \frac{3,14(0,24 - 0,0119)}{0,0346} = 20,7$$

Кількість лопаток вибираємо з ряду бажаних чисел: $z = 21$ лопатка.

1.5.2.32 Довжина роздільник:

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0346 = 0,0692 \text{ м}$$

1.5.2.33 Кутова протяжність роздільник:

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0692 / 0,24 = 0,58 \text{ рад}$$

1.5.2.34 Адіабатний КПД :

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

$Mu=0,144$, $(\psi^{0.75} / \varphi^{0.5})_2 = 2,457$, отже $\eta_{ад} = 0.51$.

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

Отже маємо $\eta_{ад} = 0,4$.

1.5.2.35 Адіабатна потужність компресора:

$$N_{кад} = h_{ад} \cdot \bar{m} = 8574,5 \cdot 0,0171 = 146,6 \text{ Вт}$$

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

1.5.2.36 Споживана потужність компресора:

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{146,6}{0,51} = 287,45 \text{ Вт}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						88
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.5.2.37 Втрати на тертя дисків:

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

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

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

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

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

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

Підвищення температури в ступені:

$$\Delta T = \frac{T_n \left[\left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} = \frac{297,91 \left[\left(\frac{450}{424} \right)^{\frac{1,31-1}{1,31}} - 1 \right]}{0,51} = 10 \text{ K}$$

$$T_k = T_n + \Delta T = 297,91 + 10 = 307,91 \text{ K}$$

$$\rho_k = \frac{P_k}{RT_k} = \frac{0,045 \cdot 10^6}{488,3 \cdot 307,91} = 2,989 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

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

Re – число Рейнольдса

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

где ν – кінематична в'язкість газу

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

$$Re = \frac{62,6 \cdot 0,24}{4,23 \cdot 10^{-6}} = 3,55 \cdot 10^6$$

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{62,6}{10} \right)^3 \cdot 0,24^2 \cdot \left(\frac{3,04}{[3,55 \cdot 10^6]^{0.2}} \right) = 0,187 \text{ кВт}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Геометрический комплекс

- для 1-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000182}}{3,14 \cdot 0,239} = 0,018.$$

для 2-го ступеня

$$Kg = \frac{\sqrt{F'_{k1}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,000168}}{3,14 \cdot 0,24} = 0,017.$$

Розрахунки були перевірені за допомогою програми розрахунку на кафедрі технічної терлофізики СумДУ (Додаток А).

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

Так як всі отримані геомтричні комплекси $Kg < 0,02$, то розглянемо можливість зменшення зовнішніх діаметрів робочих колес. При цьому діаметри робочих колес 1-го і 2-го ступенів приймаємо однаковими.

Для розрахунку на частоті обертання вала 3000 об/хв приймаємо рекомендуємі значення зовнішніх діаметрів робочих коліс ступенів компресора: 250 мм.

1.6 Термогазодинамічний розрахунок вихрового компресора з частотою обертання 3000 об/хв і зовнішніми діаметрами робочих коліс ступенів 0,25 м

1.6.1. Розрахунок 1-го ступеня

1.6.1.1 Спочатку визначимо окружну швидкість на ободі колеса.

висловимо U_2 :

$$U_2 = \frac{0,25 \cdot 3,14 \cdot 3000}{60} = 39,25 \text{ м/с}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		90

1.3.2 Коефіцієнт напору:

$$\psi_2 = \frac{8344,26}{39,25^2} = 5,416$$

1.3.3 Комплекс:

$$\left(\frac{\psi^{0,75}}{\phi^{0,5}} \right)_2 = \frac{\psi_2 + 0,122}{0,935} = \frac{5,416 + 0,122}{0,935} = 5,923$$

1.3.4 Коефіцієнт витрати визначаємо за формулою (1.17):

$$\phi_2 = 5,416^{1,5} / 5,923^2 = 0,359$$

1.3.5 Критерій Маха знайдемо за формулою (1.4.15):

$$Mu = U_2 / \sqrt{k \cdot R \cdot T_0} = 39,25 / \sqrt{1,31 \cdot 488,3 \cdot 288} = 0,0914$$

1.3.6 Відносний крок лопатки по формулі (1.16):

$$\bar{t} = 63,4 \cdot Mu + 1,4 = 63,4 \cdot 0,0914 + 1,4 = 7,195$$

1.3.7 З метою зменшення осьових сил вибираємо двосторонній канал.

Тоді його площа визначаємо за формулою:

$$F'_{k1} = \frac{\bar{V} \cdot \bar{R}_1}{U_2 \cdot \phi_2} = \frac{0,006 \cdot 1,0175}{39,25 \cdot 0,359} = 0,00043 \text{ м}^2$$

1.3.8 Площа лопатки робочого колеса визначимо по (1.19):

$$F_{л1} = 0,45 \cdot F'_{k1} = 0,45 \cdot 0,00043 = 0,0001935 \text{ м}^2$$

1.3.9 Висота Робочого Каналу по формулі (1.20):

$$h = \sqrt{2 \cdot F'_{k1}} = \sqrt{2 \cdot 0,00043} = 0,0207 \text{ м}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						91
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.10 Радіуси Визначаємо за формулами (1.21 – 1.23):

$$r_1 = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 0,0207 = 0,0166 \text{ м}$$

$$r_2 = 0,5 \cdot h = 0,5 \cdot 0,0207 = 0,0104 \text{ м}$$

$$r_3 = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 0,0207 = 0,0145 \text{ м}$$

1.3.11 Висота лопатки робочого колеса за формулою (1.24):

$$l = 0,63 \cdot h = 0,63 \cdot 0,0207 = 0,013 \text{ м}$$

1.3.12 Діаметр центру ваги меридіонального перетину робочого каналу (формула 1.25):

$$D_{ум} = 0,25 - 2 \cdot 0,013 + 0,0207 = 0,2447 \text{ м}$$

1.3.13 Відносний радіус за формулою (1.26):

$$\bar{R}_2 = \frac{D_2}{D_{ум}} = \frac{0,25}{0,2447} = 1,0217 \text{ м}$$

1.3.14 Логічний оператор (похибка визначення відносини R) за формулою (1.27):

$$\delta \bar{R} = \left| \frac{(1,0217 - 1,0175)}{1,0217} \right| = 0,0041 \leq 0,01$$

1.3.15 Зовнішній діаметр диска робочого колеса за формулою (1.28) :

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

1.3.16 Внутрішній діаметр профілюючою вставки:

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

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

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		92

1.3.18 Ширина меридіонального перетину одностороннього робочого каналу:

$$B_1 = 2 \cdot 1,375 (F'_{л1} + F'_{к1}) / h = 2 \cdot 1,375 (0,0001935 + 0,00043) / 0,0207 = 0,0828 \text{ м}$$

1.3.19 Крок лопаток по формулі (1.32):

$$t = (7,195 + 1) \cdot 0,002 = 0,0164$$

1.3.20 Число лопаток по формулі (1.33) :

$$z = \frac{3,14(0,25 - 0,013)}{0,0164} = 45,38 \rightarrow 46$$

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

1.3.21 Довжина роздільник знайдемо за формулою (1.34):

$$L_{раз} = 2 \cdot t = 2 \cdot 0,0164 = 0,0328 \text{ м}$$

1.3.22 Кутова протяжність роздільник визначимо за формулою (1.35):

$$Q_{раз} = 2L_{раз} / D_2 = 2 \cdot 0,0328 / 0,25 = 0,2624 \text{ рад}$$

1.3.23 Адіабатний КПД :

$$\mu = 0,0914, \quad \eta_{ад} = 0,293;$$

1.3.24 Адіабатне потужність компресора за формулою (1.36):

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

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

1.3.25 Споживана потужність компресора за формулою (1.37):

$$N_k = \frac{N_{кад}}{\eta_{ад}} = \frac{142,328}{0,293} = 485,76 \text{ Вт}$$

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						93
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1.3.26 Втрати на тертя дисків

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

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

$$N_{mp} = 0,089 \left(\frac{45,7917}{10} \right)^3 \cdot 0,25^2 \cdot \left(\frac{2,915}{[2,706 \cdot 10^6]^{0.2}} \right) = 0,0805 \text{ кВт}$$

Площа всмоктувального патрубку

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

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

Діаметр всмоктувального патрубку

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

Площа нагнітального патрубку

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

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

Діаметр нагнітального патрубку

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		94

Геометричний комплекс (рис.1.1) для вихрових компресорів змінюється в діапазоні від 0,02 до 0,06. До 0,035...0,04 - виконання проточної частини буде одноканальним, від 0,035...0,04 - двоканальним.

$$K_g = \frac{\sqrt{F'_{kl}}}{\pi \cdot D_2} = \frac{\sqrt{0,00043}}{3,14 \cdot 0,25} = 0,0264.$$

Розрахунок був перевірен за допомогою програми розрахунку з кафедри (Додаток А)

Аналогічно були виконані розрахунки для частот обертання ротора 3500, 4000, 4500, 5000 об/хв.

При цьому для частот обертання ротора 4500 і 5000 об/хв для отримання $K_g > 0,02$ зовнішні діаметри робочих коліс ступенів компресора дорівнюють 230 мм і 220 мм відповідно.

Розрахунки були виконані за допомогою програми розрахунку з кафедри (Додаток А)

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		95

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 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;

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори за характером дії поділяються на такі: фізичні перевантаження (Статичні,

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		96

динамічні); нервово-психічні перевантаження (розумове перенапруження, перенапруження аналізаторів, монотонність праці, емоційні перевантаження).

Відповідно до ГОСТ 12.4.011-89 «Система стандартів безпеки праці. Засоби захисту працюючих. Загальні вимоги та класифікація» [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 їм.

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.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		97

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.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		98

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-вибухонебезпечності приміщення або зовнішньої установки, групи і категорії

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						99
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		100

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		101

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,

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						102
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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

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 закриту системоу).

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						104
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

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

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		105

ВИСНОВКИ

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

2. Виконали термогазодинамічний розрахунок для робочих режимів роботи двоступеневого вихрового компресора, з діаметрами робочих коліс $D_2=250$ мм.

3. Виконали розрахунки для 4-х варіантів вихрового компресора, з них вибрали найбільш придатний варіант, яким виявився компресор з діаметрами робочих коліс 250 мм та частотою обертання 3000 об/хв.

4. У розділі охорони праці виконано:

Аналіз небезпечних і шкідливих факторів, що можуть виникати на підприємстві. Техніка безпеки під час виконання ремонтних робіт гідравлічного обладнання. Дії обслуговуючого персоналу під час пожежі на підприємстві.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		106

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Бондаренко Ю.А. Исследование вихревых компрессорных машин с периферийно-боковым каналом: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1969.
2. Осестьян Л.С. Исследование влияния геометрии меридионального сечения проточной части и входного угла лопаток рабочего колеса на эффективность ступени вихревого компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.03. - Л., 1977.
3. Парафейник В.П., Рекстин Ф.С., Бондаренко Ю.А. Исследование влияния торцевых зазоров в ступени вихревого компрессора на эффективность его работы. Химическое и нефтяное машиностроение. 1979. № 8. С.7-8.
4. Парафейник В.П., Соколов С.Г., Бондаренко Ю.А., Рекстин Ф.С. Исследование влияния геометрии некоторых элементов проточной части на эффективность вихревого компрессора. Конструирование, технология и эксплуатация компрессорных машин различного назначения: Тр. 4-й Всесоюз. науч.-техн. конф. - Сумы, 1976. С.127-130.
5. Виршубский И.М. Исследование вихревых нагнетателей судовых систем с целью оптимизации основных геометрических параметров проточной части: Дис. канд. техн. наук: 05.08.05. - Николаев. 1979.
6. Хмара В.Н. Вихревые вакуум-компрессоры: Учебное пособие. - М.: Изд. МВТУ им Н.Э. Баумана, 1979.
7. Анохин В.Д. Исследование вихревого вакуум-компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. - Л., 1975.
8. Бурлай В.В. Исследование влияния охлаждения на эффективность вихревого вакуум-компрессора: Дис. канд. техн. наук: 05.04.06. - Л., 1980.
9. Хмара В.Н., Радугин М.А. Исследование рабочих колес вихревых нагнетателей с периферийным каналом. Химическое и нефтяное машиностроение. 1980. № 9. С.20-21.
10. Виршубский И.М., Рекстин Ф.С., Шквар А.Я. Вихревые компрессоры. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988.
11. Ванев С.М., Марцинковский В.С., Парафейник В.П., Сергеев В.Н. Состояние развития и области применения вихревых компрессоров //Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: XIII МНТК по компрессоростроению. – Сумы: изд-во СумГУ, 2004. Т. 1. С. 241-253.
12. ГОСТ 12.0003 - 74 ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори – М.: Видавництво стандартів, 1974 г.
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.: Видавництвостандартів, 1974 г.
15. ГОСТ 12.1.030 - 81 ССБТ. Електробезпека. Захисне заземлення і занулення - М.: Видавництво стандартів, 1981 р.

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
						107
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ДОДАТОК А

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	3000.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.3587	0.3607
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	2.2323	2.1747
Высота рабочего канала, м	h	0.0211	0.0209
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0137	0.0136
Радиусы: r1, м	r1	0.0085	0.0083
r2, м	r2	0.0106	0.0104
r3, м	r3	0.0148	0.0146
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.3557	0.3577
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.3617	0.3637
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.3312	0.3336
Внутренний диаметр щелевого уплотнения, м	Dupl	0.2981	0.3002
Ширина лопатки, м	bl	0.0097	0.0095
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0211	0.0208
Шаг лопаток, м	t	0.0212	0.0214
Число лопаток	z	51.0000	51.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	13.5770	13.5870
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	11.1426	10.9450
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0211	0.0208
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0208	0.0203
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0190
Относительный радиус мерид. сечения D2/Dц.т.	Rotn	1.0178	1.0175

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		108

2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтропная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.5794
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171
Адиабатный коэффициент напора	psi	2.6275	2.6731
Коэффициент расхода	fi	0.4856	0.4806
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0011	0.0010
Окружная скорость на диаметре D2	u2	56.3388	56.6532
Число Маха	Mu	0.1313	0.1301
Коэффициент быстроходности	ns	0.0044	0.0043
Режимный комплекс $\psi_{i0.75}/\phi_{i0.5}$	psiotn	2.9616	3.0156
Геометрический комплекс $F_k^{**0.5}/(\pi \cdot D_2)$	Kg	0.0133	0.0130
Относительный шаг лопаток	totn	9.6238	9.6909
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	8.2704	8.5497
Температура на нагнетании, С	Tk	31.8201	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.4887	0.4863
КПД компрессора	nuk	0.4643	0.4620
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1464
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.2912	0.3011
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.2429	0.2541
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.3066	0.3169
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.6235	

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	3500.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.3183	0.3202
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	2.0736	2.0157
Высота рабочего канала, м	h	0.0204	0.0201
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0132	0.0131
Радиусы: r1, м	r1	0.0081	0.0080
r2, м	r2	0.0102	0.0100
r3, м	r3	0.0143	0.0141
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.3153	0.3172
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.3213	0.3232
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.2919	0.2941
Внутренний диаметр шелевого уплотнения, м	Dupl	0.2627	0.2647
Ширина лопатки, м	bl	0.0093	0.0092
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0203	0.0200
Шаг лопаток, м	t	0.0218	0.0219
Число лопаток	z	44.0000	44.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	15.6832	15.6967
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	12.0582	11.8295
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0203	0.0200
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0200	0.0196
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0189
Относительный радиус мерид. сечения D2/Dц.т.	Rotn	1.0194	1.0190
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтروпная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.5751
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

Адиабатный коэффициент напора	psi	2.4503	2.4901
Коэффициент расхода	fi	0.5056	0.5010
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0013	0.0012
Окружная скорость на диаметре D2	u2	58.3401	58.6833
Число Маха	Mu	0.1359	0.1348
Коэффициент быстроходности	ns	0.0052	0.0050
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	2.7543	2.8004
Геометрический комплекс $F_k^{**} 0.5 / (\rho_i D^2)$	Kg	0.0144	0.0141
Относительный шаг лопаток	totn	9.8924	9.9659
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	8.1218	8.3835
Температура на нагнетании, С	Tk	31.5053	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.4976	0.4957
КПД компрессора	nuk	0.4728	0.4709
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1463
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.2860	0.2952
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.2132	0.2235
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.3011	0.3108
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.6118	

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	4000.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.2866	0.2884
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	1.9574	1.8995
Высота рабочего канала, м	h	0.0198	0.0195
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0129	0.0127
Радиусы: r1, м	r1	0.0079	0.0078
r2, м	r2	0.0099	0.0097
r3, м	r3	0.0139	0.0136
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.2836	0.2854
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.2896	0.2914
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.2609	0.2630
Внутренний диаметр щелевого уплотнения, м	Dupl	0.2348	0.2367
Ширина лопатки, м	bl	0.0090	0.0089
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0197	0.0194
Шаг лопаток, м	t	0.0220	0.0222
Число лопаток	z	39.0000	39.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	17.6330	17.6504
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	12.9704	12.7105
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0197	0.0194
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0194	0.0190
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0189
Относительный радиус мерид. сечения D2/Dц.т.	Rotn	1.0209	1.0205
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтропная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.5722
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

КМ 07.00.00.00 ПЗ

Лист

112

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Адиабатный коэффициент напора	psi	2.3151	2.3503
Коэффициент расхода	fi	0.5214	0.5172
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0016	0.0015
Окружная скорость на диаметре D2	u2	60.0201	60.3928
Число Маха	Mu	0.1398	0.1388
Коэффициент быстроходности	ns	0.0059	0.0057
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	2.5992	2.6393
Геометрический комплекс $F_k^{**} 0.5 / (\rho_i D^2)$	Kg	0.0155	0.0152
Относительный шаг лопаток	totn	10.0243	10.1037
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	8.0224	8.2710
Температура на нагнетании, С	Tk	31.2934	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.5038	0.5023
КПД компрессора	nuk	0.4786	0.4772
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1463
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.2825	0.2913
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.1885	0.1979
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.2974	0.3066
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.6040	

					КМ 07.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		113

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	4500.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
1. Геометрические параметры.			
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.2608	0.2625
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	1.8689	1.8110
Высота рабочего канала, м	h	0.0193	0.0190
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0126	0.0124
Радиусы: r1, м	r1	0.0077	0.0076
r2, м	r2	0.0097	0.0095
r3, м	r3	0.0135	0.0133
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.2578	0.2595
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.2638	0.2655
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.2357	0.2378
Внутренний диаметр шелевого уплотнения, м	Dupl	0.2121	0.2140
Ширина лопатки, м	bl	0.0088	0.0087
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0193	0.0190
Шаг лопаток, м	t	0.0223	0.0218
Число лопаток	z	35.0000	36.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	19.5802	19.0575
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	13.8791	13.5882
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0193	0.0190
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0190	0.0186
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0189
Относительный радиус мерид. сечения D2/Dц.т.	Rotn	1.0225	1.0220
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтروпная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.5703
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

KM 07.00.00.00 ПЗ

Лист

114

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Адиабатный коэффициент напора	psi	2.2085	2.2401
Коэффициент расхода	fi	0.5342	0.5304
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0019	0.0017
Окружная скорость на диаметре D2	u2	61.4509	61.8530
Число Маха	Mu	0.1432	0.1422
Коэффициент быстроходности	ns	0.0067	0.0064
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	2.4788	2.5143
Геометрический комплекс $F_k^{**} 0.5 / (\rho_i D^2)$	Kg	0.0167	0.0163
Относительный шаг лопаток	totn	10.1409	9.9145
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	7.9555	8.1944
Температура на нагнетании, С	Tk	31.1499	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.5080	0.5069
КПД компрессора	nuk	0.4826	0.4815
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1463
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.2802	0.2886
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.1676	0.1764
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.2949	0.3038
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.5987	

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	5000.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.2394	0.2411
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	1.7995	1.7416
Высота рабочего канала, м	h	0.0190	0.0187
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0123	0.0121
Радиусы: r1, м	r1	0.0076	0.0075
r2, м	r2	0.0095	0.0093
r3, м	r3	0.0133	0.0131
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.2364	0.2381
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.2424	0.2441
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.2148	0.2168
Внутренний диаметр шелевого уплотнения, м	Dupl	0.1933	0.1951
Ширина лопатки, м	bl	0.0087	0.0085
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0189	0.0186
Шаг лопаток, м	t	0.0223	0.0218
Число лопаток	z	32.0000	33.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	21.3412	20.7203
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	14.7841	14.4626
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0189	0.0186
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0186	0.0182
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0189
Относительный радиус мерид. сечения D2/Дц.т.	Rotn	1.0241	1.0235
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтропная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.5690
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

Адиабатный коэффициент напора	psi	2.1225	2.1511
Коэффициент расхода	fi	0.5447	0.5412
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0022	0.0020
Окружная скорость на диаметре D2	u2	62.6848	63.1151
Число Маха	Mu	0.1460	0.1451
Коэффициент быстроходности	ns	0.0074	0.0071
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	2.3826	2.4145
Геометрический комплекс $F_k^{**} 0.5 / (\rho_i D^2)$	Kg	0.0178	0.0174
Относительный шаг лопаток	totn	10.1481	9.8980
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	7.9105	8.1422
Температура на нагнетании, С	Tk	31.0526	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.5109	0.5100
КПД компрессора	nuk	0.4854	0.4845
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1462
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.2786	0.2867
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.1500	0.1581
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.2932	0.3018
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.5950	

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	3000.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.2500	0.2500
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	7.1757	8.0661
Высота рабочего канала, м	h	0.0379	0.0402
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0246	0.0261
Радиусы: r1, м	r1	0.0152	0.0161
r2, м	r2	0.0189	0.0201
r3, м	r3	0.0265	0.0281
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.2470	0.2470
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.2530	0.2530
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.2008	0.1978
Внутренний диаметр щелевого уплотнения, м	Dupl	0.1807	0.1780
Ширина лопатки, м	bl	0.0173	0.0184
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0378	0.0400
Шаг лопаток, м	t	0.0165	0.0160
Число лопаток	z	43.0000	44.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	15.0949	14.6548
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	26.9811	28.4418
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0378	0.0400
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0400	0.0391
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0194
Относительный радиус мерид. сечения D2/Dц.т.	Rotn	1.0465	1.0494
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтروпная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.7394
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

Адиабатный коэффициент напора	psi	5.4081	5.6671
Коэффициент расхода	fi	0.2228	0.1964
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0032	0.0030
Окружная скорость на диаметре D2	u2	39.2699	39.2699
Число Маха	Mu	0.0915	0.0894
Коэффициент быстроходности	ns	0.0044	0.0043
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	7.5127	8.2884
Геометрический комплекс $F_k^{**} 0.5 / (\rho_i D^2)$	Kg	0.0341	0.0362
Относительный шаг лопаток	totn	7.2330	6.9930
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	13.7960	16.5545
Температура на нагнетании, С	Tk	45.3505	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.2930	0.2558
КПД компрессора	nuk	0.2783	0.2430
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1491
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.4858	0.5830
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.0369	0.0366
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.5114	0.6137
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	1.1250	

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	3500.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.2500	0.2500
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	3.7961	3.8189
Высота рабочего канала, м	h	0.0276	0.0276
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0179	0.0180
Радиусы: r1, м	r1	0.0110	0.0111
r2, м	r2	0.0138	0.0138
r3, м	r3	0.0193	0.0193
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.2470	0.2470
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.2530	0.2530
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.2142	0.2141
Внутренний диаметр щелевого уплотнения, м	Dupl	0.1928	0.1927
Ширина лопатки, м	bl	0.0126	0.0126
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0275	0.0276
Шаг лопаток, м	t	0.0182	0.0182
Число лопаток	z	40.0000	40.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	16.7105	16.7066
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	20.1512	20.2073
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0275	0.0276
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0276	0.0269
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0190
Относительный радиус мерид. сечения D2/Dц.т.	Rotn	1.0336	1.0337
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтропная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.6140
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

КМ 07.00.00.00 ПЗ

Лист

120

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Адиабатный коэффициент напора	psi	3.9733	4.1038
Коэффициент расхода	fi	0.3566	0.3452
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0027	0.0026
Окружная скорость на диаметре D2	u2	45.8149	45.8149
Число Маха	Mu	0.1067	0.1050
Коэффициент быстроходности	ns	0.0052	0.0050
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	4.7128	4.9074
Геометрический комплекс $F_k^{**0.5} / (\rho_i D^2)$	Kg	0.0248	0.0249
Относительный шаг лопаток	totn	8.1142	8.1120
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	9.4634	9.8965
Температура на нагнетании, С	Tk	34.3599	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.4271	0.4218
КПД компрессора	nuk	0.4057	0.4007
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1470
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.3333	0.3485
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.0623	0.0632
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.3508	0.3668
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.7176	

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	4000.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.2500	0.2500
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	2.6652	2.6420
Высота рабочего канала, м	h	0.0231	0.0230
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0150	0.0149
Радиусы: r1, м	r1	0.0092	0.0092
r2, м	r2	0.0115	0.0115
r3, м	r3	0.0162	0.0161
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.2470	0.2470
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.2530	0.2530
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.2200	0.2201
Внутренний диаметр шелевого уплотнения, м	Dupl	0.1980	0.1981
Ширина лопатки, м	bl	0.0105	0.0105
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0230	0.0229
Шаг лопаток, м	t	0.0205	0.0200
Число лопаток	z	36.0000	37.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	18.7994	18.2964
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	17.0833	17.0132
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0230	0.0229
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0229	0.0224
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0190
Относительный радиус мерид. сечения D2/Дц.т.	Rotn	1.0281	1.0280
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтропная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.5906
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

КМ 07.00.00.00 ПЗ

Лист

122

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Адиабатный коэффициент напора	psi	3.0420	3.1335
Коэффициент расхода	fi	0.4420	0.4330
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0024	0.0023
Окружная скорость на диаметре D2	u2	52.3599	52.3599
Число Маха	Mu	0.1220	0.1202
Коэффициент быстроходности	ns	0.0059	0.0057
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	3.4645	3.5791
Геометрический комплекс $F_k^{**0.5} / (\rho_i \cdot D_2)$	Kg	0.0208	0.0207
Относительный шаг лопаток	totn	9.2535	8.9792
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	8.6570	9.0060
Температура на нагнетании, С	Tk	32.6630	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.4669	0.4623
КПД компрессора	nuk	0.4435	0.4392
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1466
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.3049	0.3171
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.0947	0.0963
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.3209	0.3338
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.6547	

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	4500.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.2300	0.2300
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	2.4629	2.4356
Высота рабочего канала, м	h	0.0222	0.0221
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0144	0.0143
Радиусы: r1, м	r1	0.0089	0.0088
r2, м	r2	0.0111	0.0110
r3, м	r3	0.0155	0.0154
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.2270	0.2270
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.2330	0.2330
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.2011	0.2013
Внутренний диаметр щелевого уплотнения, м	Dupl	0.1810	0.1812
Ширина лопатки, м	bl	0.0101	0.0101
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0221	0.0220
Шаг лопаток, м	t	0.0205	0.0205
Число лопаток	z	33.0000	33.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	20.4497	20.4573
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	17.8017	17.7088
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0221	0.0220
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0220	0.0215
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0190
Относительный радиус мерид. сечения D2/Дц.т.	Rotn	1.0294	1.0292
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтропная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.5850
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

Адиабатный коэффициент напора	psi	2.8398	2.9232
Коэффициент расхода	fi	0.4627	0.4541
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0027	0.0026
Окружная скорость на диаметре D2	u2	54.1925	54.1925
Число Маха	Mu	0.1263	0.1244
Коэффициент быстроходности	ns	0.0067	0.0064
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	3.2159	3.3177
Геометрический комплекс $F_k^{**0.5} / (\rho_i \cdot D^2)$	Kg	0.0217	0.0216
Относительный шаг лопаток	totn	9.2613	9.2651
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	8.4651	8.7953
Температура на нагнетании, С	Tk	32.2604	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.4775	0.4730
КПД компрессора	nuk	0.4536	0.4494
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1465
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.2981	0.3097
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.0888	0.0904
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.3138	0.3260
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.6398	

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1. Объемный расход на всасывании, м ³ /с	V	0.006000
2. Давление на всасывании, Па	pn	400000.0
3. Давление на нагнетании, Па	pk	450000.0
4. Температура на всасывании, К	Tn	288.000
5. Частота вращения вала компрессора, об/мин	n	5000.000
6. Газовая постоянная, Дж/(кг*К)	R	488.300
7. Показатель адиабаты	k	1.310
8. Толщина лопатки рабочего колеса, м	delta	0.0020
9. Число ступеней	ist	2
10. Вид канала (односторонний-1/двусторонний-2)	ik	1
11. Механический КПД	num	0.950

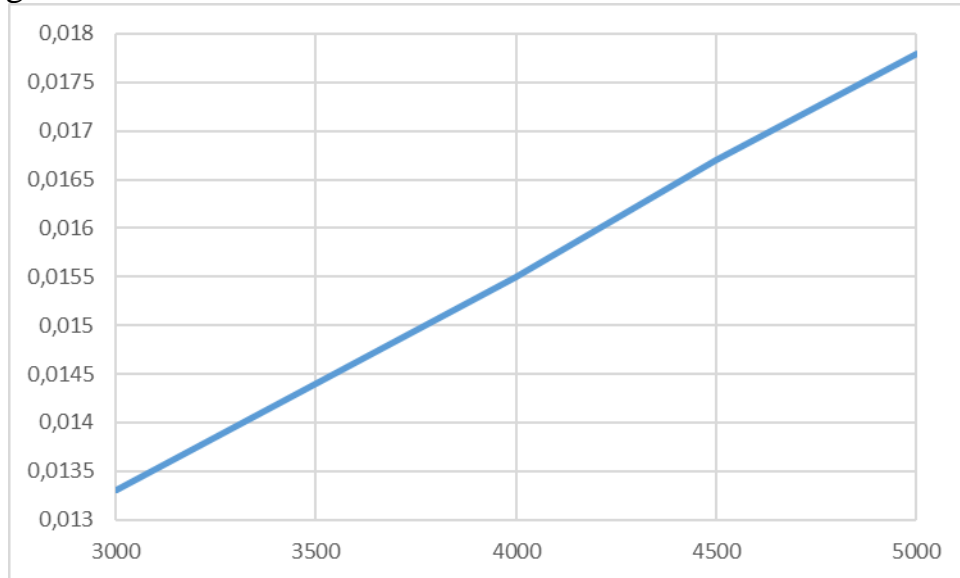
РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

1. Геометрические параметры.		СТУПЕНЬ 1	СТУПЕНЬ 2
Наружный диаметр рабочего колеса, м	D2	0.2200	0.2200
Площадь меридионального сечения канала, см ²	Fk	2.1505	2.1188
Высота рабочего канала, м	h	0.0207	0.0206
Высота лопатки рабочего колеса, м	l	0.0135	0.0134
Радиусы: r1, м	r1	0.0083	0.0082
r2, м	r2	0.0104	0.0103
r3, м	r3	0.0145	0.0144
Наружный диаметр диска рабочего колеса, м	D3	0.2170	0.2170
Внутренний диаметр профилирующей вставки, м	Ds	0.2230	0.2230
Внутренний диаметр канала корпуса, м	D0	0.1930	0.1932
Внутренний диаметр щелевого уплотнения, м	Dupl	0.1737	0.1739
Ширина лопатки, м	bl	0.0095	0.0094
Ширина меридионального сечения канала, м	B	0.0207	0.0205
Шаг лопаток, м	t	0.0216	0.0216
Число лопаток	z	30.0000	30.0000
Угловая протяженность разделителя, град	tetarg	22.5294	22.5403
Угловая протяженность всас. окна, град	tetavg	17.4160	17.2950
Ширина всасывающего окна, м	dn	0.0207	0.0205
Диаметр нагнетательного окна, м	dk	0.0205	0.0201
Диаметр всас. трубопровода (с=20 м/с), м	dntr	0.0000	0.0195
Диаметр нагн. трубопровода (с=20 м/с), м	dktr	0.0000	0.0190
Относительный радиус мерид. сечения D2/Dц.т.	Rotn	1.0287	1.0285
2. Режимные параметры.			
Степень повышения давления	pist	1.0607	1.0607
Удельная изоэнтروпная работа, кДж/кг	hs	8.3399	8.5766
Массовый расход газа, кг/с	m	0.0171	0.0171

Адиабатный коэффициент напора	psi	2.5141	2.5854
Коэффициент расхода	fi	0.4983	0.4903
Условный коэффициент расхода	fiusl	0.0028	0.0026
Окружная скорость на диаметре D2	u2	57.5959	57.5959
Число Маха	Mu	0.1342	0.1323
Коэффициент быстроходности	ns	0.0074	0.0071
Режимный комплекс $\psi 0.75 / f_i 0.5$	psiotn	2.8284	2.9119
Геометрический комплекс $F_k^{**} 0.5 / (\rho_i D^2)$	Kg	0.0212	0.0211
Относительный шаг лопаток	totn	9.8133	9.8186
Повышение температуры в ступени, С	deltaT	8.1732	8.4673
Температура на нагнетании, С	Tk	31.6405	
Изоэнтропный (адиабатный) КПД	nuad	0.4945	0.4909
КПД компрессора	nuk	0.4698	0.4663
Адиабатная мощность, кВт	Nad	0.1423	0.1464
Внутренняя мощность (Nad/nuad), кВт	Ni	0.2878	0.2982
Мощность на трение дисков, кВт	Ntd	0.0978	0.0996
Мощность, потребляемая ступенью (Ne+Ntd), кВт	Nk	0.3030	0.3139
Суммарная мощность, потр. компрессором, кВт	Nksum	0.6168	

ДОДАТОК Б

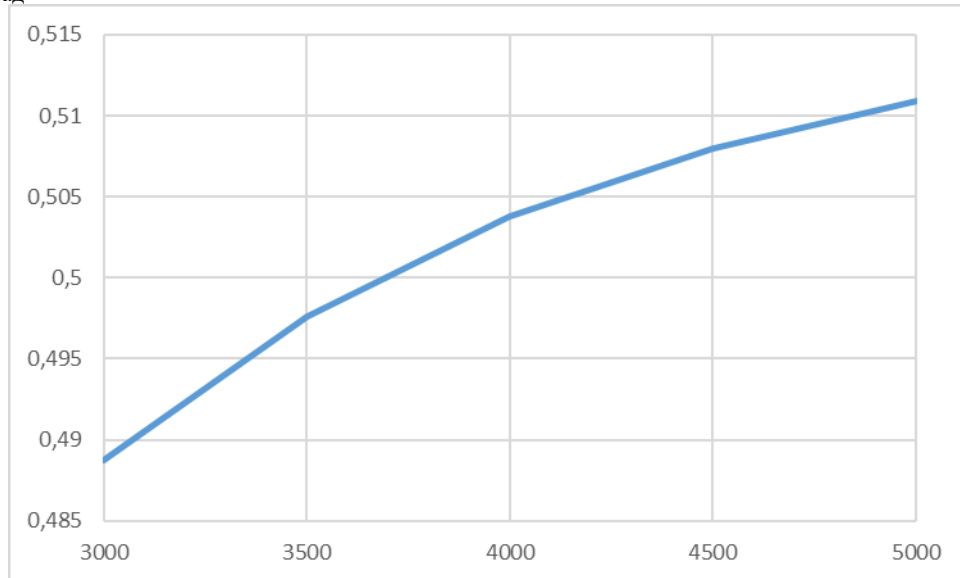
К_g



n, об/хв.

Залежність геометричного комплексу від частоти обертання при оптимальному діаметрі робочих коліс 318 мм

$\eta_{ад}$



n, об/хв.

Залежність адиабатного ККД від частоти обертання при оптимальному діаметрі робочих коліс 318 мм

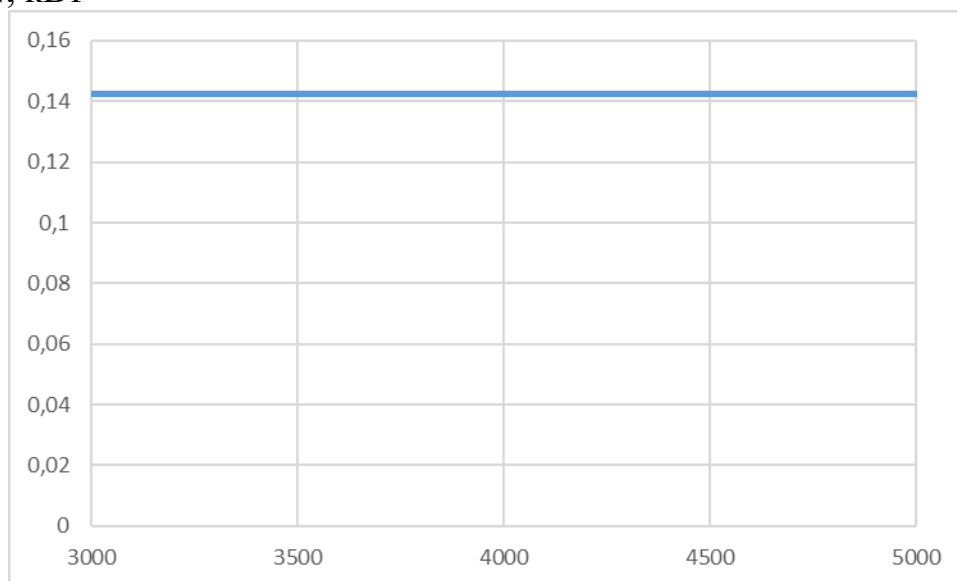
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КМ 07.00.00.00 ПЗ

Лист

128

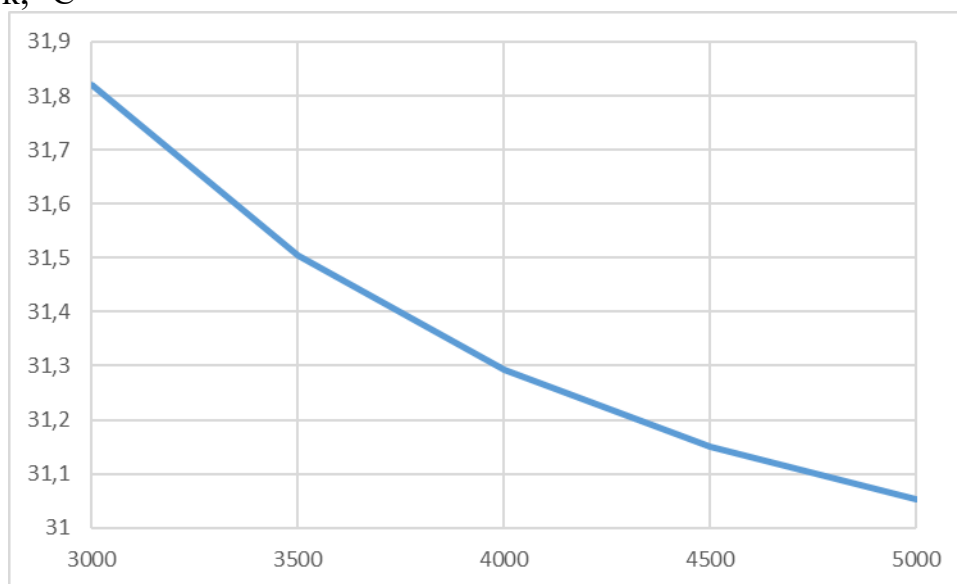
N, кВт



n, об/хв.

Залежність потужності від частоти обертання при оптимальному діаметрі робочих коліс 318 мм

T_к, °C



n, об/хв.

Залежність температури в кінці процесу стиснення від частоти обертання при оптимальному діаметрі робочих коліс 318 мм

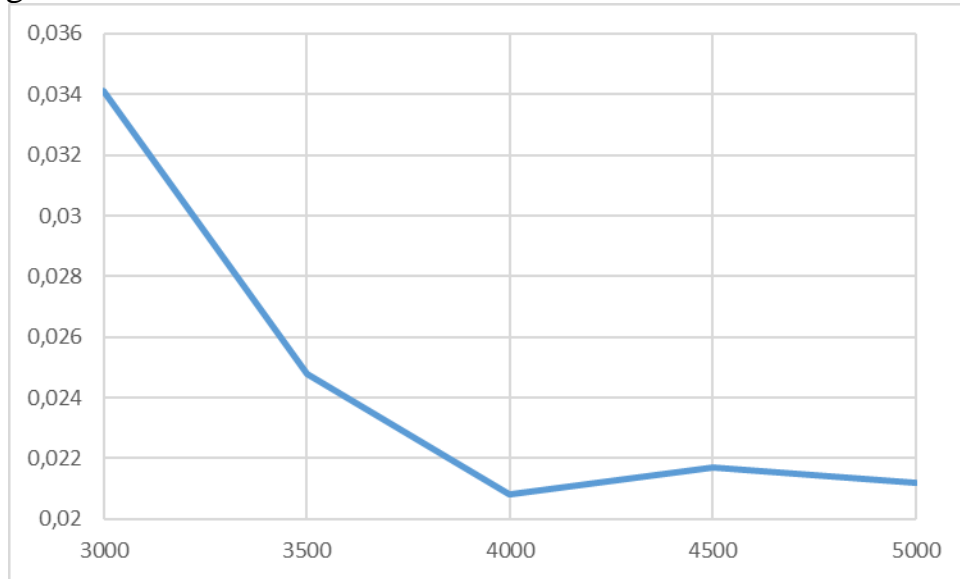
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КМ 07.00.00.00 ПЗ

Лист

129

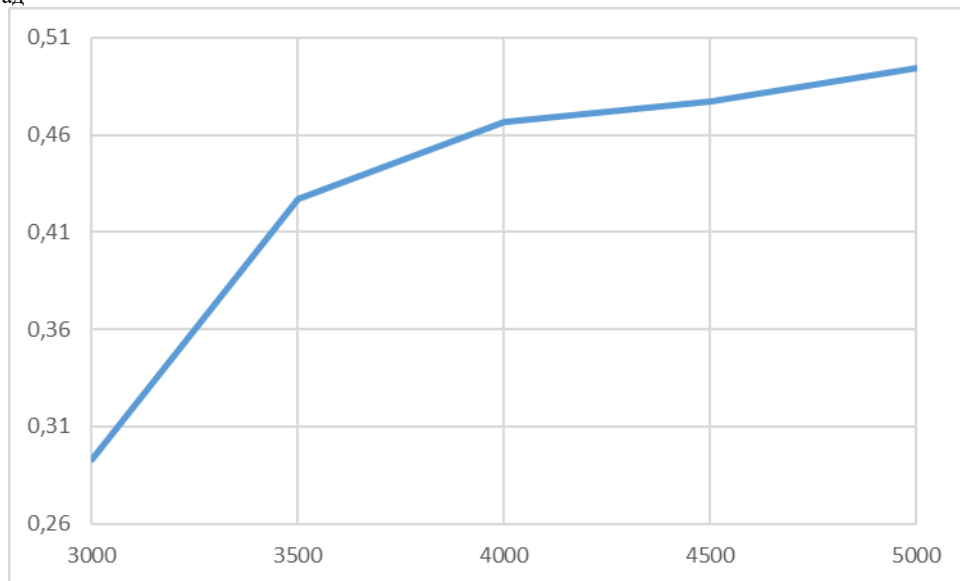
К_g



n, об/хв.

Залежність геометричного комплексу від частоти обертання при діаметрі робочих коліс 250 мм

$\eta_{ад}$



n, об/хв.

Залежність адіабатного ККД від частоти обертання при діаметрі робочих коліс 250 мм

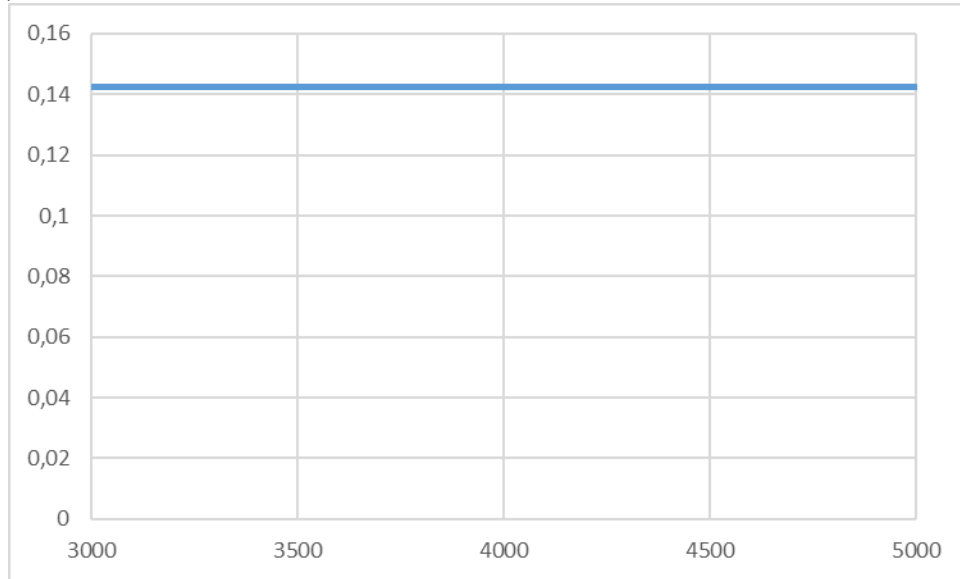
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КМ 07.00.00.00 ПЗ

Лист

130

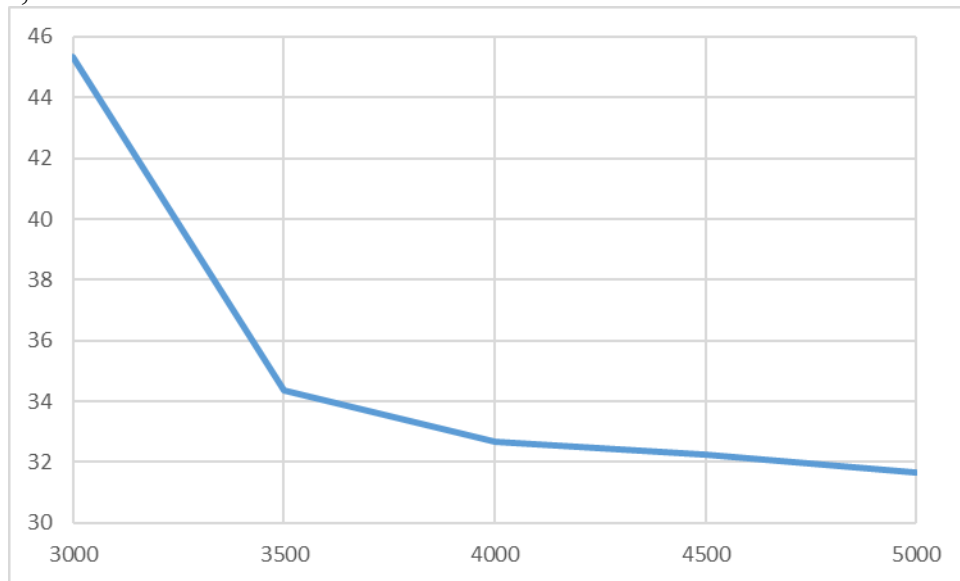
$N, \text{кВт}$



$n, \text{об/хв.}$

Залежність потужності від частоти обертання при діаметрі робочих коліс 250 мм

$T_k, ^\circ\text{C}$



$n, \text{об/хв.}$

Залежність температури в кінці процесу стиснення від частоти обертання при діаметрі робочих коліс 250 мм

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КМ 07.00.00.00 ПЗ

Лист

131