

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

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»
на тему: «Проектування одновального відцентрового компресора
зі змінними проточними частинами для газовидобувної
промисловості»

Здобувача групи К.м-21 Кругляка Дмитра Юрійовича

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

_____ Дмитро КРУГЛЯК
(підпис)

Керівник к.т.н., доцент кафедри ТТФ Сергій ШАРАПОВ

_____ (підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1 ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ – МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЗМІННИХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН.....	6
1.1 Визначення теплофізичних параметрів газу при різних відношеннях тисків	6
1.2 Визначення характеристик ЗПЧ з різною кількістю ступенів.....	12
1.3 Визначення приведених характеристик ЗПЧ	17
1.4 Вибір необхідної кількості ЗПЧ	22
2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ – ПРОЄКТНИЙ РОЗРАХУНОК ЗПЧ....	28
2.1 Варіантний розрахунок.....	28
2.2 Розрахунок робочих коліс	31
2.3 Розрахунок безлопаткових дифузорів.....	44
2.4 Розрахунок зворотних напрямних апаратів	51
2.5 Розрахунок збірних камер	64
2.6 Розрахунок робочого колеса на міцність.....	71
2.7 Розрахунок лабіринтового ущільнення	75
2.8 Розрахунок осьових сил.....	77
2.9 Опис конструкції компресора.....	78
3 ОХОРОНА ПРАЦІ	81
3.1 Небезпечні і шкідливі фактори при експлуатації компресорних установок.....	81
3.2 Розрахунок виробничого освітлення.....	89
3.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях	94
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	95

						К 06М.00.00.00 ПЗ		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	Кругляк				Проектування одновального відцентрового компресора зі змінними проточними частинами для газовидобувної промисловості. Пояснювальна записка	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Архивів</i>
<i>Перевір.</i>	Шарапов					2	98	
<i>Н. контр.</i>	Шарапов					СумДУ, К.м-21		
<i>Затв.</i>	Ванєєв							

ВСТУП

У газовидобувній промисловості для видобутку газу використовуються компресори великих потужностей. Компресори – це енергетичні машини або пристрої для підвищення тиску та переміщення газу або суміші газів (робочого середовища) [1]. Сучасні компресори високого і надвисокого тиску для високопродуктивних технологічних процесів у хімічній, нафтогазовидобувній промисловості є дуже складними і високонавантаженими конструкціями. Основним параметром таких компресорів є створюваний ними тиск газів в умовах високих вимог пожежота вибухобезпеки [2].

Компресори використовують для дотискання природного газу до відповідних параметрів у магістральному трубопроводі, а також для його транспортування безпосередньо до споживача. Зазвичай труднощі спричиняють розрахунок і проєктування дотискних компресорних станцій, тому що при цьому необхідно враховувати велику кількість чинників, які суттєво впливають на економічність видобутку вуглеводнів.

Під час розробки газового родовища пластовий тиск падає, в той час, коли він має бути постійним на рівні 56-76 бар. Це вимагає встановлення нового компресора, який забезпечуватиме більше відношення тисків, безперебійний видобуток і транспорт газу. Однак ці дії вимагають великих втрат часу та фінансів на проєктування, виготовлення та монтаж на місці використання.

Одним з шляхів вирішення питання підвищення відношення тисків компресора є заміна проточної частини. При цьому залишається корпус компресора з підведеними до нього трубопроводами газового тракту, а також вузли підшипників і ущільнень. При такій заміні необхідно вирішити важливе науково-технічне завдання: розмістити в обмеженому просторі газодинамічний вузол – змінну проточну частину (ЗПЧ), яка за параметрами

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

відповідатиме потребам замовника і забезпечуватиме високий коефіцієнт корисної дії (ККД).

З метою збільшення резервів природного газу, в центральних областях країни створюються підземні сховища газу. Умови роботи газоперекачувальних агрегатів (ГПА) у їхньому складі дуже специфічні. Для них характерний великий діапазон зміни тиску при закачуванні та відборі, що унеможливорює використання одних і тих самих компресорів.

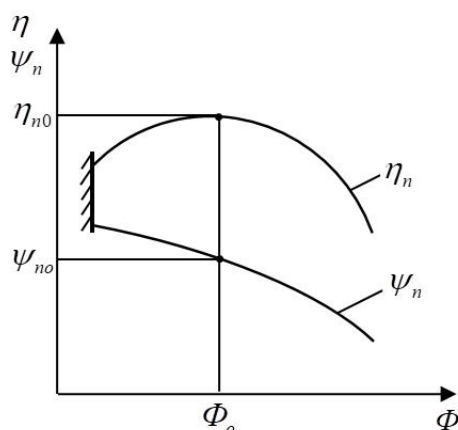
Розробка спеціальних агрегатів на кожен режим роботи економічно недоцільна. Тому є сенс у використанні уніфікованих компресорів з комплектом змінних проточних частин, спроектованих на режим відбору і закачування газу.

Треба відмітити, що проектування відцентрових компресорів виконують, в першу чергу, з використанням рядів уніфікованих ступенів з відомими відносними розмірами і відповідними безрозмірними характеристиками.

$$\psi_n = f(\Phi_0); \eta = f(\Phi_0),$$

де ψ – коефіцієнт напору; Φ_0 – коефіцієнт витрати; η – ККД.

Безрозмірні характеристики компресора приведені на рисунку 1.



Параметри:

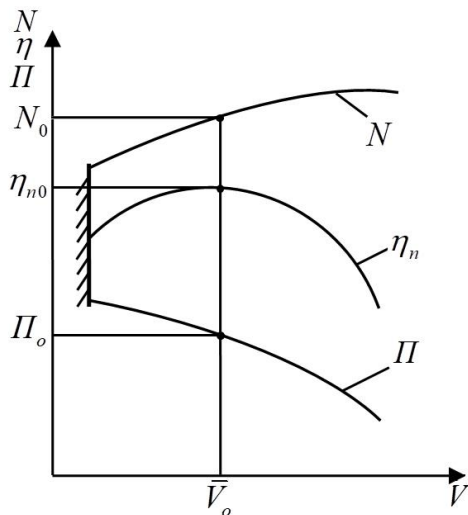
- k – показник адіабати;
- M_{u2} – умовне число Маха;
- Re_{u2} – умовне число Рейнольдса

Рисунок 1 – Безрозмірні характеристики відцентрового компресора

Також для опису компресора іноді використовують розмірні характеристики. Зазвичай це залежності відношення тисків, ККД

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

і потужності від продуктивності. Ці характеристики приведені на рисунку 2.



Параметри:

- k – показник адіабати;
- R – газова стала;
- p_n – тиск на вході;
- T_n – температура на вході;
- ω – кутова швидкість ротора.

Рисунок 2 – Розмірні характеристики відцентрового компресора

Розмірні характеристики залежать від багатьох параметрів: властивостей газу k і R ; тиску і температури на вході в компресор p_n , T_n ; кутової швидкості ротора ω . При зміні будь-якого з цих параметрів, змінюються і характеристики. Тому розмірні характеристики використовуються для стандартних тисків і температур.

Безрозмірні характеристики компресора залежать від меншої кількості параметрів: показника адіабати k ; умовного числа Маха M_{u2} ; умовного числа Рейнольдса Re_{u2} . Тому зручнішими для використання є безрозмірні характеристики. Номінальному режиму роботи компресора, як правило, відповідає максимальне значення ККД. На рис. 1 і 2 параметри, які відповідають номінальному режиму, позначені індексом 0: \bar{V}_0 , Π_0 , N_0 , Φ_0 , η_{n0} , Ψ_{n0} .

Метою роботи є розробка методики проектування змінних проточних частин з широким діапазоном значень відношення тисків для відцентрового компресора, а також розрахунок і проектування цих змінних проточних частин.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1 ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ – МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ ЗМІННИХ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН

1.1 Визначення теплофізичних параметрів газу при різних відношеннях тисків

Метою роботи є розробка змінних проточних частин для відцентрового компресора газоперекачувального агрегату компресорної станції з приводом від газової турбіни потужністю 16 МВт, кінцевим тиском 5,49 МПа, діапазоном відношення тисків від 1,44 до 3, частотою обертання ротора 5300 об/хв, початковою температурою 288 К.

Для отримання потрібної кількості проточних частин нам знадобиться низка залежностей, які дадуть змогу оцінити зміну теплофізичних параметрів газу під час заміни проточних частин компресора. Розрахунок проводили за допомогою програми DPG(eff), у якій параметри газу визначають згідно з розв'язанням рівняння Бенедикта-Вебба-Рубіна методом Лі-Кеслера [6]. База даних програми містить відомості більш ніж для 400 газів. При виконанні розрахунків вводиться склад суміші, для цього задаються масові частки компонентів. Сума концентрацій має дорівнювати 1,0000. Для нашого випадку природний газ, що стискається в компресорі, має такий склад (у масових частках): 1) метан – 0,9863; 2) етан – 0,0012; 3) пропан – 0,0023; 4) Н-бутан – 0,0001; 5) азот – 0,0101.

На підставі отриманих результатів розрахунку побудовано графічні залежності теплофізичних параметрів газу від відношення тисків для різних ЗПЧ (рис. 3...11).

Аналіз отриманих даних показує, що теплофізичні параметри газу істотно змінюються при зміні ступеня відношення тисків, тому це необхідно враховувати при розрахунку ЗПЧ.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 1 – Результати розрахунків теплофізичних параметрів газу

П	1,44	1,55	1,85	2,15	2,6	3
Рн, МПа	3,8	3,54	2,97	2,55	2,11	1,83
Тк, К	318	325	340	353	375	388
к	1,245	1,249	1,253	1,255	1,257	1,258
Ср, кДж/(кг·К)	2,39	2,393	2,397	2,4	2,405	2,41
Z	0,928	0,934	0,946	0,954	0,964	0,97
ρн, кг/м ³	27,94	25,82	21,41	18,22	14,94	12,89
Δі, кДж/кг	58	71	105	135	185	218
т, кг/с	260	213	144	112	82	70
V, м ³ /хв	560	494	404	369	329	323

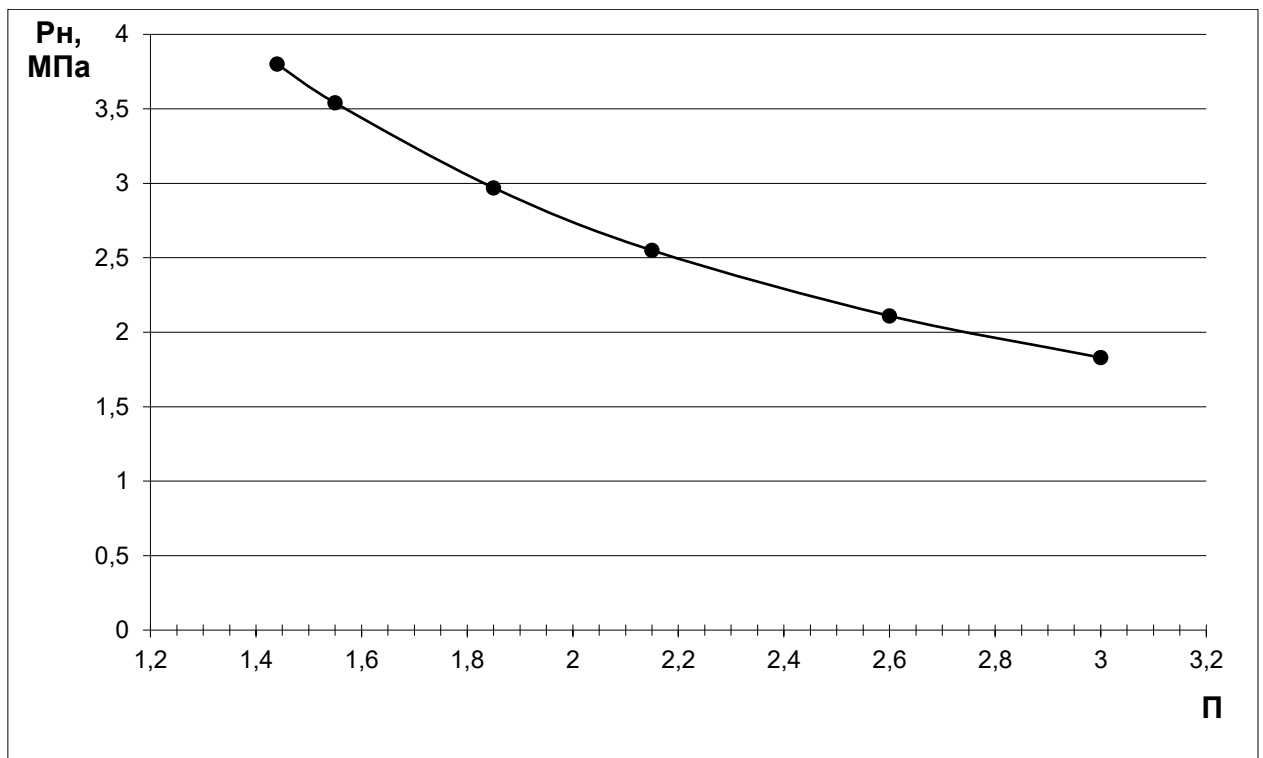


Рисунок 3 – Залежність початкового тиску від відношення тисків $P_n = f(P)$

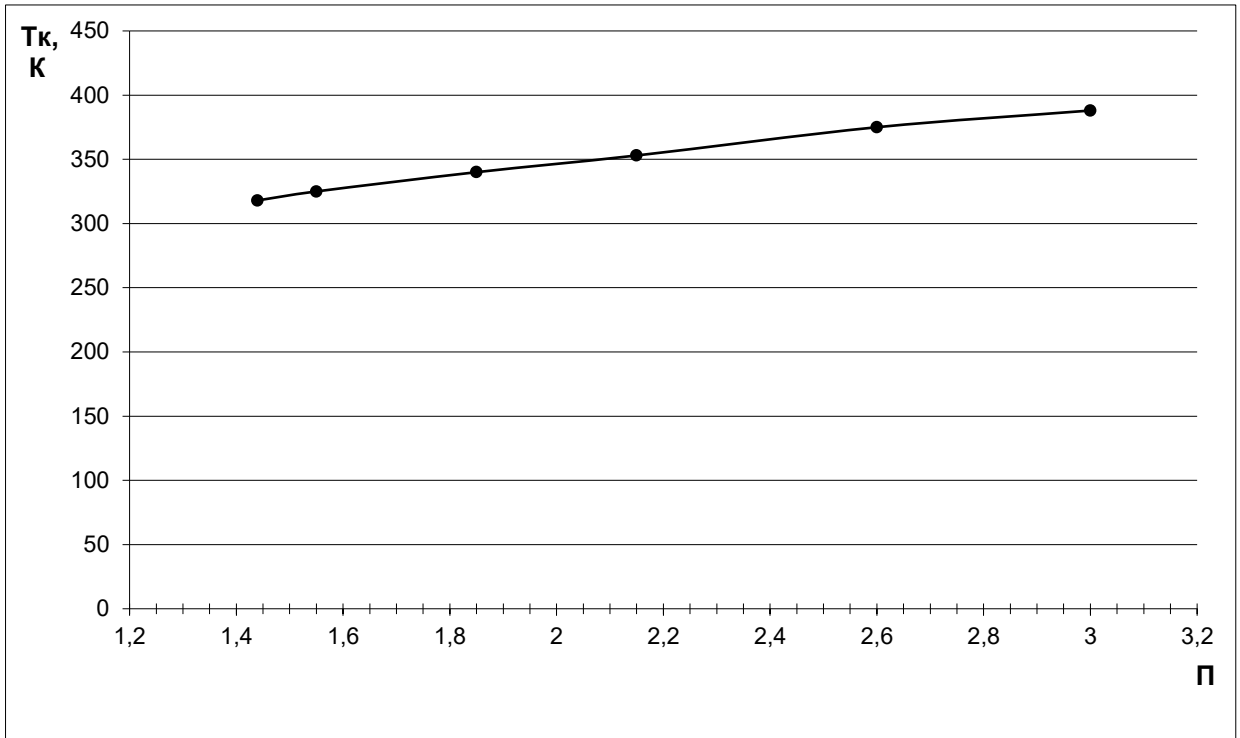


Рисунок 4 – Залежність кінцевої температури від відношення тисків $T_k = f(\Pi)$

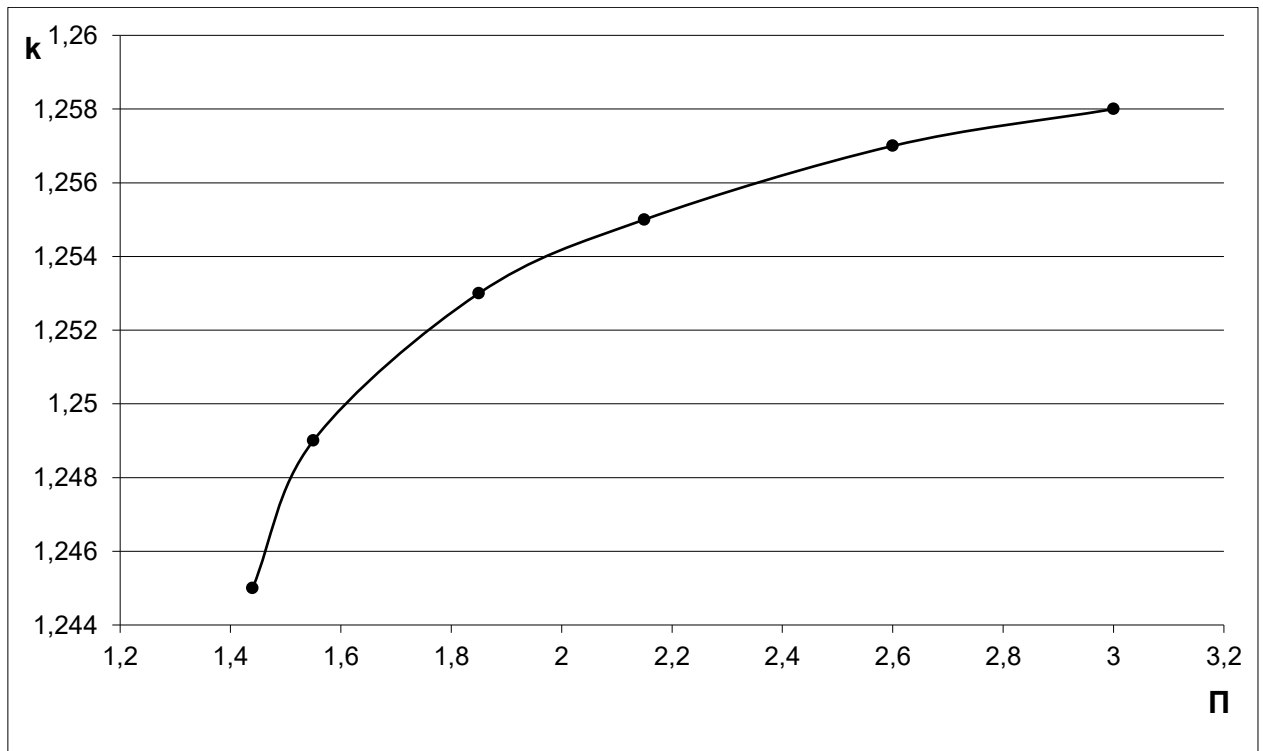


Рисунок 5 – Залежність показника адіабати від відношення тисків $k = f(\Pi)$

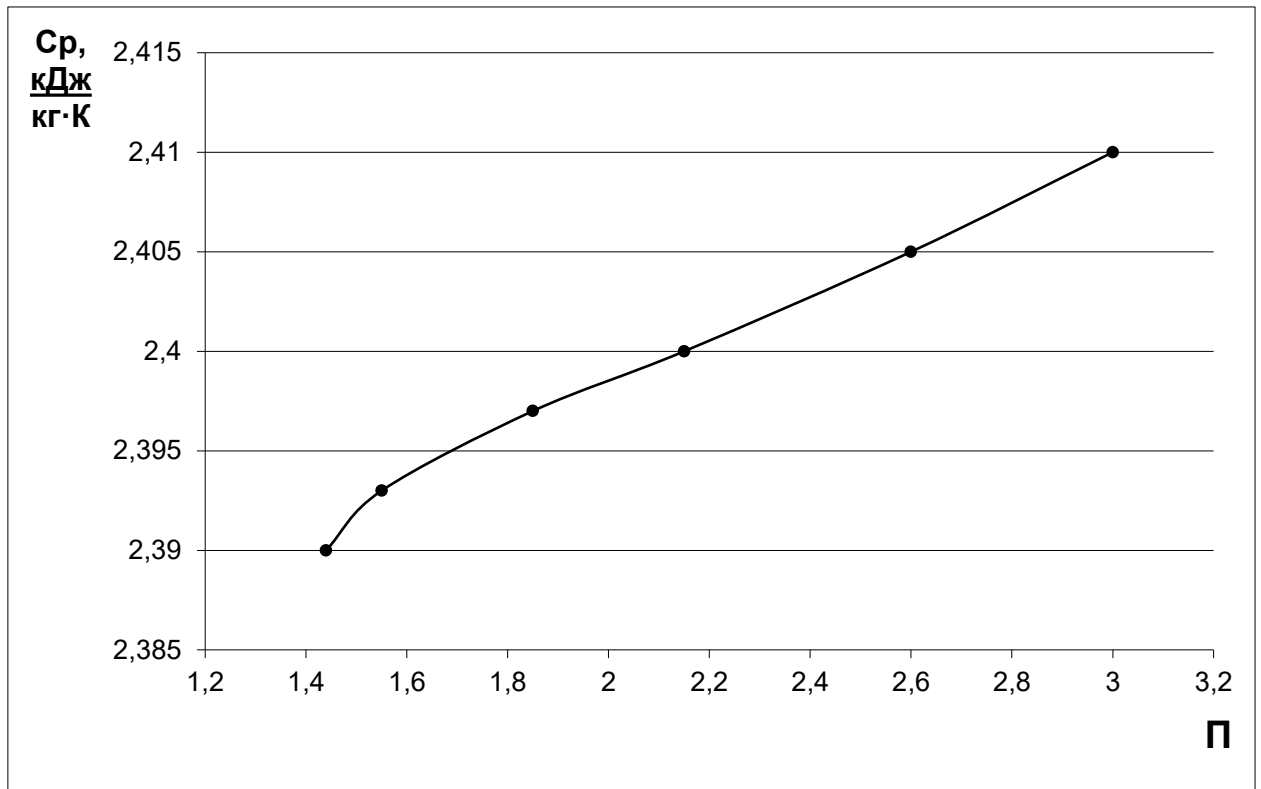


Рисунок 6 – Залежність питомої ізобарної теплоємності від відношення тисків $C_p = f(\Pi)$

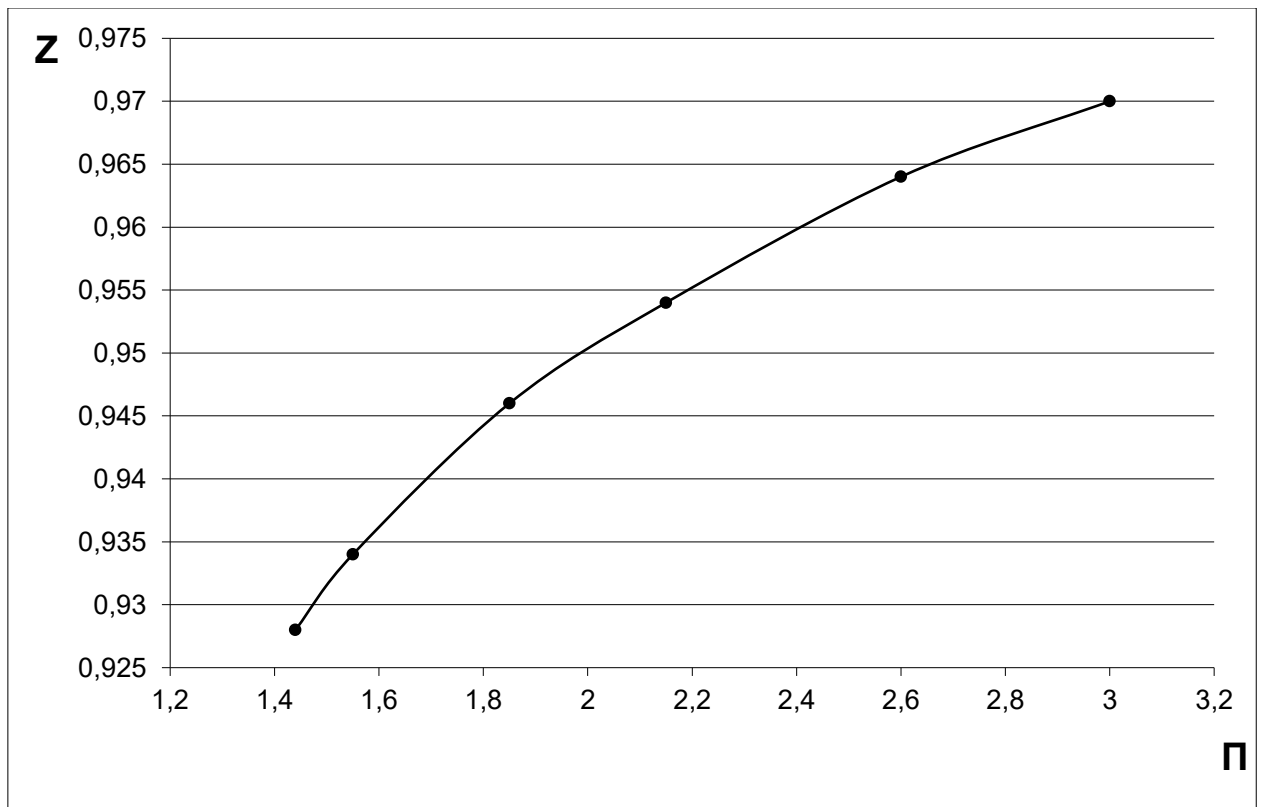


Рисунок 7 – Залежність коефіцієнта стиснення газу від відношення тисків $z = f(\Pi)$

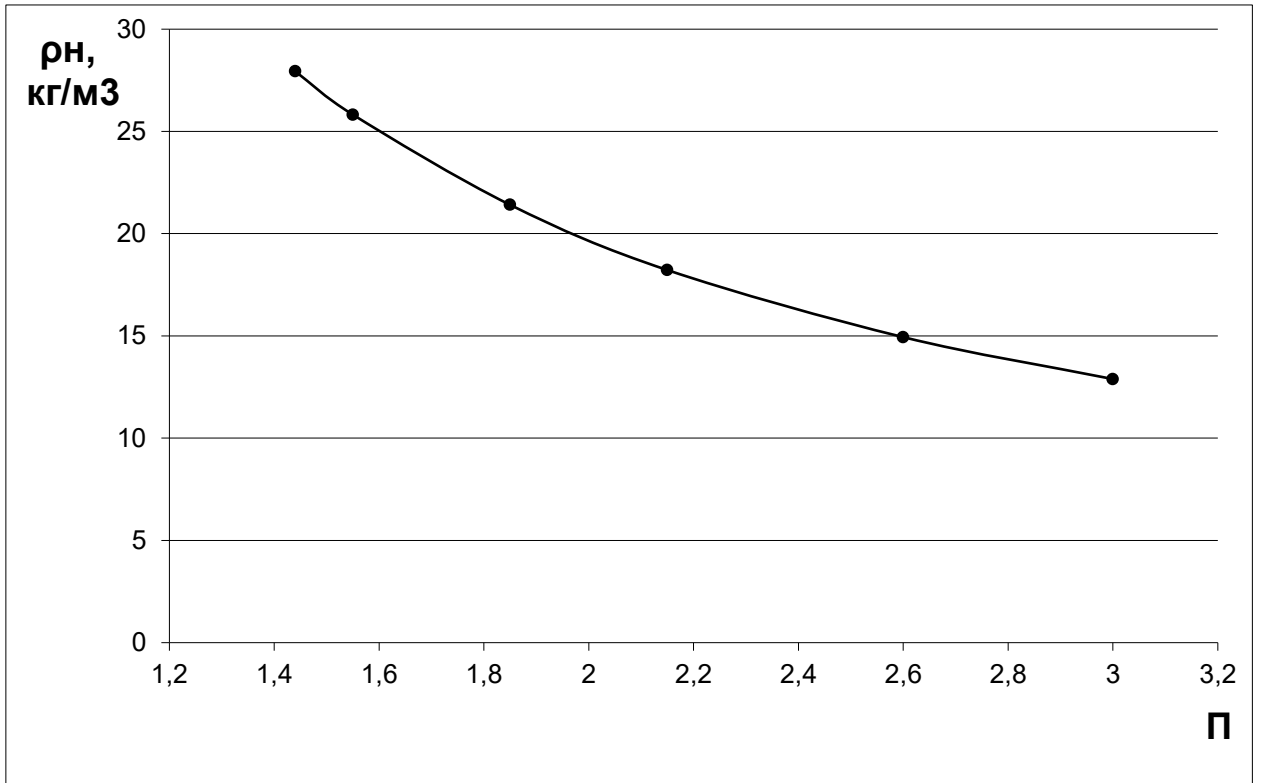


Рисунок 8 – Залежність початкової густини від відношення тисків $\rho_n = f(\Pi)$

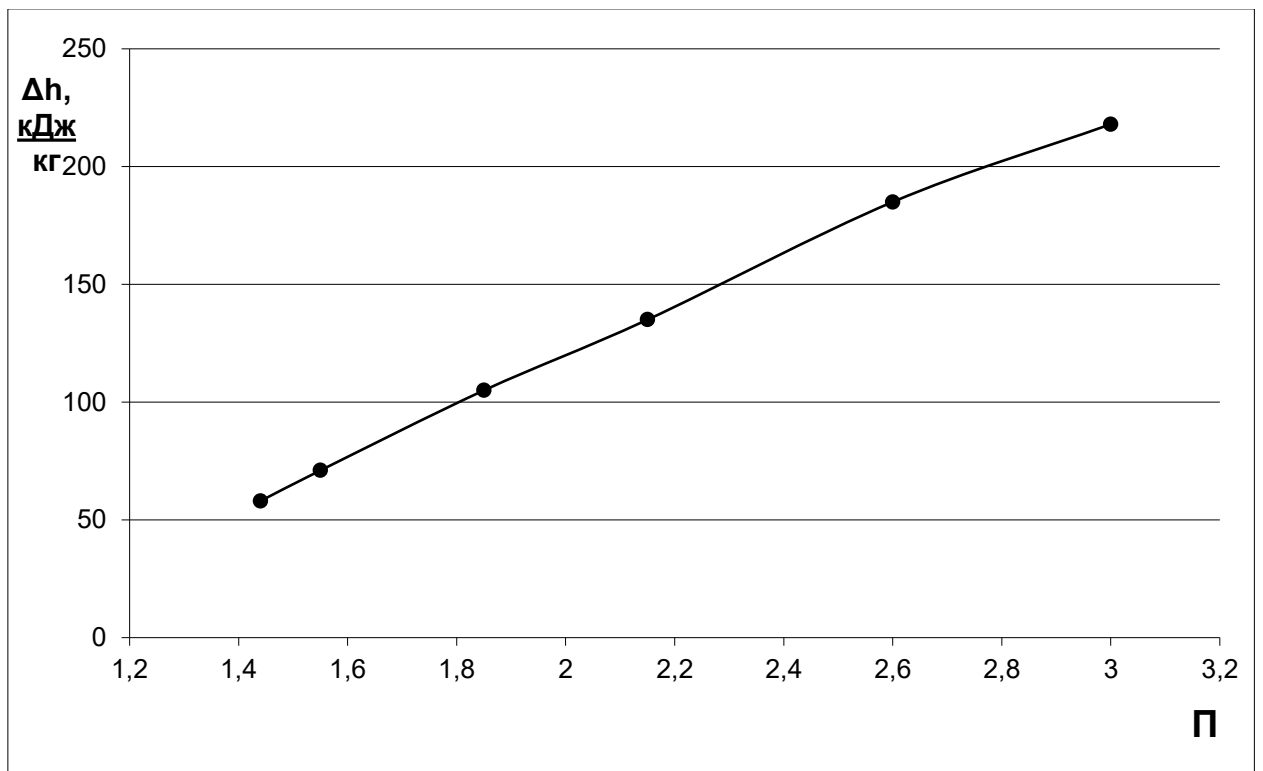


Рисунок 9 – Залежність зміни питомої ентальпії від відношення тисків $\Delta h = f(\Pi)$

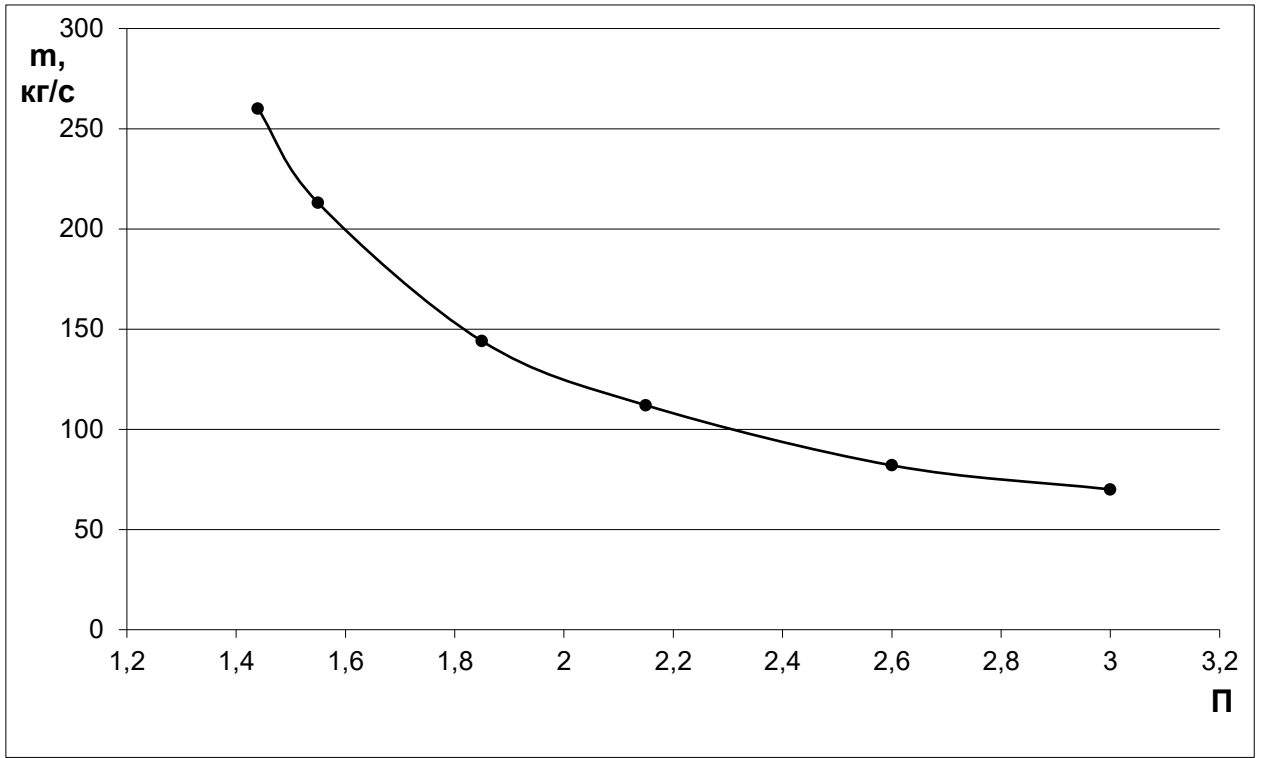


Рисунок 10 – Залежність масової продуктивності від відношення тисків $m = f(\Pi)$

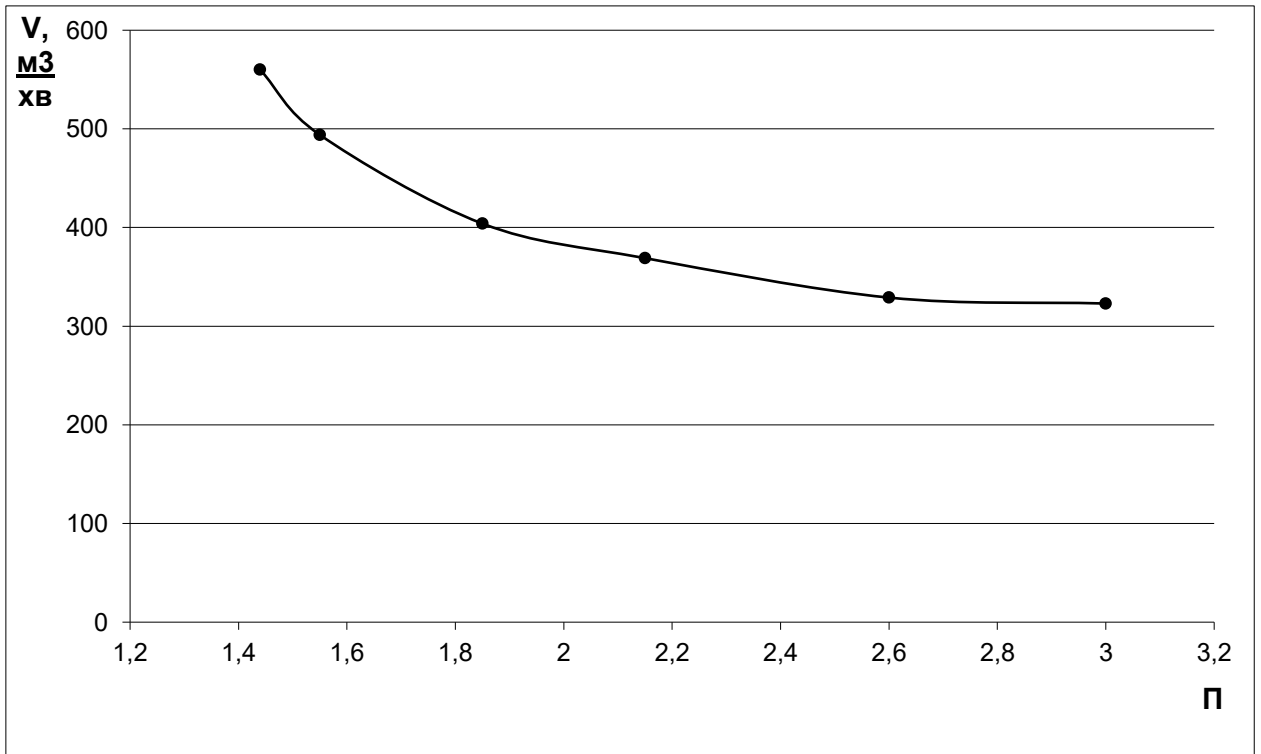


Рисунок 11 – Залежність об'ємної продуктивності від відношення тисків $V = f(\Pi)$

1.2 Визначення характеристик ЗПЧ з різною кількістю ступенів

За базову візьмемо характеристику (рис. 12), яку було отримано для компресорів газоперекачувальних агрегатів із відношенням тисків $\Pi=1,44$.

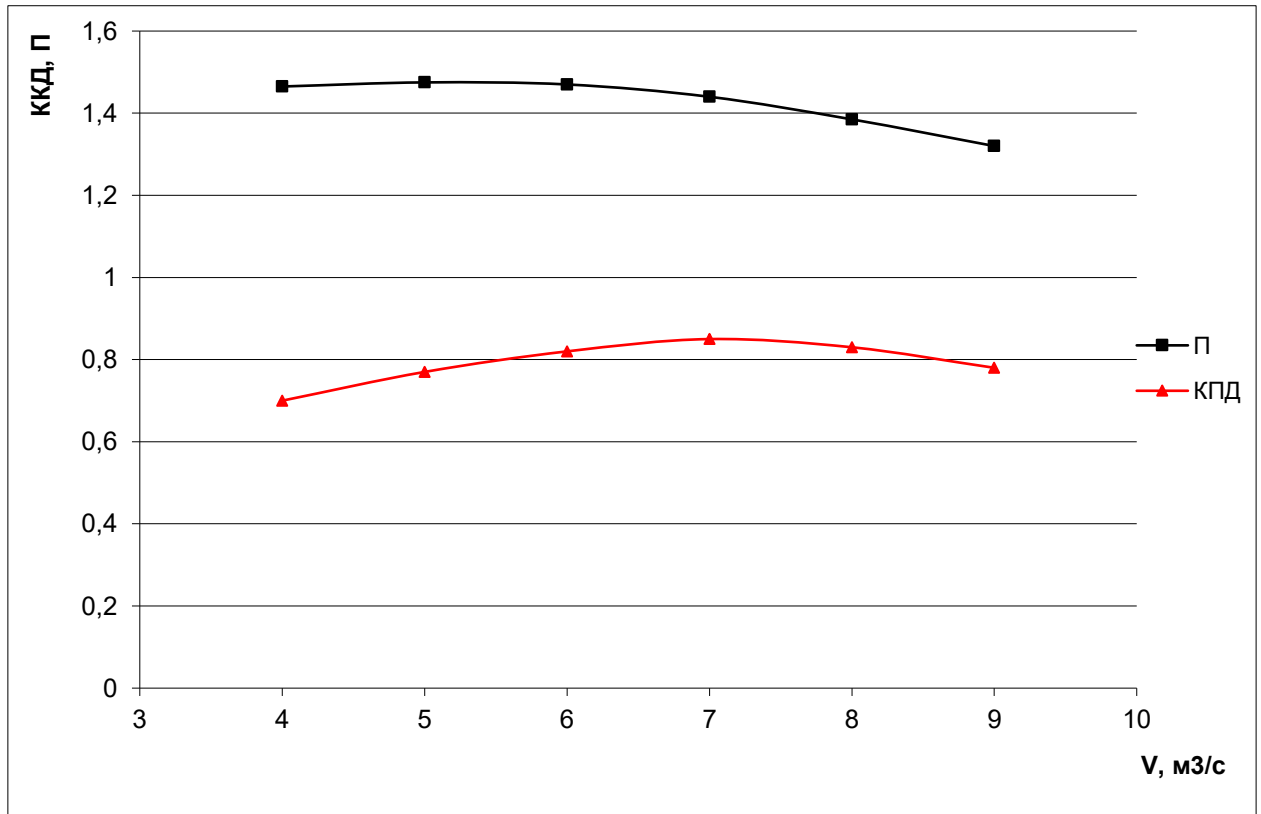


Рисунок 12 – Характеристика відцентрового компресора ГПА-Ц-16/56-1,44

З отриманої графічної характеристики за допомогою рівняння для визначення коефіцієнта витрати і формули Стодоли, прийнявши вихідний кут лопаток робочих коліс $\beta_{л2} = 32^\circ$, маємо змогу перерахувати її в безрозмірний вигляд (рис. 13). Необхідні параметри були вибрані залежно від вихідного кута лопаток робочих коліс згідно з [6]:

$$\psi_{T2} = 1 - \varphi_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \frac{\pi}{z_2} \cdot \sin \beta_{л2};$$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\varphi_{r2} = \frac{\dot{V}}{\pi \cdot D_2^2 \cdot U_2 \cdot \bar{b} \cdot \left(\frac{T_2}{T_n}\right)^{\left(\frac{k}{k-1} \cdot \eta_n - 1\right)}}$$

З досвіду можемо припустити такі співвідношення між кількістю ступенів ЗПЧ і відношенням тисків:

2 ступені – П=1,44...1,6; 3 ступені – П=1,61...2; 4 ступені – П=2,01...2,5;
5 ступенів – П=2,51...3.

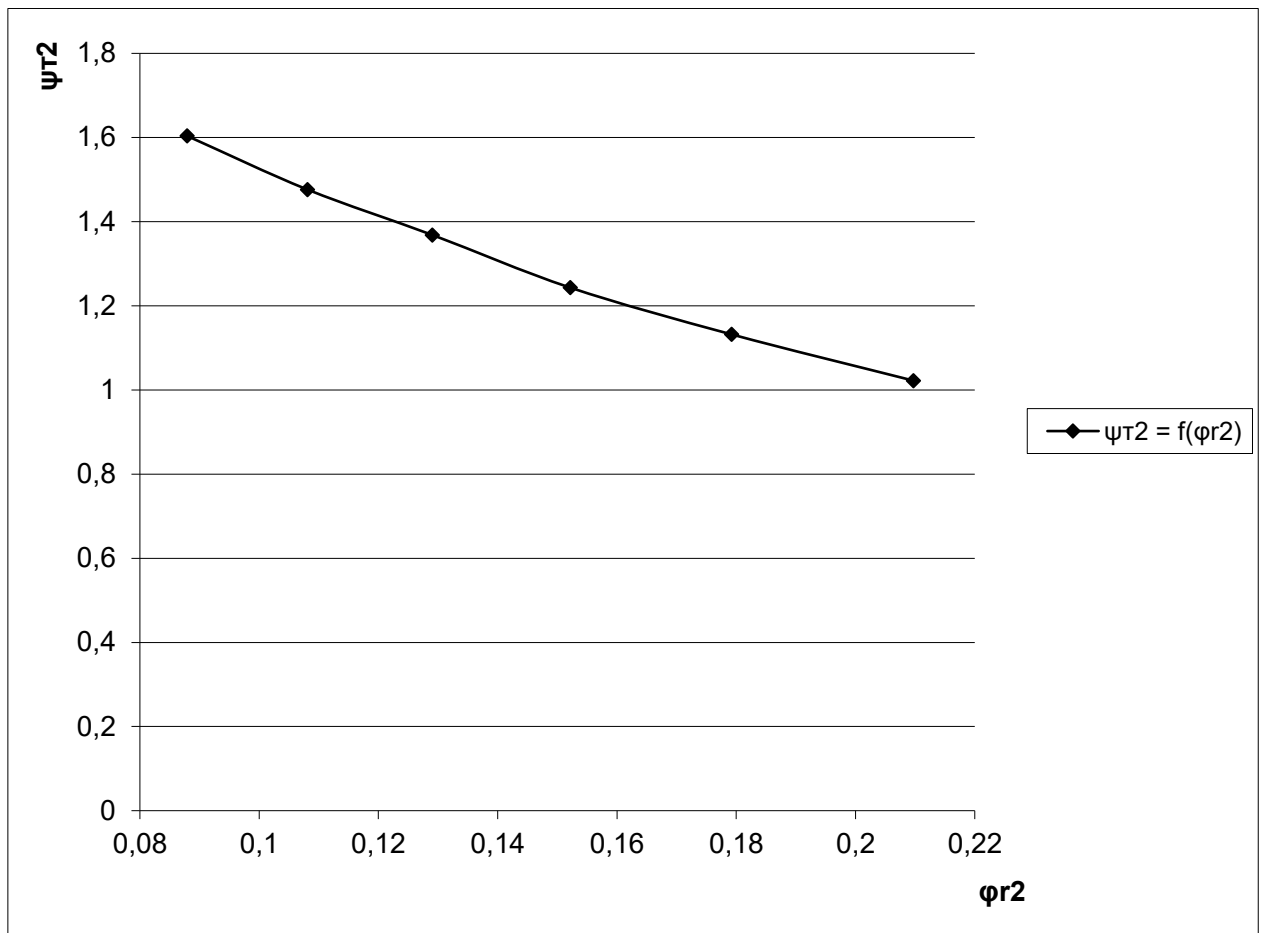


Рисунок 13 – Безрозмірна характеристика компресора
ГПА-Ц-16/56-1,44

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		13

Характеристика, наведена на рис. 13, буде справедливою для змінної проточної частини зі ступенем відношення тисків $\Pi=1,44$, тобто її можна перенести на ЗПЧ із двома ступеннями. Оскільки коефіцієнт теоретичного напору під час додавання одного ступеня зростає на величину напору цього ступеня, а коефіцієнт витрати залишається постійним, то можна отримати безрозмірні характеристики для всіх типів ЗПЧ (рис. 14).

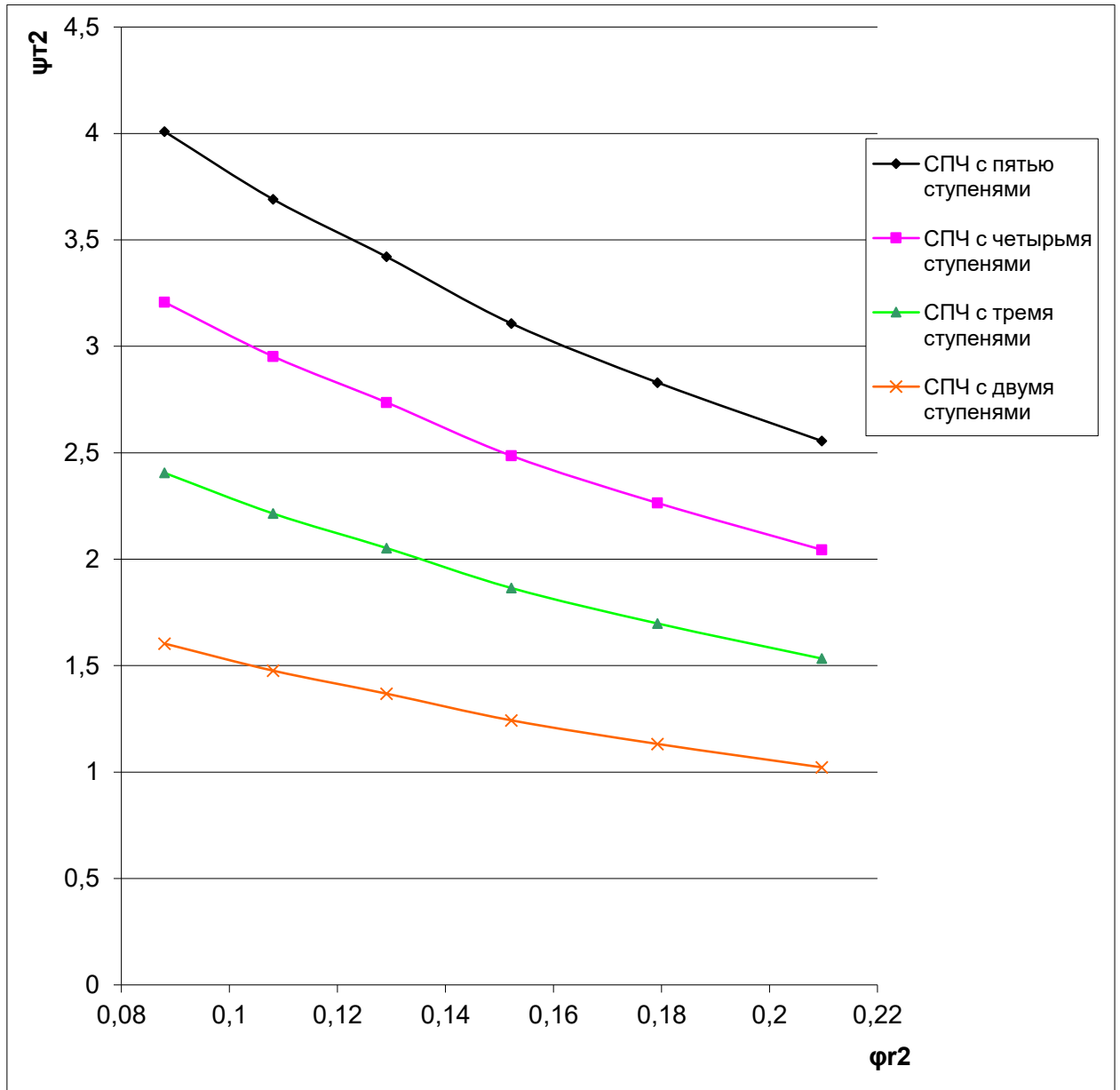


Рисунок 14 – Безрозмірна характеристика змінних проточних частин із кількістю ступенів від двох до п'яти

За графіком залежності $\bar{V} = f(\Pi)$, аналогічним тому, що був наведений вище, знаходимо номінальні об'ємні продуктивності за необхідних відношень тисків. На основі цих даних і безрозмірної характеристики ЗПЧ за допомогою формули Стодоли і формули для визначення коефіцієнта витрати отримаємо характеристики $\Pi = f(\bar{V})$ і $\eta = f(\bar{V})$. Залежності для відношень тисків і ККД від витрати для ЗПЧ з різною кількістю ступенів подано на рисунках 15...18.

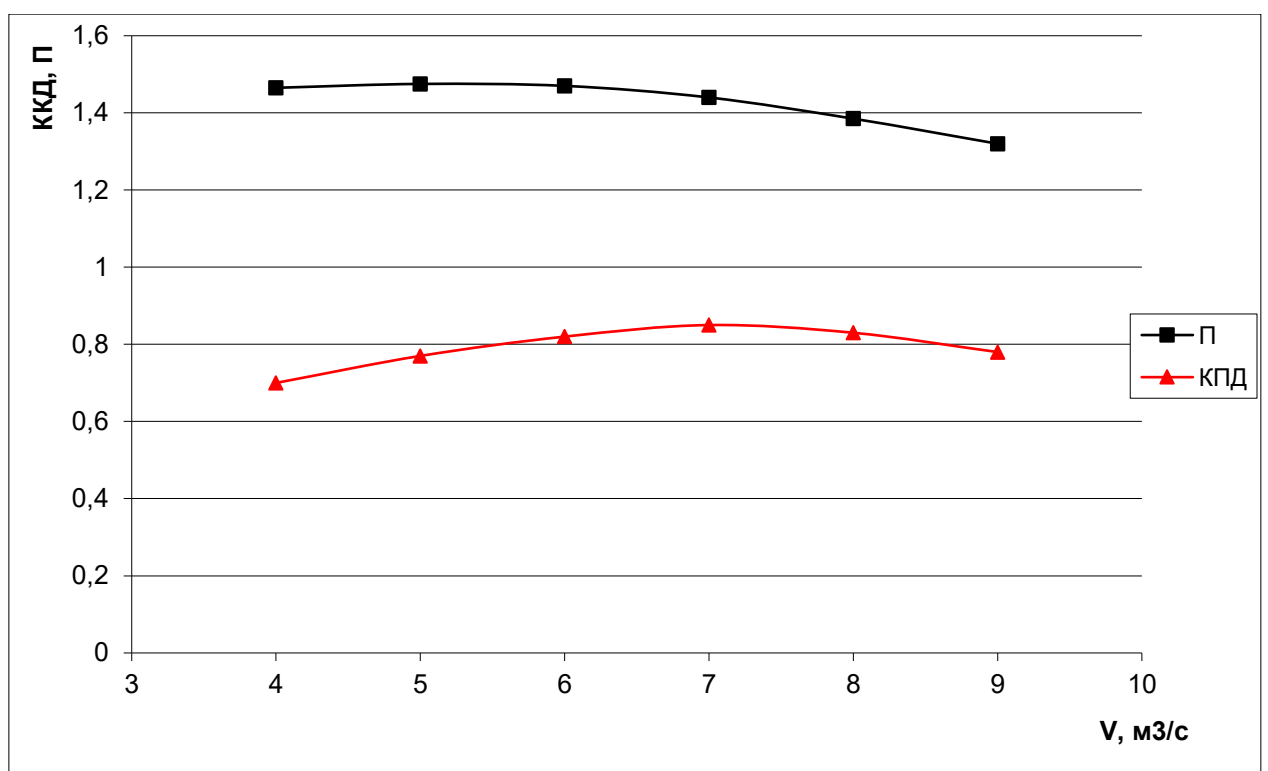


Рисунок 15 – Характеристики ЗПЧ із двома ступенями

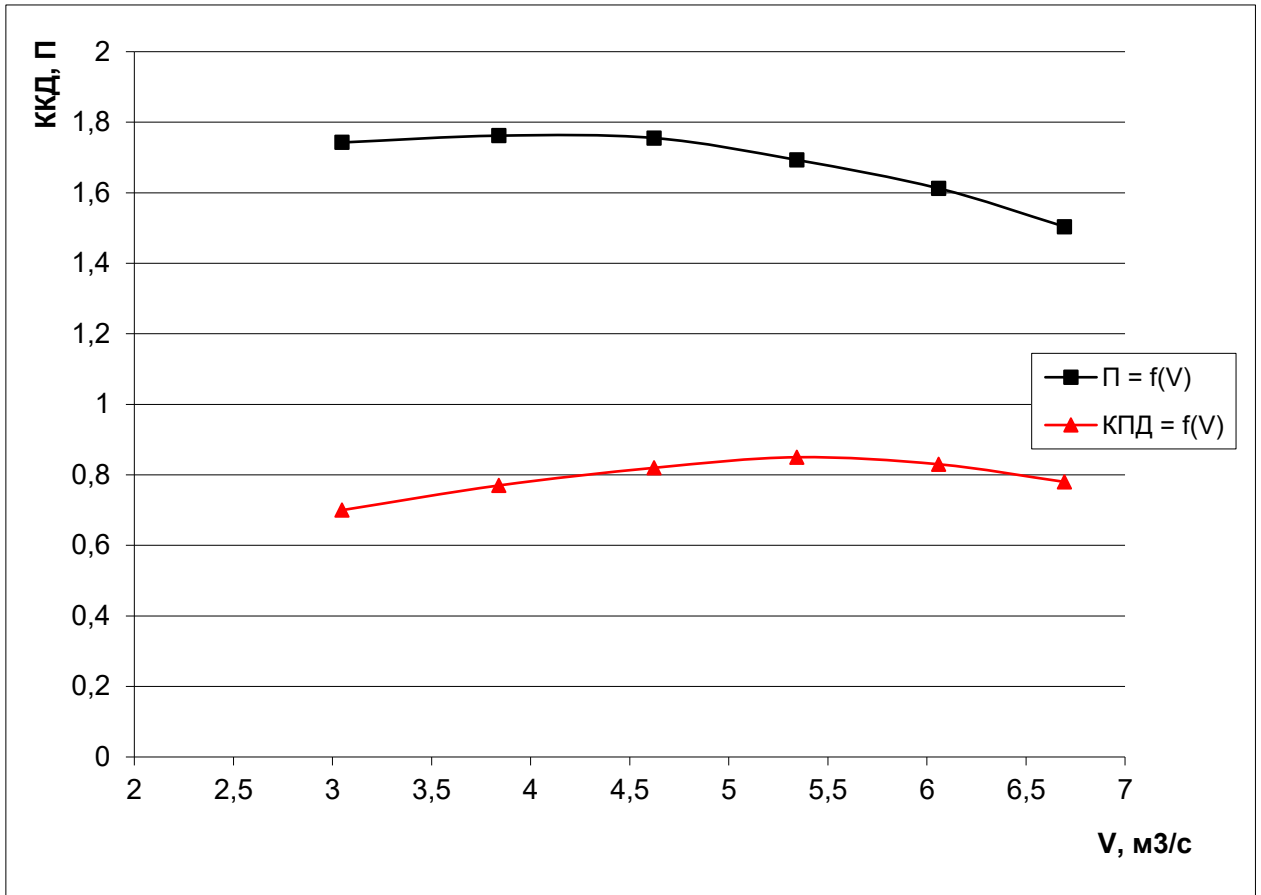


Рисунок 16 – Характеристики ЗПЧ із трьома ступеннями

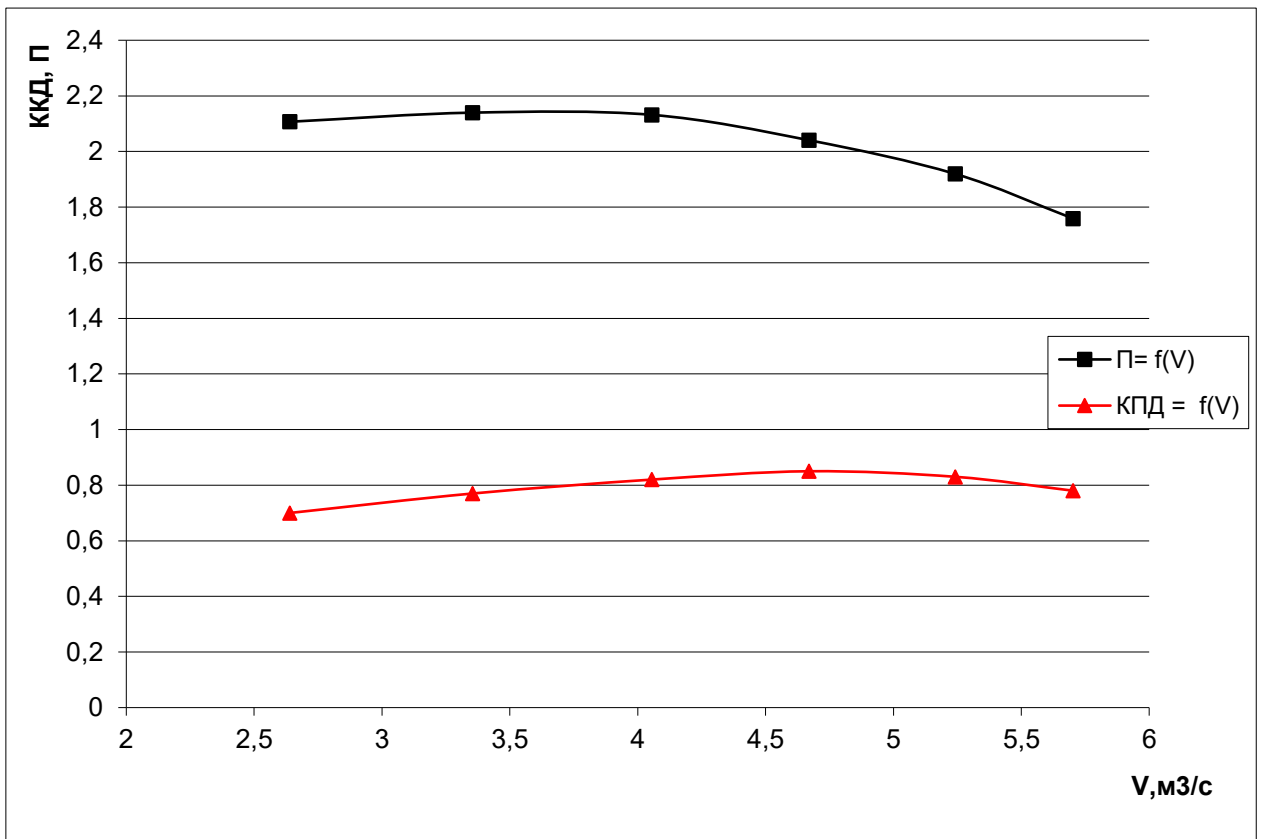


Рисунок 17 – Характеристики ЗПЧ із чотирма ступеннями

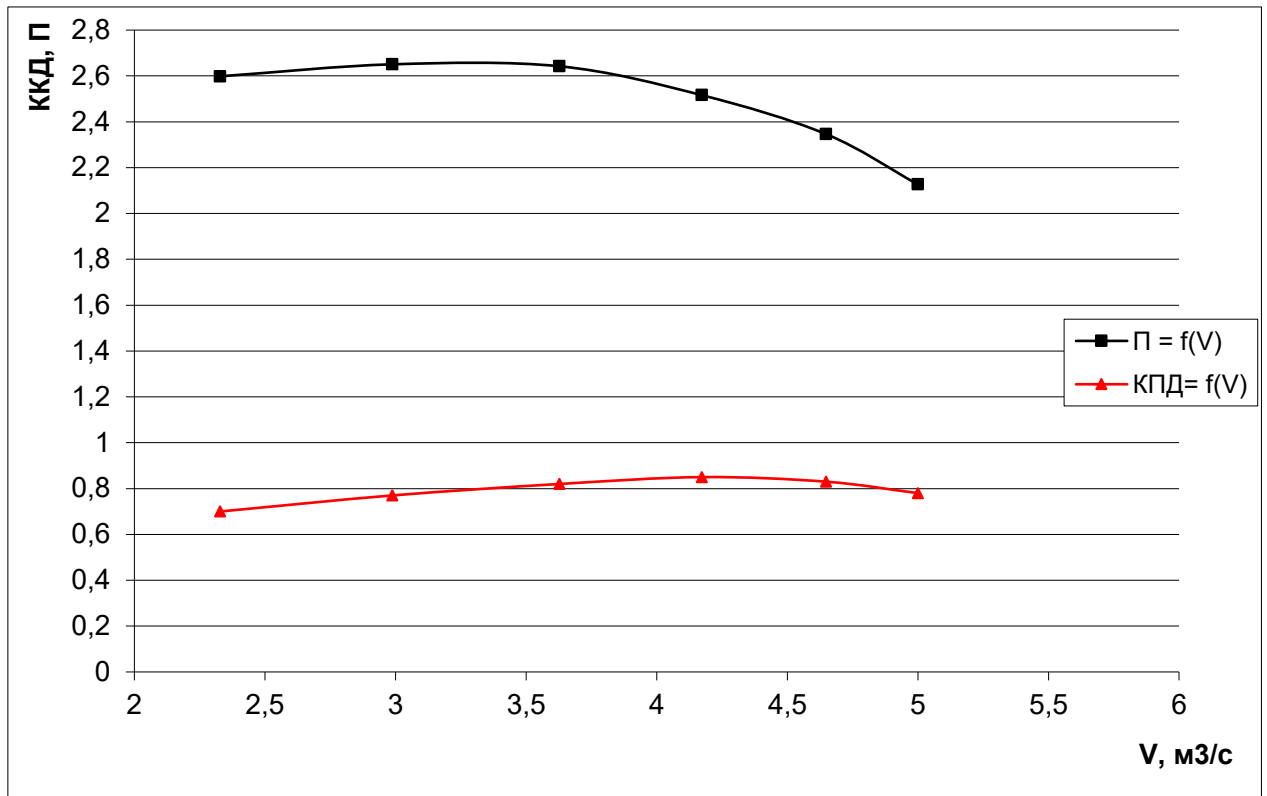


Рисунок 18 – Характеристики ЗПЧ із п'ятьма ступеннями

1.3 Визначення приведених характеристик ЗПЧ

Номінальному режиму роботи відцентрового компресора, як правило, відповідає максимальне значення ККД. Для подальших розрахунків необхідно характеристики, які були отримані, перевести в безрозмірний вигляд за формулами:

$$P_{пр} = \frac{P}{P_{ном}}, \eta_{пр} = \frac{\eta}{\eta_{ном}}, V_{пр} = \frac{V}{V_{ном}}.$$

Після перерахунку характеристик ЗПЧ з різною кількістю ступенів будуються їхні приведені характеристики. У зв'язку з тим, що проточні частини, які розробляються, мають різну кількість ступенів і забезпечують

різне відношення тисків, приведені характеристики $\eta_{np} = f(V_{np})$ матимуть для всіх їх різний вигляд (рис. 19...22).

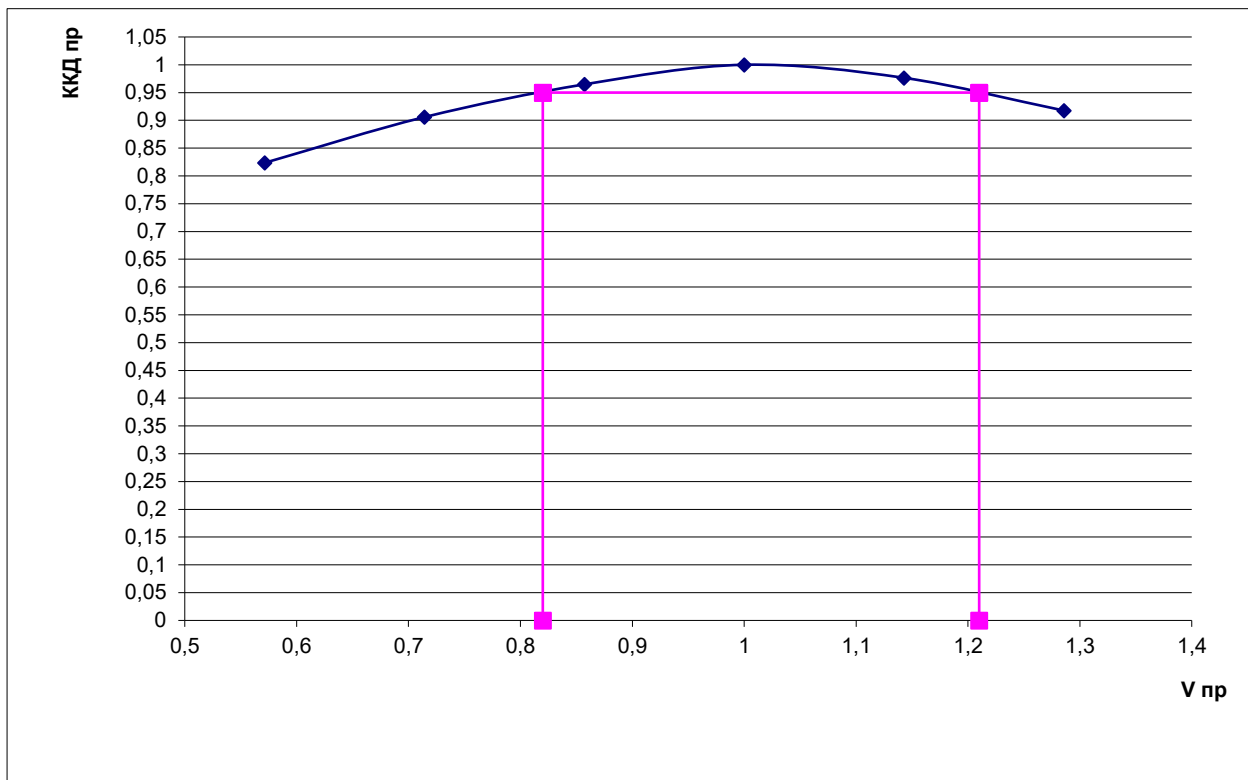


Рисунок 19 – Приведена характеристика ЗПЧ із двома ступенями $\eta_{np} = f(V_{np})$

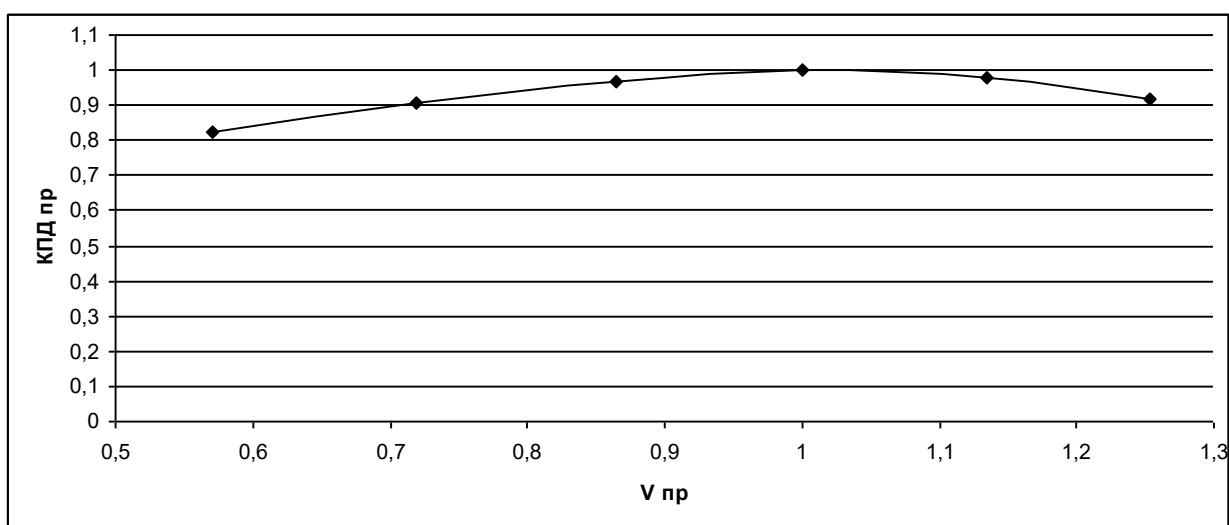


Рисунок 20 – Приведена характеристика ЗПЧ із трьома ступенями $\eta_{np} = f(V_{np})$

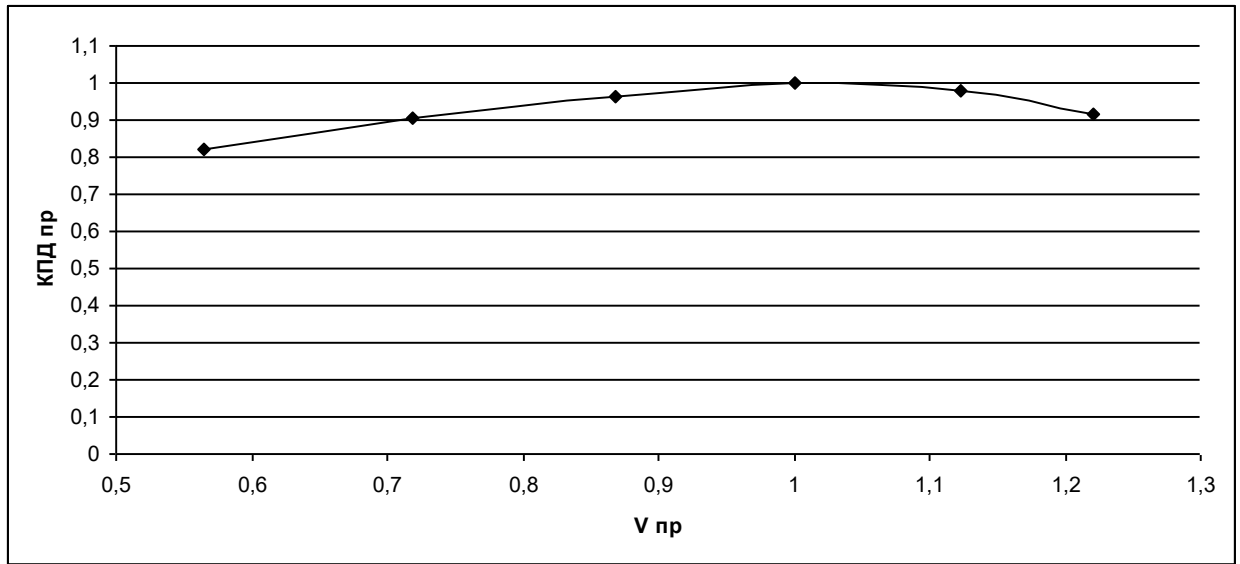


Рисунок 21 – Приведена характеристика ЗПЧ із чотирма ступенями $\eta_{пр} = f(V_{пр})$

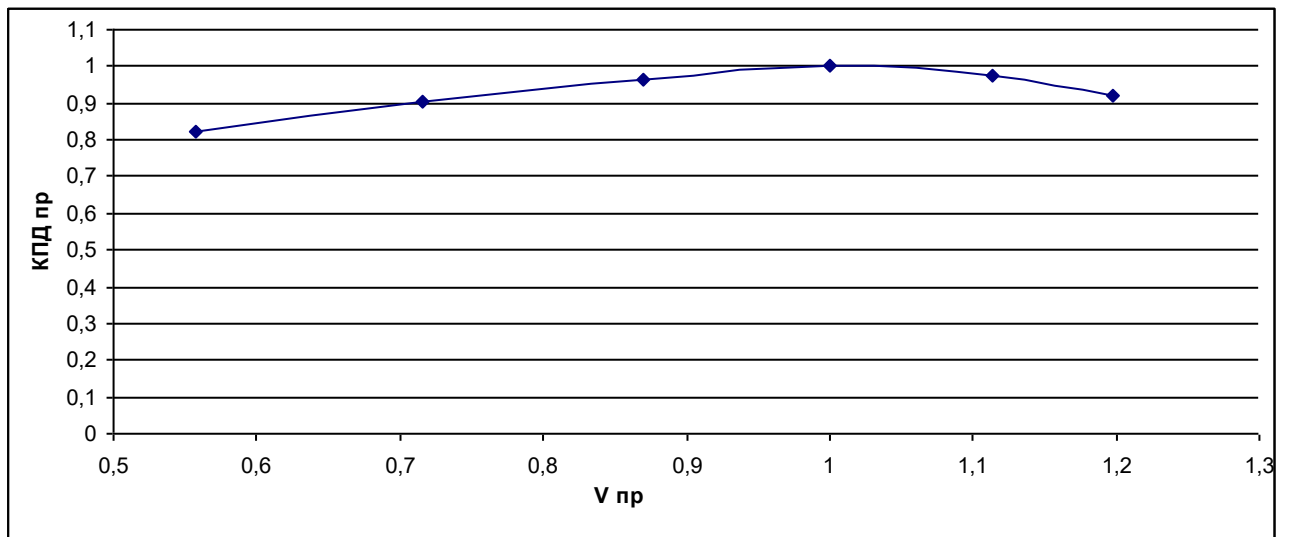


Рисунок 22 – Приведена характеристика ЗПЧ із п'ятьма ступенями

$$\eta_{пр} = f(V_{пр})$$

Коефіцієнт теоретичного напору при зміні кількості ступенів змінює свої значення, а його графічна характеристика змінює кут нахилу. Зрозуміло, що кожна ЗПЧ матиме свою приведену характеристику $\Pi_{np} = f(V_{np})$ (рис. 23...26).

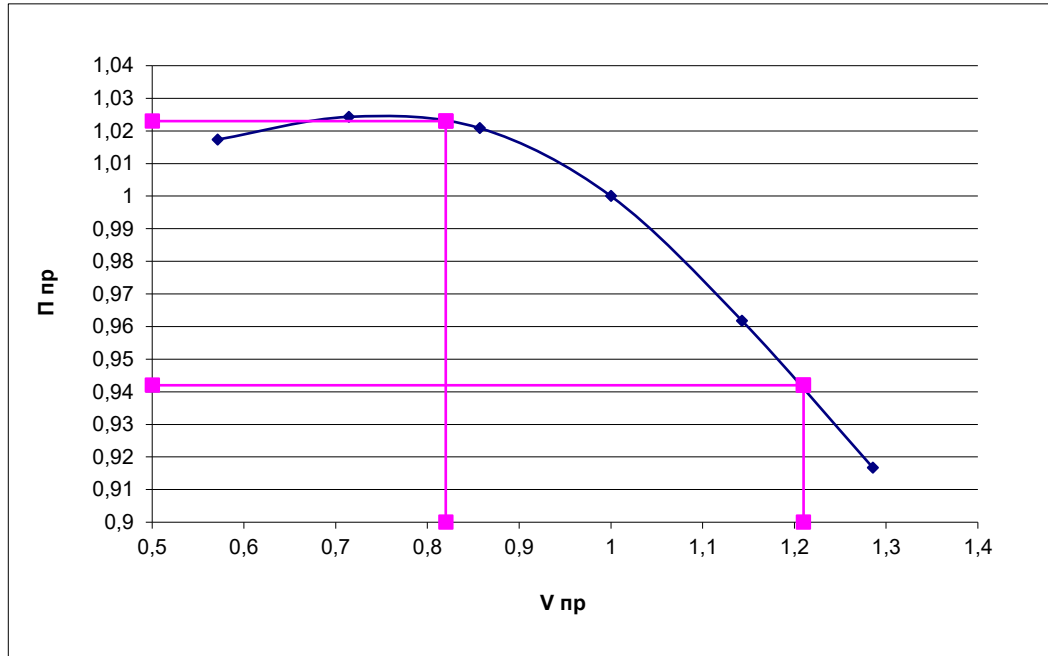


Рисунок 23 – Приведена характеристика ЗПЧ із двома ступенями $\Pi_{np} = f(V_{np})$

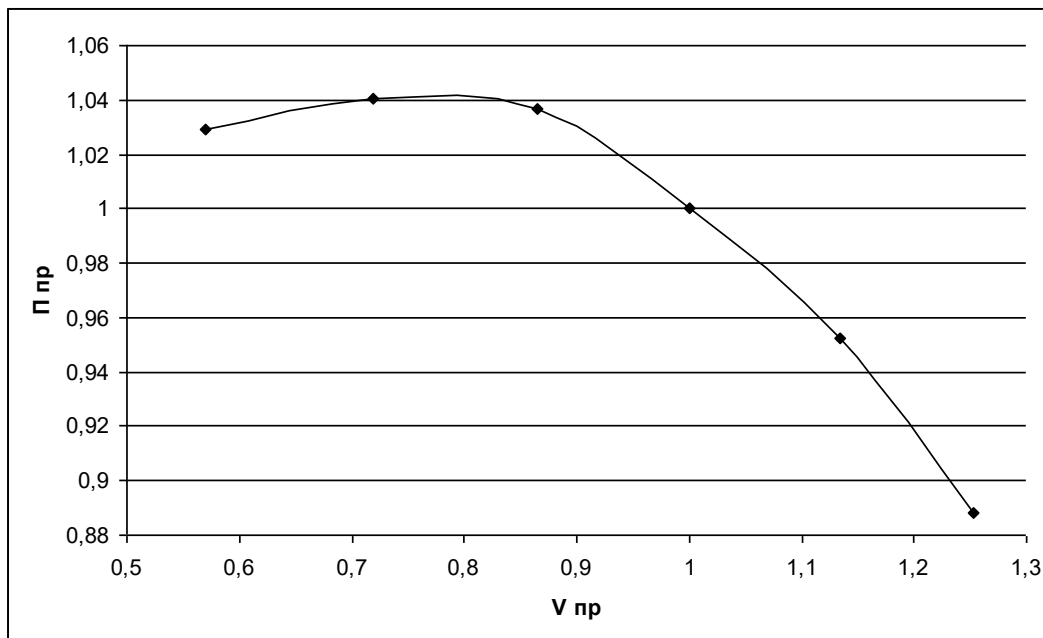


Рисунок 24 – Приведена характеристика ЗПЧ із трьома ступенями $\Pi_{np} = f(V_{np})$

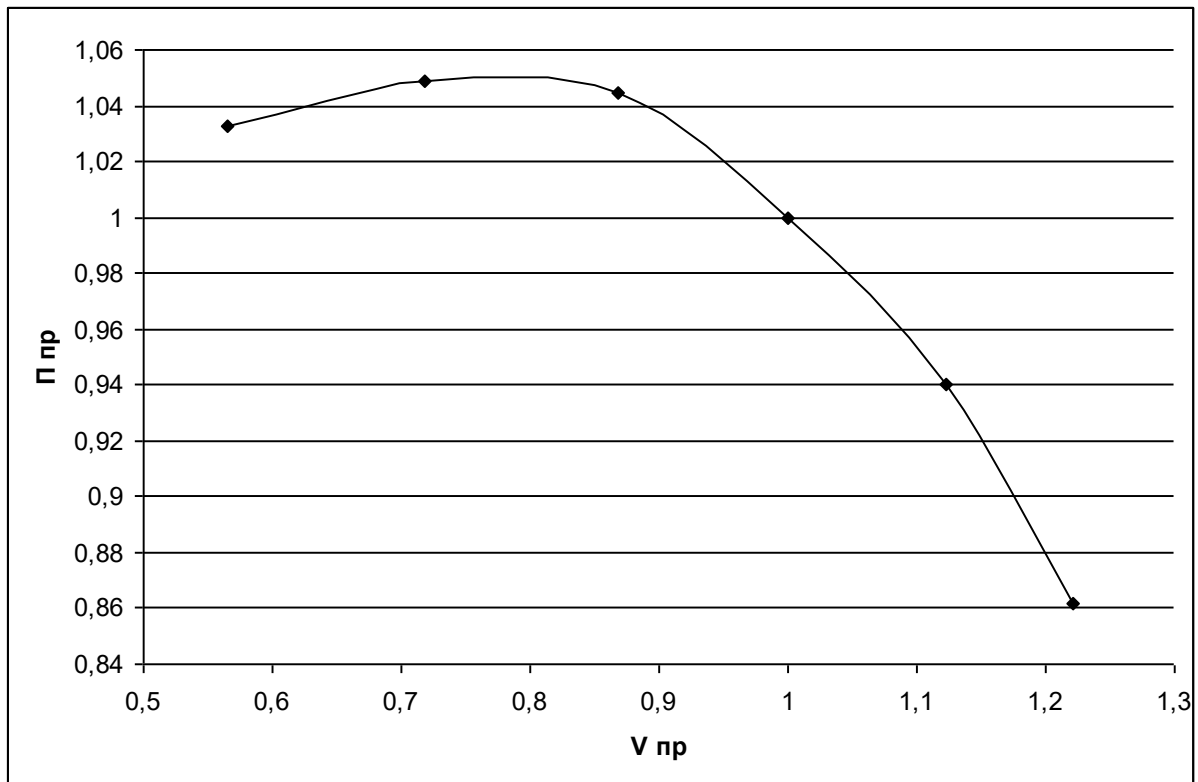


Рисунок 25 – Приведена характеристика ЗПЧ із чотирма ступеннями

$$P_{np} = f(V_{np})$$

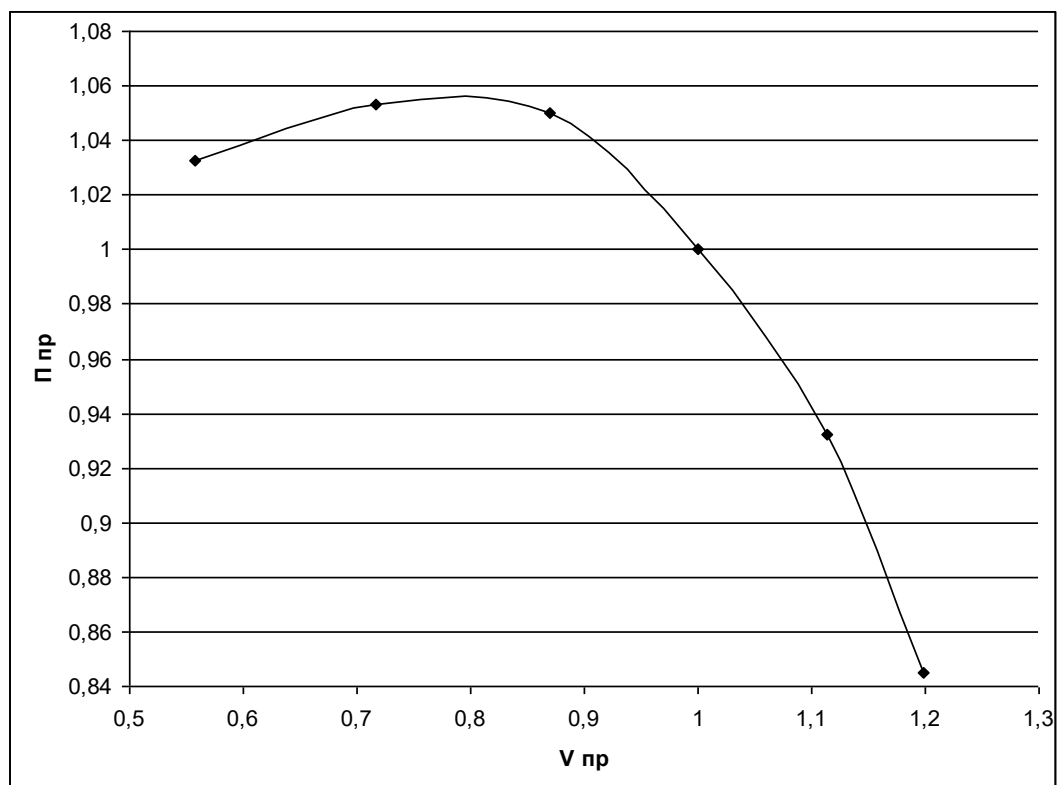


Рисунок 26 – Наведена характеристика ЗПЧ із п'ятьма ступеннями $P_{np} = f(V_{np})$

1.4 Вибір необхідної кількості ЗПЧ

За отриманими приведеними характеристиками розрахуємо необхідну кількість проточних частин при коефіцієнтах, які забезпечать експлуатацію компресора в зоні економічної роботи. Такі коефіцієнти обираємо на підставі того, що кожна проточна частина забезпечує необхідні газодинамічні параметри при ККД, який становить 95% номінального. Оскільки $\eta_{ном} = 0,85$, то $\eta_{min} = 0,8075$. Коефіцієнти знаходимо за графіками приведених характеристик $\Pi_{np} = f(V_{np})$ і $\eta_{np} = f(V_{np})$ (рис. 19...26).

Коефіцієнти відношення тисків і об'ємних продуктивностей заносимо в таблицю 2.

Таблиця 2 – Значення отриманих коефіцієнтів

	2 ступ	3 ступ	4 ступ	5 ступ
κ_{1v}	0,82	0,821	0,823	0,83
κ_{2v}	1,21	1,193	1,18	1,156
κ_{1n}	1,025	1,042	1,052	1,057
κ_{2n}	0,942	0,92	0,895	0,89

Виконаємо розрахунок необхідних параметрів проточних частин.

Відношення тисків у першій проточній частині:

$$\Pi_{ном}^I = 1,44.$$

Відношення тисків у другій проточній частині:

$$\Pi_{ном}^{II} = \Pi_{ном}^I \cdot \frac{\kappa_{1n}^{2ст}}{\kappa_{2n}^{3ст}} = 1,44 \cdot \frac{1,025}{0,92} = 1,61.$$

Відношення тисків у третій проточній частині:

$$P_{ном}^{III} = P_{ном}^{II} \cdot \frac{K_{1n}^{3cm}}{K_{2n}^{3cm}} = 1,61 \cdot \frac{1,042}{0,92} = 1,83.$$

Відношення тисків у четвертій проточній частині:

$$P_{ном}^{IV} = P_{ном}^{III} \cdot \frac{K_{1n}^{3cm}}{K_{2n}^{4cm}} = 1,83 \cdot \frac{1,042}{0,895} = 2,13.$$

Відношення тисків у п'ятій проточній частині:

$$P_{ном}^V = P_{ном}^{IV} \cdot \frac{K_{1n}^{4cm}}{K_{2n}^{5cm}} = 2,13 \cdot \frac{1,052}{0,89} = 2,52.$$

Відношення тисків у шостій проточній частині:

$$P_{ном}^{VI} = P_{ном}^V \cdot \frac{K_{1n}^{5cm}}{K_{2n}^{5cm}} = 2,52 \cdot \frac{1,057}{0,89} = 3.$$

За графіком $V = f(P)$, аналогічним тому, що наводився в першому розділі, знаходимо об'ємні продуктивності для ЗПЧ з отриманими відношеннями тисків.

Номінальна об'ємна продуктивність першої ЗПЧ:

$$V_{ном}^I = 560 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Номінальна об'ємна продуктивність другої ЗПЧ:

$$V_{ном}^{II} = 468 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

Номінальна об'ємна продуктивність третьої ЗПЧ:

$$V_{ном}^{III} = 410 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

Номінальна об'ємна продуктивність четвертої ЗПЧ:

$$V_{ном}^{IV} = 370 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

Номінальна об'ємна продуктивність п'ятої ЗПЧ:

$$V_{ном}^V = 330 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

Номінальна об'ємна продуктивність шостої ЗПЧ:

$$V_{ном}^{VI} = 324 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

Побудуємо характеристики для отриманої кількості проточних частин, базуючись на їхніх приведених характеристиках (рис. 27...28).

Змінні проточні частини мають покривати діапазон відношення тисків від 1,44 до 3, за умови, що кожна забезпечить необхідні газодинамічні параметри за умови зменшення ККД не більше ніж на 5% (рис. 29).

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

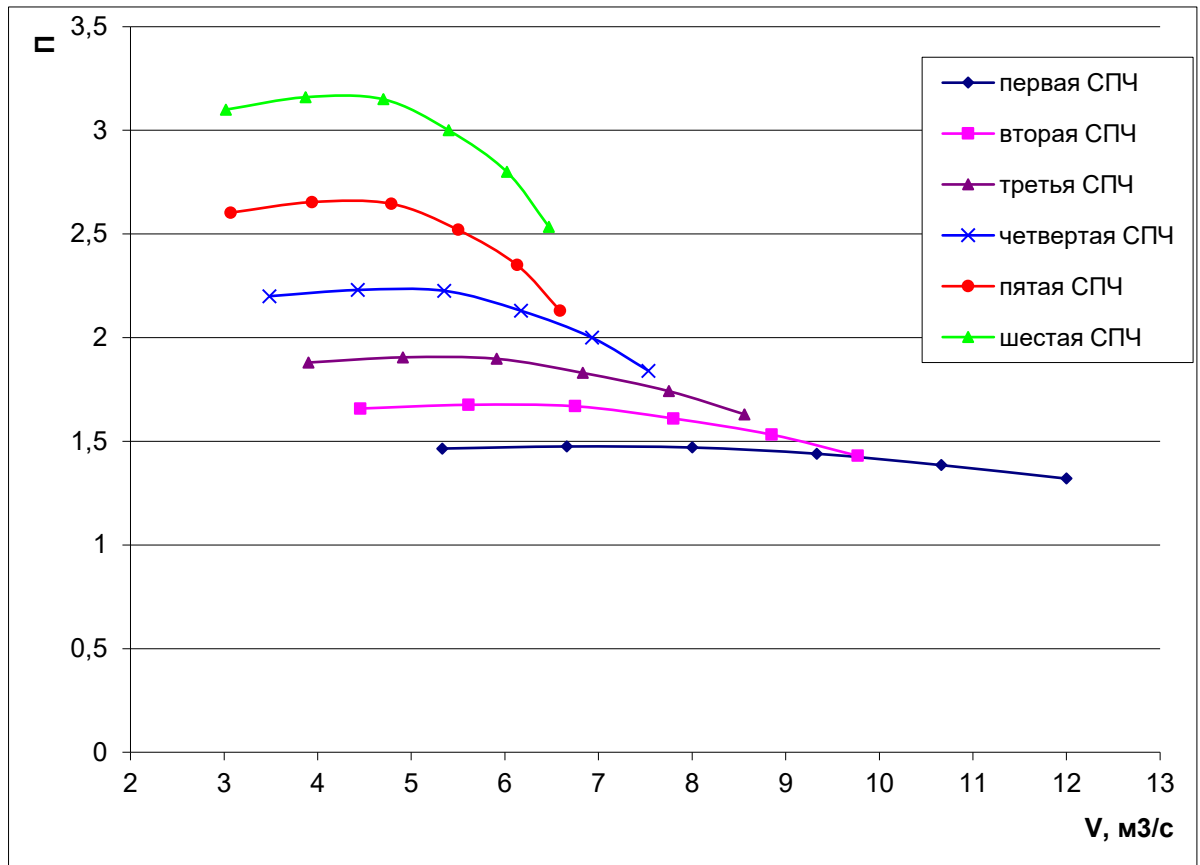


Рисунок 27 – Напірні характеристики ЗПЧ $H = f(V)$

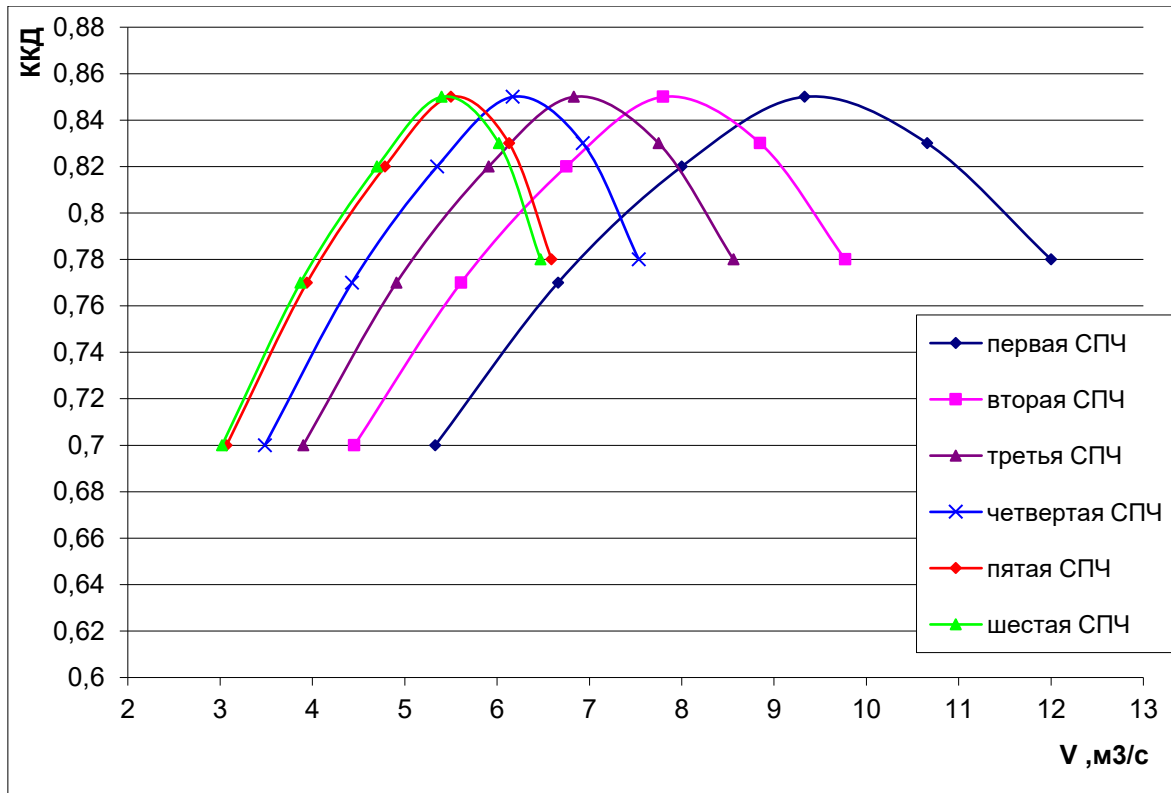


Рисунок 28 – Характеристики економічності ЗПЧ $\eta = f(V)$

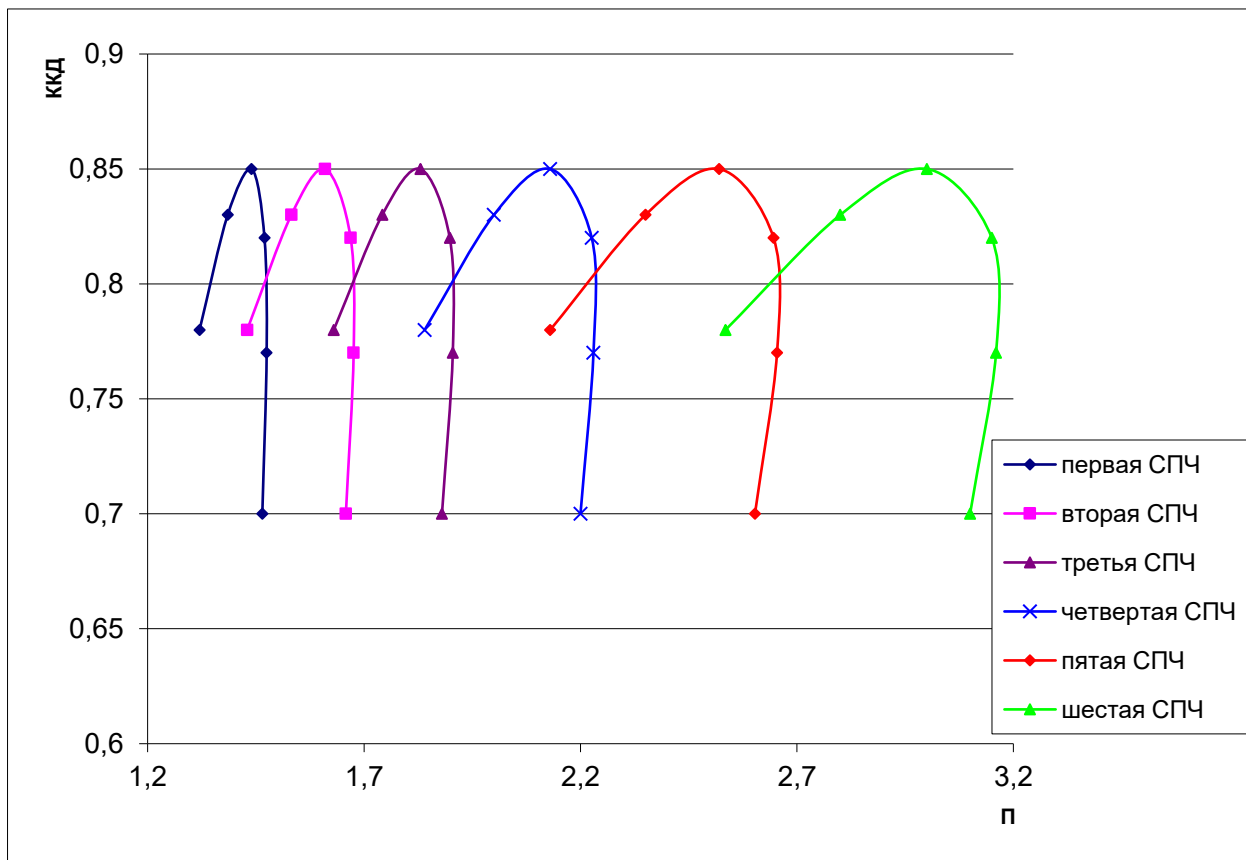


Рисунок 29 – Покриття необхідного діапазону відношення тисків ЗПЧ

Для діапазону значень відношення тисків від 1,44 до 3 було визначено характеристики змінних проточних частин, які покривають собою всю сферу експлуатації за умови використання кожної ЗПЧ у зоні економічної роботи. Можна помітити, що при значеннях відношення тисків 2,52 і 3, об'ємна продуктивність змінюється незначно. Тому для цих значень немає необхідності в розробленні двох різних проточних частин. Таким чином, остаточно можна сказати, що для покриття всього діапазону нам необхідно мати п'ять змінних проточних частин.

Зменшуючи межу мінімального ККД можна також зменшити кількість змінних проточних частин, але це позначиться на економічності роботи компресора. У таких випадках необхідно проводити додаткові техніко-економічні розрахунки.

Проектування і використання компресорів зі змінними проточними частинами, наприклад на родовищах природного газу з падаючим пластовим тиском, дуже актуальні та перспективні напрямки.

Вибір необхідної кількості ЗПЧ на підставі економічної зони роботи компресорів забезпечує високу економічність їхньої роботи в широкому діапазоні значень відношення тисків.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						27
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ – ПРОЄКТНИЙ РОЗРАХУНОК ЗПЧ

2.1 Варіантний розрахунок

Вихідними даними для розрахунків є продуктивність компресора \bar{m} , тиск P_n і температура T_n газу на вході в компресор, ступінь підвищення тиску в секціях, фізичні параметри робочого середовища – показник адіабати k , газова постійна R , теплоємність C_p [6].

Необхідні для розрахунків параметри залежно від $\beta_{л2}$ приймаються за даними табл. 3

Таблиця 3 – Оптимальні параметри ступенів

$\beta_{л2}$, град	φ_{r2}	η_n	$1+\beta_{mp}+\beta_{np}$	Z_2
22,5	0,14 – 0,16	0,82 – 0,84	1,06	9 – 11
32	0,16 – 0,22	0,81 – 0,85	1,05	12 – 16
45	0,22 – 0,26	0,81 – 0,85	1,04	20 – 24
60	0,26 – 0,3	0,8 – 0,84	1,03	24 – 26
90	0,28 – 0,34	0,79 – 0,82	1,02	26 – 30

Оскільки в компресорі, що проектується, корпус є уніфікованим, то зовнішні діаметри робочих коліс повинні не сильно відрізнятись. Габарити і маса компресора будуть тим меншими, чим менший діаметр робочих коліс D_2 і число ступенів. Окружна швидкість робочих коліс визначає рівень напружень у деталях ротора. Менші значення U_2 дають змогу використовувати дешевші матеріали для виготовлення ротора.

Розрахунок ведеться на ЕОМ. Результати розрахунку представлені в таблиці 4.

Таблиця 4 – Варіантний розрахунок ЗПЧ

	ЗПЧ 1	ЗПЧ 2	ЗПЧ 3	ЗПЧ 4-1	ЗПЧ 4-2
Beta12 ,град	32.00	32.00	32.00	32.00	32.00
Fir2	0.203	0.203	0.208	0.203	0.203
Etap	0.850	0.850	0.850	0.850	0.850
Kp	1.050	1.050	1.050	1.050	1.050
Z2	14	14	16	14	14
Tau2	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
RPi	1.440	1.610	1.830	1.460	1.460
In ,К	288.00	288.00	288.00	288.00	288.00
Zn	0.928	0.936	0.946	0.951	0.954
R ,Дж/(кг.К)	520.00	520.00	520.00	520.00	520.00
Ср, Дж/(кг.К)	2390.0	2393.0	2397.0	2400.0	2405.0
RK	1.245	1.250	1.253	1.255	1.256
U2p ,м/с	300.00	300.00	300.00	300.00	300.00
Mw1m	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
Mc2m	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
Uпн ,м3/мин	280.00	468.00	410.00	370.00	253.50
RN ,об/мин	5300.0	5300.0	5300.0	5300.0	5300.0
Sigma	4.3194	4.2500	4.2097	4.1833	4.1703
DeIIs ,К	25.369	34.149	44.458	27.268	27.357
Lps ,Дж/кг	51536.6	69461.7	90581.4	55626.9	55924.9
PsiI2	0.5562	0.5562	0.5631	0.5562	0.5562
Psip	0.4964	0.4964	0.5025	0.4964	0.4964
Alfa2 ,град	20.05	20.05	20.27	20.05	20.05
Azvn ,м/с	431.80	432.67	433.19	433.53	433.70
U2w1 ,м/с	582.93	584.10	584.80	585.27	585.50
U2c2 ,м/с	656.34	657.66	649.49	658.97	659.24
IY	2	3	3	2	2
C2 ,м/с	134.90	127.87	147.13	140.15	140.53
U2 ,м/с	227.83	215.97	245.12	236.70	237.34
DeIIs1 ,К	12.684	11.383	14.819	13.634	13.679
Mw11	0.3518	0.3328	0.3772	0.3640	0.3648
Mc21	0.3077	0.2915	0.3337	0.3181	0.3188
D2 ,м	0.7912	0.7783	0.8213	0.8220	0.8242
1-я ступень:					
I21 ,К	296.88	295.97	298.30	297.54	297.57
Eps21	1.1060	1.0927	1.1194	1.1093	1.1092
B21	0.0515	0.0951	0.0628	0.0606	0.0412
2-я ступень:					
I22 ,К	309.56	307.35	313.12	311.18	311.25
Eps22	1.2708	1.2353	1.3079	1.2794	1.2791
B22	0.0449	0.0841	0.0537	0.0525	0.0357
3-я ступень:					
I23 ,К	0.00	318.73	327.94	0.00	0.00
Eps23	0.0000	1.3903	1.5172	0.0000	0.0000
B23	0.0000	0.0747	0.0463	0.0000	0.0000
4-я ступень:					
I24 ,К	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Eps24	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
B24	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
5-я ступень:					
I25 ,К	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Eps25	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
B25	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
6-я ступень:					
I26 ,К	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Eps26	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
B26	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Продовження таблиці 4

ЗПЧ 5-1 ЗПЧ 5-2

Beta12 ,град	32.00	32.00
Fir2	0.203	0.203
Etap	0.850	0.850
Kp	1.050	1.050
Z2	14	14
Tau2	0.900	0.900
RPi	1.933	1.552
Tn ,К	288.00	288.00
Zn	0.970	1.000
R ,Дж/(кг.К)	520.00	520.00
Cr ,Дж/(кг.К)	2410.0	2415.0
RK	1.258	1.260
U2p ,м/с	300.00	300.00
Mw1m	0.900	0.900
Mc2m	0.900	0.900
Upp ,м3/мин	324.00	169.00
RN ,об/мин	5300.0	5300.0
Sigma	4.1446	4.1192
DellTs ,К	49.640	32.431
Lps ,Дж/кг	101688.2	66572.1
PsiT2	0.5562	0.5562
Psip	0.4964	0.4964
Alfa2 ,град	20.05	20.05
Azvn ,м/с	434.05	434.39
U2w1 ,м/с	585.97	586.43
U2c2 ,м/с	659.76	660.28
IY	3	2
C2 ,м/с	149.72	149.38
U2 ,м/с	248.13	247.94
DellTst ,К	16.547	16.215
Mw11	0.3813	0.3806
Mc21	0.3495	0.3462
D2 ,м	0.8289	0.8243
1-я ступень:		
T21 ,К	299.58	299.35
Eps21	1.1320	1.1281
B21	0.0460	0.0247
2-я ступень:		
T22 ,К	316.13	315.56
Eps22	1.3405	1.3299
B22	0.0388	0.0210
3-я ступень:		
T23 ,К	332.67	0.00
Eps23	1.5737	0.0000
B23	0.0331	0.0000
4-я ступень:		
T24 ,К	0.00	0.00
Eps24	0.0000	0.0000
B24	0.0000	0.0000
5-я ступень:		
T25 ,К	0.00	0.00
Eps25	0.0000	0.0000
B25	0.0000	0.0000
6-я ступень:		
T26 ,К	0.00	0.00
Eps26	0.0000	0.0000
B26	0.0000	0.0000

Для подальших розрахунків і проектування обираються перша, третя і п'ята змінні проточні частини. Перша ЗПЧ є двоступеневою, двопоточною з розташуванням коліс спина до спини. У п'ятій ЗПЧ після перших трьох

ступенів організовано відведення стисненого газу в проміжний теплообмінник. Після цього газ подається в другу секцію.

2.2 Розрахунок робочих коліс

Детальний розрахунок робочих коліс відцентрового компресора виконується після варіантного розрахунку за методичними вказівками [7]. Так само як і під час варіантного розрахунку, робочі колеса є уніфікованими в межах компресорів, які проєктуються. Відповідно до цієї умови, всі робочі колеса мають однаковий зовнішній діаметр D_2 , однакову геометрію лопаткових решіток у радіальній площині та різняться між собою величиною меридіональної ширини b_2 , при цьому зменшення цієї величини від колеса до колеса здійснюється паралельним перенесенням покривного диска. Зменшення площі на вході в друге і наступні колеса для компенсації зменшення об'ємної витрати газу досягається за рахунок збільшення діаметра втулки коліс $d_{вт}$ за незмінної величини діаметра розточки покривного диска D_0 .

Розрахунок робочих коліс необхідно починати з визначення взаємопов'язаних між собою величин: діаметра вала під робочими колесами d_v і першої критичної частоти обертання ротора $n_{кр}$.

Для жорсткого ротора зазвичай рекомендують співвідношення $(n_{кр}/n)=1,2\div 1,25$.

Після визначення d_v , задаючись величиною $\Delta d_{ем} = d_{ем} - d_v$, слід визначити діаметр втулки першого колеса d_v , а також його відносну величину $\bar{d}_{ем} = d_{ем}/D_2$. У зв'язку зі зменшенням втрат енергії лопаткової решітки колеса не рекомендується, щоб вона перевищувала величину 0,35. Для того щоб змінити величину $d_{ем}$ у вихідних даних слід задати нові значення коефіцієнта $K_{кр}$ і величини $\Delta d_{ем}$.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Товщина лопаток колеса δ вибирається залежно від його зовнішнього діаметра і способу виготовлення. Для коліс, у яких з'єднання дисків з лопатками здійснюється за допомогою пайки або зварювання $\delta = (0,006...0,012)$ м. Більше значення вибирають для коліс з великим діаметром D_2 .

У процесі розрахунку необхідно здійснювати контроль і аналіз отриманих результатів. Ряд параметрів колеса не повинні виходити за межі рекомендованих значень.

У кінці розрахунку кожного робочого колеса визначається кут атаки потоку на вході в решітку i_1 . Його величина не повинна перевищувати $\pm 3^\circ$.

Так як розрахунок ведеться на ЕОМ, то вищезгадані параметри контролюються програмним шляхом.

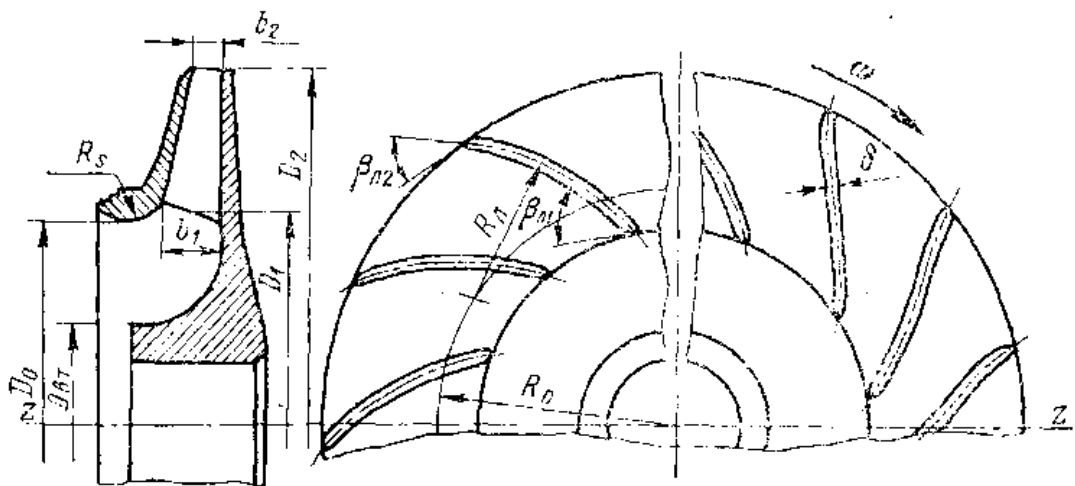


Рисунок 30 – Схема і основні розміри робочого колеса

Робочі колеса для ЗПЧ з $\Pi=1,44$

ВИХІДНІ ДАНІ

5300 -номінальна частота оберту ротора, об/хв

1.200 -емпіричний коефіцієнт ККР

0.03 -емпіричний коефіцієнт КЗ

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- 2 -число ступенів в секції
- 0.020 -різність між діаметром втулки робочого колеса та діаметром валу першого ступеня, м
- 0,791 -зовнішній діаметр робочих коліс секції, м
- 1.0 -емпіричний коефіцієнт K1
- 1.02 -емпіричний коефіцієнт KD
- 1.05 -емпіричний коефіцієнт KS
- 0.052 -відносна ширина колеса ступеня 1
- 0.203 -коефіцієнт витрати на виході з РК
- 0.95 -задана газодинамічна функція Eps1
- 4.32 -газодинамічна функція Sigma
- 2390 -теплоємність при постійному тиску Sp, Дж/(кг.К)
- 288 -температура газу на вході до компресору, К
- 27.94 -густина газу на вході до компресору, кг/м³
- 0.928 -коефіцієнт стискання газу
- 520.0 -газова стала, Дж/(кг.К)
- 280.0 -об'ємна витрата газу на вході до компресору, м³/хв
- 14 -число лопаток на виході з робочого колеса
- 32.00 -кут лопаток на виході робочого колеса, градус
- 1.245 -показник адіабати
- 0.007 -товщина лопаток робочого колеса, м
- 51537 -політропний напір секції, Дж/кг
- 30 -швидкість на вході вхідного патрубку, м/с
- 0.85 -політропний ККД

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Діаметр патрубка	Dpt =	0.445 м
Критична частота оберту	Nkr1 =	4416.7 об/хв
Діаметр валу під робочим колесом	Dv =	0.214 м

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Діаметр розточення покривного диску	D0 =	0.404 м
Діаметр на вході в лопатеву решітку	D1 =	0.412 м
Відносний діаметр решітки на вході	D1/D2 =	0.521
Умовний коефіцієнт витрати першого ступеню	F =	0.0433
Коефіцієнт теоретичного напору	PsiT2 =	0.5562
Коефіцієнт внутрішнього напору	Psii =	0.6292
Кільцева швидкість в перерізі 1-1	U1 =	114.41 м/с
Кільцева швидкість в перерізі 2-2	U2 =	227.51 м/с
Відношення швидкості на вході в решітку РК 1 ступеня	H1 =	130.64 м/с
Відношення H1/H2	H1/H2 =	1.55
Число Маху у відносному русі	Mh1 =	0.341
Абсолютна швидкість в перерізі 2-2	C2 =	133.97
Кут лопаток в перерізі 1-1	Betal1 =	28.00 град
Кут між S2 nf U2	Alfa2 =	20.05 град
Число лопаток на вході в РК	Z1 =	14
Число лопаток на виході з РК	Z2 =	14
Відносна заповненість лопатевої решітки	L/t =	2.90
Коефіцієнт стиснення потоку на вході до РК	Tau1 =	0.919
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК	Tau2 =	0.963
Тиск газу на вході до компресору	Pn =	3.891 МПа
Радіус середньої лінії лопаток	R1 =	0.3714 м
Радіус кола центрів	R0 =	0.2126 м
Кут нахилу покривного диску	Teta =	6.51 град

Харак./Ступінь	1	2	3
Dvt ,м	0.237	0.324	0.330
0Dvt	0.3066	0.4189	0.4265

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		34

C0	,м/с	45.63	128.29	137.94
T0	,К	287.5	299.0	313.3
Ro0	,кг/м3	50.304	55.119	61.422
P0	,МПа	6.874	7.833	9.144
C1	,м/с	51.35	144.37	155.24
T1	,К	287.4	298.5	312.3
Ro1	,кг/м3	50.252	54.879	60.968
P1	,МПа	6.863	7.784	9.052
T2	,К	298.5	313.3	328.1
DelTn2,К		10.467	25.294	40.120
Ro2	,кг/м3	54.877	61.433	68.416
P2	,МПа	7.784	9.147	10.668
B1	,м	0.0471	0.0153	0.0128
B2	,м	0.0563	0.0245	0.0220
Beta1	,град	26.82	54.87	56.81
I1	,град	-0.82	-28.87	-30.81

Робочі колеса для ЗПЧ з П=1,83

- 5300 -номінальна частота оберту ротора,об/хв
- 1.200 -емпіричний коефіцієнт КKR
- 0.03 -емпіричний коефіцієнт КЗ
- 2 -число ступенів в секції
- 0.020 -різність між діаметром втулки робочого колеса та діаметром валу першого ступеня, м
- 0,8213 -зовнішній діаметр робочих коліс секції, м
- 1.0 -емпіричний коефіцієнт К1
- 1.02 -емпіричний коефіцієнт КД
- 1.05 -емпіричний коефіцієнт КS

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- 0.063 -відносна ширина колеса ступеня 1
0.208 -коефіцієнт витрати на виході з РК
0.95 -задана газодинамічна функція E_{ps1}
4.21 -газодинамічна функція Σ
2397 -теплоємність при постійному тиску S_p , Дж/(кг.К)
288 -температура газу на вході до компресору, К
21.41 -густина газу на вході до компресору, кг/м³
0.946 -коефіцієнт стискання газу
520.0 -газова стала, Дж/(кг.К)
410.0 -об'ємна витрата газу на вході до компресору, м³/хв
16 -число лопаток на виході з робочого колеса
32.00 -кут лопаток на виході робочого колеса, градус
1.255 -показник адіабати
0.007 -товщина лопаток робочого колеса, м
90581 -політропний напір секції, Дж/кг
30 -швидкість на вході вхідного патрубку, м/с
0.85 -політропний ККД

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Діаметр патрубка	Dpt =	0.539 м
Критична частота оберту	Nkr1 =	4015.2 об/хв
Діаметр валу під робочим колесом	Dv =	0.262 м
Діаметр розточення покривного диску	D0 =	0.468 м
Діаметр на вході в лопатеву решітку	D1 =	0.478 м
Відносний діаметр решітки на вході	D1/D2 =	0.582
Умовний коефіцієнт витрати першого ступеню	F =	0.0566
Коефіцієнт теоретичного напору	PsiT2 =	0.5631
Коефіцієнт внутрішнього напору	Psi _i =	0.6838
Кільцева швидкість в перерізі 1-1	U1 =	132.55 м/с

Кільцева швидкість в перерізі 2-2	U2 =	246.24	м/с
Відношення швидкості на вході в решітку РК 1 ступеня	W1 =	150.74	м/с
Відношення W1/W2	W1/W2 =	1.69	
Число Маху у відносному русі	Mw1 =	0.368	
Абсолютна швидкість в перерізі 2-2	C2 =	146.81	
Кут лопаток в перерізі 1-1	Beta1 =	27.00	град
Кут між S2 та U2	Alfa2 =	20.27	град
Число лопаток на вході в РК	Z1 =	16	
Число лопаток на виході з РК	Z2 =	16	
Відносна заповненість лопатевої решітки	L/t =	2.80	
Коефіцієнт стиснення потоку на вході до РК	Tau1 =	0.918	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК	Tau2 =	0.959	
Тиск газу на вході до компресору	Pn =	3.033	МПа
Радіус середньої лінії лопаток	R1 =	0.4119	м
Радіус кола центрів	R0 =	0.2267	м
Кут нахилу покривного диску	Teta =	6.05	град

Харак./Ступінь	1	2	3
Dvt , м	0.282	0.310	0.329
ODvt	0.3430	0.3770	0.4008
C0 , м/с	62.75	59.94	56.69
T0 , К	287.2	302.9	318.7
Ro0 , кг/м3	21.215	25.177	29.624
P0 , МПа	2.997	3.752	4.644
C1 , м/с	71.79	68.58	64.85
T1 , К	286.9	302.6	318.4
Ro1 , кг/м3	21.155	25.103	29.547

P1 , МПа	2.986 3.737 4.628
T2 , К	299.8 315.4 331.1
DelTn2, К	11.761 27.426 43.091
Ro2 , кг/м3	24.345 28.670 33.497
P2 , МПа	3.590 4.449 5.456
B1 , м	0.0699 0.0617 0.0554
B2 , м	0.0517 0.0435 0.0372
Beta1 , град	28.44 27.36 26.07
P1 , град	-1.44 -0.36 0.93

Робочі колеса для ЗПЧ з П=3 (1-а секція)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

- 5300 -номінальна частота оберту ротора, об/хв
- 1.320 -емпіричний коефіцієнт КKR
- 0.03 -емпіричний коефіцієнт КЗ
- 3 -число ступенів в секції
- 0.020 -різність між діаметром втулки робочого колеса та діаметром валу першого ступеня, м
- 0,8289 -зовнішній діаметр робочих коліс секції, м
- 1.0 -емпіричний коефіцієнт К1
- 1.02 -емпіричний коефіцієнт КД
- 1.05 -емпіричний коефіцієнт КS
- 0.046 -відносна ширина колеса ступеня 1
- 0.203 -коефіцієнт витрати на виході з РК
- 0.95 -задана газодинамічна функція Eps1
- 4.145 -газодинамічна функція Sigma
- 2410 -теплоємність при постійному тиску Sp, Дж/(кг.К)
- 288 -температура газу на вході до компресору,К

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- 12.9 -густина газу на вході до компресору, кг/м³
0.97 -коефіцієнт стискання газу
520.0 -газова стала, Дж/(кг.К)
324.0 -об'ємна витрата газу на вході до компресору, м³/хв
14 -число лопаток на виході з робочого колесу
32.00 -кут лопаток на виході робочого колесу, градус
1.258 -показник адіабати
0.007 -товщина лопаток робочого колеса, м
101688-політропний напір секції, Дж/кг
30 -швидкість на вході вхідного патрубку, м/с
0.85 -політропний ККД

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Діаметр патрубка	Dpt =	0.479 м
Критична частота оберту	Nkr1 =	4015.2 об/хв
Діаметр валу під робочим колесом	Dv =	0.264 м
Діаметр розточення покривного диску	D0 =	0.447 м
Діаметр на вході в лопатеву решітку	D1 =	0.456 м
Відносний діаметр решітки на вході	D1/D2 =	0.550
Умовний коефіцієнт витрати першого ступеню F	=	0.0435
Коефіцієнт теоретичного напору	PsiT2 =	0.5562
Коефіцієнт внутрішнього напору	Psii =	0.7537
Кільцева швидкість в перерізі 1-1	U1 =	126.57 м/с
Кільцева швидкість в перерізі 2-2	U2 =	248.89 м/с
Відношення швидкості на вході в решітку РК 1 ступеня	W1 =	142.83 м/с
Відношення W1/W2	W1/W2 =	1.62
Число Маху у відносному русі	Mw1 =	0.374
Абсолютна швидкість в перерізі 2-2	C2 =	149.72

Кут лопаток в перерізі 1-1	Beta1	=	26.00	град
Кут між S2 nf U2	Alfa2	=	20.05	град
Число лопаток на вході в РК	Z1	=	14	
Число лопаток на виході з РК	Z2	=	14	
Відносна заповненість лопатевої решітки L/t		=	2.74	
Коефіцієнт стиснення потоку на вході до РК	Tau1	=	0.922	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК	Tau2	=	0.964	
Тиск газу на вході до компресору	Pn	=	1.874	МПа
Радіус середньої лінії лопаток	R1	=	0.4087	м
Радіус кола центрів	R0	=	0.2270	м
Кут нахилу покривного диску	Teta	=	7.42	град

Харак./Ступінь	1	2	3
Dvt , м	0.284	0.299	0.315
ODvt	0.3427	0.3605	0.3796
C0 , м/с	58.10	52.16	48.11
T0 , К	287.3	304.5	321.6
Ro0 , кг/м ³	12.802	15.369	18.259
P0 , МПа	1.855	2.361	2.962
C1 , м/с	66.17	59.40	54.79
T1 , К	287.1	304.3	321.5
Ro1 , кг/м ³	12.772	15.336	18.228
P1 , МПа	1.850	2.354	2.956
T2 , К	301.2	318.3	335.3
DelTn2, К	13.210	30.268	47.327
Ro2 , кг/м ³	14.854	17.664	20.816

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

P2 , МПа	2.257 2.836 3.521
B1 , м	0.0624 0.0579 0.0528
B2 , м	0.0381 0.0336 0.0285
Beta1 , град	27.60 25.14 23.41
P1 , град	-1.60 0.86 2.59

Робочі колеса для ЗПЧ з П=3 (2-а секція)

ВИХІДНІ ДАНІ

- 5300 -номінальна частота оберту ротора, об/хв
- 1.320 -емпіричний коефіцієнт КKR
- 0.03 -емпіричний коефіцієнт КЗ
- 2 -число ступенів в секції
- 0.020 -різність між діаметром втулки робочого колеса та діаметром валу першого ступеня, м
- 0,8289 -зовнішній діаметр робочих коліс секції, м
- 1.0 -емпіричний коефіцієнт К1
- 1.02 -емпіричний коефіцієнт КД
- 1.05 -емпіричний коефіцієнт КS
- 0.025 -відносна ширина колеса ступеня 1
- 0.203 -коефіцієнт витрати на виході з РК
- 0.95 -задана газодинамічна функція Eps1
- 4.12 -газодинамічна функція Sigma
- 2415 -теплоємність при постійному тиску Sp, Дж/(кг.К)
- 288 -температура газу на вході до компресору,К
- 24.73 -густина газу на вході до компресору, кг/м3
- 0.97 -коефіцієнт стискання газу
- 520.0 -газова стала, Дж/(кг.К)
- 169.0 -об'ємна витрата газу на вході до компресору, м3/хв

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

14 -число лопаток на виході з робочого колесу
 32.00 -кут лопаток на виході робочого колесу, градус
 1.26 -показник адіабати
 0.007 -товщина лопаток робочого колеса, м
 66572 -політропний напір секції, Дж/кг
 30 -швидкість на вході вхідного патрубку, м/с
 0.85 -політропний ККД

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Діаметр патрубка $D_{pt} = 0.346$ м
 Критична частота оберту $N_{kr1} = 4015.2$ об/хв
 Діаметр валу під робочим колесом $D_v = 0.215$ м
 Діаметр розточення покривного диску $D_0 = 0.365$ м
 Діаметр на вході в лопатеву решітку $D_1 = 0.373$ м
 Відносний діаметр решітки на вході $D_1/D_2 = 0.448$
 Умовний коефіцієнт витрати першого ступеню $F = 0.0224$
 Коефіцієнт теоретичного напору $\Psi_{iT2} = 0.5562$
 Коефіцієнт внутрішнього напору $\Psi_{ii} = 0.7346$
 Кільцева швидкість в перерізі 1-1 $U_1 = 103.43$ м/с
 Кільцева швидкість в перерізі 2-2 $U_2 = 247.08$ м/с
 Відношення швидкості на вході
 в решітку РК 1 ступеня $W_1 = 116.43$ м/с
 Відношення $W_1/W_2 = 1.32$
 Число Маху у відносному русі $M_{w1} = 0.373$
 Абсолютна швидкість в перерізі 2-2 $C_2 = 149.27$
 Кут лопаток в перерізі 1-1 $\beta_{e11} = 26.00$ град
 Кут між S_2 та U_2 $\alpha_2 = 20.05$ град
 Число лопаток на вході в РК $Z_1 = 14$
 Число лопаток на виході з РК $Z_2 = 14$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Відносна заповненість лопатевої решіткиL/t	=	3.69	
Коефіцієнт стиснення потоку на вході до РК	Tau1 =	0.905	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК	Tau2 =	0.965	
Тиск газу на вході до компресору	Pn =	3.592 МПа	
Радіус середньої лінії лопаток	R1 =	0.3733	м
Радіус кола центрів	R0 =	0.2214	м
Кут нахилу покривного диску	Teta =	7.26	град

Харак./Ступінь	1	2
----------------	---	---

Dvt , м	0.235	0.246
ODvt	0.2825	0.2952
C0 , м/с	46.04	41.22
T0 , К	287.6	304.4
Ro0 , кг/м3	24.613	29.384
P0 , МПа	3.570	4.511
C1 , м/с	53.45	47.85
T1 , К	287.4	304.2
Ro1 , кг/м3	24.572	29.339
P1 , МПа	3.562	4.502
T2 , К	300.8	317.6
DelTn2, К	12.847	29.564
Ro2 , кг/м3	28.337	33.545
P2 , МПа	4.300	5.373
B1 , м	0.0501	0.0468
B2 , м	0.0208	0.0176
Beta1 , град	27.33	24.83
I1 , град	-1.33	1.17

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.3 Розрахунок безлопаткових дифузорів

Безлопаткові дифузори, утворені паралельними стінками корпусу, як правило, мають постійну ширину. Перевагами БЛД є простота конструкції і можливість забезпечення широкої зони робочих режимів ступені. Але ступені з безлопатковими дифузорами мають значні радіальні габарити і менші значення максимальних ККД на розрахунковому режимі, ніж ЛД. Доцільність вибору типу дифузора у відцентровому компресорі визначається двома факторами: по-перше, величиною кута потоку газу між абсолютною та коловою швидкостями на виході з робочого колеса α_2 , по-друге, умовами роботи компресора [8].

Безлопаткові дифузори (БЛД), як правило, рекомендують застосовувати при значеннях кутів α_2 . В інших випадках для зниження втрат тертя необхідне застосування лопаткових (ЛД) або каналних дифузорів. Розрахунок дифузора виконується з використанням результатів розрахунку робочого колеса відповідного ступеня.

Згідно з рекомендаціями, викладеними вище, вибираємо тип конструктивного виконання дифузора: безлопатковий.

Вихідними даними для розрахунку лопаткового дифузора є: кількість ступенів у секції Y , коефіцієнт теоретичного напору ψ_{T2} , колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 , абсолютна швидкість потоку на виході з робочого колеса C_2 , зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , ширина робочого колеса b_2 , кут потоку газу між абсолютною та коловою швидкостями на виході з РК α_2 , теплоємність робочого газу при сталому тискові C_p , газова стала R , температура газу на вході в компресор T_n , коефіцієнт стиснення газу z_2 , густина газу на вході в компресор ρ_n , газодинамічна функція $\sigma = \eta_n \cdot [k/(k-1)]$, коефіцієнт кінематичної в'язкості

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

газу на вході v_{ex} , показник адіабати k , об'ємна витрата газу на вході в компресор \bar{V}_n .

Для кожного ступеня задають величину діаметра на вході в дифузор D_3 , величину відносного діаметра на виході з БЛД $\bar{D}_4 = D_4/D_2$ і збільшення температури потоку в робочому колесі ΔT_{H-2} , також обирають значення коефіцієнта $K_u = b_3/b_2$.

Величина відносного діаметра \bar{D}_4 перебуває в діапазоні значень $D_4 = 1,4 \div 1,55$.

Величину коефіцієнта K_u , для ступенів приймають у діапазоні $K_u = 0,75 \div 0,8$.

Решту вихідних даних, необхідних для розрахунку дифузорів відцентрових ступенів, обирають із варіантного розрахунку компресора і розрахунку робочих коліс.

БЛД для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi = 1,44$

ВИХІДНІ ДАНІ

Число ступенів	$Y = 2$
Коефіцієнт теоретичного напору	$\text{PsiT2} = 0.5562$
Кільцева швидкість на виході з РК	$U2 = 227.51 \text{ м/с}$
Абсолютна швидкість на виході з РК	$C2 = 133.97 \text{ м/с}$
Зовнішній діаметр РК	$D2 = 0.7910 \text{ м}$
Теплоємність газу при постійному тиску C_p	$= 2390.0 \text{ Дж/(кг.К)}$
Газова стала	$R_n = 520.00 \text{ Дж/(кг.К)}$
Температура газу на вході до компресору	$T_n = 288.0 \text{ К}$
Густина газу на входу до компресору	$R_{on} = 27.940 \text{ кг/м}^3$
Коефіцієнт стискання газу за вхідними даними	$Z_n = 0.928$
Газодинамічна функція	$\text{Sigma} = 4.3200$
Кут між S_2 и U_2	$\text{Alfa2} = 20.05 \text{ град}$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						45
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

Коефіцієнт кінетичної в'язкості на вході $N_{ju} = 0.00000065 \text{ м}^2/\text{с}$

Дані/Ступені	1	2

KU	1.0000	1.0000
OD4	1.500	1.600
D3 , m	0.807	0.807
B2 , m	0.0411	0.0336
DelTn2, K	10.110	23.744

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Дані/Ступені	1	2

B3 , м	0.0411	0.0336
C3 , м/с	132.03	132.03
P3 , МПа	4.514	5.476
T3 , К	298.22	311.85
Ro3 , кг/м3	31.369	36.387
Alfa4 , град	20.37	20.55
D4 , м	1.186	1.266
C4 , м/с	89.99	84.46
P4 , МПа	4.643	5.641
T4 , К	300.17	314.01
Ro4 , кг/м3	32.056	37.229
Eps4	1.1473	1.3325
YE , град	4.690	4.166

БЛД для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=1,83$

ВИХІДНІ ДАНІ

Число ступенів	$Y = 3$
Коефіцієнт теоретичного напору	$\text{PsiT2} = 0.5631$
Кільцева швидкість на виході з РК	$U2 = 246.24 \text{ м/с}$
Абсолютна швидкість на виході з РК	$C2 = 146.81 \text{ м/с}$
Зовнішній діаметр РК	$D2 = 0.8213 \text{ м}$
Теплоємність газу при постійному тиску C_p	$= 2397.0 \text{ Дж/(кг.К)}$
Газова стала	$R_n = 520.00 \text{ Дж/(кг.К)}$
Температура газу на вході до компресору	$T_n = 288.0 \text{ К}$
Густина газу на вході до компресору	$R_{on} = 21.410 \text{ кг/м}^3$
Коефіцієнт стискання газу за вхідними даними	$Z_n = 0.946$
Газодинамічна функція	$\text{Sigma} = 4.2100$
Кут між $S2$ и $U2$	$\text{Alfa2} = 20.27 \text{ град}$
Коефіцієнт кінетичної в'язкості на вході N_{ju}	$= 0.0000006 \text{ м}^2/\text{с}$

Дані/Ступені	1	2	3
KU	1.0000	1.0000	1.0000
OD4	1.500	1.500	1.600
D3 , m	0.846	0.846	0.846
B2 , m	0.0517	0.0435	0.0372
DelTn2, К	11.761	27.426	43.091

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Дані/Ступені	1	2	3
V3 , м	0.0517	0.0435	0.0372
C3 , м/с	143.50	143.50	143.50
P3 , МПа	3.600	4.460	5.469
T3 , К	299.96	315.63	331.29
Ro3 , кг/м3	24.398	28.729	33.562
Alfa4 , град	20.51	20.57	20.72
D4 , м	1.232	1.232	1.314
C4 , м/с	98.70	98.74	92.65
P4 , МПа	3.716	4.597	5.646
T4 , К	302.22	317.89	333.80
Ro4 , кг/м3	24.993	29.395	34.383
Eps4	1.1674	1.3729	1.6059
YE , град	5.232	4.799	4.361

БЛД для ЗПЧ з відношенням тисків П=3 (1-а секція)

ВИХІДНІ ДАНІ

Число ступенів	$Y = 3$
Коефіцієнт теоретичного напору	$\text{PsiT2} = 0.5562$
Кільцева швидкість на виході з РК	$U2 = 248.13 \text{ м/с}$
Абсолютна швидкість на виході з РК	$C2 = 149.72 \text{ м/с}$
Зовнішній діаметр РК	$D2 = 0.8289 \text{ м}$
Теплоємність газу при постійному тиску C_p	$= 2410.0 \text{ Дж/(кг.К)}$
Газова стала	$R_n = 520.00 \text{ Дж/(кг.К)}$
Температура газу на вході до компресору	$T_n = 288.0 \text{ К}$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						48
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

Густина газу на вході до компресору $\rho_{0n} = 12.900 \text{ кг/м}^3$

Коефіцієнт стискання газу за вхідними даними $Z_n = 0.970$

Газодинамічна функція $\Sigma = 4.1450$

Кут між S2 и U2 $\alpha_2 = 20.05 \text{ град}$

Коефіцієнт кінетичної в'язкості на вході $\nu_{ju} = 0.0000006 \text{ м}^2/\text{с}$

Дані/Ступені	1	2	3
KU	1.0000	1.0000	1.0000
OD4	1.500	1.500	1.600
D3 , м	0.854	0.854	0.854
B2 , м	0.0381	0.0336	0.0285
DelTn2, К	13.210	30.268	47.327

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Дані/Ступені	1	2	3
B3 , м	0.0381	0.0336	0.0285
C3 , м/с	142.63	142.63	142.63
P3 , МПа	2.270	2.852	3.540
T3 , К	301.64	318.70	335.76
Ro3 , кг/м ³	14.921	17.739	20.900
Alfa4 , град	20.41	20.47	20.68
D4 , м	1.243	1.243	1.326
C4 , м/с	98.17	98.21	92.20
P4 , МПа	2.340	2.935	3.648
T4 , К	303.86	320.92	338.21

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		49

Ro4 , кг/м3	15.269 18.130 21.385
Eps4	1.1837 1.4055 1.6577
YE , град	4.402 4.134 3.741

БЛД для ЗПЧ з відношенням тисків П=3 (2-а секція)

ВИХІДНІ ДАНІ

Число ступенів $Y = 2$
 Коефіцієнт теоретичного напору $\Psi T2 = 0.5562$
 Кільцева швидкість на виході з РК $U2 = 248.13 \text{ м/с}$
 Абсолютна швидкість на виході з РК $C2 = 149.72 \text{ м/с}$
 Зовнішній діаметр РК $D2 = 0.8289 \text{ м}$
 Теплоємність газу при постійному тиску $Cp = 2415.0 \text{ Дж/(кг.К)}$
 Газова стала $Rn = 520.00 \text{ Дж/(кг.К)}$
 Температура газу на вході до компресору $Tn = 288.0 \text{ К}$
 Густина газу на вході до компресору $Ron = 24.730 \text{ кг/м3}$
 Коефіцієнт стискання газу за вхідними даними $Zn = 0.970$
 Газодинамічна функція $Sigma = 4.1200$
 Кут між S2 и U2 $Alfa2 = 20.05 \text{ град}$
 Коефіцієнт кінетичної в'язкості на вході $Nju = 0.0000006 \text{ м2/с}$

| Дані/Ступені | 1 2 |

KU	1.0000 1.0000
OD4	1.500 1.600
D3 , m	0.854 0.854
B2 , m	0.0208 0.0176
DelTn2, K	12.847 29.564

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Дані/Ступені	1	2
V3 , м	0.0208	0.0176
C3 , м/с	142.63	142.63
P3 , МПа	4.325	5.403
T3 , К	301.28	317.99
Ro3 , кг/м3	28.464	33.687
Alfa4 , град	20.82	21.20
D4 , м	1.243	1.326
C4 , м/с	98.43	92.51
P4 , МПа	4.457	5.576
T4 , К	303.48	320.43
Ro4 , кг/м3	29.119	34.500
Eps4	1.1775	1.3951
YE , град	3.253	2.940

2.4 Розрахунок зворотних напрямних апаратів

Зворотні напрямні апарати (ЗНА) служать для підведення потоку газу з дифузора проміжного ступеня в робоче колесо наступного ступеня. Відомі два основних типи ЗНА: каналний і лопатковий [9].

Зворотний напрямний апарат лопаткового типу складається з трьох елементів: поворотного коліна, кругової решітки нерухомих лопаток і кільцевого коліна.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		51

Раціональне проектування всіх елементів ЗНА має важливе значення, тому що через велику довжину робочих каналів і численні повороти втрати енергії в апараті можна порівняти з втратами в дифузорі.

Середня лінія лопаток ЗНА виконується, як правило, по дузі кола. Кут виходу потоку з лопаткової решітки ЗНА зазвичай прагнуть зробити рівним $\alpha_6=90^\circ$. Тому з урахуванням кута відставання потоку $\Delta\alpha = 0 \div 50^\circ$ лопаткові кути α_6 дорівнюють $90 \div 95^\circ$.

Лопатки ЗНА виконані змінної товщини (з потовщенням у середній частині). Для зниження втрат рекомендується товщину вихідних крайок лопаток приймати якомога меншою. Оптимальне значення відносної густоти решітки ЗНА приблизно дорівнює $(L/t)_{opt} = 2,1 \div 2,2$. Для визначення меридіональної ширини на вході в решітку ЗНА можна приймати $K_u = b_5/b_4 = 1,0 \div 1,2$.

Величина діаметра на вході в лопаткову решітку ЗНА вибирається рівною діаметру виходу з дифузора D_4 . Величина діаметра D_6 на виході з ЗНА визначається залежно від величини діаметра входу в колесо наступної ступені D_{oi+1} і ширини каналу b_6 .

Розрахунок ЗНА для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=1,44$

Перша ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр входу ЗНА	D5	=1.186	м
Зовнішній діаметр робочих колес секції	D2	=0.791	м
Діаметр розточування покривного диску	D0	=0.404	м
Діаметр втулки РК наступної ступені	Dvt	=0.261	м
Ширина каналу на виході з дифузору	B4	=0.0411	м
Товщина лопаток ЗНА	Deltaб	=0.0080	м
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	=133.97	м/с
Абсолютна швидкість на виході з дифузору	C4	=89.99	м/с

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4 =20.37	град
Кут затримки потоку в ЗНА	Dalfa6 =2.00	град
Оптимальне значення густини решітки в ЗНА	L/t =2.10	
Температура газу на вході до компресору	Tn =288.00	К
Температура газу на виході з РК	T2 =298.10	К
Теплоємність при постійному тиску	Cp =2390.0	Дж/(кг.К)
Густина газу на вході до компресору	Ron =27.940	кг/м ³
Коефіцієнт стиснення газу	Zn =0.928	
Газова стала	Rn =520.00	Дж/(кг.К)
Газодинамічна функція	Sigma =4.3200	
Емпіричний коефіцієнт	Ku =1.100	
Емпіричний коефіцієнт	Ktr =1.350	
Емпіричний коефіцієнт	Kf =1.080	
Відношення радіусу кривизни просторової траєкторії потоку	Rok/B4 =7.000	

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина каналу ЗНА на вході	B5 =0.0452	
Ширина каналу ЗНА на виході	B6 =0.0600	м
Зовнішній діаметр ЗНА на виході	D6 =0.4580	м
Абсолютна швидкість на вході до ЗНА	C5 =68.67	м/с
Абсолютна швидкість на виході з ЗНА	C6 =54.67	м/с
Кут потоку на вході до ЗНА	Alfa5 =24.50	град
Лопаточний кут на вході до ЗНА	AlfaL5 =24.00	град
Лопаточний кут на виході до ЗНА	AlfaL6 =92.00	град
Радіус зовнішнього обводу каналу ЗНА	R0 =0.0270	м
Число лопаток ЗНА	Z6 =12	
Густина газу на вході до ЗНА	Ro5 =32.304	кг/м ³
Густина газу на виході до ЗНА	Ro6 =32.433	кг/м ³

Температура газу на вході до ЗНА	T5	=300.87	К
Температура газу на виході з ЗНА	T6	=301.23	К
Тиск газу на вході до ЗНА	P5	=4.69	МПа
Тиск газу на виході з ЗНА	P6	=4.714	МПа
Коефіцієнт стиснення потоку на вході в ЗНА	Tau5	=0.919	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з ЗНА	Tau6	=0.935	
Площа прохідного перерізу на вході до ЗНА	F5	=0.06298	м2
Площа прохідного перерізу на виході з ЗНА	F6	=0.08066	м2
Радіус лопатки ЗНА	R1	=0.2762	м
Радіус кола центрів лопаток ЗНА	Rc	=0.3588	м
Внутрішній радіус поворотного коліна	Rkk	=0.0203	м

Rt	Rt	Bt	Alfalt	F	Deltat	
----	----	----	--------	---	--------	--

' -	' м	' м	' град	' м2	' м	'
-----	-----	-----	--------	------	-----	---

0.95	0.575	0.046	28.89	0.0639	0.0302	
0.90	0.557	0.047	33.16	0.0648	0.0447	
0.75	0.502	0.049	43.97	0.0674	0.0690	
0.60	0.447	0.051	53.29	0.0701	0.0751	
0.50	0.411	0.053	59.13	0.0718	0.0723	
0.40	0.375	0.054	64.86	0.0736	0.0654	
0.25	0.320	0.056	73.58	0.0762	0.0488	
0.10	0.265	0.059	82.95	0.0789	0.0260	
0.05	0.247	0.059	86.36	0.0798	0.0173	

Розрахунок ЗНА для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=1,83$

Перша ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр входу ЗНА	D5	=1.232	м
Зовнішній діаметр робочих колес секції	D2	=0.821	м
Діаметр розточування покривного диску	D0	=0.468	м
Діаметр втулки РК наступної ступені	Dvt	=0.310	м
Ширина каналу на виході з дифузору	B4	=0.0517	м
Товщина лопаток ЗНА	Deltaб	=0.0080	м
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	=146.81	м/с
Абсолютна швидкість на виході з дифузору	C4	=98.70	м/с
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=20.51	град
Кут затримки потоку в ЗНА	Dalfaб	=2.00	град
Оптимальне значення густини решітки в ЗНА	L/t	=2.10	
Температура газу на вході до компресору	Tn	=288.00	К
Температура газу на виході з РК	T2	=302.22	К
Теплоємність при постійному тиску	Cp	=2397.0	Дж/(кг.К)
Густина газу на вході до компресору	Ron	=21.410	кг/м3
Коефіцієнт стиснення газу	Zn	=0.946	
Газова стала	Rn	=520.00	Дж/(кг.К)
Газодинамічна функція	Sigma	=4.2100	
Емпіричний коефіцієнт	Ku	=1.100	
Емпіричний коефіцієнт	Ktr	=1.350	
Емпіричний коефіцієнт	Kf	=1.080	
Відношення радіусу кривизни просторової траєкторії потоку	Rok/B4	=7.00	

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина каналу ЗНА на вході B5 =0.0569

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		55

Ширина каналу ЗНА на виході	B6	=0.0671	м
Зовнішній діаметр ЗНА на виході	D6	=0.5284	м
Абсолютна швидкість на вході до ЗНА	C5	=75.35	м/с
Абсолютна швидкість на виході з ЗНА	C6	=60.76	м/с
Кут потоку на вході до ЗНА	Alfa5	=24.66	град
Лопаточний кут на вході до ЗНА	AlfaL5	=25.00	град
Лопаточний кут на виході до ЗНА	AlfaL6	=92.00	град
Радіус зовнішнього обводу каналу ЗНА	R0	=0.0302	м
Число лопаток ЗНА	Z6	=13	
Густина газу на вході до ЗНА	Ro5	=25.882	кг/м3
Густина газу на виході до ЗНА	Ro6	=25.995	кг/м3
Температура газу на вході до ЗНА	T5	=305.53	К
Температура газу на виході з ЗНА	T6	=305.95	К
Тиск газу на вході до ЗНА	P5	=3.890	МПа
Тиск газу на виході з ЗНА	P6	=3.912	МПа
Коефіцієнт стиснення потоку на вході в ЗНА	Tau5	=0.915	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з ЗНА	Tau6	=0.936	
Площа прохідного перерізу на вході до ЗНА	F5	=0.08516	м2
Площа прохідного перерізу на виході з ЗНА	F6	=0.10427	м2
Радіус лопатки ЗНА	R1	=0.2773	м
Радіус кола центрів лопаток ЗНА	Rc	=0.3830	м
Внутрішній радіус поворотного коліна	Rkk	=0.0262	м

| ORt | Rt | Bt | Alfalt | F | Deltat |

' - ' м ' м ' град ' м2 ' м '

| 0.95 | 0.598 | 0.057 | 29.70 | 0.0861 | 0.0273 |

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		56

	0.90		0.581		0.058		33.85		0.0871		0.0398	
	0.75		0.528		0.059		44.46		0.0899		0.0610	
	0.60		0.475		0.061		53.69		0.0928		0.0665	
	0.50		0.440		0.062		59.50		0.0947		0.0643	
	0.40		0.405		0.063		65.21		0.0966		0.0584	
	0.25		0.352		0.065		73.89		0.0995		0.0440	
	0.10		0.299		0.066		83.14		0.1024		0.0240	
	0.05		0.282		0.067		86.48		0.1033		0.0162	

Розрахунок ЗНА для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=3$

Перша ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр входу ЗНА	D5	=1.243	м
Зовнішній діаметр робочих колес секції	D2	=0.829	м
Діаметр розточування покривного диску	D0	=0.447	м
Діаметр втулки РК наступної ступені	Dvt	=0.299	м
Ширина каналу на виході з дифузору	B4	=0.0381	м
Товщина лопаток ЗНА	Deltaб	=0.0080	м
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	=149.72	м/с
Абсолютна швидкість на виході з дифузору	C4	=98.17	м/с
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=20.41	град
Кут затримки потоку в ЗНА	Dalfaб	=2.00	град
Оптимальне значення густини решітки в ЗНА	L/t	=2.10	
Температура газу на вході до компресору	Tn	=288.00	К
Температура газу на виході з РК	T2	=301.20	К
Теплоємність при постійному тиску	Ср	=2410.0	Дж/(кг.К)
Густина газу на вході до компресору	Ron	=12.900	кг/м ³
Коефіцієнт стиснення газу	Zn	=0.970	

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Газова стала	Rn	=520.00	Дж/(кг.К)
Газодинамічна функція	Sigma	=4.1450	
Емпіричний коефіцієнт	Ku	=1.100	
Емпіричний коефіцієнт	Ktr	=1.350	
Емпіричний коефіцієнт	Kf	=1.080	
Відношення радіусу кривизни просторової траєкторії потоку	Rok/B4	=7.00	

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина каналу ЗНА на вході	B5	=0.0419	
Ширина каналу ЗНА на виході	B6	=0.0631	м
Зовнішній діаметр ЗНА на виході	D6	=0.5038	м
Абсолютна швидкість на вході до ЗНА	C5	=74.92	м/с
Абсолютна швидкість на виході з ЗНА	C6	=50.12	м/с
Кут потоку на вході до ЗНА	Alfa5	=24.54	град
Лопаточний кут на вході до ЗНА	AlfaL5	=25.00	град
Лопаточний кут на виході до ЗНА	AlfaL6	=92.00	град
Радіус зовнішнього обводу каналу ЗНА	R0	=0.0284	м
Число лопаток ЗНА	Z6	=12	
Густина газу на вході до ЗНА	Ro5	=15.400	кг/м3
Густина газу на виході до ЗНА	Ro6	=15.502	кг/м3
Температура газу на вході до ЗНА	T5	=304.69	К
Температура газу на виході з ЗНА	T6	=305.33	К
Тиск газу на вході до ЗНА	P5	=2.367	МПа
Тиск газу на виході з ЗНА	P6	=2.387	МПа
Коефіцієнт стиснення потоку на вході в ЗНА	Tau5	=0.921	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з ЗНА	Tau6	=0.937	
Площа прохідного перерізу на вході до ЗНА	F5	=0.06373	м2
Площа прохідного перерізу на виході з ЗНА	F6	=0.09365	м2

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Радіус лопатки ЗНА	R1	=0.2865	м
Радіус кола центрів лопаток ЗНА	Rc	=0.3815	м
Внутрішній радіус поворотного коліна	Rkk	=0.0190	м

Rt	Rt	Bt	Alfalt	F	Deltat	
----	----	----	--------	---	--------	--

' -	' м	' м	' град	' м2	' м	'
-----	-----	-----	--------	------	-----	---

0.95	0.603	0.043	29.70	0.0652	0.0288	
0.90	0.585	0.044	33.84	0.0667	0.0425	
0.75	0.529	0.047	44.44	0.0712	0.0658	
0.60	0.474	0.050	53.65	0.0757	0.0718	
0.50	0.437	0.053	59.44	0.0787	0.0694	
0.40	0.400	0.055	65.13	0.0817	0.0629	
0.25	0.344	0.058	73.79	0.0862	0.0471	
0.10	0.289	0.061	83.07	0.0907	0.0254	
0.05	0.270	0.062	86.43	0.0922	0.0169	

Розрахунок ЗНА для ЗПЧ з відношенням тисків П=3

Другий ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр входу ЗНА	D5	=1.243	м
Зовнішній діаметр робочих колес секції	D2	=0.829	м
Діаметр розточування покривного диску	D0	=0.447	м
Діаметр втулки РК наступної ступені	Dvt	=0.315	м
Ширина каналу на виході з дифузору	B4	=0.0336	м
Товщина лопаток ЗНА	Deltaб	=0.0080	м
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	=149.72	м/с

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Абсолютна швидкість на виході з дифузору	C4	=98.21	м/с
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=20.47	град
Кут затримки потоку в ЗНА	Dalfa6	=2.00	град
Оптимальне значення густини решітки в ЗНА	L/t	=2.10	
Температура газу на вході до компресору	Tn	=288.00	К
Температура газу на виході з РК	T2	=318.30	К
Теплоємність при постійному тиску	Cp	=2410.0	Дж/(кг.К)
Густина газу на вході до компресору	Ron	=12.900	кг/м3
Коефіцієнт стиснення газу	Zn	=0.970	
Газова стала	Rn	=520.00	Дж/(кг.К)
Газодинамічна функція	Sigma	=4.1450	
Емпіричний коефіцієнт	Ku	=1.100	
Емпіричний коефіцієнт	Ktr	=1.350	
Емпіричний коефіцієнт	Kf	=1.080	
Відношення радіусу кривизни просторової траєкторії потоку	Rok/B4	=7.00	

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина каналу ЗНА на вході	B5	=0.0370	
Ширина каналу ЗНА на виході	B6	=0.0581	м
Зовнішній діаметр ЗНА на виході	D6	=0.4992	м
Абсолютна швидкість на вході до ЗНА	C5	=74.97	м/с
Абсолютна швидкість на виході з ЗНА	C6	=48.71	м/с
Кут потоку на вході до ЗНА	Alfa5	=24.61	град
Лопаточний кут на вході до ЗНА	AlfaL5	=25.00	град
Лопаточний кут на виході до ЗНА	AlfaL6	=92.00	град
Радіус зовнішнього обводу каналу ЗНА	R0	=0.0261	м
Число лопаток ЗНА	Z6	=12	
Густина газу на вході до ЗНА	Ro5	=18.285	кг/м3

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Густина газу на виході до ЗНА	R06	=18.406	кг/м3
Температура газу на вході до ЗНА	T5	=321.78	К
Температура газу на виході з ЗНА	T6	=322.46	К
Тиск газу на вході до ЗНА	P5	=2.968	МПа
Тиск газу на виході з ЗНА	P6	=2.994	МПа
Коефіцієнт стиснення потоку на вході в ЗНА	Tau5	=0.922	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з ЗНА	Tau6	=0.937	
Площа прохідного перерізу на вході до ЗНА	F5	=0.05625	м2
Площа прохідного перерізу на виході з ЗНА	F6	=0.08532	м2
Радіус лопатки ЗНА	R1	=0.2876	м
Радіус кола центрів лопаток ЗНА	Rc	=0.3808	м
Внутрішній радіус поворотного коліна	Rkk	=0.0169	м

Rt	Rt	Bt	Alfalt	F	Deltat	
----	----	----	--------	---	--------	--

' -	' м	' м	' град	' м2	' м	'
-----	-----	-----	--------	------	-----	---

0.95	0.603	0.038	29.70	0.0577	0.0291	
0.90	0.584	0.039	33.84	0.0592	0.0430	
0.75	0.529	0.042	44.44	0.0635	0.0665	
0.60	0.473	0.045	53.64	0.0679	0.0727	
0.50	0.436	0.048	59.43	0.0708	0.0702	
0.40	0.398	0.050	65.12	0.0737	0.0637	
0.25	0.343	0.053	73.77	0.0781	0.0476	
0.10	0.287	0.056	83.05	0.0824	0.0256	
0.05	0.268	0.057	86.42	0.0839	0.0171	

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахунок ЗНА для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=3$

Четвертий ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр входу ЗНА	D5	=1.243	м
Зовнішній діаметр робочих колес секції	D2	=0.829	м
Діаметр розточування покривного диску	D0	=0.365	м
Діаметр втулки РК наступної ступені	Dvt	=0.246	м
Ширина каналу на виході з дифузору	B4	=0.0208	м
Товщина лопаток ЗНА	Deltaб	=0.0080	м
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	=149.72	м/с
Абсолютна швидкість на виході з дифузору	C4	=98.43	м/с
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=20.82	град
Кут затримки потоку в ЗНА	Dalfaб	=2.00	град
Оптимальне значення густини решітки в ЗНА	L/t	=2.10	
Температура газу на вході до компресору	Tn	=288.00	К
Температура газу на виході з РК	T2	=300.80	К
Теплоємність при постійному тиску	Cp	=2415.0	Дж/(кг.К)
Густина газу на вході до компресору	Ron	=24.730	кг/м ³
Коефіцієнт стиснення газу	Zn	=0.970	
Газова стала	Rn	=520.00	Дж/(кг.К)
Газодинамічна функція	Sigma	=4.120	
Емпіричний коефіцієнт	Ku	=1.100	
Емпіричний коефіцієнт	Ktr	=1.350	
Емпіричний коефіцієнт	Kf	=1.080	
Відношення радіусу кривизни просторової траєкторії потоку	Rok/B4	=7.00	

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина каналу ЗНА на вході	B5	=0.0229
----------------------------	----	---------

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		62

Ширина каналу ЗНА на виході	B6	=0.0510	м
Зовнішній діаметр ЗНА на виході	D6	=0.4109	м
Абсолютна швидкість на вході до ЗНА	C5	=75.21	м/с
Абсолютна швидкість на виході з ЗНА	C6	=43.12	м/с
Кут потоку на вході до ЗНА	Alfa5	=25.02	град
Лопаточний кут на вході до ЗНА	AlfaL5	=25.00	град
Лопаточний кут на виході до ЗНА	AlfaL6	=92.00	град
Радіус зовнішнього обводу каналу ЗНА	R0	=0.0229	м
Число лопаток ЗНА	Z6	=10	
Густина газу на вході до ЗНА	Ro5	=29.347	кг/м3
Густина газу на виході до ЗНА	Ro6	=29.584	кг/м3
Температура газу на вході до ЗНА	T5	=304.24	К
Температура газу на виході з ЗНА	T6	=305.03	К
Тиск газу на вході до ЗНА	P5	=4.504	МПа
Тиск газу на виході з ЗНА	P6	=4.552	МПа
Коефіцієнт стиснення потоку на вході в ЗНА	Tau5	=0.936	
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з ЗНА	Tau6	=0.937	
Площа прохідного перерізу на вході до ЗНА	F5	=0.03534	м2
Площа прохідного перерізу на виході з ЗНА	F6	=0.06167	м2
Радіус лопатки ЗНА	R1	=0.3054	м
Радіус кола центрів лопаток ЗНА	Rc	=0.3681	м
Внутрішній радіус поворотного коліна	Rkk	=0.0112	м

| Rt | Rt | Bt | Alfalt | F | Deltat |

' - ' м ' м ' град ' м2 ' м '

| 0.95 | 0.601 | 0.024 | 29.73 | 0.0367 | 0.0356 |

| 0.90 | 0.580 | 0.026 | 33.88 | 0.0380 | 0.0544 |

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

	0.75		0.517		0.030		44.47		0.0419		0.0861	
	0.60		0.455		0.034		53.62		0.0459		0.0942	
	0.50		0.413		0.037		59.35		0.0485		0.0906	
	0.40		0.372		0.040		64.98		0.0511		0.0817	
	0.25		0.309		0.044		73.54		0.0551		0.0602	
	0.10		0.247		0.048		82.83		0.0590		0.0310	
	0.05		0.226		0.050		86.27		0.0604		0.0198	

2.5 Розрахунок збірних камер

Кільцева збірна камера відноситься до нерухомих елементів компресора. Вона служить для збору газу, що виходить з дифузора кінцевого ступеня і відведення його в нагнітальний трубопровід. До проточної частини збірної камери висувають ряд суперечливих вимог: мінімальні габарити; мінімальні втрати енергії в широкому діапазоні режимів роботи; технологічність конструкції [10]. Одночасно виконувати ці вимоги неможливо, тому для кожної конкретної конструкції і умов роботи будуть свої оптимальні розміри проточної частини кільцевої камери. Невдалий вибір параметрів кільцевої камери може привести до помітного (на 3...5%) зниження ККД компресора.

Аналіз результатів розрахунку зводиться насамперед до визначення зручності компоновки кільцевої камери в компресорі, що проектується. Шляхом побудови конструктивної схеми перевіряється забезпечення мінімальних габаритів. Для поліпшення структури течії в кільцевій камері і, відповідно, зниження втрат у ній, рекомендують установку козирка на вході в камеру.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахунок збірної камери для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=1,44$

Другий ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр виходу з дифузору	D4	=1266.0	мм
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=20.5	град
Внутрішній радіус поворотного коліна	rk.k	=30.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r1	=30.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r2	=30.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r3	=30.0	мм
Ширина на виході з дифузору	b4	=33.6	мм
Ширина на вході в збірну камеру	b5	=43.7	мм
Швидкість потоку на виході з дифузору	c4	=84.5	м/с
Кільцева швидкість робочого колеса	u2	=227.5	м/с
Внутрішній напір	Psii	=0.6300	

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина збірної камери	bcp	=196.7	мм
Висота збірної камери	hk	=274.0	мм
Внутрішній діаметр	Dbh	=865.4	мм
Зовнішній діаметр камери	Dk	=1413.4	мм
Площа перерізу збірної камери	fk	=0.0539	м ²
Коефіцієнт	A0	=0.0524	
Коефіцієнт втрат	Dzeta4	=0.4769	
Втрати ККД	Delh4	=0.0522	

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ НА ВИХОДІ ЗІ ЗБІРНОЇ КАМЕРИ

ВИХІДНІ ДАНІ

Густина газу на виході з ЗБК	Ro7	=37.229	кг/м ³
Газодинамічна функція	Eps7	=1.333	
Об'ємна витрата на вході до компресору	Vn	=280.000	м ³ /хв

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		65

Температура газу на виході з дифузору	T4	=314.000 К
Теплоємність при сталому тиску	Cp	=2390.00 Дж/(кг.К)
Коефіцієнт зтискання	Zn	=0.9280
Газова стала	Rn	=520.00 Дж/(кг.К)

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Абсолютна швидкість газу на виході ЗБК	C7	=65.015 м/с
Температура газу на виході з ЗБК	T7	=314.608 К
Тиск газу на виході з ЗБК	P7	=5.6520 МПа

Розрахунок збірної камери для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=1,83$

Другий ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр виходу з дифузору	D4	=1232.0 мм
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=20.6 град
Внутрішній радіус поворотного коліна	rk.k	=15.0 мм
Радіус заокруглення збірної камери	r1	=30.0 мм
Радіус заокруглення збірної камери	r2	=30.0 мм
Радіус заокруглення збірної камери	r3	=30.0 мм
Ширина на виході з дифузору	b4	=43.5 мм
Ширина на вході в збірну камеру	b5	=56.5 мм
Швидкість потоку на виході з дифузору	c4	=98.7 м/с
Кільцева швидкість робочого колеса	u2	=246.2 м/с
Внутрішній напір	Psi	=0.6838

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина збірної камери	bcp	=227.7 мм
Висота збірної камери	hk	=283.9 мм
Внутрішній діаметр	Dbh	=807.4 мм
Зовнішній діаметр камери	Dk	=1375.1 мм

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						66
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підп.</i>	<i>Дата</i>		

Площа перерізу збірної камери	$f_k = 0.0640$	m^2
Коефіцієнт	$A_0 = 0.0620$	
Коефіцієнт втрат	$Dzeta_4 = 0.4758$	
Втрати ККД	$Delh_4 = 0.0559$	

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ НА ВИХОДІ ЗІ ЗБІРНОЇ КАМЕРИ

ВИХІДНІ ДАНІ

Густина газу на виході з ЗБК	$R_{o7} = 29.390$	$кг/м^3$
Газодинамічна функція	$E_{ps7} = 1.167$	
Об'ємна витрата на вході до компресору	$V_n = 410.000$	$м^3/хв$
Температура газу на виході з дифузору	$T_4 = 317.890$	$К$
Теплоємність при сталому тиску	$C_p = 2397.00$	$Дж/(кг.К)$
Коефіцієнт зтискання	$Z_n = 0.9460$	
Газова стала	$R_n = 520.00$	$Дж/(кг.К)$

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Абсолютна швидкість газу на виході ЗБК	$C_7 = 91.430$	$м/с$
Температура газу на виході з ЗБК	$T_7 = 318.178$	$К$
Тиск газу на виході з ЗБК	$P_7 = 4.6001$	$МПа$

Розрахунок збірної камери для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=1,83$

Третій ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр виходу з дифузору	$D_4 = 1314.0$	$мм$
Кут потоку на виході з дифузору	$Alfa_4 = 20.7$	$град$
Внутрішній радіус поворотного коліна	$r_{k.k} = 15.0$	$мм$
Радіус заокруглення збірної камери	$r_1 = 30.0$	$мм$
Радіус заокруглення збірної камери	$r_2 = 30.0$	$мм$
Радіус заокруглення збірної камери	$r_3 = 30.0$	$мм$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						67
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Ширина на виході з дифузору	b4	=27.2	мм
Ширина на вході в збірну камеру	b5	=48.4	мм
Швидкість потоку на виході з дифузору	c4	=92.7	м/с
Кільцева швидкість робочого колеса	u2	=246.2	м/с
Внутрішній напір	Psii	=0.6838	

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина збірної камери	bcp	=219.0	мм
Висота збірної камери	hk	=272.7	мм
Внутрішній діаметр	Dbh	=881.3	мм
Зовнішній діаметр камери	Dk	=1426.7	мм
Площа перерізу збірної камери	fk	=0.0592	м ²
Коефіцієнт	A0	=0.0581	
Коефіцієнт втрат	Dzeta4	=0.4743	
Втрати ККД	Delh4	=0.0492	

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ НА ВИХОДІ ЗІ ЗБІРНОЇ КАМЕРИ

ВИХІДНІ ДАНІ

Густина газу на виході з ЗБК	Ro7	=34.383	кг/м ³
Газодинамічна функція	Eps7	=1.610	
Об'ємна витрата на вході до компресору	Vn	=410.000	м ³ /хв
Температура газу на виході з дифузору	T4	=333.800	К
Теплоємність при сталому тиску	Cr	=2397.00	Дж/(кг.К)
Коефіцієнт зтискання	Zn	=0.9460	
Газова стала	Rn	=520.00	Дж/(кг.К)

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Абсолютна швидкість газу на виході ЗБК	C7	=71.743	м/с
Температура газу на виході з ЗБК	T7	=334.519	К
Тиск газу на виході з ЗБК	P7	=5.6579	МПа

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Розрахунок збірної камери для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=3$

Третій ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр виходу з дифузору	D4	=1326.0	мм
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=20.7	град
Внутрішній радіус поворотного коліна	rk.k	=15.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r1	=30.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r2	=30.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r3	=30.0	мм
Ширина на виході з дифузору	b4	=28.5	мм
Ширина на вході в збірну камеру	b5	=37.0	мм
Швидкість потоку на виході з дифузору	c4	=92.2	м/с
Кільцева швидкість робочого колеса	u2	=248.9	м/с
Внутрішній напір	Psii	=0.7537	

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина збірної камери	bcp	=193.3	мм
Висота збірної камери	hk	=241.9	мм
Внутрішній діаметр	Dbh	=946.3	мм
Зовнішній діаметр камери	Dk	=1430.1	мм
Площа перерізу збірної камери	fk	=0.0462	м ²
Коефіцієнт	A0	=0.0535	
Коефіцієнт втрат	Dzeta4	=0.4723	
Втрати ККД	Delh4	=0.0430	

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ НА ВИХОДІ ЗІ ЗБІРНОЇ КАМЕРИ

ВИХІДНІ ДАНІ

Густина газу на виході з ЗБК	Ro7	=21.385	кг/м ³
Газодинамічна функція	Eps7	=1.658	

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		69

Об'ємна витрата на вході до компресору	V_n	=324.000 м ³ /хв
Температура газу на виході з дифузору	T_4	=338.210 К
Теплоємність при сталому тиску	C_p	=2410.00 Дж/(кг.К)
Коефіцієнт зтискання	Z_n	=0.9700
Газова стала	R_n	=520.00 Дж/(кг.К)

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Абсолютна швидкість газу на виході ЗБК	C_7	=70.508 м/с
Температура газу на виході з ЗБК	T_7	=338.942 К
Тиск газу на виході з ЗБК	P_7	=3.6560 МПа

Розрахунок збірної камери для ЗПЧ з відношенням тисків $\Pi=3$

П'ятий ступінь

ВИХІДНІ ДАНІ

Діаметр виходу з дифузору	D_4	=1326.0 мм
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa_4	=21.2 град
Внутрішній радіус поворотного коліна	$r_{k.k}$	=15.0 мм
Радіус заокруглення збірної камери	r_1	=30.0 мм
Радіус заокруглення збірної камери	r_2	=30.0 мм
Радіус заокруглення збірної камери	r_3	=30.0 мм
Ширина на виході з дифузору	b_4	=17.6 мм
Ширина на вході в збірну камеру	b_5	=24.2 мм
Швидкість потоку на виході з дифузору	c_4	=92.5 м/с
Кільцева швидкість робочого колеса	u_2	=247.1 м/с
Внутрішній напір	P_{si}	=0.7376

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Ширина збірної камери	b_{cp}	=157.0 мм
Висота збірної камери	h_k	=202.8 мм

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						70
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Внутрішній діаметр	Dbh	=998.8	мм
Зовнішній діаметр камери	Dk	=1404.4	мм
Площа перерізу збірної камери	fk	=0.0312	м ²
Коефіцієнт	A0	=0.0480	
Коефіцієнт втрат	Dzeta4	=0.4731	
Втрати ККД	Delh4	=0.0449	

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ НА ВИХОДІ ЗІ ЗБІРНОЇ КАМЕРИ

ВИХІДНІ ДАНІ

Густина газу на виході з ЗБК	Ro7	=34.500	кг/м ³
Газодинамічна функція	Eps7	=1.975	
Об'ємна витрата на вході до компресору	Vn	=169.000	м ³ /хв
Температура газу на виході з дифузору	T4	=320.430	К
Теплоємність при сталому тиску	Cp	=2415.00	Дж/(кг.К)
Коефіцієнт зтискання	Zn	=0.9700	
Газова стала	Rn	=520.00	Дж/(кг.К)

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

Абсолютна швидкість газу на виході ЗБК	C7	=45.639	м/с
Температура газу на виході з ЗБК	T7	=321.770	К
Тиск газу на виході з ЗБК	P7	=5.5994	МПа

2.6 Розрахунок робочого колеса на міцність

Визначення радіальних і тангенціальних напруг в основному диску виконують методом двох розрахунків. При цьому довільний профіль диска замінюють ступінчастим, складеним з ряду ділянок постійної товщини [11].

Диск довільного профілю необхідно замінити ступінчастим, складеним з N ділянок постійної товщини. Товщину ділянки в ступінчастому профілі

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

вибираємо так, щоб лінія істинного профілю перетинала вертикальну лінію сходинок посередині її висоти.

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ

модуль пружності матеріалу, МПа

 | D,м | b,м | SRS,МПа | STS,МПа | SR,МПа | ST,МПа |

211.0	100.0	0.00	0.00	-18.00	211.85
242.0	33.0	5.49	186.42	16.64	189.77
311.0	20.0	40.05	155.11	66.09	162.92
412.0	20.0	66.51	139.64	66.51	139.64
482.0	19.0	58.33	136.35	61.40	137.27
548.0	16.0	50.26	140.72	59.68	143.54
641.0	14.0	39.11	143.88	44.70	145.55
710.0	12.0	26.76	162.29	31.22	163.63
776.0	11.0	13.20	188.11	14.40	188.11
829.0	10.0	0.00	224.91	-0.00	224.91

$u = -37.895976$ мкм

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

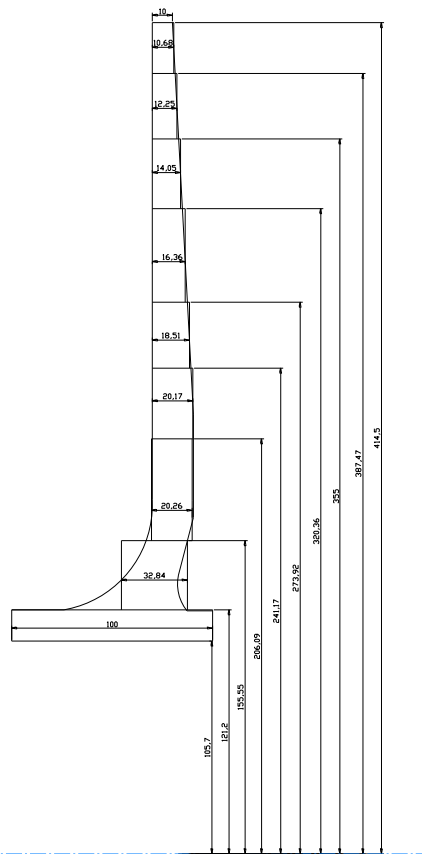


Рисунок 31 – Розбивка основного диска на ділянки

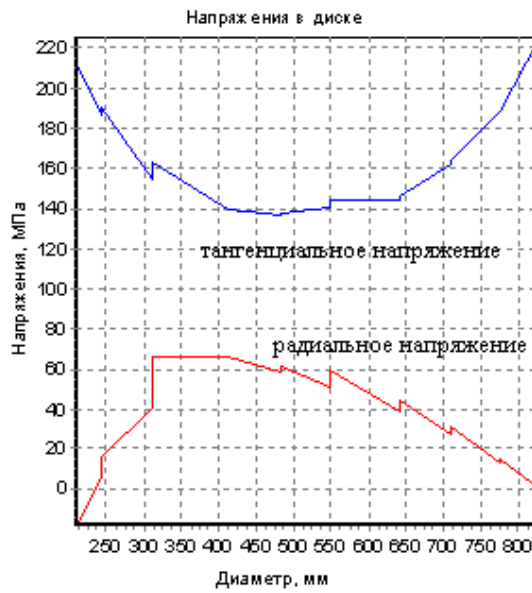


Рисунок 32 – Напряги в диску

Для визначення руйнівних напружень дисків, що обертаються, застосовують різні методи.

Відповідно до першої теорії руйнування настає тоді, коли найбільші напруження досягають меж міцності. Для диска ця умова записується так:

$$\sigma_1 = \sigma_e,$$

де σ_1 – найбільша з напруг σ_r чи σ_t .

Відповідно до третьої теорії міцності основним у настанні небезпечного стану матеріалу є найбільше дотичне напруження. Умова руйнування набуває вигляду:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma_e}{2}$$

Так як в дисках $\sigma_3 = 0$, то умовою руйнування буде $\sigma_1 = \sigma_e$.

Коефіцієнт запасу міцності визначається відношенням

$$k = \frac{\sigma_e}{\sigma_1}.$$

Рекомендується забезпечити $k \geq 1,8$

Для виготовлення робочих коліс відцентрових компресорів застосовуються сталі, алюмінієві та титанові сплави.

У цьому випадку максимальна напруга $\sigma_1 = 224,91 \text{ МПа}$.

Основний диск колеса є найбільш навантаженою частиною ротора турбокомпресора.

Руйнування ротора практично завжди пов'язане з повним руйнуванням компресора, тому вибір матеріалу для його деталей має здійснюватися з особливою ретельністю.

З марочника сталей вибираємо сталь 40. Для неї $\sigma_e = 470 \text{ МПа}$.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\text{Коефіцієнт запасу міцності: } k = \frac{470}{224,91} = 2,09 \geq 1,8.$$

Таким чином, умова міцності $k \geq 1,8$ виконується.

Призначення сталі: після покращення – колінчасті вали, шатуни, зубчасті вінці, маховики, зубчасті колеса, болти, осі та інші деталі; після поверхневого зміцнення з нагріванням ТВЧ – деталі середніх розмірів, до яких пред'являють вимоги високої поверхневої твердості та підвищеної зносостійкості за малої деформації (довгі вали, ходові валики, колеса). Зварюваність обмежено зварювана. Механічні характеристики: $S_e = 580 \text{ МПа}$, $\delta_5 = 19\%$, $y = 45\%$.

2.7 Розрахунок лабіринтового ущільнення

Лабіринтові ущільнення є ущільненнями безконтактного типу. Ущільнення відбувається за рахунок дроселювання потоку газу в зазорах ущільнення [12].

Визначимо критичне відношення тисків:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\alpha_{кр}}{\alpha}\right)^2 \cdot x^2 \cdot (z-1) + 1}} = \left(\frac{2}{2,258}\right)^{\frac{1,258}{0,258}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1,43^2 \cdot 0,435^2 \cdot (5-1) + 1}} = 0,683$$

де $k = 1,258$ – показник адіабати;

$$x = k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} = 1,258 \cdot \left(\frac{2}{2,258}\right)^{\frac{2,258}{0,258}} = 0,435;$$

$$\left(\frac{\alpha_{кр}}{\alpha}\right)^2 = 1,43 \text{ – відношення коефіцієнтів витрати для ущільнення в}$$

квадраті;

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$Z = 5$ – кількість гребнів.

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \frac{1,85}{2,257} = 0,82.$$

Так як $\frac{P_2}{P_1} > \left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{кр}$, то течія докритична.

Визначаємо масову витрату газу через ущільнення:

$$\bar{m}_л = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{Z}} \cdot P_1 \cdot \rho_1 = 1,0 \cdot 5,78 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{1 - (0,82)^2}{5}} \cdot 2,257 \cdot 10^6 \cdot 14,854 = 0,857 \text{ кг/с}$$

де $\alpha = 1,0$ – коефіцієнт витрати гладких лабіринтових ущільнень;

$\rho_1 = 18,724 \text{ кг/м}^3$ – густина газу перед ущільненням;

$f = \pi \cdot D_n \cdot \delta_n = 3,14 \cdot 0,460 \cdot 0,0004 = 5,78 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – геометрична площа щілини.

Визначаємо перетікання газу через ущільнення:

$$\bar{m}_{пр} = \alpha \cdot \pi \cdot D_n \cdot \delta_n \cdot \rho_n \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_n}{Z \cdot \rho_n}}$$

де $\rho_n = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = \frac{14,854 + 12,802}{2} = 13,827 \text{ кг/м}^3$ – середня густина газу в ущільненні;

ΔP_n – перепад тисків на лабіринті.

Наближено можна прийняти, що $\frac{\Delta P_n}{\rho_n} = \frac{3}{8} \cdot (1 - \bar{D}_1^2) \cdot u_2^2$, де $\bar{D} = 0,55$ – відносний діаметр на вході; u_2 – окружна швидкість на виході з робочого колеса.

З урахуванням наближення отримаємо формулу для розрахунку перетікань газу через ущільнення:

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						76
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\begin{aligned} \bar{m}_{np} &= \alpha \cdot \pi \cdot D_l \cdot \delta_l \cdot \rho_l \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot z} \cdot (1 - \bar{D}_1^2)} \cdot u_2^2 = \\ &= 1,0 \cdot 3,14 \cdot 0,46 \cdot 0,0004 \cdot 13,827 \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot 5} \cdot (1 - 0,55^2)} \cdot 248,89^2 = 0,643 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Коефіцієнт перетікань через ущільнення покриваючого диску:

$$\beta_{np} = \frac{\bar{m}_{np}}{\bar{m}} = \frac{0,857}{69,14} \cdot 100\% = 1,24\%$$

Так як коефіцієнт перетікань не перевищує 2,5%, то розрахунок можна вважати прийнятним.

2.8 Розрахунок осьових сил

Оскільки проточна частина з відношенням тисків 1,44 є двопоточною, а її колеса розташовані симетрично шиною один до одного, то з цього можна зробити висновок, що осьова сила на номінальному режимі роботи зрівноважена. Конструктивно ухвалено рішення відмовитися від застосування розвантажувального поршня (думміса) і компенсувати осьову силу радіально-упорним підшипником.

Як приклад наводиться розрахунок для проточної частини зі ступенем підвищення тиску 3. Осьова сила, що діє на робоче колесо компресора [13]:

$$T = \frac{\pi}{4} \cdot (D_y^2 - D_{см}^2) \cdot (p_2 - p_0) - c_0 \cdot \bar{m}$$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						77
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де D_y – діаметр гребінців лабіринтового ущільнення на покривному диску робочого колеса;

D_{em} – діаметр втулки РК;

p_0 – тиск газу перед входом у робоче колесо;

p_2 – тиск на виході з робочого колеса;

c_0 – швидкість газу на вході в робоче колесо;

\bar{m} – масова витрата в компресорі.

Таблиця 5 – Розподіл осьового зусилля за ступенями компресора.

Перша секція	
№ ступеня	Створюване зусилля, Н.
Перший ступінь	46202,75
Другий ступінь	53274,66
Третій ступінь	59256,66
Друга секція	
Перший ступінь	69795,64
Другий ступінь	83343,94

Неврівноважена сила: $T=5594,49$ Н.

2.9 Опис конструкції компресора

Основним вузлом відцентрової компресорної машини (ВКМ) є корпус. Під час вибору типу ВКМ основним критерієм є тиск нагнітання. У практиці світового компресоробудування максимальний тиск нагнітання для ВКМ з горизонтальним роз'ємом корпусу становить 50 кгс/см². За більш високих тисків розробляються компресори з вертикальним роз'ємом корпусу. Тиск нагнітання проектованої ВКМ становить 5,49 МПа, тому корпус має

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						78
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

вертикальний роз'єм типу «барель». Він являє собою сталевий циліндр, до якого із зовнішнього боку приварені сталеві ковани всмоктувальний і нагнітальний патрубки, які розташовуються горизонтально і спрямовані в різні боки. До нижньої частини циліндра приварені опорні лапи для встановлення компресора на рамі турбоблока.

Основною перевагою корпусу типу "барель" є простота ущільнення вертикального роз'єму за допомогою гумових кілець. Корпус піддається гідравлічним випробуванням на міцність тиском $1,25P_{роб}$, і пневматичним випробуванням на щільність повітрям тиском, що дорівнює максимальному робочому.

З торців корпус закритий сталевими кованими кришками, які фіксуються в корпусі розрізними стопорними кільцями і кронштейнами, забезпеченими віджимними болтами. У кришках встановлені торцеві газодинамічні ущільнення. Герметизація внутрішніх порожнин проточної частини і торцевих кришок здійснюється за допомогою гумових кілець ущільнювачів.

Нагнітач типу барель забезпечений внутрішнім корпусом, що забезпечує формування проточної частини. Внутрішній корпус складається зі всмоктувальної камери, дифузора, вхідного направляючого апарата (ВНА) і зворотного направляючого апарата (ЗНА).

Внутрішній корпус забезпечений направляючою шпонкою, що оберігає його від можливого обертання.

ВНА складається з конуса, диска і лопаток різного профілю, одержуваних методом штампування. Збирання лопаток і приварювання їх до конуса здійснюється в спеціальному складальному пристосуванні.

Ротор нагнітача являє собою вал із напресованими на нього робочими колесами, втулками ущільнень зі зносостійким покриттям. На приводному кінці валу розташовані деталі зубчастої муфти.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Вал – базова деталь ротора, яка під час роботи компресора зазнає впливу знакозмінного навантаження. Максимальний діаметр валу – у місці посадки робочих коліс, до кінців валу діаметри зменшують, що забезпечує зручне встановлення втулок та інших деталей ротора.

Робочі колеса виготовлені з нержавіючої сталі і складаються з основного і покривного диска. Лопатки коліс фрезеруються в основному диску і з'єднані з покривним диском за допомогою зварювання. Після остаточного складання ротор піддається багатоплощинному поетапному динамічному балансуванню.

Дифузор. У цьому елементі проточної частини відцентрового компресора відбувається перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну енергію тиску. Безлопаткові дифузори мають просту конструкцію. Так само в безлопаткових дифузорах можливе забезпечення ширшої порівняно з лопатковим дифузором зони робочих режимів.

Також до особливостей розробленого відцентрового компресора варто віднести магнітні підшипники та сухі газодинамічні ущільнення. Ці рішення дають змогу виключити потребу в мастилі в усьому процесі стиснення. Чистота повітря, що подається, дуже висока.

В ущільнення подається буферне середовище для унеможливлення витіку природного газу. Знос підшипників практично дорівнює нулю, тому що ротор перебуває в магнітному полі, створюваному магнітами. Також у такій конструкції відсутні витрати потужності приводу на мастильний насос.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Небезпечні і шкідливі фактори при експлуатації компресорних установок

Охорона праці – це система законодавчих актів і норм, спрямованих на забезпечення безпеки праці, та відповідні їм соціально-економічні, організаційні, технічні та санітарно-гігієнічні заходи. Завдання охорони праці – зведення до мінімуму ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту за максимальної продуктивності праці. Поліпшення умов праці, підвищення її безпеки впливає на продуктивність праці, якість, собівартість продукції [15].

Кожна компресорна станція, що працює, являє собою установку, основне обладнання якої працює під тиском (компресор, холодильники, волого- і масловіддільники). Компресорні станції є вибухонебезпечними і пожежонебезпечними установками. З огляду на специфічні умови роботи станції, до обслуговування компресорної станції допускають осіб не молодше 18 років, які визнані придатними за станом здоров'я, навчені за відповідною програмою і мають посвідчення кваліфікаційної комісії на право обслуговування компресорної станції.

Персонал, допущений до обслуговування компресорної установки, повинен знати:

- будову і принцип дії обладнання компресорної станції;
- місця встановлення допоміжного устаткування, схему трубопроводів стисненого повітря, води, масла;
- схему і місця встановлення контрольно-вимірювальних приладів;
- правила будови та безпечної експлуатації стаціонарних компресорних установок, повітропроводів і газопроводів;

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						81
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском;
- інструкцію з безпечного обслуговування компресорної станції, затверджену головним інженером підприємства;
- будову і принцип дії автоматичної апаратури;
- інструкцію з безпечного обслуговування устаткування компресорної установки;
- заходи щодо запобігання аваріям і заходи щодо усунення неполадок, що виникли під час роботи компресорної установки.

До небезпечних і шкідливих виробничих факторів належать: несприятливе освітлення; шум і вібрація, що перевищують допустимі норми; рухомі механізми; забрудненість повітря виробничим пилом і шкідливими речовинами та низка інших факторів [16].

Щоб створити умови безпечної роботи обслуговуючого персоналу, необхідно, щоб у приміщенні компресорного майданчика отвори, поглиблення і переходи були огорожені поручнями заввишки не менше ніж 1 м і забезпечені внизу суцільною металевою обшивкою заввишки 10 см. Сходи мають бути встановлені під кутом не менше 50° до вертикалі. Сходи і майданчики виготовляють з рельєфної сталі.

Ширина сходів має бути не менше 600 мм, відстань між сходами не менше 80 мм. Усі рухомі частини компресора та електродвигуна, які рухаються і обертаються, повинні бути надійно огорожені. Виводи обмоток і кабельні вводи електродвигунів закриті огороженнями, зняття яких вимагає відкручування гайок або вигвинчування гвинтів. Усі частини двигунів, що обертаються, – шків, муфти, вентилятори мають бути також огорожені.

Основними потенційними небезпеками під час роботи проектного компресора можуть бути:

- вибухонебезпечність;

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- пожежонебезпека;
- ураження електричним струмом.

До потенційних шкідливих факторів відносять:

- шум під час роботи агрегату;
- вібрація;
- підвищена запиленість і загазованість повітря робочої зони;
- підвищена або знижена температура поверхонь обладнання;
- підвищена або знижена температура повітря робочої зони;
- підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні;
- підвищена або знижена вологість повітря;
- підвищена або знижена рухливість повітря.

Шум. Шумом прийнято називати сукупність небажаних звуків, різних за силою і частотою, що виникають у результаті коливального процесу.

Для поглинання шуму використовують головним чином легкі звукопоглинальні панелі і пористо-волокнисті матеріали та плити з них. Для обмеження проникнення шуму через перепони застосовують монолітні важкі, а також двошарові та багатошарові конструкції. Для локалізації шуму і вібрацій створюють розриви безперервності конструкції, що заповнюються матеріалами з малими хвильовими опорами.

Під час роботи компресорної установки шум створюють зворотні клапани, фільтри на всмоктувальній лінії, обертові частини, зубчасті передачі устаткування, повітря, що рухається трубопроводами, а також несправні та зношені деталі. Шум від компресора зазвичай поширюється повітропроводами, а також їхніми стінками, каркасами будівлі компресорного підприємства. Працюючи в умовах шуму, люди поступово втрачають слух. Якщо обслуговуючий персонал перестане чути сигнали контрольно-вимірювальних приладів, а також засобів автоматики, це може призвести до травм і до аварії компресорної установки.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						83
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Рівень звуку на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях і на території підприємств згідно із санітарними нормами проектування при тривалій безперервній роботі компресорів не повинен перевищувати 85 дБ за шкалою «А». Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно застосовувати заходи для зниження виробничого шуму до встановленої величини. Це можна здійснити:

- розміщення компресорів у звукоізоляційній камері;
- застосування віброізолюючих основ будівельних конструкцій будівлі компресорної станції;
- застосування звукоізолюючих прокладок у місцях з'єднання компресора з повітропроводами та іншими частинами;
- встановлення металевих щитів і фільтрів всмоктування повітря;
- покриття глушників, стін і дахів у приміщенні компресорної станції звукопоглинальними матеріалами; машиністам рекомендується застосовувати спеціальні шоломи.

Вібрація. Вібрація являє собою процес поширення механічних коливань у твердому тілі. Вібрація приводить тіло або його окремі елементи в коливальний рух. Залежно від впливу на людину вібрація поділяється на місцеву та загальну.

Показники вібраційного навантаження на оператора мають формуватися зі значень віброприскорення або віброшвидкості, діапазону частот і часу впливу вібрації. Для санітарного нормування і контролю мають використовуватися середньоквадратичні значення віброприскорення або віброшвидкості, а також їхні логарифмічні рівні в децибелах. Під час оцінки вібраційного навантаження на оператора переважним параметром є віброприскорення.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						84
Зм.	Лист	№ док.ум.	Підп.	Дата		

За способом передачі на людину вібрація підрозділяється на загальну, що передається через опорні поверхні, і локальну - через руки людини.

Джерелами виникнення вібрації є:

- неврівноважені обертові маси агрегату;
- удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли);
- дефекти і розхитаності з'єднань окремих частин машини.

Вібробезпека повинна забезпечуватися:

- дотриманням правил і умов експлуатації;
- підтриманням належного технічного стану машини;
- своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів;
- застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрацій.

Методи віброізоляції обладнання досить прості і не вимагають інженерних розрахунків. До цих методів належать встановлення гнучких вставок і віброізоляторів.

Електробезпека. Електробезпека – система організаційних і технічних заходів та засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, а також статичної електрики.

Небезпека ураження електричним струмом, на відміну від інших небезпек, посилюється тим, що людина не може без спеціальних приладів виявити присутність високої напруги дистанційно.

Основним фактором, що зумовлює результат ураження струмом, є величина струму, що проходить через тіло. За технікою безпеки, мінімально відчутний людиною змінний струм становить близько 1 мА. Небезпечним для життя людини змінний струм стає починаючи з сили приблизно 0,01 А, а постійний – з 0,05 А. Під впливом струму такої сили, людина ще здатна самостійно відірватися від струмоведучої частини. Смертельним для людини вважається струм починаючи з сили приблизно в 0,05 А.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		85

Основними джерелами ураження електричним струмом є:

- випадковий дотик до струмоведучих частин, що перебувають у даний момент під напругою;
- несправність захисних засобів, за допомогою яких відбувається контакт робітника зі струмоведучими частинами;
- поява напруги на металевих частинах виробничого обладнання (огороженнях, корпусах тощо), які формально не перебувають під напругою.

Захисні заходи, що застосовуються в електроустановках, підрозділяють на заходи, які забезпечують безпеку під час нормального режиму роботи електроустановок і ті, які забезпечують безпеку під час аварійного стану електроустановок (застосування захисного заземлення або занулення корпусів устаткування, а також захисного вимикання та комплексу заходів із забезпечення безпеки під час переходу вищої напруги на бік нижчої).

Захисне заземлення або занулення повинне забезпечувати захист людей від ураження електричним струмом у разі дотику до металевих неструмоведучих частин, що можуть опинитися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції. Захисне заземлення слід виконувати навмисним електричним з'єднанням металевих частин електроустановок із "землею" або її еквівалентом.

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

Як заземлювальні пристрої електроустановок насамперед мають бути використані природні заземлювачі. У разі використання залізобетонних фундаментів промислових будівель і споруд як природних заземлювачів і забезпеченні припустимих напруг дотику не потрібне спорудження штучних заземлювачів, прокладення вирівнювальних смуг ззовні будівель і виконання магістральних провідників заземлення всередині будівлі. Металеві та

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						86
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

залізобетонні конструкції під час використання їх як заземлювальних пристроїв повинні утворювати безперервний електричний ланцюг по металу, а в залізобетонних конструкціях повинні передбачатися заставні деталі для приєднання електричного та технологічного обладнання.

Пожежна безпека. Джерелами виникнення пожежі можуть бути: зупинка апарата і його пуск; паління в недозволених місцях; джерела запалювання, пов'язані з електричною енергією; перевантаження мереж, що призводить до сильного розігріву струмоведучих провідників і загоряння ізоляції.

Протипожежний захист повинен забезпечуватися:

- засобами пожежогасіння;
- автоматичними установками пожежної сигналізації та пожежогасіння;
- засобами індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі.

Основними вогнегасними речовинами є вода, хімічна і повітряно-механічна піни, водні розчини солей, інертні і негорючі гази, водяна пара, галоїдноуглеводневі вогнегасильні суміші і сухі вогнегасні порошки.

У виробничому приміщенні застосовуються, головним чином, вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, збереження електронного обладнання. Діелектричні властивості CO_2 , дають змогу використовувати ці вогнегасники в разі неможливості знеструмлення агрегату.

Вибухобезпечність. Вибухобезпека – стан виробничого процесу, за якого унеможлиблюється вибух, або в разі його виникнення запобігається

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						87
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

вплив на людей небезпечних і шкідливих чинників, які він спричиняє, і забезпечується збереження матеріальних цінностей.

Небезпечними і шкідливими факторами, що впливають на людей внаслідок вибуху, є: ударна хвиля, на фронті якої тиск перевищує допустиме значення; полум'я та пожежа; обвалення устаткування, комунікацій, конструкцій будинків і споруд та розлітання їхніх осколків; утворення під час вибуху та (або) вихід із пошкоджених апаратів шкідливих речовин, які в них містяться, і вміст цих речовин у повітрі у кількостях, що перевищують гранично-допустимі концентрації.

Запобігання впливу на людей небезпечних і шкідливих чинників, що виникають унаслідок вибуху, та збереження матеріальних цінностей має бути забезпечено: встановленням мінімально необхідних кількостей вибухонебезпечних речовин, застосуванням вогнезапобіжників, гідрозатворів, інертних газових або парових завіс; застосуванням устаткування, розрахованого на тиск вибуху; захистом апаратів від руйнування під час вибуху за допомогою пристроїв аварійного скидання тиску (запобіжні мембрани та клапани); застосуванням швидко-діючих відсічних та зворотніх клапанів.

Повітря робочої зони. До заходів з оздоровлення повітряного середовища належать:

- механізація та автоматизація виробничих процесів, дистанційне керування ними;
- герметизація обладнання та технологічних процесів, за яких має місце утворення шкідливих речовин;
- заміна токсичних матеріалів і речовин нетоксичними;
- ізоляція ділянок, що виконують роботи з виділенням пилу і газу;
- захист від джерел теплових випромінювань;
- вентиляція та кондиціонування повітря.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						88
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Вміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони не повинен перевищувати встановлених гранично допустимих концентрацій (ГДК). У нашому випадку ГДК природного газу становить 5-15%. Під час конструювання, виготовлення, монтажу та експлуатації технологічного обладнання мають бути передбачені відповідні заходи щодо запобігання або зменшення до мінімуму шкідливих виділень у повітря робочих приміщень.

3.2 Розрахунок виробничого освітлення

Перевіримо ефективність природної освітленості в приміщенні.

Таблиця 6 – Вихідні дані

Габарити приміщення, м			Розміри віконного отвору, м	Кіл-ть вікон, шт.	Висота підвіконня, м	Вікно розміщене по довгій стіні
довжина	ширина	висота	2,6×3,0	2	0,7	
12	8	4				

Для оцінки ефективності природної освітленості в приміщенні необхідно обчислити фактичне значення освітленості, яке відповідає нормованому [17].

Нормоване значення коефіцієнта природної освітленості (КЕО) для четвертого поясу України (e_{IV}) визначається за формулою:

$$e_{IV} = e_{III} \cdot m \cdot c,$$

де e_{III} – нормоване значення КЕО для III світлового поясу. Для бічного освітлення $e_{III} = 2\%$;

m – коефіцієнт світлового клімату (для України $m = 0,9$);

c – коефіцієнт сонячності (для м. Суми $c = 0,75$);

Тоді,

$$e_{IV} = 2 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1,35.$$

З формули
$$100 \cdot \frac{S_0}{S_n} = \frac{e_H \cdot \eta_0 \cdot K_3 \cdot K_{з\partial}}{\tau_0 \cdot r_1},$$

виразимо фактичне значення КЕО для приміщення:

$$e_\phi = \frac{100 \cdot S_0 \cdot \tau_0 \cdot r_1}{S_n \cdot \eta_0 \cdot K_3 \cdot K_{з\partial}},$$

де S_0 – площа всіх вікон у приміщенні, м² $S_0 = 15,6$ м²;

S_n – площа підлоги в приміщенні, м² $S_n = 96$ м²;

τ_0 – загальний коефіцієнт світлопропускання віконного отвору. Для віконних прорізів громадських будівель, не обладнаних сонцезахисним пристроєм, $\tau_0 = 0,5$;

r_1 – коефіцієнт, який враховує відбиття світла від внутрішньої поверхні приміщення;

η_0 – світлова характеристика вікна;

$K_{з\partial}$ – коефіцієнт, який враховує затемнення вікон, що розташовані навпроти, а за їх відсутності $K_{з\partial} = 1$;

K_3 – коефіцієнт запасу. Приймаємо $K_3 = 1,3$.

Щоб визначити η_0 , необхідно знайти відношення довжини приміщення до його глибини та відношення глибини приміщення (відстань від вікна до протилежної йому стіни) до висоти від рівня умовної робочої поверхні (0,8 м) до верху вікна.

Відношення довжини приміщення до його глибини:

$$12 / 8 = 1,5.$$

Відношення глибини приміщення до висоти від рівня умовної робочої поверхні до верху вікна:

$$8 / 2,6 - (0,8 - 0,7) = 3,2.$$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						90
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

З [17] знаходимо, що $\eta_0 = 15,4$.

Відношення відстані розрахункової точки від зовнішньої стіни (за один метр до протилежної вікнам стіни) до глибини приміщення дорівнює:

$$7 / 8 = 0,875.$$

З [17] знаходимо $r_1 = 3,6$.

Таким чином,

$$e_\phi = \frac{100 \cdot 15,6 \cdot 0,5 \cdot 3,6}{96 \cdot 15,4 \cdot 1,3 \cdot 1} = 1,461\%.$$

Висновок: По розрахунках цього завдання видно, що природне освітлення ефективне, тому що $E_\phi > E_n$ ($1,461 > 1,35$).

Перевіримо ефективність штучного освітлення приміщення.

Таблиця 7 – Вихідні дані

Вид джерела освітлення	Система освітлення	Кількість світильників, шт.	Кількість ламп у світильнику, шт.
Лампа люмінесцентна	Спільне в системі комбінованого	6	2

Для оцінки ефективності штучного освітлення необхідно порівняти значення фактичної освітленості та нормованого значення.

При комбінованому освітленні частина загального освітлення в системі комбінованого повинна становити для люмінесцентних ламп не менше 150 лк.

Значення розрахункової освітленості при використанні газорозрядних ламп може бути розраховане за допомогою методу коефіцієнта використання світлового потоку за формулою:

$$F_{л} = \frac{E_{\min} \cdot S \cdot k \cdot Z}{\eta \cdot N \cdot n},$$

Звідки обчислюється фактична освітленість:

$$E_{\phi} = \frac{F_{л} \cdot \eta \cdot N \cdot n}{S \cdot k \cdot Z},$$

де $F_{л}$ – світловий потік лампи, лм (застосовуємо газорозрядну лампу типу ЛХБ80 потужністю 80 Вт, світловий потік лампи становить $F_{л} = 5040$ лм);

η – коефіцієнт використання світлового потоку. Для світильників, які використовуються в приміщеннях традиційних розмірів і колірної обробки, коефіцієнт використання може змінювати значення в межах $\eta = 0,55 \div 0,6$;

N – кількість світильників. Кількість світильників необхідно розташувати рівномірно за площею приміщення, по сторонах квадрата, дотримуючись таких умов: $L = 1,4 \cdot N_p$ – сторона квадрата;

N_p – висота підвісу світильника над робочою площею, що визначається як різниця між висотою робочої площі, яка дорівнює 0,8 м, а також від стелі $h_{св} = 0,4$ м:

$$N_p = 4 - 0,8 - 0,4 = 2,8 \text{ м};$$

$$L = 1,4 \cdot 2,6 = 3,64 \text{ м};$$

Відстань від світильників до стіни обирається зі значень $l = (0,3-0,5)L$.

Приймаємо $l = 1,4$ м;

n – кількість ламп у світильнику, шт.;

S – площа приміщення, м²:

$$S = 12 \cdot 8 = 96 \text{ м}^2;$$

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						92
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

k – коефіцієнт запасу, $k = 1,8 \div 2$;

Z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, $Z = 1,1$.

Отже,

$$E_{\phi} = \frac{5040 \cdot 0,6 \cdot 6 \cdot 2}{96 \cdot 1,9 \cdot 1,1} = 180,86 \text{ Лк.}$$

Висновок: Порівнюючи значення нормованої та фактичної освітленості приміщення, видно, що штучне освітлення цього приміщення ефективне, оскільки $E_n < E_{\phi}$ ($150 < 180,86$).

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						93
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Завдання Цивільної оборони України.

– Попередження виникнення надзвичайних ситуацій техногенного походження та вжиття заходів для зменшення збитків і втрат у разі аварій, катастроф, вибухів, великих пожеж і стихійних лих.

– Оповіщення населення про загрозу і виникнення надзвичайних ситуацій у мирний і воєнний час та постійне інформування його про наявну обстановку.

- Захист населення від наслідків стихійних лих, аварій, катастроф, великих пожеж і застосовуваних засобів ураження.

– Організація життєзабезпечення населення під час аварій, катастроф, стихійних лих та у воєнний час.

– Організація і проведення рятувальних та інших невідкладних робіт у районах лиха та в осередках ураження.

– Створення систем аналізу та прогнозування, управління, оповіщення та зв'язку, спостереження і контролю за радіоактивним забрудненням, хімічним і біологічним зараженням, підтримання їх готовності для сталого функціонування в надзвичайних ситуаціях мирного і воєнного часу.

– Підготовка та перепідготовка керівного складу цивільної оборони, його органів управління та сил, навчання вміню населення застосовувати засоби індивідуального захисту та діяти в надзвичайних ситуаціях.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						94
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теорія турбокомпресорів: навч. посіб. / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми : СумДУ, 2014. – 269 с.
2. Основи сучасної методології наукових досліджень енергетичних машин : навч. посіб. / Г. А. Бондаренко, В. М. Бага. – Суми : СумДУ, 2020. – 101 с.
3. Основи проектування турбокомпресорів : навч. посіб. / Г. А. Бондаренко, В. М. Бага. – Суми : СумДУ, 2022. – 203 с.
4. Компресорні станції : підручник / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 385 с.
5. Мілованов В. І. Спеціальні типи компресорів / В. І. Мілованов Навчальний посібник. – Одеса: Одеська національна академія харчових технологій, 2013. – 128 с.
6. Варіантний розрахунок відцентрового компресора : навч. посіб. / М. В. Калінкевич. – Суми : СумДУ, 2008. – 55 с.
7. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування «Термогазодинамічний розрахунок робочого колеса відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин» / М. В. Калінкевич – Суми : СумДУ, 2008. – 20 с.
8. Методичні вказівки до практичних занять і курсового проектування на тему «Розрахунок дифузорів відцентрового компресора / укладачі: М. В. Калінкевич, Є. М. Олада, Д. Є. Олада. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 23 с.
9. Проектування зворотних напрямних апаратів відцентрового компресора : навч. посіб. / М. В. Калінкевич, А. М. Калашніков. – Суми : СумДУ, 2011. – 141 с.
10. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування «Розрахунок вихідних пристроїв відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин» : зі спец. "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка" для студ. денної форми навчання / М. В. Калінкевич. – Суми : СумДУ, 2008. – 37 с.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						95
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

11. Калінкевич М.В. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування «Розрахунок напруг у робочому колесі відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин». – Суми: СумДУ, 2009. – 32 с.

12. Методичні вказівки до курсового і дипломного проектування на тему «Сухі газові ущільнення роторів турбомашин» / Ю. Б. Гальоркин, М. В. Калінкевич, М. Г. Крившич. – Суми : СумДУ, 2004. – 28 с.

13. Калінкевич М. В. Методичні вказівки на тему «Розрахунок осьових сил у відцентрових компресорах» / М. В. Калінкевич, В. М. Довженко. – Суми : СумДУ, 2012. – 33 с.

14. Технологія використання стиснених газів : підручник / Г. А. Бондаренко, В. І. Мілованов, В. М. Ярошенко. – Одеса : Зовнішрекламсервіс, 2015. – 449 с.

15. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : навчальний посібник / Л. В. Мелех. – Львів : Львівський держ. університет, 2022. – 219 с.

16. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник. – Х.: ХНУВС, 2021. – 308 с.

17. Методичні вказівки до виконання практичної роботи «Дослідження природного освітлення виробничих приміщень» із дисципліни «Охорона праці та безпека життєдіяльності» : для студ. усіх спец. усіх форм навчання / В. В. Фалько. – Суми : СумДУ, 2020. – 23 с.

18. Методичні вказівки щодо виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів за другим (магістерським) рівнем вищої освіти зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»/ укладачі: В. М. Арсєньєв, Г. А. Бондаренко. С. М. Ванєєв, В. М. Козін, С. О. Шарапов. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 42 с.

					К 06М.00.00.00 ПЗ	Арк.
						96
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		