

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 відцентрового компресора для магістральної
газоперекачувальної станції»

Здобувача групи ХКмз-21с Власенка Євгенія Костянтиновича

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

_____ Євгеній ВЛАСЕНКО
(підпис)

Керівник к.т.н., доцент кафедри ТТФ Станіслав МЕЛЕЙЧУК _____
(підпис)

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1.1 Визначення термогазодинамічних параметрів.....	6
1.2 Варіантний розрахунок.....	8
1.3 Розрахунок робочих коліс	9
1.4 Розрахунок лопаткового дифузору	10
1.5 Розрахунок зворотного напрямного апарату	13
1.6 Розрахунок збірної камери	14
1.7 Розрахунок осьових сил у компресорі	16
1.8 Розрахунок робочого колеса на міцність.....	16
1.9 Розрахунок лабіринтового ущільнення	17
1.10 Опис конструкції компресора, що проектується	19
2 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ	22
2.1 Призначення деталі.....	22
2.2 Вибір матеріалу і способу отримання заготовки	22
2.3 Розрахунок припусків на механічну обробку	24
2.4 Операції механічної обробки	26
3 ОХОРОНА ПРАЦІ	31
3.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів при роботі компресорного агрегату.....	31
3.2 Розрахунок глушників для відцентрового компресора.....	49
СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	53
ДОДАТКИ.....	56

					КМз 01.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата				
Розроб.	Власенко				Проектування відцентрового компресора для магістральної газоперекачувальної станції	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.	Мелейчук					2	72	
Н. контр.	Шарапов				СумДУ, ХКМз-21С			
Затв.	Ванєєв							

ВСТУП

Газоперекачувальна компресорна станція – це комплекс обладнання та споруд пристосований для підвищення тиску природного газу при його транспортуванні та зберіганні. Основним елементом станції є газоперекачувальний агрегат (ГПА). Компресорні станції виготовляють зі стаціонарними та блочно-контейнерними газоперекачувальними агрегатами.

Лінійні газоперекачувальні компресорні станції магістральних газопроводів частіше називаються – компресорні станції. Магістральний газопровід є одним з основних елементів газотранспортної системи. Сучасний магістральний газопровід споруджується із сталевих труб діаметром до 1420 мм на робочий тиск 7,5 МПа з пропускною спроможністю до 50÷60 млрд м³ газу на рік.

До складу споруд магістральних газопроводів входять:

- головна і проміжні компресорні станції, призначені для компресування газу в початковому і проміжному пунктах траси;
- пункти осушування газу і його очищення від H₂S і CO₂ на головній компресорній станції,
- приймальний термінал.

Надійність магістральних газопроводів забезпечується створенням резерву газоперекачувальних агрегатів на компресорних станціях, застосуванням високоякісних сталевих труб, прокладанням паралельних ліній магістральних газопроводів з перемичками між ними.

Компресорні станції магістральних газопроводів призначені для підвищення в них робочого тиску, який знижується під час транспортування газу і відбирання його споживачами. Компресорні станції цього типу установлюють через кожних 90÷150 км. Діапазон робочих параметрів: ступінь стиснення 1,2÷1,7, робочий тиск 5,5÷7,5 МПа, потужність (сумарна всіх ГПА) 3÷75 МВт, добова продуктивність 5÷100 млн м³. Одинична

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

потужність блочно-контейнерних газоперекачувальних агрегатів з авіаприводом від 6,3 до 16 МВт. Для агрегатів цього типу лінійних компресорних станцій великої потужності розроблено повнонапірні (із ступенем стиснення 1,5÷1,7) нагнітачі з корпусами кульового і «барельного» типів з приводом від газотурбінного устаткування потужністю 6,3÷96 МВт.

Основною одиницею компресорної станції є відцентровий компресор (турбокомпресор). Відцентрові компресори відносяться до машин, які мають надзвичайно широке застосування в сучасній техніці. Вони використовуються в хімічній, газовій і нафтовій промисловості, на магістральних газопроводах, в енергетиці, машинобудуванні, металургійній і гірничорудній промисловості, на будівництві, на залізницях і судах, в автомобільному та повітряному транспорті, для трубопровідного транспорту, в харчовій промисловості, холодильниках, установках глибокого холоду і т. д. Мають значну одиничну потужність (десятки МВт), а загальна потужність машин становить мільйони кВт. Завдання підвищення економічності відцентрових компресорів, які є великими перетворювачами енергії, безсумнівно, є актуальною.

Залежно від призначення компресорів їх принцип дії та конструкції можуть бути різними.

Зокрема, відцентрові компресори мають такі суттєві переваги перед іншими компресорами:

1. Компактність і меншу масу машин, що обумовлено неперервністю потоку газу і великою швидкістю течії його через машину.
2. Надійність в роботі і довговічність внаслідок майже повної відсутності зносу (при роботі на чистих газах), так як єдиними вузлами, в яких може бути тертя, є підшипники.
3. Дуже хороша врівноваженість, відсутність неврайонованих інерційних сил при роботі, легкість фундаментів.
4. Рівномірність подачі газу і відсутність в ньому мастила.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

5. Можливість безпосереднього з'єднання (без проміжної передачі) з високооборотним двигуном – турбіною, при великій продуктивності з електродвигуном звичайного типу, а при малій з високочастотним електродвигуном.

Безпосереднє з'єднання дозволяє зробити агрегат компактним і підвищити його ККД.

До недоліків турбокомпресорів треба віднести труднощі виконання їх для отримання малих витрат і відносин тиску порядку декількох десятків і вище, а також те, що стійка робота цих машин можлива лише в обмеженому діапазоні продуктивностей. За принципом дії турбокомпресори відносяться до класу енергетичних турбомашин.

Компресори застосовують: для отримання стисненого повітря, що має силове призначення (для пневматичного інструменту, врубових та бурильних машин, повітряних молотів, гальм і т. д.); для забезпечення повітрям або газом виробничих процесів (машини для стиснення коксового, природного, нафтового і попутного газу); для наддуву двигунів внутрішнього згорання, в газотурбінних установках, для стиснення і переміщення різних газів на хімічних заводах, в холодильних установках, для пневматичного транспорту.

Різноманітність технологічних процесів, що обслуговуються стаціонарними відцентровими компресорами, і різноманіття газів, які стискаються і переміщуються ними, призвело до створення великої кількості різних типів відцентрових машин, при цьому кожен тип зазвичай можна використовувати лише в тому конкретному виробництві, для якого машина призначалася при проектуванні. Удосконалення технологічних процесів, що обслуговуються компресорними машинами, і поява нових виробництв викликає необхідність у створенні нових типів машин.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1 ПРОЄКТНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

1.1 Визначення термогазодинамічних параметрів

В цій роботі необхідно виконати розрахунок відцентрового компресора, який працює на природному газі з кінцевим тиском 5 МПа, ступенем підвищення тиску 1,8, з приводом від газової турбіни потужністю 16 МВт та частотою обертання ротора силової турбіни 5500 об/хв

Розрахунок виконується для наступного складу газу:

метан	0,9863
етан	0,0012
пропан	0,0024
азот	0,0101

Газова стала для цього газу $R=511,7$ Дж/(кг·К).

Початковий тиск:

$$p_n = \frac{p_k}{\Pi} = \frac{5}{1,8} = 2,8 \text{ МПа},$$

де p_k – кінцевий тиск, МПа; Π – ступінь підвищення тиску.

Температура газу у кінці процесу стиснення:

$$T_k = T_n \left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{1}{\sigma}} = 293 \left(\frac{5}{2,8} \right)^{\frac{1}{3,5}} = 347 \text{ К};$$

де $\sigma = \eta_s \cdot \frac{k}{k-1} = 0,83 \cdot \frac{1,31}{1,31-1} = 3,5$, приймаємо $k = 1,31$.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Потужність на валу компресора:

$$N_{\kappa} = N_{np} \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_q = 16 \cdot 0,98 \cdot 0,93 = 14,9 \text{ МВт},$$

де $\eta_{mex} = 0,97 \div 0,98$ – механічний ККД,

$\eta_q = 0,95 \div 0,99$ – коефіцієнт зовнішнього теплообміну.

Масова продуктивність:

$$\bar{m} = \frac{N_{\kappa}}{i_{\kappa} - i_{\text{н}}} = \frac{14,9 \cdot 10^3}{700,3 - 586,6} = 131 \text{ кг/с}.$$

Перерахунок продуктивності млн. ст. м³/добу на продуктивність за умовами всмоктування:

$$\bar{V}_{\text{н}} = \frac{\bar{V}_{\text{ст}} \cdot \rho_{\text{ст}}}{\rho_{\text{н}}} = \frac{11736 \cdot 0,6682}{19,61} = 400,8 \text{ м}^3/\text{хв}.$$

де $\bar{V}_{\text{ст}} = \frac{V_{\text{ст}} \cdot 10^6}{60 \cdot 24} = 11736$ – продуктивність компресора, нм³/хв.,

$\rho_{\text{ст}} = 0,6682$ кг/м³ – густина газу за стандартних умов.

Таблиця 1.1 – Теплофізичні властивості газу

	z	ρ , кг/м ³	i, кДж/кг	S, кДж/кг·К	C _p , кДж/кг·К	k
Поч.т.	0,94691	19,61	586,6	9,627	2,374	1,322
Кінц.т.	0,95641	29,35	700,3	9,699	2,542	1,323

Подальший розрахунок ведемо за середніми значеннями наступних величин:

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$z = \frac{0,94691 + 0,95641}{2} = 0,95166$$

$$C_p = \frac{2,74 + 2,542}{2} = 2,641 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$$

$$k = \frac{1,322 + 1,323}{2} = 1,323$$

1.2 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 стала R , теплоємність C_p .

Розрахунок виконується послідовно. Коефіцієнт витрати φ_{r2} , політропний ККД η_p , $1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}$, число лопаток Z_2 в залежності від $\beta_{л2}$ приймаються за даними табл. 1 [7].

Таблиця 1.2 – Оптимальні параметри ступенів

$\beta_{л2}$, град	φ_{r2}	η_p	$1 + \beta_{тр} + \beta_{пр}$	Z_2
22,5	0,14–0,16	0,82–0,84	1,06	9–11
32	0,16–0,18	0,81–0,85	0,05	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

Оптимальний варіант вибирається на основі порівняльного аналізу зазначених параметрів, виходячи з технічних вимог, яким повинен відповідати компресор.

Габарити і маса компресора будуть тим менше, чим менше діаметр робочих коліс D_2 і число ступенів. Частота обертання визначає тип підшипників і приводів. Окружна швидкість робочих коліс визначає рівень

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

напружень в деталях ротора. Менші значення U_2 дозволяють використовувати більш дешеві матеріали для виготовлення ротора.

ККД компресора залежить від рівня чисел Маха M_{W1} і M_{c1} , значень b_2 і $\beta_{л2}$. Чим нижче значення чисел Маха, тим імовірніше досягнення великих ККД. Зменшення значень $\beta_{л2}$ часто призводить до зростання ККД. Діапазон значень є 0,08–0,02.

Результати розрахунку наведені в додатку А.

1.3 Розрахунок робочих коліс

Докладний розрахунок робочих коліс відцентрового компресора без про-проміжного охолодження проводиться після варіантного розрахунку за методичними вказівками [8]. Так само як і при варіантному розрахунку, робочі колеса є уніфікованими в межах проєктованого компресора. У відповідності до цієї умови, всі робочі колеса мають однаковий зовнішній діаметр D_2 , однакову геометрію лопаток решіток у радіальній площині і розрізняються 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 $d_{вт}$ при незмінній величині діаметра розточки покривного диска D_c .

Розрахунок робочих коліс (рис. 1.1) 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 $(n_{кр}/n) = 1,22 \div 1,25$.

Після визначення d_v задавшись величиною $\Delta d_{вт} = d_{вт} - d_v$, слід визначити діаметр втулки першого колеса d_v , а також його відносну величину $\bar{d}_{вт} = d_{вт}/D_2$. У зв'язку зі зменшенням втрат енергії лопаткової решітки колеса

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

не рекомендується, щоб перевищувала величину 0,35. Для того щоб змінити величину $d_{вт}$ у вихідних даних слід задати нові значення коефіцієнта $K_{кр}$ і величини $\Delta d_{вт}$.

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 $\delta = (0,006 \div 0,012)$ 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 $\pm 3^\circ$.

Розрахунок проводиться на ЕОМ. Вищезгадані параметри контролюються програмним шляхом.

Результати розрахунку наведені в додатках Б і В.

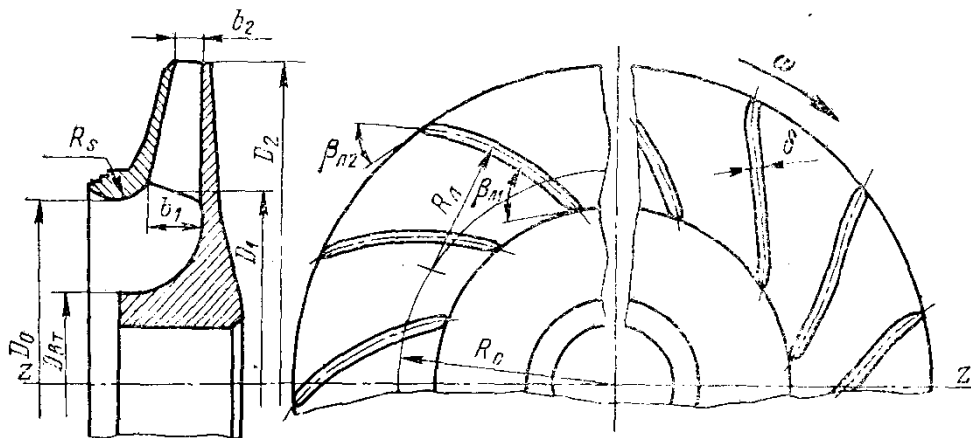


Рисунок 1.1 – Схема і основні розміри робочого колеса

1.4 Розрахунок лопаткового дифузору

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Лопаткові дифузори являють собою кругову решітку, встановлену між паралельними стінками корпусу, яка відхиляє потік в напрямку радіусу (див. рис. 1.2). Переваги ЛД впливають з недоліків БЛД [9].

Ступені з лопатковими дифузорами мають менші радіальні габарити і найбільші значення максимальних ККД на розрахунковому режимі. Одночасно ускладнюється конструкція компресора, звужується діапазон стійких режимів роботи.

Доцільність застосування того чи іншого типу дифузора у відцентровому ступені визначається, в основному, двома факторами: по-перше, величиною кута α_2 , по-друге, умовами роботи компресора. Безлопаткові дифузори, як правило, рекомендують застосовувати при значеннях кутів $\alpha_2 \geq 20^\circ$.

В інших випадках для зниження втрат тертя необхідне застосування лопаткових дифузорів.

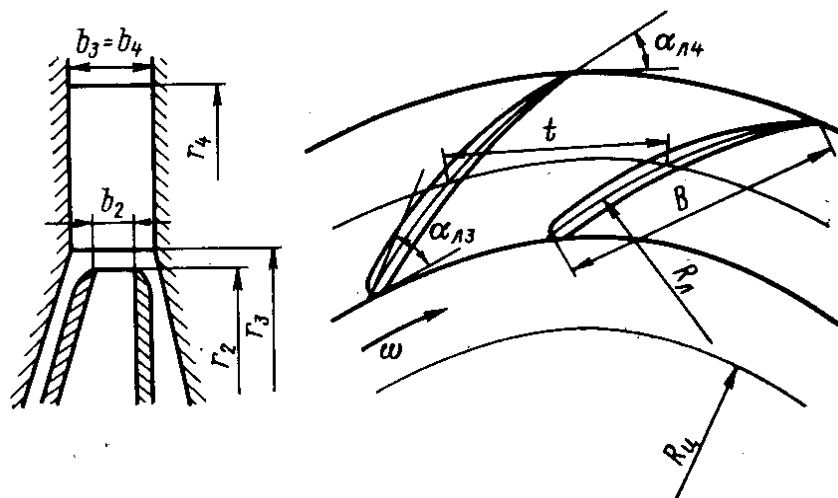


Рисунок 1.2 – Схема кругової решітки лопаткового дифузора

Розрахунок дифузора виконується з використанням результатів розрахунку робочого колеса відповідного ступеню.

Згідно рекомендацій, викладених вище, вибираємо тип конструктивного виконання дифузора: лопатковий (ЛД).

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Вихідними даними для розрахунку лопаткового дифузора є: число ступенів в секції Y , коефіцієнт зменшення теоретичного напору, окружна швидкість потоку на зовнішньому діаметрі робочого колеса U_2 , абсолютна швидкість на виході з робочого колеса C_2 , зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , ширина робочого колеса b_2 , кут між абсолютною і окружний швидкостями на виході з РК α_2 , теплоємність робочого газу при постійному тиску C_p , газова постійна R , температура газу на вході в компресор T_n , коефіцієнт стисливості газу при умовах на в оді в компресор z_2 , густина газу на вході в компресор ρ_2 , газодинамічна функція $\sigma = \eta_n \cdot k / (k - 1)$, коефіцієнт кінематичної в'язкості газу на вході ν_n , показник адіабати k , об'ємний витрата газу на вході в компресор \bar{V}_n і коефіцієнт стиснення потоку лопатками на виході з дифузора τ_4 . Крім того, вибираємо значення оптимальної густоти лопаткових решіток $(L/t)_{opt}$ і значення емпіричного коефіцієнта K_F .

Для кожного ступеня задається величина діаметра на вході в дифузор D_3 , величина відносного діаметра на виході з ЛД $\bar{D}_4 = D_4 / D_2$ і збільшення температури потоку в робочому колесі $\Delta T_{н-2}$, також вибирається значення коефіцієнта $K_u = b_3 / b_2$.

Для лопаткового дифузора D_3 є діаметром, на якому розташовані вхідні кромки лопаток кругової решітки і вибирається в діапазоні $D_3 = (1,08 \div 1,25) D_2$, причому великі значення задаються для великих чисел Маха M_{c2} і великих значень кінцевого тиску компресора.

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

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

Величина коефіцієнта стиснення потоку лопатками на виході з ЛД приймається в діапазоні $0,88 - 0,82$. Значення оптимальної густоти лопатки решітки дифузора необхідно приймати в діапазоні $\bar{L}_{opt} = (L/t)_{opt} = 1,8 \div 2,2$.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Значення емпіричного коефіцієнта K_F вибираються в діапазоні $2,0 \div 2,5$ для проміжних ступенів [9].

Решта вихідних даних, необхідних для розрахунку дифузорів відцентрових ступенів, вибираються з варіантного розрахунку компресора і розрахунку робочих коліс. Результати розрахунку наведені в додатку Г.

1.5 Розрахунок зворотного напрямного апарату

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 [10].

Зворотний напрямний апарат лопаткового типу складається з трьох елементів: поворотного коліна, кругової решітки нерухомих лопаток і кільцевого коліна. Раціональне проектування всіх елементів ЗНА має важливе значення, так як через велику протяжність робочих каналів і численні повороти, втрати енергії в апараті майже такі ж, як у дифузори.

До особливостей роботи зворотного напрямного апарату, встановленого після лопаткового дифузора, слід віднести: по-перше, крокову нерівномірність потоку, по-друге, ту обставину, що в широкому діапазоні робочих режимів за продуктивністю кут натікання потоку на лопатки ЗНА залишається незмінним. Середня лінія лопаток ЗНА виконується, як правило, по дузі кола. Кут виходу потоку з лопатки решітки ВОНА зазвичай прагнуть зробити рівним $\alpha_6 = 90^\circ$. Тому з урахуванням кута відставання потоку $\Delta\alpha = 0 \div 5^\circ$ лопаткові кути α_6 рівні $90 \div 95^\circ$.

Лопатки ЗНА виконані змінної товщини (з потовщенням в середній частині). Для зниження втрат рекомендується товщину вихідних кромки лопаток приймати, можливо, меншою. Оптимальне значення відносної густоти решітки ЗНА приблизно дорівнює $(L/t)_{\text{opt}} = 2,1 \div 2,2$. Ця величина використовується у формулі Еккера для обчислення числа лопаток.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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 до лопаткової решітки ЗНА вибирається рівною діаметру виходу з дифузора D_4 . Величина діаметра D_6 на виході з ЗНА визначається в залежності від величини діаметра входу в колесо наступного ступеню $D_{o_{i+1}}$ і ширини каналу b_6 .

Результати розрахунку наведені в додатку Д і Е.

1.6 Розрахунок збірної камери

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. 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 $3 \div 5\%$) зниження ККД компресора. Відведення потоку, як правило, здійснюється тангенціально, оскільки при цьому забезпечується менший рівень втрат в порівнянні з радіальним патрубком [11].

Ефективність роботи збірної камери також залежить від форми її поперечного перерізу. Найбільш досконалими є збірні камери з поперечним перерізом у вигляді кола. Однак через технологічні складнощі така форма збірної камери застосовується переважно в малих турбокомпресорах з литим корпусом і вертикальним роз'ємом.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		14

У промислових відцентрових компресорах найбільш часто застосовують згорнуті набік збірні камери прямокутного перетину з тангенціально спрямованим патрубком і неповним роздільним ребром.

Спочатку необхідно визначити геометричні розміри камери. Для цього використовують залежність:

$$\frac{b_{cp}}{h_k} = \frac{6,44 \cdot (b_n / D_k) \cdot \operatorname{tg} \alpha_4}{(1 - D_{em} / D_k) \cdot \lg(D_k / D_{em})},$$

де α_4 – кут між абсолютною і окружною швидкостями в перерізі 4-4 (на виході з дифузора).

Для розрахунку коефіцієнта втрат кільцевої камери використовується наступна формула:

$$\xi_{4-k} = 1 - 0,5 \frac{f_n}{f_k} \cdot \sin(2 - \alpha_4) + (0,33 + K_\phi \cdot A_c) \cdot \left(\frac{f_4}{f_k}\right)^2 \cdot \sin^2 \alpha_4,$$

де: f_4 – площа перерізу 4-4 на виході з дифузора, м;

K_ϕ – поправка на форму перерізу, яка може бути визначена графічно;

A_c – коефіцієнт, що визначається за формулою:

$$A_c = 0,017 + 0,138 \left(\frac{D_k - D_{em}}{D_k + D_{em}}\right)^{0,75}$$

Далі, використовуючи дані, отримані при розрахунку дифузора кінцевого ступеня, виконуємо розрахунок параметрів потоку у вихідному перерізі кільцевої камери.

Так як розрахунок виконаний на ЕОМ, то визначення величин $D_k/D_{вн}$, K_ϕ здійснюється програмним шляхом за допомогою інтерполяції.

Аналіз результатів розрахунку зводиться, перш за все, до визначення зручності компоновання кільцевої камери у проектованому компресорі.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Шляхом побудови конструктивної схеми перевіряється забезпечення мінімальних габаритів (перш за все радіальних розмірів D_k і $D_{вн}$).

Для покращення структури течії у кільцевій камері і, відповідно, зниження втрат у ній, рекомендують установку козирка на вході в камеру. Радіус заокруглення при цьому приймають рівним $r_c = 0,075 \cdot D_2$. Геометричну дифузорність ділянки проточної частини між перерізами 4-4 і 5-5 рекомендують вибирати в межах $f_5/f_4 = 1 \div 2$. Осьова частина ділянки 4-5 в районі розташування тангенціально вихідного патрубку вирізається, щоб не створювати додаткової перешкоди на шляху потоку газу.

Результати розрахунку наведені в додатку Ж та И.

1.7 Розрахунок осьових сил у компресорі

Думміс розташований на валу після останнього робочого колеса компресора. Тиск газу у задуммісній порожнині менше тиску газу перед думмісом. Різниця цих тисків призводить до створення на думмісі сили, яка зменшує осьову силу, що діє на ротор [12].

Розрахунок проводиться за програмою, вихідні дані та результат розрахунку наведені у додатку К.

1.8 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.

Диск довільного профілю необхідно замінити ступінчастим, складеним з N ділянок постійної товщини [13]. Число ділянок для колеса приймаємо рівним 10 (див. додаток М). Товщину ділянки в ступінчастому профілі вибираємо так, щоб лінія істинного профілю перетинала вертикальну лінію сходинки посередині її висоти. Розрахунок проводиться на ЕОМ.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Результат розрахунку наведено в додатку Л.

Еквівалентні напруги у небезпечному перерізі в першому наближенні можна порахувати по теоремі Піфагора. В даному випадку небезпечний переріз буде при діаметрі 380 мм.

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\tau^2 + 2\sigma_r \cdot \sigma_\tau} = \sqrt{194,47^2 + 126,07^2 + 2 \cdot 194,47 \cdot 126,07} = 320,54 \text{ МПа}.$$

За отриманими напругами з Марочника сталей вибираємо леговану сталь 40Х. Дана сталь застосовується для виготовлення осей, валів, плунжерів, штоків, кілець, деталей підвищеної міцності. Важко зварюється. Способи зварювання: РДЗ, ЕШЗ. Необхідні підігрів і подальша термообробка. КТС – необхідна подальша термообробка. Механічні характеристики: $\sigma = 780 \text{ МПа}$, $\delta_5 = 12\%$.

1.9 Розрахунок лабіринтового ущільнення

Лабіринтові ущільнення є ущільненнями безконтактного типу. Ущільнення відбувається за рахунок дроселювання потоку газу у зазорах ущільнення.

Визначимо критичне відношення тисків [14]:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\alpha_{\text{кр}}}{\alpha}\right)^2 \cdot x^2 \cdot (z-1) + 1}} = \left(\frac{2}{2,39}\right)^{\frac{1,36}{0,36}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1,43 \cdot 0,466^2 \cdot (5-1) + 1}} = 0,35,$$

де $k = 1,36$ – показник адіабати,

$$x = k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} = 1,36 \cdot \left(\frac{2}{2,39}\right)^{\frac{1,36}{0,36}} = 0,466,$$

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

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$Z = 6$ – число гребнів.

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \frac{5,0}{8,3} = 0,87.$$

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

Визначаємо масову витрату газу через ущільнення:

$$\bar{m}_л = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2} \cdot P_1 \cdot \rho_1 = 1,0 \cdot 6,08 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{1 - (0,87)^2}{5}} \cdot 8,3 \cdot 10^6 \cdot 47,012 = 2,415 \text{ кг/с},$$

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

$\rho_1 = 47,012 \text{ кг/м}^3$ – густина газу перед ущільненням;

$f = \pi \cdot D_n \cdot \delta_n = 3,14 \cdot 0,484 \cdot 0,0004 = 6,08 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – 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 $\rho_n = \frac{\rho_0 + \rho_2}{2} = \frac{47,012 + 52,477}{2} = 49,745 \text{ кг/м}^3$ – 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 $\bar{D} = 0,51$ – відносний діаметр на вході; u_2 – окружна швидкість на виході з робочого колеса.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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

$$\begin{aligned} \bar{m}_{np} &= \alpha \cdot \pi \cdot D_d \cdot \delta_d \cdot \rho_d \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot z} \cdot (1 - \bar{D}_1^2) \cdot u_2^2} = \\ &= 1,0 \cdot 3,14 \cdot 0,484 \cdot 0,0004 \cdot 49,745 \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot 5} \cdot (1 - 0,409^2) \cdot 271,85^2} = 2,905 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Коефіцієнт перетікань через ущільнення покриваючого диску

$$\beta_{np} = \frac{\bar{m}_{np}}{m} = \frac{2,905}{245,25} \cdot 100\% = 1,18\% .$$

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

1.10 Опис конструкції компресора, що проектується

Основним вузлом відцентрової компресорної машини (ВКМ) є корпус. При виборі типу ВКМ основним критерієм є тиск нагнітання. У практиці світового компресоробудування максимальний тиск нагнітання для ВКМ з горизонтальним роз'ємом корпусу становить 50÷56 кгс/см². При більш високому тиску розробляються компресори з вертикальним роз'ємом корпусу. Тиск нагнітання проектованої ВКМ становить 5,0 МПа, тому корпус має вертикальний роз'єм типу «барель». Він являє собою сталевий циліндр, до якого із зовнішнього боку приварені сталеві ковані всмоктувальний та нагнітальний патрубки, які розташовуються горизонтально і спрямовані в різні боки. До нижньої частини циліндра приварені опорні лапи для установки компресора на рамі турбоблоку.

Крім того, до корпусу приварюються кронштейни для кріплення додаткового устаткування і автоматики.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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, рівним максимальному робочому.

З торців корпус закритий сталевими кованими кришками, які фіксуються в корпусі розрізними стопорними кільцями і кронштейнами, які мають віджимні болти. До торцевої кришки з боку нагнітача кріпиться равликоподібна частина збірної камери. Її поверхня і поверхня торцевої кришки утворюють збірну камеру з радіальним виходом. У кришках встановлені торцеві газодинамічні ущільнення. Передні ущільнення робочих коліс, міжступеневі ущільнення, а також ущільнення утворене втулкою і думмісом – лабіринтового типу. 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 з всмоктувальної камери, діафрагми, дифузора, вхідного напрямного апарату і зворотного напрямного апарату. У нижній частині внутрішнього корпусу закріплені ролики, на яких внутрішній корпус вкочується до зовнішнього. Внутрішній корпус забезпечений направляючою шпонкою, що оберігає його від можливого обертання. Вхідний напрямний апарат (ВНА) кріпиться до всмоктувальної камери, яка стикується з діафрагмою.

ВНА складається із конуса, диска і лопаток різного профілю, отриманих методом штампування. Процес складання лопаток і приварювання їх до конусу здійснюється у спеціальному складальному пристосуванні – стапелі. Це викликано необхідністю забезпечити допустиму похибку по кроку лопаток, а також зменшити їх деформацію в процесі зварювання.

Дана конструкція є триступеневою.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Ротор нагнітача являє собою вал з напресованими на нього робочими колесами першого, другого і третього ступенів, думмісом, втулками ущільнень з зносостійким покриттям. На приводному кінці валу розташовані деталі зубчастої муфти, напівмуфти і зубчаста обойма, з'єднані між собою прізонними болтами.

Вал – базова деталь ротора, яка при роботі компресора піддається впливу знакозмінного навантаження. Максимальний діаметр валу – в місці посадки робочих коліс, до кінців валу діаметри зменшують, що забезпечує зручну установку втулок та інших деталей ротора.

Робочі колеса виготовлені з нержавіючої сталі і складаються з основного і покривного дисків. Лопатки коліс фрезеруються в основному диску і з'єднані з покривним диском вакуумною пайкою. Думміс призначений для зменшення осьового зусилля ротора, що сприймається опорно-упорним підшипником. Після остаточного складання ротор піддається багатоплощинному поетапному динамічному балансуванню.

Дифузор лопатковий призначений для відхилення потоку газу в напрямку радіуса, що дозволяє зменшити радіальні габарити компресора в порівнянні з застосуванням безлопаткового дифузору. Дифузор складається з двох дисків і розташованих між ними лопаток. Лопатки отримують фрезеруванням на копіювально-фрезерувальних верстатах. Після приварювання диска до лопаток дифузор піддають термообробці для зняття внутрішніх напружень.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2 ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ

У даному розділі описано призначення, розраховані припуски на виготовлення основного диску робочого колеса, яке є складовою частиною ротора проектного відцентрового компресора. Розрахунок припусків виконується нормативним методом для однієї поверхні. Дані, необхідні для розрахунку, вибираються з довідника технолога-машинобудівника. Складається маршрут обробки для кожної операції, вибирається величина допуску і припуску. Визначаються операційні розміри.

2.1 Призначення деталі

Робоче колесо є основним і найбільш навантаженим елементом проточної частини відцентрового компресора (рис. 2.1). При обертанні колеса з великою швидкістю (в даному випадку окружна швидкість складає 320 м/с) під дією відцентрових сил в матеріалі колеса виникають великі внутрішні напруги. Крім того, колесо піддається впливу тиску і температури. Можливі вібрації колеса. Для забезпечення надійної роботи компресора робоче колесо повинне мати достатню міцність, а також досконалі аеродинамічні форми проточної частини для отримання високого ККД установки.

2.2 Вибір матеріалу і способу отримання заготовки

Матеріалом основного диска є сталь 07Х16Н6, яка має високі показники міцності і текучості, добре обробляється різанням і тиском, має високу прокалюваність і малу схильність до деформації і утворення тріщин. Застосовується для деталей, що зазнають в роботі помірні напруги.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 2.1 – Хімічний склад (у %) сталі 07X16H6

C	Si	Mn	Ni	S	P	Cr
0.05 ÷ 0.09	до 0.8	до 0.8	5÷8	до 0.02	до 0.035	15.5÷17.5

Під час роботи агрегату основний диск відчуває на собі навантаження, пов'язані з тиском робочого середовища і відцентровим обертанням, тому обрана сталь повністю задовольняє вимогам експлуатації.

Спосіб отримання заготовки у нашому випадку – це кування з прошитим отвором.

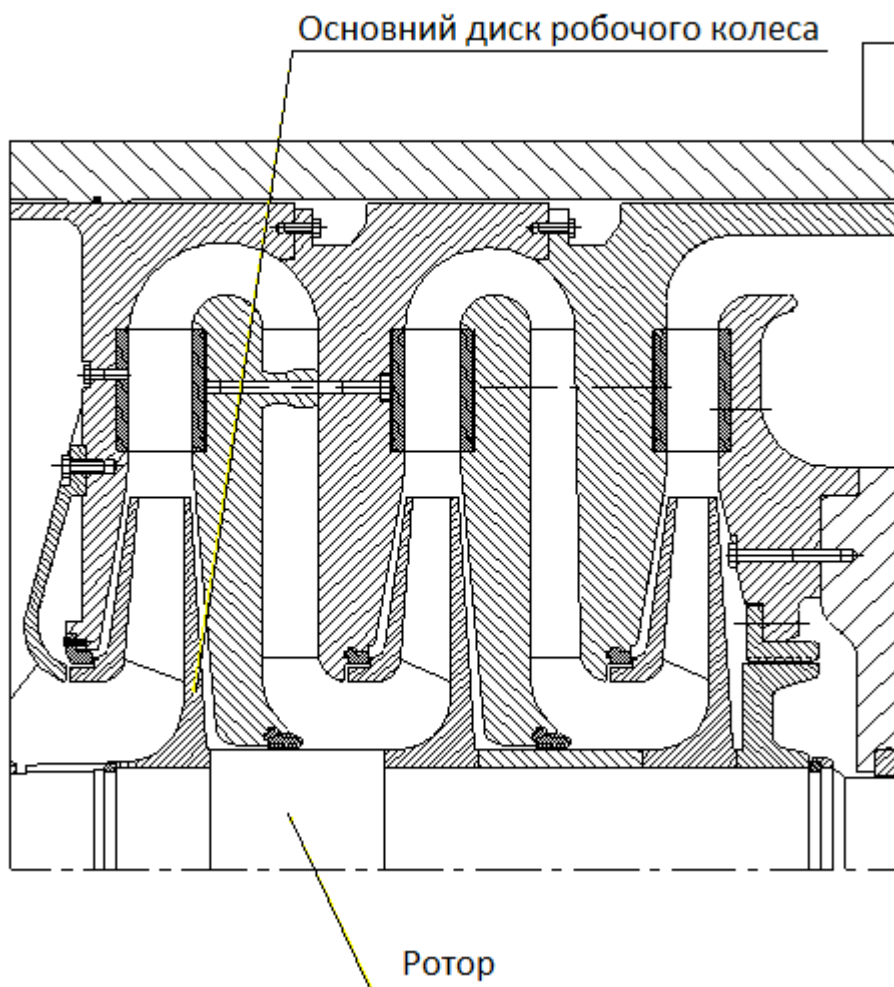


Рисунок 2.1 – Ескіз розташування основного диску робочого колеса у відцентровому компресорі

2.3 Розрахунок припусків на механічну обробку

На рис. 2.2 показана поковка з прошитим отвором.

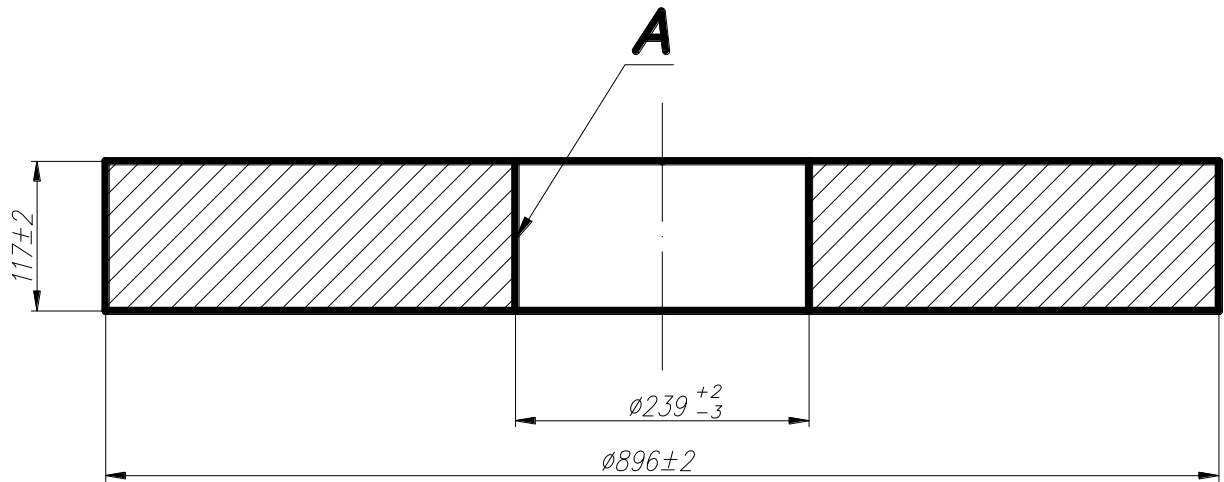


Рисунок 2.2 – Ескіз заготовки

Для опису маршруту обробки і розрахунку припусків вибираємо зовнішній діаметр нашої деталі (поверхня А).

Числові значення припусків і допусків вибрані нормативним методом і занесені до таблиці 2.2.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		24

Таблиця 2.2 – Числові значення припусків

	Квалітет	$2Z_{\min}$	Td, мм	Граничний розмір, мм	
				d_{\min}	d_{\max}
Заготовка	17	-	2,0	236	241
Чорнове точіння	14	2,2	0,87	243,5	244,3
Чистове точіння	10	1,7	0,22	246	246,3
Обдирне шліфування	7	0,25	0,09	246,5	246,6
Чистове шліфування	6	0,1	0,04	246,7	247,2

За даними значеннями будемо схему розташування полів допусків і припусків на обробку $\varnothing 247^{+235}_{-335}$.

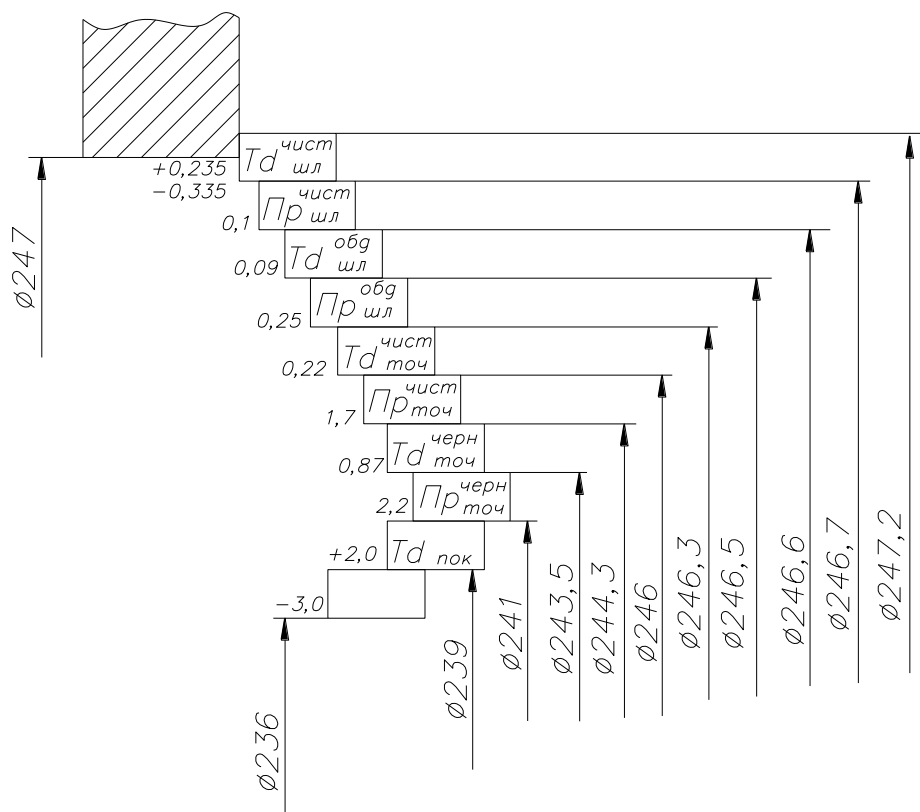


Рисунок 2.3 – Схема операційних припусків

2.4 Операції механічної обробки

2.4.1 Поковка

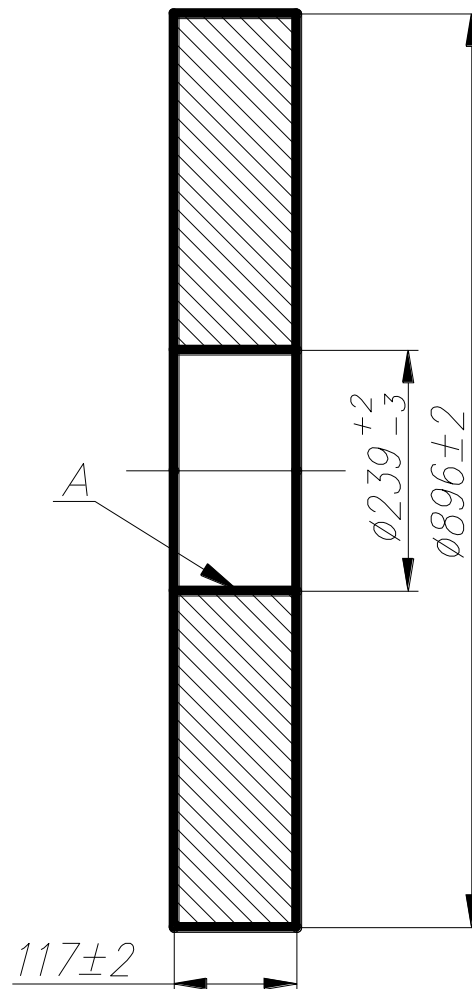
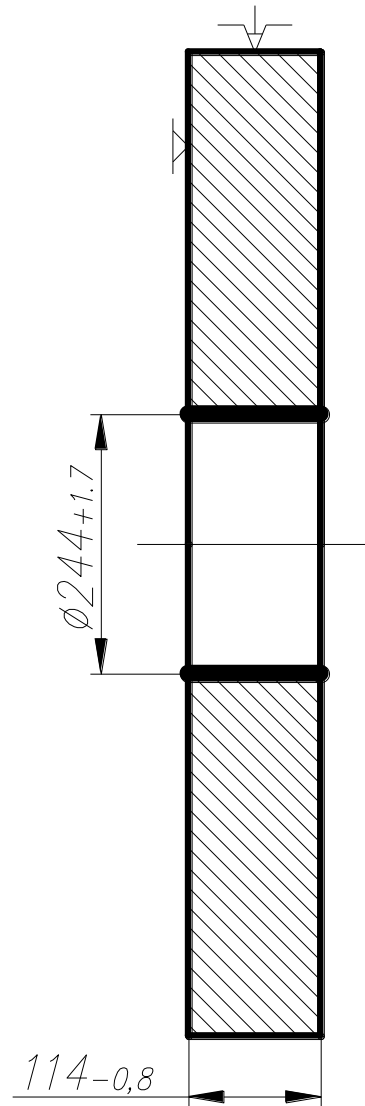


Рисунок 2.4 – Ескіз поковки

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		26

2.4.2 Точіння чорнове

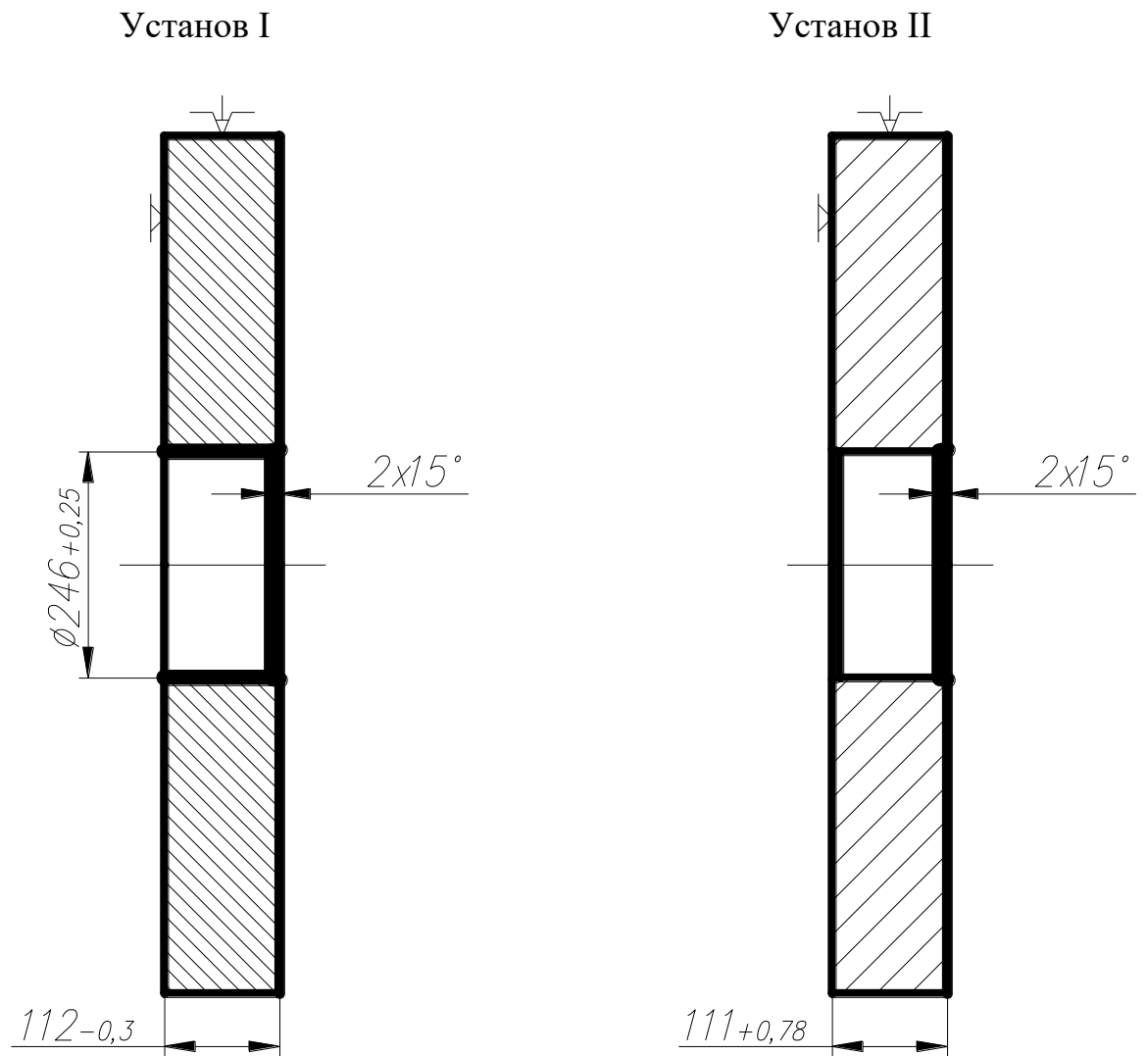


Установити заготовку у кулачки, закріпити. Точити внутрішній діаметр у розмір згідно з ескізом.

Рисунок 2.5 – Ескіз токарної операції

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27

2.4.3 Точіння чистове



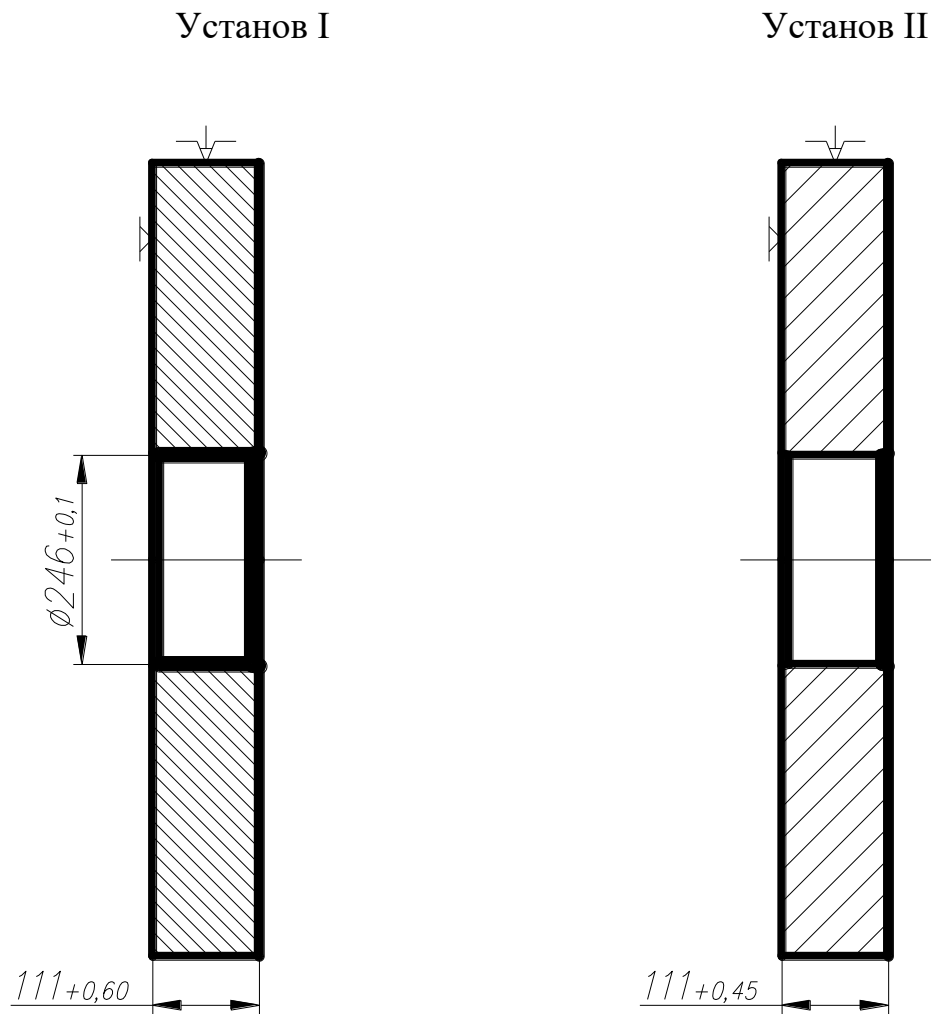
Установ I – встановити заготовку у кулачки, закріпити. Точити внутрішній діаметр і фаску відповідно до ескізу.

Установ II – перевстановити заготовку у кулачки, закріпити. Точити фаску у розмір згідно з ескізом.

Рисунок 2.6 – Ескіз токарної операції

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		28

2.4.4 Обдирне шліфування



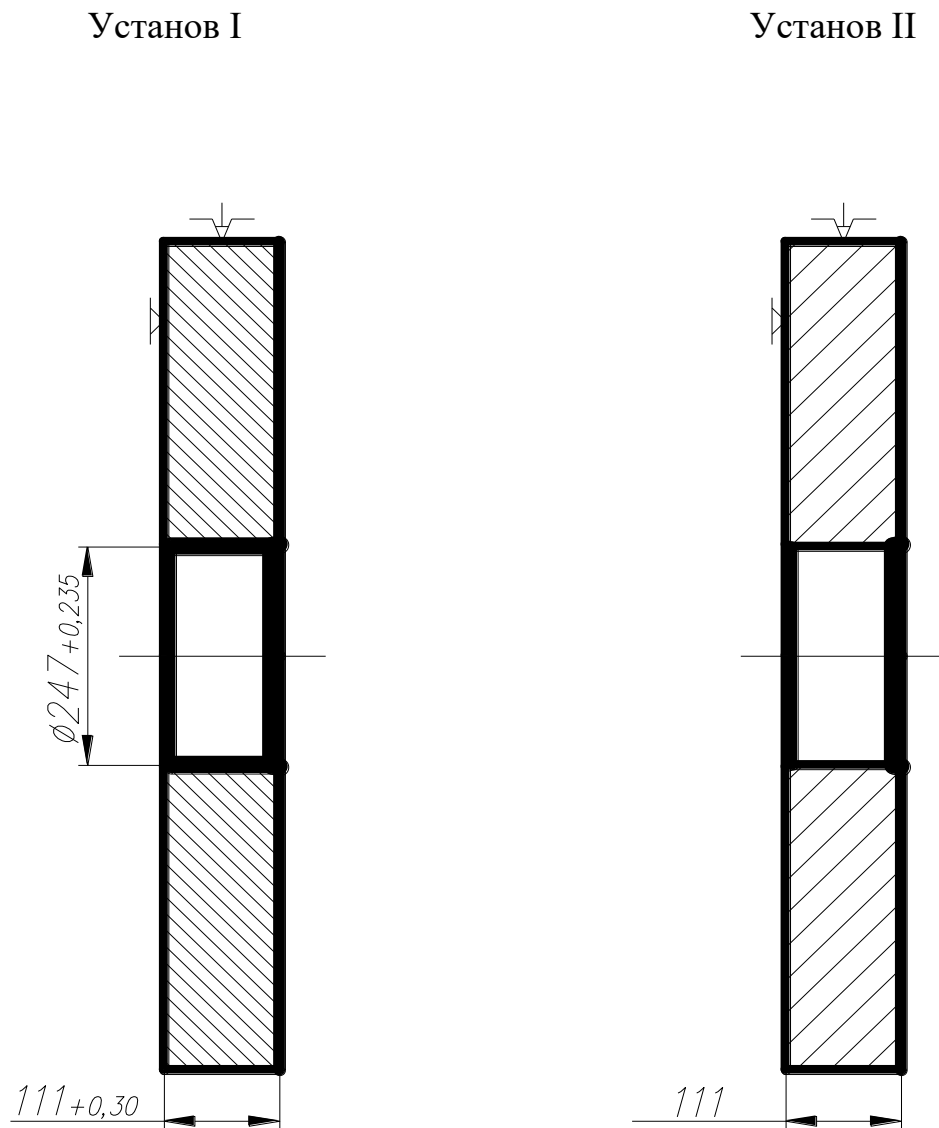
Установ I – встановити заготовку у кулачки, закріпити. Шліфувати внутрішній діаметр і фаску у розмір відповідно до ескізу.

Установ II – перевстановити заготовку у кулачки, закріпити. Шліфувати фаску згідно з ескізом.

Рисунок 2.7 – Ескіз шліфувальної операції

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.4.4 Чистове шліфування



Установ I – встановити заготовку у кулачки, закріпити. Шліфувати внутрішній діаметр і фаску у розмір відповідно до ескізу.

Установ II – перевстановити заготовку у кулачки, закріпити. Шліфувати фаску згідно з ескізом.

Рисунок 2.8 – Ескіз шліфувальної операції

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

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

Продуктивність праці підвищується завдяки економії живої праці, економії суспільної праці шляхом підвищення якості продукції, поліпшення використання основних виробничих фондів, зменшення числа аварій [16].

При проектуванні обладнання або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливих чинників проектного обладнання. Так само на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникати виникнення небезпек і шкідливих чинників, або якщо вони виникнуть, запобігти їм.

3.1. Аналіз небезпечних і шкідливих факторів при роботі компресорного агрегату

Характеристика робочого середовища

Робочим середовищем проектного компресора є природний газ наступного складу, %: метан – 97,8; етан – 0,5; пропан – 0,2; бутан – 0,1; вуглекислота – 0,05; азот і рідкісні гази – 1,3.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Концентраційні межі вибуховості в суміші з повітрям, об. %:
нижня – 4,9; верхня – 16.

Температура самозаймання, °С: 537.

Максимальний (надлишковий) тиск під час вибуху газу в суміші з повітрям, МПа: 0,717 при утриманні газу в суміші 9,8 об.%.

Безпека при експлуатації компресорів

При стисненні газів виникають ризики, пов'язані з підвищенням тиску, температури і протіканням процесів, які можуть призвести до вибухів і травматизму.

Застосовуваний в відцентрових компресорах принцип стиснення забезпечує їх велику продуктивність при відносно менших тисках нагнітання в порівнянні з поршневіми компресорами. Турбокомпресори можна безпосередньо з'єднувати з швидкохідними електродвигунами і паровими і газовими турбінами, вони відрізняються компактністю, рівномірністю подачі, чистотою газу, що подається, що не забрудненого мастилом (змащуються тільки підшипники і редуктори).

Реальні процеси стиснення підкоряються закону, що характеризується рівнянням політропи:

$$P \cdot V^m = const.$$

При стисненні температура газу значно зростає, що видно з наступної формули:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}},$$

де T_1 и T_2 – абсолютна температура газу до та після стиснення, К

P_1 P_2 – абсолютний тиск газу до та після стиснення, Па

m – показник політропи.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

При стисненні повітря або будь-якого іншого газу без охолодження (адіабатний процес) температура буде різко підвищуватися.

Нижче показано, як змінюється температура повітря з ростом тиску:

Тиск, МПа 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 1,0 2,0 5,0

Температура, °С 20 45 86 131 166 195 221 300

При підвищенні температури збільшується витрата енергії на стиснення газу, знижується міцність металу компресора; різко посилюється розкладання мастила і виникає можливість вибуху. Тому для безпечної роботи компресора потрібно правильна організація мастила.

Мастила при перегріванні піддаються термічному розкладанню з виділенням водню; граничних і ненасичених легких вуглеводневих газів, в тому числі і ацетилену, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші. При розкладанні мастила на стінках каналів компресора і в трубопроводах відкладаються тверді продукти розкладання: сажа, смоли, асфальтени і карбоїди, образуючі «нагар». Масла низької якості здатні утворювати з повітрям перекисні сполуки, легко розкладаються з вибухом.

Мастила при високій температурі частково випаровуються, а при надмірно рясному мастилі розпорошуються в стисливому повітрі у вигляді дрібних бризок - туману, утворюючи з повітрям вибухонебезпечні суміші. При вмісті в повітрі 6÷11% масляної пари суміш може вибухати вже при 200 °С.

Характеристика мастильних речовин, які застосовуються в компресорах (температура спалаху, в'язкість, термічна стійкість і хімічні властивості), повинна задовольняти вимогам роботи компресорів в реальних умовах. Перед застосуванням мастил перевіряють їх температуру спалаху і випаровуваність.

Для змащення підшипників відцентрових компресорів вживають компресорні мастила з температурою спалаху 216÷245 °С і температурою

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

самозаймання близько 400 °С (К-12; КС-19). З підвищенням тиску температура спалаху і температура самозаймання знижується. Температура спалаху мастила повинна бути на 70 °С вище температури стисненого газу. При високому тиску використовують термічно стійкі добре очищені масла здатні протистояти окисляє дії гарячого газу.

Бризки мастила, яке уноситься газом, відокремлюються в спеціальних масловідділювачах, що встановлюються після компресора. Трубопроводи завжди прокладають з невеликим ухилом в бік руху газу, а буферна ємність обладнана в нижній частині спускною трубкою з краном для систематичної продувки і видалення водяного конденсату і мастила. Періодично трубопроводи та буферні ємності ретельно очищають і промивають.

Перед пуском компресорів перевіряють наявність мастила.

З метою недопущення підвищення тиску вище робочого і можливих при цьому аварій на кожному ступені компресора встановлюють запобіжний клапан і манометр. При підвищенні тиску понад робочий надмірну кількість газу через запобіжний клапан закритого типу, розташований всередині корпусу компресора або на «шунтовій» (байпасній) лінії, повертається у всмоктувальну лінію компресора. При зменшенні або припинення витрат газу робота компресора автоматично перемикається «на самого себе». На повітряних компресорах і акумуляторах стисненого повітря застосовують запобіжні клапани відкритого типу з випуском надлишкового повітря в атмосферу.

Всі рухомі частини компресорів і приводів до них закривають огороженнями. Обертіві частини (колінчаті вали та ін.) Ретельно балансують, щоб уникнути аварії.

Дуже велику небезпеку становить підсмоктування повітря компресорами і газодувками. При цьому компримується ацетилен, метан, водень та інші гази, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші. Щоб уникнути підсосу повітря усмоктувальні лінії завжди слід тримати під

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

невеликим надлишковим тиском газу з газгольдера. Перед пуском систему продувають інертним газом. Комприміруєми́й газ систематично аналізують на вміст кисню, застосовуючи для цього безперервнодіючі автоматичні прилади, засновані на вимірі теплового ефекту від спалювання газу або на визначенні магнітних властивостей, характерних тільки для кисню. Для визначення вмісту кисню застосовують також фотоколориметричні і акустичні газоаналізатори, які постачають самопишущим реєструючим механізмом і сигналізацією.

При падінні тиску у всмоктувальній лінії, зменшенні запасу газу в газгольдері нижче допустимого, підвищенні тиску і температури в нагнітальному трубопроводі і збільшенні вмісту кисню, компресор повинен автоматично вимикатися з подачею сигналу.

У хімічних виробництвах замість поршневих компресорів воліють застосовувати відцентрові ротаційні водокільцеві компресори, нізкого- тиску і вакуум-насоси. Вони менш небезпечні при стисненні газів, особливо тих, які не повинні стикатися з мастилом, або займаються від іскри при терті, або розкладаються при підвищенні температури. Водокільцеві компресори придатні для стиснення зволжених газів і високоагресивних середовищ. Є конструкції, виконані з фаоліту та інших корозійностійких матеріалів.

Для стиснення хлору застосовують ротаційні компресори, в яких рідинним кільцем служить концентрована сірчана кислота. Рідина, що заповнює робочу порожнину, створює гідравлічний затвор і охолоджується, в герметичному виносному холодильнику.

Повітряні компресорні «установки продуктивністю понад 20 м³/хв виносять в окремі або прибудовані одноповерхові приміщення висотою не менше 4 м, виконані з вогнестійких матеріалів і обладнані підймальними пристроями. Покриття цих приміщень роблять вогнетривкими і легкоскидними під час вибуху. Площа вікон, дверей і легкоскидних панелей покриттів повинна становити не менше 0,05 м² на 1 м³ приміщення

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

компресорної.

Буферні ємності (акумулятори, ресивери) розташовують поза приміщеннями, на відкритому повітрі. Їх постачають запобіжними клапанами. Між буферної ємністю і компресором ставлять лічильники води.

До обслуговування компресорів допускаються, машиністи і апаратники, які пройшли спеціальну підготовку, склали іспити і мають відповідні посвідчення.

Вібрація

Під вібрацією розуміється рух точки або механічної системи, при якому відбувається почергове зростання й убутання в часі значень, принаймні, однієї координати.

Причиною порушення вібрації є неврівноважені силові дії, що виникають при роботі машин і агрегатів. В одних випадках їх джерелами є зворотно-поступальні рухомі системи (кривошипно-шатунні механізми, ручні перфоратори, вібротрамбовки, агрегати віброформовання і т. ін.); в інших випадках неврівноважені обертові маси (ручні електричні та пневматичні шліфувальні машини, ріжучий інструмент верстатів і т. п.). Іноді вібрації створюються ударами деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли і т.п.). Величина дисбалансу у всіх випадках призводить до появи неврівноважених сил, що викликають вібрацію. Причиною дисбалансу може з'явитися неоднорідність матеріалу тіла, що обертається, розбіжність центру маси тіла і осі обертання, деформація деталей від нерівномірного нагрівання при гарячих і холодних посадках і таке інше.

Вплив вібрацій на людину найчастіше пов'язано з коливаннями, зумовленими зовнішнім змінним силовим впливом на машину або на окрему її систему. Виникнення такого роду коливань може бути пов'язано не тільки з силовим, а й з кинематическим збудженням, наприклад, в транспортних засобах при їх русі по нерівній дорозі.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		36

Основними параметрами вібрації, яка відбувається за синусоїдальним законом, є: амплітуда віброперемещення X_t , амплітуда коливальної швидкості V_t , амплітуда коливального прискорення a_t , період коливань T , частота f , пов'язана з періодом коливань співвідношенням $f = 1/T$.

Розрізняють загальну і локальну вібрації. Загальна вібрація викликає струс всього організму, локальна залучає в коливальний рух окремі частини тіла. Загальної вібрації піддаються транспортні робочі, оператори потужних штампів, вантажопідіймальних кранів і деяких інших видів обладнання. Локальній вібрації піддаються працівники з ручним електричним і пневматичним механізованим інструментом (зачистка зварних швів, обрубка виливків, клепка, шліфування і т. ін.). У ряді випадків працівник може зазнавати одночасно впливу загальної та локальної вібрації (комбінована вібрація), наприклад, при роботі на будівельно-дорожніх машинах і транспорті.

Розробка заходів щодо зниження виробничих вібрацій повинна проводитися одночасно з рішенням основного завдання сучасного машинобудування – комплексної механізації і автоматизації виробництва. Введення дистанційного керування цехами і ділянками дозволить повністю вирішити проблему захисту від вібрацій.

У неавтоматизованих виробництвах здійснюють такі методи по зменшенню вібрацій: в джерелі виникнення, щодо зниження їх на шляхах поширення, по зниженню шкідливого впливу вібрацій на працюючих шляхом відповідної організації праці, а також застосування засобів індивідуального захисту і лікувально-профілактичних заходів.

Методи боротьби з вібрацією базуються на аналізі рівнянь, що описують коливання машин і агрегатів в умовах, виробництва. Ці рівняння складні, так як будь-який вид технологічного обладнання, так само як і його окремі конструктивні елементи, є системою з багатьма ступенями рухливості і має низку резонансних частот.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Герметичність

Герметичність – це непроникність рідинами і газами стінок і з'єднань, що обмежують внутрішні об'єми пристроїв і установок.

Принцип герметичності, тобто непроникності, в тій чи іншій мірі, використовують практично у всіх пристроях і установках, в яких в якості робочого тіла застосовують рідина або газ. Внутрішні обсяги герметичних пристроїв і установок обмежують середу, яка може бути або робочим тілом, або виконувати роль того середовища, в якій протікають основні робочі процеси. Тому параметри її стану (як і саме середовище) різні. Так, середовище може бути сильно нагрітої (мати температуру кілька тисяч градусів) або бути сильно охолодженої (мати температуру, близьку до абсолютного нуля); тиск всередині пристрою може вимірюватися тисячами МПа або мати значення, характерні для глибокого вакууму.

У ряді випадків порушення герметичності, тобто розгерметизація пристроїв і установок, не тільки небажана з технічної точки зору, але і небезпечна для обслуговуючого персоналу і виробництва в цілому.

Порушення герметичності може бути причиною вибуху. Тут слід розрізнити дві причини. З одного боку, вибух може бути наслідком порушення герметичності, наприклад, запалення вибухової суміші всередині установки. З іншого, порушення герметичності може стати причиною вибуху, наприклад, у разі порушення герметичності ацетиленового трубопроводу поблизу ділянок порушення утворюється ацетиленовоздушная суміш, яка може спалахнути найслабшими імпульсами. Непомічене тривале горіння призводить до такого сильного розігріву трубопроводу, що ацетилен в ньому самозаймається.

При розгерметизації створюються небезпечні і шкідливі виробничі фактори, що залежать від фізико-хімічних властивостей робочого середовища, тобто виникає небезпека:

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- отримання опіків під впливом високих або, навпаки, низьких температур (термічні опіки) і через агресивність середовища (хімічні опіки);
- травматизму, пов'язаного з високим тиском газу в системі, наприклад, порушення герметичності балона з газом при тиску 20 МПа з утворенням отвору діаметром 15 мм приведе до появи початкової реактивної тяги близько 3,5 кН; при масі балона 70 кг він може придбати прискорення 5g і переміститися на деяку відстань;
- отруєння, пов'язані із застосуванням інертних і токсичних газів і ін.

Безпека при експлуатації трубопроводів

Безпека експлуатації трубопроводів забезпечується їх правильним прокладанням, якісним монтажем, встановленням компенсаторів і необхідної арматур, пристроєм в необхідних випадках обігрівання і дренажу, контролем їх технічного стану і своєчасним ремонтом.

Трубопроводи повинні мати сигнальне пофарбування в такі кольори в залежності від виду робочого тіла:

- вода – зелений;
- пара – червоний;
- повітря – синій;
- гази горючі і негорючі – жовтий;
- кислоти – помаранчевий;
- луги – фіолетовий;
- рідина горючі і негорючі – коричневий;
- інші речовини – сірий.

Для того щоб виділити вид небезпеки, на трубопроводи наносять сигнальні кольорові кільця.

Червоні кільця означають, що транспортуються вибухонебезпечні, вогненебезпечні, легкозаймисті речовини, з Оленою - безпечне або нейтральне речовини, жовті – токсичні речовини.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Крім того, жовтими кільцями позначають інші види небезпек (високий вакуум, високий тиск, наявність радіації). При нанесенні кілець жовтого кольору на трубопроводи з розпізнавальним фарбуванням газів і кислот і кілець зеленого кольору на трубопроводи з розпізнавальним фарбуванням кільця мають чорну або білу облямівку завширшки не менше 10 мм. Кількість запобіжних кілець відповідає ступеню небезпеки речовини, яке транспортується. Поруч з кольоровими сигнальними кільцями застосовуються також попереджувальні знаки, маркуються щитки і написи на трубопроводах, які розміщуються на найбільш відповідальних місцях комунікацій.

Для виявлення газу в повітрі застосовують одорування, тобто надають газу певний запах для кращого виявлення. Прокладання трубопроводів на підприємствах буває підземним в прохідних каналах (тунелях), в непрохідних каналах і безканалне – безпосередньо в ґрунті.

Наземне прокладання здійснюється на опорах, а надземне – на естакадах, стояках, кронштейнах, а також на колонах, стінах будинків. Трубопроводи наземного і надземного прокладання в 2,5 рази довше служать, ніж підземні. Мінімальна висота прокладання трубопроводів – не менше ніж 2.2 м. А над дорогами – не менш 4,5 м. Трубопроводи слід прокладати з деяким ухилом, проте, необхідно уникати знижених ділянок і тупиків, де залишається рідина. Паропроводи і газопроводи, в яких може утворюватися конденсат, повинні мати дренажні пристрої для відведення конденсату і води.

З метою полегшення ремонту і монтажу фланцевих з'єднань їх слід розміщувати в зручних місцях. Забороняється розміщувати їх над проходами, робочими місцями, електроустановками. На кожному фланцевому з'єднанні трубопроводу, по якому транспортуються хімічні речовини, повинен бути захисний кожух, який запобігає викид струменя небезпечної речовини під тиском.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

З метою запобігання виникненню небезпечних теплових напружень (які можуть викликати розриви при охолодженні або вигинання при нагріванні труб, відрив фланців) на трубопроводах передбачаються компенсуючі елементи. Компенсація теплових напружень забезпечується використанням компенсаторів або пристроєм трубопроводів з самокомпенсацією. Коли трасою трубопроводу є ламана лінія, тоді можна забезпечити самокомпенсацією за допомогою рухомих опор. Компенсатори виготовляються із зігнутих труб у вигляді букв П У. Компенсатори виготовляються з пружних матеріалів.

На трубопроводах повинні бути справними і належним чином відрегульованими зворотні, редукційні, запірні, запобіжні клапани. Зворотні клапани пропускають газ або рідину лише в один бік. Зворотні клапани ємностей під тиском, в тому числі трубопроводів, запобігають зворотному ходу потоку робочого тіла в разі початку горіння і при появі протидії.

Важливим елементом трубопроводів є запобіжні клапани. Вони застосовуються для попередження виникнення в трубопроводі тиску, яке перевищує допустимий. У разі перевищення тиску через клапани частина газу або рідини викидається в атмосферу. Встановлення будь-яких інших арматур між запобіжним клапаном і джерелом тиск заборонено. Запобіжний клапан повинен закриватися спеціальним кожухом, щоб запобігти самовільне регулювання клапанів обслуговуючим персоналом. Після спрацювання запобіжного клапана оператор повинен негайно відрегулювати тиск.

Трубопроводи періодично підлягають зовнішньому огляду і гідравлічному випробуванню. При зовнішньому огляді визначається стан зварних та фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються поклони, прогини, міцність несучих конструкцій. Здійснюється гідравлічне випробування встановленим тиском в залежності від матеріалу трубопроводу. Результати гідравлічного випробування вважаються задовільними, якщо тиск не

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

знизився, а в зварних швах, трубах, корпусах арматури не встановлені ознаки розривів, витікань або запотівання.

Безпека при експлуатації балонів

Балони повинні розраховуватися і виготовлятися за нормативною документацією, узгодженою з Держнаглядом України. Балони повинні мати вентиля, щільно вкручені в отвори горловини або у витратно-наповнювальні штуцери у спеціальних балонах, які не мають горловини. Балони для стиснених, зріджених і розчинених газів місткістю більше 100 л повинні бути забезпечені паспортом.

На балони місткістю понад 100 л повинні встановлюватися запобіжні клапани. При груповому встановленні балонів допускається встановлення запобіжного клапана на всю групу балонів. Балони місткістю понад 100 л, які встановлюються як витратні ємності для зріджених газів, що використовуються як паливо на автомобілях та інших транспортних засобах, крім вентиля і запобіжного клапана, повинні мати показчик максимального рівня наповнення. На таких балонах також допускається встановлення спеціального наповнювального клапана, вентиля для відбирання газу в пароподібному стані, показчика рівня зрідженого газу в балоні і спускної пробки.

Бічні штуцери вентилів для балонів, які наповнюються воднем та іншими горючими газами, повинні мати ліву різьбу, а для балонів, які наповнюються киснем та іншими негорючими газами – праву різьбу. Кожен вентиль балонів для вибухонебезпечних горючих речовин, шкідливих речовин 1-го і 2-го класів небезпеки за ДСТУ 12.1.007 повинен бути забезпечений заглушкою, яка накручується на боковий штуцер. Вентилі в балонах для кисню повинні укручуватися із застосуванням ущільнювальних матеріалів, загоряння яких в середовищі кисню виключається.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

На верхній сферичній частині кожного металевого балона повинні бути вибиті (чітко видні) такі дані:

- товарний знак підприємства-виготовлювача;
- номер балона;
- фактична маса порожнього балона (кг).

Для балонів місткістю до 12 л включно – з точністю до 1 кг; понад 12 до 55 л включно – з точністю до 0,2 кг; маса балонів місткістю понад 55 л відзначається відповідно на їх виготовлення:

- дата (місяць, рік) виготовлення і наступного огляду;
- робочий тиск (P), МПа (кгс/см²);
- пробний гідравлічний тиск (П), МПа (кгс/см²);
- місткість балонів, л; (для балонів місткістю до 12 л включно – номінальна; для балонів місткістю понад 12 до 55 л включно – фактична з точністю до 0,3 л; для балонів місткістю понад 55 л – відповідно до їх виготовлення);
- клеймо підприємств виготовлювача круглої форми діаметром 10 мм (за винятком стандартних балонів місткістю понад 55 л);
- номер стандарту для балонів місткістю понад 55 л. Висота знаків на балонах повинна бути не менше 6 мм, а на балонах місткістю 55 л – не менше ніж 8 мм.

Маса балонів, за винятком балонів для ацетилену, відзначається з урахуванням маси нанесеної фарби, кільця для ковпака і башмака, якщо такі передбачені конструкцією, але без маси вентиля і ковпака.

Написи на балони наносять по обводу на довжину не менше 1/3 обводу, а смуги – по всьому обводу, причому висота букв на балонах ємністю понад 12 л повинні бути 60 мм, а ширина смуги – 25 мм. Розміри написів і смуг на балонах ємністю до 12 л повинні визначатися в залежності від величини бокової поверхні балонів. Фарбування балонів і написи на них можуть виконуватися масляними, емалевими або нітрофарбами. Фарбування наново

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		43

виготовлених балонів і нанесення написів здійснюється підприємствами-виробниками, а під час експлуатації – наповнювальними станціями або випробувальними пунктами. Маркування та фарбування неметалевих балонів повинні проводитися відповідно до ТУ на балон. Колір фарбування і текст написів на балонах, які використовуються в спеціальних установках або призначених для наповнення газами спеціального призначення, встановлюються зацікавленими відомствами за погодженням з органами Держнаглядохоронпраці України.

Огляди балонів. Дозвіл на опосвідчення балонів видається підприємствам-наповнювачам, наповнювальним станціям і пунктам випробовування органами Держнаглядохоронпраці України після перевірки ними наявності:

- виробничих приміщень, а також технічних засобів, які забезпечують можливість якісного проведення огляду;

- наказу про призначення на підприємстві осіб, відповідальних за проведення огляду, з інженерно-технічних працівників, які мають відповідну підготовку:

- інструкції з проведення технічного огляду балонів.

Величина пробного тиску і час витримки балонів під пробним тиском на підприємстві-виробнику встановлюються для стандартних балонів за стандартами, для нестандартних – за технічними умовами, при цьому пробний тиск повинен бути не менший ніж півтора значення робочого тиску.

Балони на підприємстві-виробнику, за винятком балонів для ацетилену, після гідравлічного випробування повинні також підлягати пневматичному випробуванню тиском, що дорівнює робочому тиску. Під час пневматичного випробування балони повинні бути занурені у ванну з водою. Балони для ацетилену повинні підлягати пневматичному випробуванню на підприємствах, які наповнюють балони пористою масою. Безшовні балони з двома відкритими горловинами випробуванню на герметичність на

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		44

підприємстві-виробнику не підлягають, крім балонів, призначених для роботи з середовищами 1-го, 2-го, 3-го, 4-го класів небезпеки.

Балони нової конструкції або балони, виготовлені з раніше не використовуваних матеріалів, повинні бути випробувані за спеціальною програмою, яка передбачає, зокрема, доведення балонів до руйнування, при цьому запас міцності за мінімальним значенням тимчасового опору металу при 20 °С повинен бути не менше 2,6 з перерахуванням на найменшу товщину стінки без урахування корозії.

Огляд балонів, за винятком балонів для ацетилену, складається з:

- огляд внутрішньої і зовнішньої поверхонь балонів;
- перевірка маси і місткості;
- гідравлічні випробування.

Перевірка маси і місткості безшовних балонів ємністю до 12 л включно і понад 55 л, а також зварних балонів незалежно від місткості не проводиться.

При задовільних результатах підприємство, на якому проведено огляду, вибиває на балоні своє клеймо круглої форми діаметром 12 мм, дати проведеного і наступного огляду (в одному ряді з клеймом). Результати технічного огляду балонів ємністю понад 100 л прикріплюють до паспорту балонів. Клейма на балонах в цьому випадку не наносяться.

Результати огляду балонів, за винятком балонів для ацетилену, записуються особою, яка проводила опосвідчення балонів в журнал випробувань, який має, зокрема, такі графи:

- товарні знак підприємства-виготовлювача; номер балона;
- дата (місяць, рік) виготовлення балона;
- дата проведеного і наступного огляду;
- маса, вибита на балоні, кг;
- маса балона, встановлена під час огляду, кг;
- місткість балона, вибита на балоні, л;

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- місткість балона, повна під час огляду, л;
- робочий тиск (P), МПа (кгс/см²);
- помітка про придатність балона;
- підпис особи, яка здійснювала опосвідчення балонів.

Експлуатація, зберігання і транспортування балонів на підприємстві повинні здійснюватися відповідно до вимог інструкції, затвердженої в установленому порядку. Робітники, які обслуговують балони, повинні бути навчені і проінструктовані відповідно до чинної нормативної документації. При експлуатації балонів забороняється повністю витратити газ, який в них знаходиться. Залишковий тиск газу в балоні повинен бути не менше 0,05 МПа (0,5 кгс/см²).

Випускання газів з балонів в ємності з меншим робочим тиском може здійснюватися через редуктор, призначений для даного газу і пофарбований у відповідний колір. Камера низького тиску редуктора повинна мати манометр і пружинний запобіжний клапан, відрегульований на відповідний дозволений тиск в ємності, в яку перепускається газ. За неможливості через несправність вентилів випустити на місці застосування газ з балонів, останні треба повернути на наповнювальну станцію. Випускання газу із таких балонів на наповнювальній станції може здійснюватися відповідно до інструкції, затвердженої в установленому порядку.

Наповнення балонів газами повинно здійснюватися за інструкцією, розробленою і затвердженою в установленому порядку з урахуванням властивостей газу, місцевих умов і вимог інструкції щодо наповнення балонів газами.

Наповнювальні станції, які здійснюють наповнення балонів стисненими, зрідженими та розкритими газами, зобов'язані вести журнал наповнення балонів, в якому, зокрема, повинні бути вказані:

- дата наповнення;
- номер балона;

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- дата огляду;
- маса газу (зрідженого) в балоні, кг;
- підпис особи, яке наповнювало балон. Якщо на одному підприємстві здійснюється наповнення балонів різними газами, то на кожний газ має вестись окремий журнал наповнення.

Переміщення балонів в пунктах наповнення і споживання газів може здійснюватися на спеціально пристосований для цього візках або за допомогою інших пристроїв. Перевезення наповнених газами балонів має здійснюватися на ресорному транспорті або на автокарах в горизонтальному положенні, обов'язково з прокладками між балонами. Для прокладок можуть застосовуватись дерев'яні бруси з вирізаними гніздами для балонів, а також мотузкові або гумові кільця товщиною не менше 25 мм (по два кільця на балон) або інші прокладки, які захищають балони від ударів один об одного. Всі балони під час перевезення треба укладати вентилями в один бік. Дозволяється перевезення балонів у спеціальних контейнерах, а також без контейнерів у вертикальному положенні обов'язково з прокладками між ними і загорожею від можливого падіння.

Транспортування і зберігання балонів можуть здійснюватися з накрученими ковпаками. Транспортування балонів для вуглеводних газів здійснюється відповідно «Правила безпеки в газовому господарстві». Зберігання наповнених балонів на підприємстві-наповнювачі до видачі їх споживачам допускається без запобіжних ковпаків. Перевезення балонів автомобільної, залізничним, водним та повітряним транспортом повинно здійснюватись згідно з галузевими правилами перевезення відповідних транспортних міністерств.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Шум.

Компресорні установки є потенційними джерелами шумового забруднення.

Джерела шуму компресора:

- потік газу на вході та виході компресора;
- робота, яку виконує робоче колесо і тертя, яке виникає під час роботи;
- високочастотний шум турбомашини, який утворюється на виході з машини (вихровий шум та шум від неоднорідності потоку);
- незбалансована маса коліс, що працюють в системі.

В якості основної величини, що використовується в нормуванні шуму і в розрахунках для шумоглушника приймається тиск p (Н/м²) та його рівень L (дБ).

Через шкідливий вплив шуму на організм людини знижується продуктивність роботи, що втомлює робочих і операторів через сильний шум збільшується число помилок при роботі, які призводить до травм та погіршення якості роботи.

Для зниження рівня шуму необхідно:

- експлуатувати установку при номінальному режимі;
- проводити планові перевірки та ремонти;
- розраховують та встановлюють шумоізоляцію в залежності від рівня шуму;
- встановлювати глушники:
 - 1) за принципом роботи:
 - 1.1) реактивні (відбиваючі);
 - 1.2) активні (дисипативні);
 - 2) за конструкцією:
 - 2.1) пластинчасті;
 - 2.2) трубчасті;

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2.3) гнучкі.

Глушники мають невисокий гідравлічний опір а звукову енергію перетворюють в теплову в звукопоглинаючому матеріалі, який розміщують на внутрішніх поверхнях глушників.

Стаціонарі ГТУ, компресорні машини, які застосовуються в якості електрогенераторів на електростанціях, на магістральних газопроводах, є джерелами основного шуму установок.

Шум потоку створюється в результаті турбулентного змішування частинок газу, через те, що частинки газу мають велику швидкість витікання, в порівнянні з частинками навколишнього газу.

Характер шуму є аеродинамічним.

Найефективнішим способом боротьби з шумом є встановлення глушників в газопроводах, по яким транспортується шумові потоки.

3.2 Розрахунок глушників для відцентрового компресора

Глушники повинні загороджувати шляхи розповсюдження шуму і не мають перешкоджати переміщенню робочого середовища, що визначає конструкцію глушника.

Трубчасті глушники круглого (поперечного) перерізу містять перфоровану трубу та геометричний кожух, між якими розміщують звукопоглинаючий матеріал. Внутрішня перфорована труба слугує для втримання звукопоглинаючого матеріалу від видування в процесі експлуатації установки.

В якості звукопоглинального матеріалу в протестуючої вихрової машини використовується надтонке скляне (бальзатове) волокно, густиною $\rho_v = 25 \text{ кг/м}^3$. Оболонка зроблена із склотканини марки Е-01 і перфорованого металевого листа.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Необхідна площа перерізу глушника:

$$S = \frac{Q}{v} = \frac{5}{69,5} = 0,071 \text{ м}^2$$

де $Q = 5$ – об'ємна витрата повітря, м^3 ;

$v = 69,5$ – швидкість витікання газу, м/с .

При відсутності глушника рівень звукової потужності потоку можна визначити за формулою:

$$L_p = 80 \lg v + 20 \lg \rho_c + 10 \lg F_c + L_{p0}$$

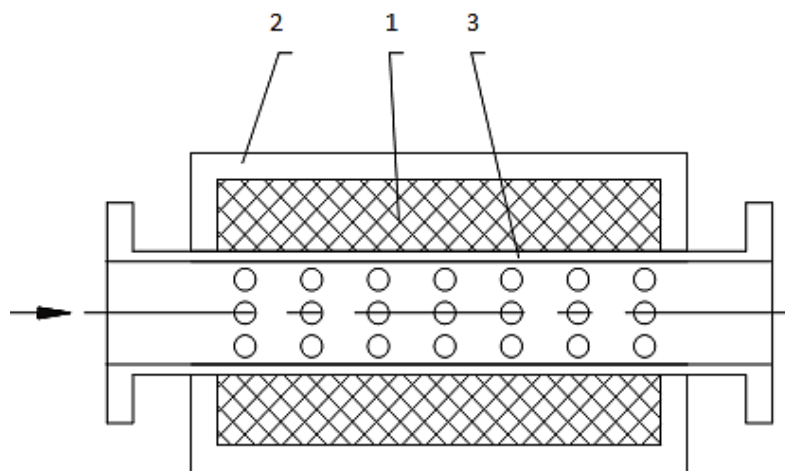
де $\rho_c = 1,11$ – густина потоку газу (з розрахунку розділ 2), кг/м^3 ;

$L_{p0} = 52$ дБ – поправка до спектральних рівнів звукової хвилі потужності вільної хвилі;

F_c – площа сопла, м^2 .

Таким чином,

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



1 – звукопоглинаючий наповнювач; 2 – болонка; 3 – сітчаста труба
Рисунок 3.1 – Схема дисипативного трубчатого глушника
круглого перерізу

Загальний рівень звукового тиску:

$$L_{\Sigma} = L_p - \theta - 20 \lg r + \Delta L_H$$

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де $\theta = 11$ дБ – логарифмічний декремент;

r – відстань від початкової ділянки потоку, м;

$\Delta L_H = -4 \div 7$ – поправка на направлення сумарного шуму в потоці, для $90^\circ \div 150^\circ$.

$$L_\Sigma = 181 - 11 - 20 \lg 5 + 5,5 = 161 \text{ дБ.}$$

Акустична ефективність глушника:

$$\Delta L_{\text{ЕФ}} = \Delta L_1 \cdot l + \delta$$

де ΔL_1 – затухання низької звукової хвилі в глушника на довжині 1 м, (поправка, що враховує розподілення звукової потужності за октавними полосами і приймається в залежності від типу установки та частоти обертання), дБ/м;

l – довжина облицьованих секцій, м;

δ – поправка на дифузійність звукового поля в глушнику (поправка на режим роботи), дБ.

Величина ΔL_1 залежить від типу та розміру глушника, приводиться в середньгеометричних частотах октавних полюс при умові, що швидкість потоку $v \leq 15$ м/с.

Обираємо трубчастий глушник типу ГТК 2-1 з параметрами:

- 1) внутрішнім діаметром глушника $D_1 = 125$ мм;
- 2) товщиною облицювання $H = 110$ мм;
- 3) довжиною глушника $L = 480$ мм.

Значення ΔL_1 приведені в таблиці 3.9.1.

Довжина звукової хвилі в газовому середовищі, що протікає через глушник, м:

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

де $c = 355$ м/с – швидкість звука в газовому середовищі;

f – середньгеометрична частота октавної полоси, Гц.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Для того щоб визначити необхідність глушника необхідно провести акустичний розрахунок для усіх восьми октавних частот: 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 та 8000 Гц.

Необхідна довжина глушника:

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

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

Таблиця 4.2. – Результати розрахунку параметрів глушника

f	Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
λ	м	5,63	2,84	1,42	0,71	0,35	0,18	0,08	0,04
\sqrt{F}/λ	–	0,019	0,037	0,074	0,148	0,296	0,592	1,183	2,367
δ	дБ	0	0	0	1,9	6,4	8,5	9,1	9,8
ΔL_1	дБ/м	3,7	11,6	11,2	21,5	20,2	27,3	60,1	28,7
$\Delta L_{\text{ЕФ}}$	дБ	1,78	5,57	5,38	12,22	16,10	21,60	37,95	23,57
l_p	м	1	1	1	0,84	0,60	0,61	0,76	0,58

Обраний тип глушника знижує шум на високих частотах, що характерний для відцентрового компресора на 25÷70 дБ.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ 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. Компресорні станції : підручник / Г. А. Бондаренко, Г. В. Кирик. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 385 с.
4. Основи проєктування турбокомпресорів : навч. посіб. / Г. А. Бондаренко, В. М. Бага. – Суми : СумДУ, 2022. – 203 с.
5. Мілованов В. І. Спеціальні типи компресорів / В. І. Мілованов Навчальний посібник. – Одеса: Одеська національна академія харчових технологій, 2013. – 128 с.
6. Технологія використання стиснених газів : підручник / Г. А. Бондаренко, В. І. Мілованов, В. М. Ярошенко. – Одеса : Зовнішрекламсервіс, 2015. – 449 с.
7. Варіантний розрахунок відцентрового компресора : навч. посіб. / М. В. Калінкевич. – Суми : СумДУ, 2008. – 55 с.
8. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проєктування «Термогазодинамічний розрахунок робочого колеса відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин» / М. В. Калінкевич – Суми : СумДУ, 2008. – 20 с.
9. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проєктування «Розрахунок дифузорів відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин» / М. В. Калінкевич. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008.
10. Проектування зворотних напрямних апаратів відцентрового компресора : навч. посіб. / М. В. Калінкевич, А. М. Калашніков. – Суми : СумДУ, 2011. – 141 с.
11. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проєктування «Розрахунок вихідних пристроїв відцентрового компресора» з

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						53
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

курсу «Проектування турбомашин» : зі спец. «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка» для студ. денної форми навчання / М. В. Калінкевич. – Суми : СумДУ, 2008. – 37 с.

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

13. 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.

14. 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.

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. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : довідник у 2-х ч. Ч.1 : (А – Н) / Ю. В. Буц, О. І. Богатов, О. Г. Зима та ін.; за заг. ред. Ю. В. Буца. — Х. : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2020. – 182 с.

18. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : довідник у 2-х ч. Ч.2 : (О – Я) / Ю. В. Буц, О. І. Богатов, О. Г. Зима та ін.; за заг. ред. Ю. В. Буца. — Х. : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2020. – 179 с.

19. Охорона праці в галузі та цивільний захист [Електронний ресурс] : навч. посіб. / В. М. Курєпін, К. М. Горбунова, В. М. Курєпін та ін. – Полтава : МНАУ, 2020. – 266 с.

20. 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.

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Бондаренко. С. М. Ванєєв, В. М. Козін, С. О. Шарапов. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 42 с.

21. ДСТУ 3008-95 «Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення».

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		55

ДОДАТКИ

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		56

Додаток А. Варіантний розрахунок компресора

Betal2 ,град	22.50	32.00	45.00	60.00	90.00
Fir2	0.150	0.170	0.250	0.280	0.310
Etap	0.840	0.850	0.830	0.830	0.820
Kp	1.050	1.050	1.050	1.050	1.050
Z2	10	14	22	25	28
Tau2	0.910	0.910	0.910	0.910	0.910
RPi	1.800	1.800	1.800	1.800	1.800
Tn ,К	293.00	293.00	293.00	293.00	293.00
Zn	0.952	0.952	0.952	0.952	0.952
R ,Дж/(кг.К)	511.70	511.70	511.70	511.70	511.70
Ср, Дж/(кг.К)	2458.0	2458.0	2458.0	2458.0	2458.0
RK	1.323	1.323	1.323	1.323	1.323
U2p ,м/с	320.00	320.00	320.00	320.00	320.00
Mw1m	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
Mc2m	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
Vnn ,м3/мин	400.80	400.80	400.80	400.80	400.80
RN ,об/мин	5500.0	5500.0	5500.0	5500.0	5500.0
Sigma	3.4406	3.4816	3.3997	3.3997	3.3587
DelTs , К	54.585	53.887	55.301	55.301	56.037
Lps ,Дж/кг	107293.6107	182.8107	407.2107	407.2107	523.8
PsiT2	0.5176	0.6090	0.6490	0.7295	0.8878
Psip	0.4566	0.5436	0.5656	0.6358	0.7644
Alfa2 ,град	16.16	15.60	21.07	21.00	19.25
Azvn ,м/с	434.55	434.55	434.55	434.55	434.55
U2w1 ,м/с	586.64	586.64	586.64	586.64	586.64
U2c2 ,м/с	725.68	618.52	562.32	500.51	415.90
IY	3	3	3	3	2
C2 ,м/с	150.84	162.11	174.98	185.43	249.39
U2 ,м/с	279.88	256.38	251.59	237.31	265.20
DelTst ,К	18.195	17.962	18.434	18.434	28.018
Mw11	0.4294	0.3933	0.3860	0.3641	0.4069
Mc21	0.3393	0.3653	0.3945	0.4186	0.5594
D2 ,м	0.9719	0.8903	0.8737	0.8241	0.9209
1-я ступень:					
T21 ,К	306.57	305.62	305.21	304.44	308.37
Eps21	1.1168	1.1103	1.1029	1.0963	1.1281
B21	0.0528	0.0609	0.0441	0.0472	0.0297
2-я ступень:					
T22 ,К	324.76	323.58	323.64	322.87	336.39
Eps22	1.2856	1.2793	1.2696	1.2624	1.3850
B22	0.0458	0.0529	0.0383	0.0410	0.0242
3-я ступень:					
T23 ,К	342.96	341.54	342.07	341.31	0.00
Eps23	1.4685	1.4629	1.4500	1.4423	0.0000
B23	0.0401	0.0462	0.0336	0.0359	0.0000
4-я ступень:					
T24 ,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:					
T25 ,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:					
T26 ,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

Додаток Б. Вихідні дані для розрахунку робочих коліс

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		57

5500	- номинальная частота вращения ротора ,	об/мин
1.800	- эмпирический коэффициент KKR	
0.03	- эмпирический коэффициент KЭ	
3	- число ступеней в секции	
0.010	- разность между диаметром втулки рабочего колеса и диаметром вала первой ступени ,	м
0.89	- наружный диаметр рабочих колес секции ,	м
1.0	- эмпирический коэффициент K1	
1.02	- эмпирический коэффициент KD	
1.05	- эмпирический коэффициент KS	
0.06	- относительная ширина рабочего колеса 1 ступени	
0.17	- коэффициент расхода на выходе из РК	
0.95	- задаваемая газодинамическая функция Eps1	
3.482	- газодинамическая функция Sigma	
2458	- теплоемкость при постоянном давлении Sp ,	
	Дж/(кг.К)	
293	- температура газа на входе в компрессор Tн ,	К
19.61	- плотность газа на входе в компрессор ,	кг/м3
0.952	- коэффициент сжимаемости газа	
511.7	- газовая постоянная ,	
	Дж/(кг.К)	
400.8	- объемный расход газа на входе в компрессор ,	м3/мин
14	- число лопаток на выходе из рабочего колеса	
32.00	- угол лопаток на выходе рабочего колеса ,	градус
1.323	- показатель адиабаты	
0.008	- толщина лопаток рабочего колеса ,	м
107182.8	- политропный напор секции ,	Дж/кг
40	- скорость на входе во входной патрубков ,	м/с
0.83	- политропный КПД	

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Додаток В. Результати розрахунку робочих коліс

Диаметр патрубка	Dpt	=	0.461	м
1-` критическая частота вращения	Nkr1	=	3055.6	об/мин
Диаметр вала под рабочим колесом	Dv	=	0.247	м
Диаметр расточки покрывного диска	D0	=	0.448	м
Диаметр на входе в лоп. решетку	D1	=	0.457	м
Относительный диаметр решетки на входе	D1/D2	=	0.513	
Условный коэффициент расхода первой ступени	F	=	0.0419	
Коэффициент теорет. напора	Psit2	=	0.6090	
Коэффициент внутреннего напора	Psii	=	0.6553	
Окружная скорость в сечении 1-1	U1	=	131.54	м/с
Окружная скорость в сечении 2-2	U2	=	256.30	м/с
Отн. скор. на входе в решетку РК 1 ступ.	W1	=	150.36	м/с
Отношение W1/W2беск.	W1/W2	=	1.83	
Число Маха в относительном движении	Mw1	=	0.347	
Абсолютная скорость в сечении 2-2	C2	=	162.06	м/с
Угол лопаток в сечении 1-1	Beta11	=	29.00	град
Угол между S2 и U2	Alfa2	=	15.60	град
Число лопаток на входе в РК	Z1	=	14	
Число лопаток на выходе из РК	Z2	=	14	
Относительная густота лопаточной решетки	L/t	=	2.93	
Коэффициент стеснения потока на входе в РК	Tau1	=	0.920	
Коэффициент стеснения потока на выходе из РК	Tau2	=	0.962	
Давление газа на входе в компрессор	Pn	=	2.799	МПа
Радиус средней линии лопаток	R1	=	0.4106	м
Радиус окружности центров	R0	=	0.2381	м
Угол наклона покрывного диска	Teta	=	4.42	град

Харак./Ступень	1	2	3
Dvt , м	0.257	0.289	0.308
ODvt	0.2892	0.3252	0.3456
C0 , м/с	63.77	63.02	60.18
T0 , К	292.2	310.6	329.1
Ro0 , кг/м3	19.473	22.663	26.156
P0 , МПа	2.772	3.429	4.193
C1 , м/с	72.83	71.97	68.73
T1 , К	291.9	310.3	328.8
Ro1 , кг/м3	19.431	22.614	26.103
P1 , МПа	2.763	3.418	4.181
T2 , К	306.1	324.4	342.8
DelTn2, К	13.053	31.448	49.843
Ro2 , кг/м3	21.850	25.257	28.961
P2 , МПа	3.258	3.992	4.837
B1 , м	0.0702	0.0610	0.0553
B2 , м	0.0534	0.0442	0.0386
Beta1 , град	28.97	28.68	27.59
I1 , град	0.03	0.32	1.41

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		59

Додаток Г. Результаты розрахунку лопаткового диффузора

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Число ступеней	Y =	3
Кэффициент теоретического напора	PsiT2 =	0.6090
Окружная скорость на выходе из РК	U2 =	256.30 м/с
Абсолютная скорость на выходе из РК	C2 =	162.06 м/с
Наружный диаметр РК	D2 =	0.8900 м
Теплоемкость газа при постоянном давлении	Cp =	2458.0 Дж/(кг.К)
Газовая постоянная	Rn =	511.70 Дж/(кг.К)
Температура газа на входе в компрессор	Tn =	293.0 К
Плотность газа на входе в компрессор	Ron =	19.610 кг/м3
Кэффициент сжимаемости газа	Zn =	0.952
Газодинамическая функция	Sigma =	3.4816
Угол между S2 и U2	Alfa2 =	15.61 град
Показатель адиабаты	K =	1.323
Объемный расход газа на входе в компрессор	Vn =	400.80 м3/мин
Кэффициент стеснения потока на выходе из ЛД	Tau4 =	0.962

Данн./Ступень	1	2	3
KU	1.2000	1.2000	1.3000
OD4	1.450	1.450	1.450
D3 , м	1.000	1.000	1.000
B2 , м	0.0609	0.0529	0.0462
DelTn2, К	13.053	31.448	49.843
KF	2.000	2.000	2.000
Lop	2.00	2.00	2.00

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Данн./Ступень	1	2	3
B3 , м	0.0731	0.0635	0.0601
C3 , м/с	142.63	142.63	142.76
P3 , МПа	3.302	4.043	4.896
T3 , К	307.26	325.65	344.04
Ro3 , кг/м3	22.064	25.489	29.211
Alfa13, град	13.11	13.11	13.32
Alfa14, град	20.58	20.58	20.93
Alfa4 , град	18.59	18.59	18.96
D4 , м	1.291	1.291	1.291
C4 , м/с	63.74	63.61	57.63
P4 , МПа	3.420	4.179	5.051
T4 , К	310.36	328.76	347.15
Ro4 , кг/м3	22.621	26.096	29.871
Eps4	1.1536	1.3307	1.5232
Z3	14	14	15
R1 , м	0.7102	0.7102	0.7161
R0 , м	0.2504	0.2504	0.2568
Lo	1.961	1.961	2.067

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		60

Додаток Д. Розрахунок зворотного напрямного апарату 1 ступеню

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметр входа в ОНА	D5	=	1.291	м
Наружный диаметр рабочих колес секции	D2	=	0.890	м
Диаметр расточки покрывн. диска РК след. ступ.	D0	=	0.448	м
Диаметр втулки РК следующей ступени	Dvt	=	0.289	м
Ширина канала на выходе из диффузора	B4	=	0.0731	м
Толщина лораток ОНА	Delta6	=	0.0080	м
Абсолютная скорость на выходе из РК	C2	=	162.06	м/с
Абсолютная скорость на выходе из диффузора	C4	=	63.74	м/с
Угол потока на выходе из диффузора	Alfa4	=	18.59	град
Угол отставания потока в ОНА	DAlfa6	=	2.00	град
Оптимальное значение густоты решетки в ОНА	L/t	=	2.10	
Температура газа на входе в компрессор	Tn	=	293.00	К
Температура газа на выходе из РК	T2	=	306.10	К
Теплоемкость при постоянном давлении	Cp	=	2458.0	Дж/(кг.К)
Плотность газа на входе в компрессор	Ron	=	19.610	кг/м3
Коэффициент сжимаемости газа	Zn	=	0.952	
Газовая постоянная	Rn	=	511.70	Дж/(кг.К)
Газодинамическая функция	Sigma	=	3.4816	
Эмпирический коэффициент	Ku	=	0.900	
Эмпирический коэффициент	Ktr	=	1.350	
Эмпирический коэффициент	Kf	=	1.050	
Отн. радиус кривизны простр. траектории потока	Rok/B4	=	7.00	

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Ширина канала ОНА на входе	B5	=	0.0658	
Ширина канала ОНА на выходе	B6	=	0.0647	м
Наружный диаметр ОНА на выходе	D6	=	0.5062	м
Абсолютная скорость на входе в ОНА	C5	=	50.12	м/с
Абсолютная скорость на выходе из ОНА	C6	=	58.06	м/с
Угол потока на входе в ОНА	Alfa5	=	26.77	град
Лопаточный угол на входе в ОНА	Alfa5	=	27.00	град
Лопаточный угол на выходе из ОНА	Alfa6	=	92.00	град
Радиус наружного обвода канала ОНА	R0	=	0.0291	м
Число лопаток ОНА	Z6	=	12	
Плотность газа на входе в ОНА	Ro5	=	22.725	кг/м3
Плотность газа на выходе из ОНА	Ro6	=	22.693	кг/м3
Температура газа на входе в ОНА	T5	=	310.93	К
Температура газа на выходе из ОНА	T6	=	310.76	К
Давление газа на входе в ОНА	P5	=	3.442	МПа
Давление газа на выходе из ОНА	P6	=	3.435	МПа
Коэффициент стеснения потока на входе в ОНА	Tau5	=	0.931	
Коэфф. стеснения потока на выходе из ОНА	Tau6	=	0.939	
Площадь проходного сечения на входе в ОНА	F5	=	0.11283	м2
Площадь проходного сечения на выходе из ОНА	F6	=	0.09664	м2
Радиус лопатки ОНА	R1	=	0.3065	м
Радиус окружности центров лопаток ОНА	Rc	=	0.3975	м
Внутренний радиус поворотного колена	Rkk	=	0.0414	м

Ort	Rt	Bt	Alfalt	F	Deltat
-	м	м	град	м2	м
0.95	0.626	0.066	31.36	0.1120	0.0282
0.90	0.606	0.066	35.26	0.1112	0.0416
0.75	0.547	0.066	45.41	0.1088	0.0650
0.60	0.489	0.065	54.34	0.1064	0.0714
0.50	0.449	0.065	59.98	0.1047	0.0691
0.40	0.410	0.065	65.54	0.1031	0.0628
0.25	0.351	0.065	74.02	0.1007	0.0471
0.10	0.292	0.065	83.14	0.0983	0.0254
0.05	0.273	0.065	86.46	0.0974	0.0170

Додаток Е. Розрахунок зворотного напрямного апарату 2 ступеню

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметр входа в ОНА	D5	=	1.291	м
Наружный диаметр рабочих колес секции	D2	=	0.890	м
Диаметр расточки покрывн. диска РК след. ступ.	D0	=	0.448	м
Диаметр втулки РК следующей ступени	Dvt	=	0.308	м
Ширина канала на выходе из диффузора	B4	=	0.0635	м
Толщина лораток ОНА	Delta6	=	0.0080	м
Абсолютная скорость на выходе из РК	C2	=	162.06	м/с
Абсолютная скорость на выходе из диффузора	C4	=	63.74	м/с
Угол потока на выходе из диффузора	Alfa4	=	18.59	град
Угол отставания потока в ОНА	DAlfa6	=	2.00	град
Оптимальное значение густоты решетки в ОНА	L/t	=	2.10	
Температура газа на входе в компрессор	Tn	=	293.00	К
Температура газа на выходе из РК	T2	=	324.40	К
Теплоемкость при постоянном давлении	Cp	=	2458.0	Дж/(кг.К)
Плотность газа на входе в компрессор	Ron	=	19.610	кг/м3
Кэффициент сжимаемости газа	Zn	=	0.952	
Газовая постоянная	Rn	=	511.70	Дж/(кг.К)
Газодинамическая функция	Sigma	=	3.4816	
Эмпирический коэффициент	Ku	=	0.800	
Эмпирический коэффициент	Ktr	=	1.350	
Эмпирический коэффициент	Kf	=	1.050	
Отн. радиус кривизны простр. траектории потока	Rok/B4	=	7.00	

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Ширина канала ОНА на входе	B5	=	0.0508	
Ширина канала ОНА на выходе	B6	=	0.0591	м
Наружный диаметр ОНА на выходе	D6	=	0.5012	м
Абсолютная скорость на входе в ОНА	C5	=	51.46	м/с
Абсолютная скорость на выходе из ОНА	C6	=	56.21	м/с
Угол потока на входе в ОНА	Alfa5	=	29.58	град
Лопаточный угол на входе в ОНА	Alfa5	=	30.00	град
Лопаточный угол на выходе из ОНА	Alfa6	=	92.00	град
Радиус наружного обвода канала ОНА	R0	=	0.0266	м
Число лопаток ОНА	Z6	=	12	
Плотность газа на входе в ОНА	Ro5	=	26.184	кг/м3
Плотность газа на выходе из ОНА	Ro6	=	26.164	кг/м3
Температура газа на входе в ОНА	T5	=	329.20	К
Температура газа на выходе из ОНА	T6	=	329.10	К
Давление газа на входе в ОНА	P5	=	4.199	МПа
Давление газа на выходе из ОНА	P6	=	4.194	МПа
Кэффициент стеснения потока на входе в ОНА	Tau5	=	0.937	
Кэфф. стеснения потока на выходе из ОНА	Tau6	=	0.938	
Площадь проходного сечения на входе в ОНА	F5	=	0.09657	м2
Площадь проходного сечения на выходе из ОНА	F6	=	0.08728	м2
Радиус лопатки ОНА	Rl	=	0.3165	м
Радиус окружности центров лопаток ОНА	Rc	=	0.4037	м
Внутренний радиус поворотного колена	Rkk	=	0.0454	м

Ort	Rt	Bt	Alfalt	F	Deltat
-	м	м	град	м2	м
0.95	0.626	0.051	33.90	0.0961	0.0259
0.90	0.606	0.052	37.47	0.0956	0.0380
0.75	0.547	0.053	46.98	0.0942	0.0597
0.60	0.488	0.054	55.48	0.0929	0.0662
0.50	0.448	0.055	60.90	0.0919	0.0645
0.40	0.409	0.056	66.26	0.0910	0.0589
0.25	0.349	0.057	74.46	0.0896	0.0445
0.10	0.290	0.058	83.32	0.0882	0.0243
0.05	0.270	0.059	86.55	0.0877	0.0164

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		63

Додаток Ж. Проектний розрахунок збірної камери

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметр выхода из диффузора	D4	=	1291.0 мм
Угол потока на выходе из диффузора	Alfa4	=	17.3 град
Внутренний радиус поворотного колена	rk.k	=	53.4 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r1	=	80.1 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r2	=	80.1 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r3	=	80.1 мм
Ширина на выходе из диффузора	b4	=	60.0 мм
Ширина на входе в сборную камеру	b5	=	90.1 мм
Скорость потока на выходе из диффузора	c4	=	54.6 м/с
Окружная скорость рабочего колеса	u2	=	256.3 м/с
Внутренний напор	Psii	=	0.6550

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Ширина сборной камеры	bcp	=	294.8 мм
Высота сборной камеры	hk	=	295.9 мм
Внутренний диаметр	Dвн	=	986.2 мм
Наружный диаметр камеры	Dк	=	1578.0 мм
Площадь сечения сборной камеры	fk	=	0.0831 м ²
Коэффициент	A0	=	0.0576
Коэффициент потерь	Dzeta4	=	0.4648
Потери к.п.д.	Delh4	=	0.0161

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА ВЫХОДЕ ИЗ СБОРНОЙ КАМЕРЫ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Плотность газа на выходе из СВК	Ro7	=	29.872 кг/м ³
Газодинамическая функция	Eps7	=	1.523
Объемный расход на входе в компрессор	Vn	=	400.800 м ³ /мин
Температура газа на выходе из диффузора	T4	=	347.160 К
Теплоемкость при постоянном давлении	Cp	=	2458.00 Дж/(кг.К)
Коэффициент сжимаемости	Zn	=	0.9520
Газовая постоянная	Rn	=	511.70 Дж/(кг.К)

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Абсолютная скорость газа на выходе из СВК	C7	=	52.787 м/с
Температура газа на выходе из СВК	T7	=	347.200 К
Давление газа на выходе из СВК	P7	=	5.0524 МПа

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		64

Додаток И. Перевірочний розрахунок збірної камери

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметр выхода из диффузора	D4	=	1291.0 мм
Угол потока на выходе из диффузора	Alfa4	=	17.3 град
Внутренний радиус поворотного колена	rk.k	=	53.4 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r1	=	80.1 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r2	=	80.1 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r3	=	80.1 мм
Ширина на выходе из диффузора	b4	=	60.0 мм
Ширина на входе в сборную камеру	b5	=	90.1 мм
Ширина сборной камеры	bcp	=	294.8 мм
Высота сборной камеры	hk	=	295.9 мм
Внутренний диаметр	Dвн	=	986.2 мм
Наружный диаметр камеры	Dк	=	1578.0 мм
Скорость потока на выходе из диффузора	c4	=	54.6 м/с
Окружная скорость рабочего колеса	u2	=	256.3 м/с
Внутренний напор	Psii	=	0.6550

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Площадь сечения сборной камеры	fk	=	0.0831 м ²
Коэффициент	A0	=	0.0577
Коэффициент потерь	Dzeta4	=	0.4649
Потери к.п.д.	Delh4	=	0.0161

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ПОТОКА НА ВЫХОДЕ ИЗ СБОРНОЙ КАМЕРЫ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Плотность газа на выходе из СВК	Ro7	=	29.872 кг/м ³
Газодинамическая функция	Eps7	=	1.523
Объемный расход на входе в компрессор	Vn	=	400.800 м ³ /мин
Температура газа на выходе из диффузора	T4	=	347.160 К
Теплоемкость при постоянном давлении	Cp	=	2458.00 Дж/(кг.К)
Коэффициент сжимаемости	Zn	=	0.9520
Газовая постоянная	Rn	=	511.70 Дж/(кг.К)

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Абсолютная скорость газа на выходе из СВК	C7	=	52.781 м/с
Температура газа на выходе из СВК	T7	=	347.200 К
Давление газа на выходе из СВК	P7	=	5.0524 МПа

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Додаток К. Розрахунок осевых сил

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.

- 1 - Ключ. 1 - считать осевую силу на думмисе,
0 - не считать.
- 0.137 - радиус вала в уплотнении задум. полости, м. [Rвт]
- 3 - число ступеней компрессора (секции), (не более 10).
- 131 - массовая производительность компрессора, кг/с. [m]
- 320 - окружная скорость на радиусе R2, м/с. [U2]
- 2.78 - давление газа в задуммисной полости или за лабиринтным уплотнением последней ступени, МПа. [Pд]
- 0.890 - наружный радиус рабочего колеса, м. [R2]

P2 [N] [МПа]:	3.258	3.992	4.837
P0 [N] [МПа]:	2.772	3.429	4.193
го2 [N] [кг/куб.м.]:	21.85	25.257	28.961
C0 [N] [м/с]:	63.77	63.02	60.18
Rлп [N] [м]:	0.244	0.244	0.244
Rлр [N] [м]:	0.145	0.145	0.288
Ro [N] [м]:	0.140	0.140	0.140
Zп [N] [шт]:	6	6	6
Zр [N] [шт]:	8	8	20
hп [N] [м]:	0.00040	0.00040	0.00040
hр [N] [м]:	0.00040	0.00040	0.00040
Пси T2 [N]:	0.6090	0.6090	0.6090
мю п [N]:	1.25	1.25	1.25
мю р [N]:	1.25	1.25	1.25

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА [Н]:

1-я Ступень.

- | | |
|---|---------------|
| 1. Основная составляющая осевой силы: | T0 = 5919.1 |
| 2. Дополнительная осевая сила на покрывном диске: | Tп = 12903.0 |
| 3. Дополнительная осевая сила на рабочем диске: | Tр = 126960.3 |
| Суммарная осевая сила на колесе 1-ой ступени: | Ts = 145782.3 |

2-я Ступень.

- | | |
|---|---------------|
| 1. Основная составляющая осевой силы: | T0 = 7384.2 |
| 2. Дополнительная осевая сила на покрывном диске: | Tп = 14940.6 |
| 3. Дополнительная осевая сила на рабочем диске: | Tр = 146879.3 |
| Суммарная осевая сила на колесе 2-ой ступени: | Ts = 169204.0 |

3-я Ступень.

- | | |
|---|----------------|
| 1. Основная составляющая осевой силы: | T0 = -864844.8 |
| 2. Дополнительная осевая сила на покрывном диске: | Tп = 17098.7 |
| 3. Дополнительная осевая сила на рабочем диске: | Tр = -25874.8 |
| Суммарная осевая сила на колесе 3-ой ступени: | Ts = -873620.8 |

- | | |
|---|----------------|
| Суммарная осевая сила по всем ступеням: | Ts = -558634.5 |
| Осевая сила на думмисе: | Tд = 560480.6 |
| Суммарная осевая сила на роторе: | Ts = 1846.1 |

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		66

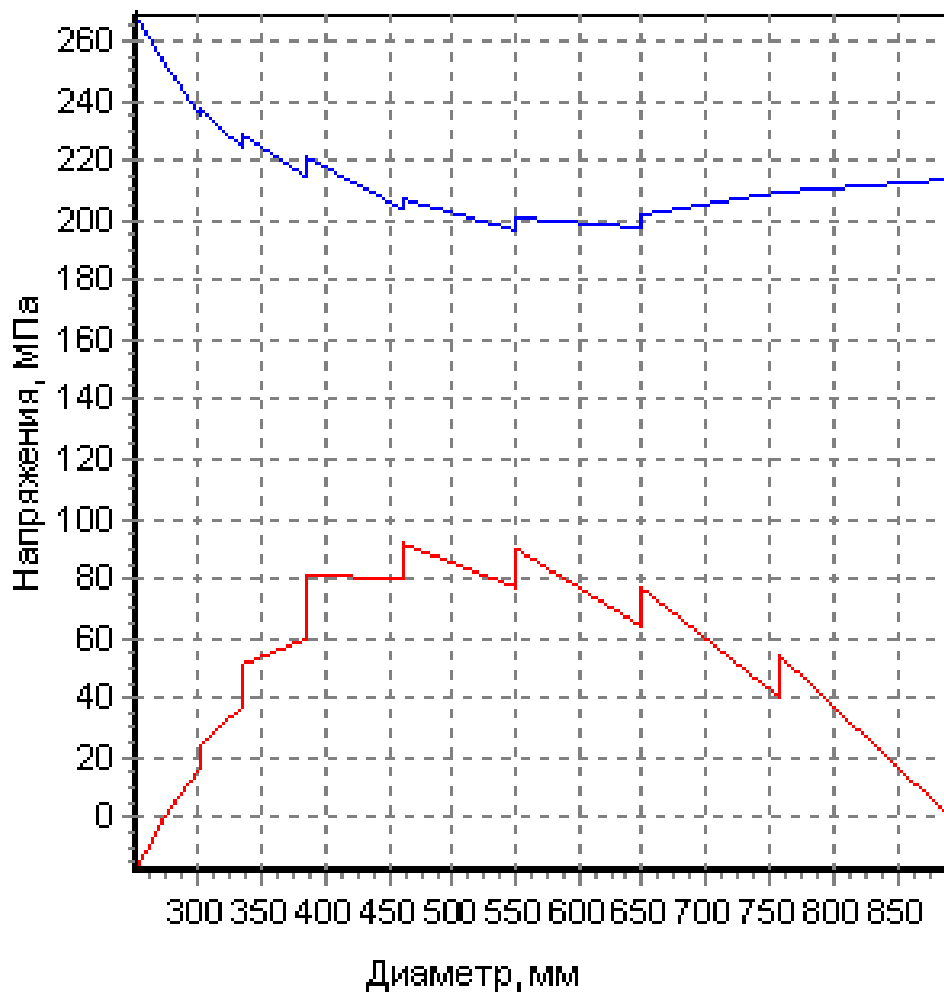
Додаток Л. Розрахунок на міцність робочого колеса

модуль упругости материала, МПа

D, м	b, м	SRS, МПа	STS, МПа	SR, МПа	ST, МПа
252.0	109.0	0.00	0.00	-18.00	268.73
274.0	68.0	0.01	252.08	0.02	252.08
302.0	47.0	16.64	235.70	24.07	237.93
336.0	34.0	37.01	224.12	51.16	228.36
384.0	25.0	59.90	214.30	81.46	220.77
460.0	22.0	80.54	204.48	91.52	207.78
552.0	19.0	77.31	196.74	89.52	200.40
650.0	16.0	64.32	197.94	76.38	201.56
758.0	12.0	40.33	209.37	53.77	209.37
890.0	8.0	0.00	213.46	0.00	213.46

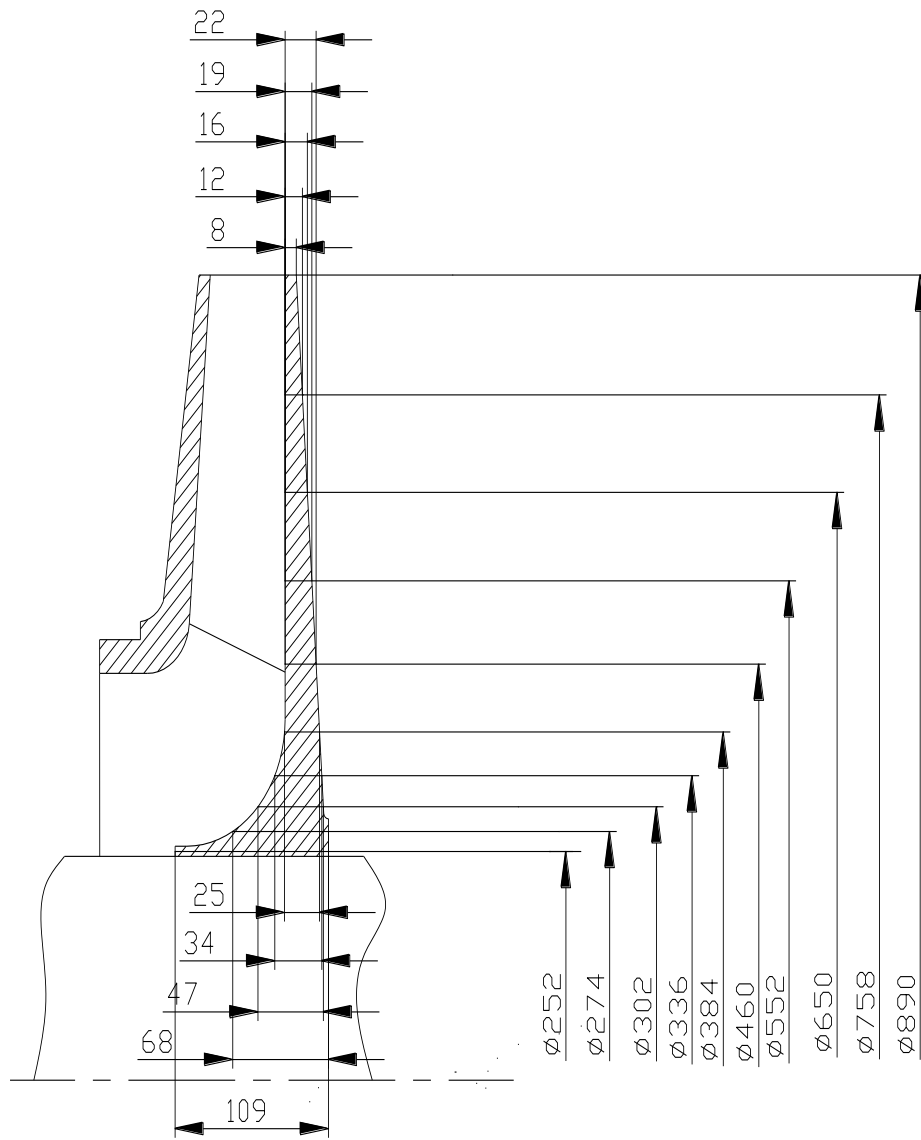
$u = -52.880347 \text{ мкм}$

Напряжения в диске



Додаток М. Розбиття диску на перерізи

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		67



					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		68

Додаток Н. Розрахунок профілю лопатки дифузора

Исходные данные

Диаметр входа	D3	1000 мм
Диаметр выхода	D4	1291 мм
Угол на входе	alfa3	13 град
Угол на выходе	alfa4	20.5 град
Макс. отн. толщина	dmax	7 (%)

Результаты расчета

Диаметр входа (точн.)	D3	1008.92979 мм
Диаметр выхода (точн.)	D4	1288.67234 мм
Макс. абс. толщина	dmax	32.03430 мм
Радиус лопатки	Rл	717.36433 мм
Радиус центра	Rc	252.73772 мм
Координаты центра	Xc	161.37186 мм
	Yc	-694.51343 мм
Радиус вх. кромки	rвх.	3.84412 мм
Радиус вых. кромки	rвых.	1.79094 мм

Координаты точек профиля лопаток

номер точки	X (мм)	Y (мм)
1	-0.00000	4.46490
2	0.07782	6.46319
3	4.43096	10.88898
4	9.64505	14.06012
5	20.46172	18.93531
6	31.54946	22.79397
7	42.79733	26.03749
8	65.61491	31.13571
9	88.71667	34.71297
10	135.33358	38.40566
11	182.10045	38.22253
12	228.67623	34.38984
13	274.74859	26.97089
14	320.03821	16.14951
15	364.27688	2.03615
16	407.24469	-15.14749
17	428.14530	-24.94128
18	448.14287	-35.98330
19	448.00642	-36.90244
20	447.43137	-37.62684
21	425.63166	-31.25024
22	403.75615	-24.78660
23	359.72560	-13.58788
24	315.33350	-4.92280
25	270.72050	1.33768
26	225.98413	5.23452
27	181.21452	6.90552
28	136.47094	6.39156

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		69

29	91.78464	3.92029
30	69.42865	2.23504
31	46.97944	0.62372
32	35.67992	-0.02809
33	24.28526	-0.42385
34	12.69023	-0.16108
35	6.72678	0.56997
36	0.92248	2.71302

					КМз 01.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		70