

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНСЄВ
(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
магістрального газопроводу»

Здобувача групи ХКмз-21с Івануса Миколи Петровича

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

_____ Микола ІВАНУС
(підпис)

Керівник к.т.н., доцент кафедри ТТФ

С.С. МЕЛЕЙЧУК

_____ (підпис)

Суми – 2023

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 68 с., 12 рис., 4 табл., 10 додатків, 15 бібліографічних джерел.

Тема кваліфікаційної роботи: «Проектування відцентрового компресора для магістрального газопроводу».

У розрахунково-конструкторському розділі виконано такі розрахунки: розрахунок термогазодинамічних параметрів, варіантний розрахунок компресора, розрахунок робочих коліс, лопаткового дифузору, зворотного напрямного апарату, збірної камери, робочого колеса на міцність, лабіринтового ущільнення, осьових сил у компресорі.

У технологічному розділі в якості деталі було вибрано камеру нагнітальну, яка є складовою частиною збірної камери відцентрового компресора. Описано її призначення, вибраний матеріал та спосіб отримання заготовки, розраховані припуски на виготовлення. Складено маршрут обробки для кожної операції, вибрані величини допуску і припуску. Визначені операційні розміри.

В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які виникають при роботі відцентрового компресора, виконано розрахунок заземлення, розглянуті питання безпеки у надзвичайних ситуаціях.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	6
1.1 Визначення термогазодинамічних параметрів.....	6
1.2 Варіантний розрахунок.....	7
1.3 Розрахунок робочих коліс	9
1.4 Розрахунок лопаткового дифузору	11
1.5 Розрахунок зворотного напрямного апарату	14
1.6 Розрахунок збірної камери	15
1.7 Розрахунок робочого колеса на міцність.....	17
1.8 Розрахунок лабіринтового ущільнення	18
1.9 Розрахунок осьових сил.....	19
1.10 Опис конструкції компресора	20
2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	23
2.1 Вибір матеріалу та спосіб отримання заготовки	24
2.2 Розрахунок припусків на механічну обробку	25
2.3 Послідовність механічної обробки.....	27
3 ОХОРОНА ПРАЦІ	31
3.1. Небезпечні та шкідливі фактори компресорного виробництва	31
3.2. Розрахунок заземлення	47
3.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях	52
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	53
ДОДАТКИ.....	55

					КМз 02.00.00.00 ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Проектування відцентрового компресора для магістрального газопроводу								
Розроб.		Іванус								Літ.	Аркуш	Аркушів	
Перевір.		Мелейчук								3	68		
Н. контр.		Шарапов								СумДУ, ХКМз-21С			
Затв.		Ванесв											

ВСТУП

Обладнання, яке використовують для переміщення різних газів, та підвищення його тиску, за рахунок підведення механічної роботи двигуна та в результаті збільшення температури та енергії газу, називають компресором. Компресор є розповсюдженим пристроєм, який використовують у різних галузях промисловості, починаючи від звичайних побутових потреб, в холодильній техніці, станціях обслуговування технічного обладнання, будівництві, закінчуючи хімічною, нафтовою, гірничодобувною та газовою промисловістю. В залежності від різного призначення принцип роботи компресора може бути дуже різноманітним.

Якщо брати саме відцентровані компресорні машини, то їх поділяють нагнітачі та вентилятори. Продуктивність вентиляторів сягає від 100 до $1 \cdot 10^6$ м³/год, що не дає змінюватись густині газу, який стискається. Вентилятори використовують для вентиляції громадських і виробничих приміщень, вугільних і металургійних шахт, тунелів і станцій метро, а також для інтенсифікації виробничих процесів (дугтьові вентилятори для топкових пристроїв, димососи, вентилятори для охолодження генераторів струму, електродвигунів, вентилятори для градирень, повітроохолоджувачів, підігрівачів повітря і т. ін.). Вентилятори застосовуються також для інтенсифікації теплообміну – обдув радіаторів систем охолодження різних пристроїв [1]. Вентилятори істотно розрізняються за розмірами і потужністю. великі машини застосовуються для провітрювання тунелів шахт, в побутовій техніці використовуються невеликі за розмірами і потужностями машини.

У компресорів ступінь підвищення тиску сягає більше $\Pi > 1,15$ продуктивність сягає від $1 \cdot 10^3$ до $5 \cdot 10^5$ м³/год та вони мають теплообмінні апарати(конденсатори) для охолодження газу. компресори застосовують: для отримання стисненого повітря, що має силове призначення (для пневматичного інструменту, врубових та бурильних машин, повітряних

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

молотів, гальм і т. ін.); для забезпечення повітрям або газом виробничих процесів (доменні і бесемерівські нагнітачі і компресори, 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.

Використання матеріалів, які в змозі працювати при кільцевих швидкостях близько 450 м/с, дало змогу вдвічі скоротити кількість робочих коліс, що стало більш економічно вигідним у виготовленні, монтажі та експлуатації машини. Це стало поштовхом, для початку виготовлення відцентрових компресорів, які є більш компактними, менш масивними, довговічними та надійними в роботі, за рахунок малої кількості зношувальних елементів. Для змащення вузлів потрібна невелика кількість масла, оскільки єдиними вузлами які труться є підшипники, а при заміні їх на магнітні підвіси дає змогу відмовитись від маслосистеми. Відцентрові компресори надають змогу потоку газу непериватись при протіканні його на великих швидкостях у трубопроводі, за рахунок високооборотного двигуна [1].

Тому було прийнято рішення провести розрахунок відцентрового компресора для магістрального газопроводу, розрахувати його термогазодинамічні параметри, робочі колеса, лопатевий дифузор, зворотний напрямний апарат, збірну камеру, осьові сили у компресорі, лабіринтове ущільнення та міцнісний розрахунок робочого колеса. Скласти маршрут обробки для кожної операції виготовлення деталі, вибрати величини допуску і припуску та визначити операційні розміри.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1 РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

1.1 Визначення термогазодинамічних параметрів

ВИХІДНІ ДАНІ

Таблиця 1.1

Параметр	Значення
Початкова температура	288 К
Кінцевий тиск	7,5 МПа
Ступінь підвищення тиску	1,5
Робоче середовище	природний газ
Потужність привода	16 МВт
Частота обертання	5300 об/хв.

Складу газу для розрахунків:

метан	0,9863;
етан	0,0012;
пропан	0,0023;
н-бутан	0,0001;
азот	0,0101;

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

Початковий тиск:

$$p_n = \frac{p_k}{\Pi} = \frac{7,5}{1,5} = 5 \text{ МПа},$$

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

Термодинамічні параметри для початкових умов $p_n = 5 \text{ МПа}$ і

$T_n = 288 \text{ К}$:

$z_n = 0,90518$; $\rho_n = 30,96 \text{ кг/м}^3$; $i_n = 549,1 \text{ кДж/кг}$; $s_n = 9,230 \text{ кДж/(кг·К)}$;

$C_p = 2,556 \text{ кДж/(кг·К)}$; $k = 1,354$

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		6

Температура газу у кінці процесу стиснення:

$$T_k = T_n \cdot \left(\frac{P_k}{P_n} \right)^{\frac{1}{\sigma}} = 288 \cdot (1,5)^{\frac{1}{3,1}} = 328 \text{ K},$$

де $\sigma = \frac{n}{n-1} = \eta_s \cdot \frac{k}{k-1} = 0,81 \cdot \frac{1,354}{1,354-1} = 3,1,$

η_s приймаємо з діапазону 0,8...0,86.

Потужність на валу компресора:

$$N_k = N_{np} \cdot \eta_{mex} = 16 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 15,21 \text{ МВт},$$

де $\eta_{mex} = 0,97 \dots 0,98$ – механічний ККД ([2] с. 9);

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

Масова продуктивність компресора \bar{m} :

$$\bar{m} = \frac{N_k}{l_i} = \frac{15,21 \cdot 10^6}{101,5 \cdot 10^3} = 149,9 \text{ кг/хв},$$

де $l_i = \Delta i + \frac{\Delta c^2}{2} - q_{зон}.$

Термодинамічні параметри газу в кінці процесу :

$$z_k = 0,94390; \quad \rho_k = 36,87 \text{ кг/м}^3; \quad i_k = 650,4 \text{ кДж/кг}; \quad s_k = 9,559 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$C_p = 2,521 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}; \quad k = 1,332.$$

Середні термодинамічні параметри процесу:

$$z_{cp} = 0,92454; \quad C_p = 2,5385; \quad k = 1,343.$$

1.2 Варіантний розрахунок

Варіантний розрахунок проводиться згідно рекомендацій [3-5].

Вихідними даними є: продуктивність компресора \bar{m} , тиск p_n і температура T_n газу на вході в компресор, ступінь підвищення тиску в секціях, фізичні

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

параметри робочого середовища – показник адіабати k , газова стала R , теплоємність C_p .

Розрахунок виконується послідовно. Коефіцієнт витрати φ_{r2} , політропний ККД η_n , $1 + \beta_{mp} + \beta_{np}$, число лопаток z_2 в залежності від β_{l2} приймаються за даними табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Оптимальні параметри ступенів

β_{l2} , град	φ_{r2}	η_n	$1+\beta_{mp}+\beta_{np}$	Z_2
22,5	0,14 – 0,16	0,82 – 0,84	1,06	9 – 11
32	0,16 – 0,18	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

Результати розрахунку наведені в додатку А.

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 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 β_{l2} . Чим нижче значення чисел Маха, тим імовірніше досягнення великих ККД. Зменшення значень β_{l2} часто призводить до зростання ККД. Діапазон значень є 0,08–0,02.

1.3 Розрахунок робочих коліс

Докладний розрахунок робочих коліс відцентрового компресора без проміжного охолодження проводиться після варіантного розрахунку за рекомендаціями [4]. Так само як і при варіантному розрахунку, робочі колеса є уніфікованими в межах проектного компресора. У відповідності до цієї умови, все 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_{em} при незмінній величині діаметра розточки покривного диска D_0 .

Розрахунок робочих коліс (рис. 1.1) необхідно починати з визначення взаємопов'язаних між собою величин: діаметра валу під робочими колесами d_6 і першої критичної частоти обертання ротора $n_{кр}$. Для жорсткого ротора зазвичай рекомендують співвідношення $(n_{кр}/n) = 1,22 \dots 1,25$.

Після визначення d_6 , задаючись величиною $\Delta d_{em} = d_{em} - d_6$, слід визначити діаметр втулки першого колеса d_6 , а також його відносну величину $\bar{d}_{em} = d_{em}/D_2$. У зв'язку зі зменшенням втрат енергії лопаткової решітки колеса не рекомендується, щоб вона перевищувала величину 0,35. Для того щоб змінити величину d_{em} у вихідних даних слід задати нові значення коефіцієнта $K_{кр}$ і величини Δd_{em} .

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 $\delta = (0,006 \dots 0,012)$ м. Більше значення вибирають для коліс з великим діаметром D_2 .

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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 $\pm 3^\circ$ [3].

Так як розрахунок ведеться на ЕОМ, то вищезгадані параметри контролюються програмним шляхом. Результати розрахунку наведені в додатках Б і В.

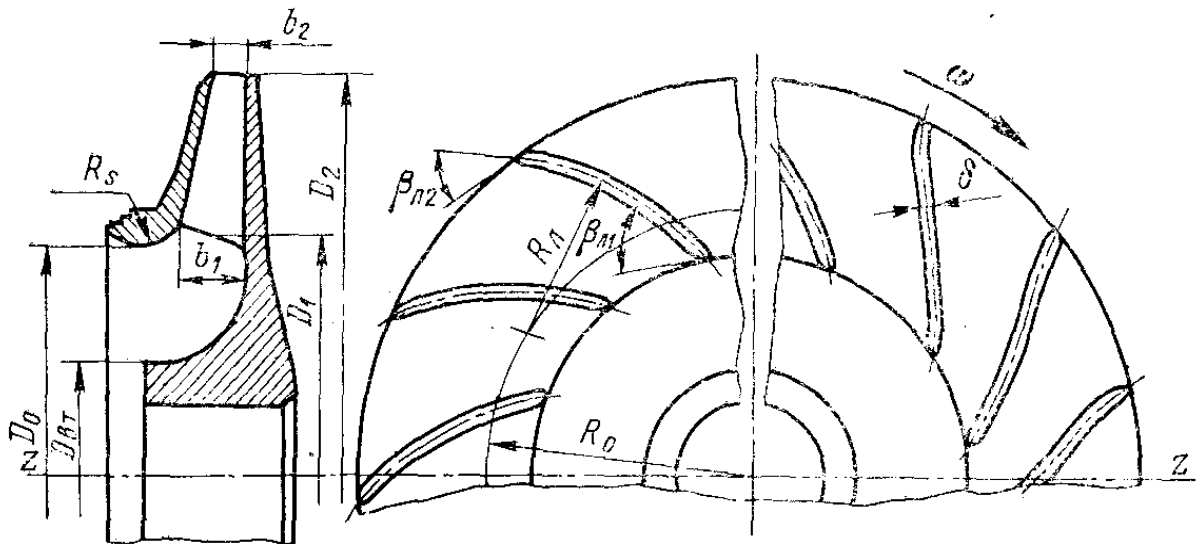


Рисунок 1.1 – Схема і основні розміри робочого колеса

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		10

1.4 Розрахунок лопаткового дифузору

Доцільність вибору типу дифузора у відцентровому компресорі визначається двома факторами: по-перше, величиною кута потоку газу між абсолютною та коловою швидкостями на виході з робочого колеса α_2 , по-друге, умовами роботи компресора [5].

Безлопаткові дифузори (БЛД), як правило, рекомендують застосовувати при значеннях кутів $\alpha_2 \geq 20^\circ$. В інших випадках для зниження втрат тертя необхідне застосування лопаткових (ЛД) або каналних дифузорів.

Перевагами БЛД є простота конструкції і можливість забезпечення більш широкої порівняно із ЛД зони робочих режимів ступеня компресора. Вплив безлопаткового дифузора на процес течії газу в робочому колесі є найменшим серед усіх трьох типів.

Окрім самостійного використання, БЛД є складовою частиною як лопаткового, так і каналного дифузорів.

Недоліками БЛД є більші радіальні габарити і менші значення максимального коефіцієнта корисної дії, ніж у лопаткових дифузорів. Найбільш поширеними є БЛД, створені плоскими паралельними в радіальному напрямку стінками корпусу, тобто БЛД із сталою шириною ($b_3 = b_4 = \text{const}$).

У лопаткових дифузорах між паралельними стінками корпусу (дисками) розміщені профільовані лопатки (рис. 1.2).

Переваги ЛД впливають із недоліків БЛД. Ступені з лопатковими дифузорами мають порівняно з іншими найменші радіальні габарити та найбільші значення максимальних ККД на номінальному режимі. Водночас ускладнюється конструкція компресора, звужується діапазон стійких режимів роботи.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

У випадку, коли відцентровий компресор працює у вузькому діапазоні витрат поблизу розрахункового режиму, краще застосовувати ступені з ЛД. При цьому можна очікувати ККД вищий на 2 – 4 %, ніж при використанні БЛД.

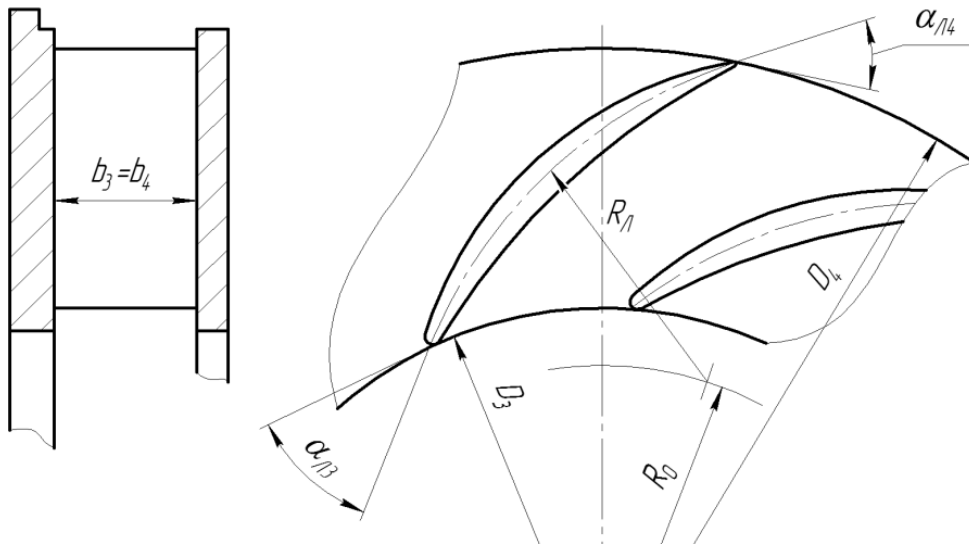


Рисунок 1.2 – Схема колової гратки лопаткового дифузора

Розрахунок дифузора необхідно виконувати, виходячи з результатів розрахунку робочого колеса відповідного ступеня компресора.

Залежно від значення кута α_2 і умов роботи компресора вибираємо тип конструктивного виконання дифузора – лопатковий.

Початковими даними для розрахунку лопаткового дифузора є: кількість ступенів у секції Y , коефіцієнт теоретичного напору ψ_{T2} , колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 , абсолютна швидкість потоку на виході з робочого колеса c_2 , зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , кут потоку газу між абсолютною та коловою швидкостями на виході з РК α_2 , теплоємність робочого газу при сталому тискові c_p , газова стала R , температура газу на вході в компресор $T_{вх}$, коефіцієнт стиснення газу τ ,

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

густина газу на вході в компресор ρ_{ex} , газодинамічна функція $\sigma = \eta_n \cdot [k/(k-1)]$, коефіцієнт кінематичної в'язкості газу на вході ν_{ex} .

Для кожного ступеня задаються:

- значення коефіцієнта $k_u = b_3/b_2$;
- величина відносного діаметра на виході із БЛД $\bar{D}_4 = D_4 / D_2$;
- величина діаметра на вході в дифузор D_3 ;
- ширина робочого колеса b_2 ;
- величина збільшення температури потоку в РК ΔT_{ex-2} .

Величину коефіцієнта k_u для ступеня з лопатковим дифузором, як правило, беруть близькою до одиниці для середньовитратних ступенів із $\bar{b}_2 = 0,03 - 0,06$.

Для високовитратних ступенів із $\bar{b}_2 \geq 0,06$ беруть $k_u = 0,75 - 0,8$. У випадку застосування ступенів із малою відносною шириною РК $\bar{b}_2 \leq 0,03$ беруть $k_u = 1,1 - 1,3$. І, нарешті, для дуже маловитратних ступенів із $\bar{b}_2 \leq 0,01$ потрібно брати $k_u \geq 2$.

Величина відносного діаметра \bar{D}_4 вибирається для ЛД із діапазону 1,4 – 2,0. Спочатку береться найменше значення $\bar{D}_4 = 1,4$ і виконується розрахунок параметрів потоку в дифузорі. Якщо значення швидкості на виході з дифузору c_4 буде значно більше, ніж c_0 , необхідно збільшити значення \bar{D}_4 і повторити розрахунок. Значення діаметра D_4 обмежене розміром корпусу компресора.

Величина діаметра D_3 для ЛД вибирається, як правило, таким чином $D_3 = (1 - 1,1) \cdot D_2$. $D_3 = D_2$ береться для ступенів із $b_3 = b_2$. Чим більше k_u відрізняється від 1, тим більшим береться співвідношення D_3/D_2 [5].

Вихідні дані і результати розрахунку наведені в додатках Г та Д.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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.

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, за дугою кола. Кут виходу потоку з лопатки решітки ВОНА зазвичай прагнуть зробити рівним $\alpha_6=90^\circ$. Тому з урахуванням кута відставання потоку $\Delta\alpha = 0 \dots 5^\circ$ лопаткові кути α_6 рівні $90 \dots 95^\circ$.

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 $(L/t)_{opt} = 2,1 \dots 2,2$. Ця величина використовується у формулі Еккера для обчислення числа лопаток.

Для визначення меридіональної ширини на вході в решітку ЗНА можна приймати $K_u = b_5/b_4 = 1,0 \dots 1,2$ [6].

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 Е.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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...5%) зниження ККД компресора. Відведення потоку, як правило, здійснюється тангенціально, оскільки при цьому забезпечується менший рівень втрат в порівнянні з радіальним патрубком.

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.

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

При розрахунку збірної камери [7] 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).

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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

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

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_{en} , K_ϕ здійснюється програмним шляхом за допомогою інтерполяції.

Аналіз результатів розрахунку зводиться, перш за все, до визначення зручності компоновання кільцевої камери у проектуваному компресорі. Шляхом побудови конструктивної схеми перевіряється забезпечення мінімальних габаритів (перш за все радіальних розмірів D_k і D_{en}).

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 $f_5/f_4 = 1 \dots 2$. 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.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.7 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 [8].

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

Результат розрахунку наведено в додатку К.

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

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\tau^2 + 2\sigma_r \cdot \sigma_\tau} = \sqrt{78^2 + 62^2 + 2 \cdot 78 \cdot 62} = 140 \text{ МПа}.$$

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: $\sigma = 780 \text{ МПа}$, $\delta_5 = 12\%$.

Руйнування настає тоді, коли найбільші напруги досягають межі міцності

$$\sigma_1 = \sigma_\sigma = 780 \text{ МПа}.$$

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.8 Розрахунок лабіринтового ущільнення

Лабіринтові ущільнення є ущільненнями безконтактного типу. Ущільнення відбувається за рахунок дроселювання потоку газу у зазорах ущільнення [10].

Визначимо критичне відношення тисків:

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\alpha_{кр}}{\alpha}\right)^2 \cdot x^2 \cdot (z-1) + 1}} = \left(\frac{2}{2,387}\right)^{\frac{1,387}{0,387}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1,43 \cdot 0,4658^2 \cdot (5-1) + 1}} = 0,3543,$$

де $k = 1,387$ – показник адіабати;

$$x = k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} = 1,387 \cdot \left(\frac{2}{2,387}\right)^{\frac{2,387}{0,387}} = 0,4658;$$

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

$Z = 5$ – число гребнів.

$$\left(\frac{p_1}{p_2}\right) = \frac{5,0}{7,5} = 0,67.$$

Так як $\frac{p_1}{p_2} > \left(\frac{p_1}{p_2}\right)_{кр}$, то течія докритична.

Визначаємо масову витрату газу через ущільнення:

$$\bar{m}_l = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2}{z}} \cdot p_1 \cdot \rho_1 = 1,0 \cdot 5,097 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{1 - (0,67)^2}{5}} \cdot 5 \cdot 10^6 \cdot 19,94 = 1,411 \text{ кг/с,}$$

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

$$f = \pi \cdot D_l \cdot \delta_l = \pi \cdot 0,405 \cdot 0,0004 = 5,097 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ – геометрична площа щілини.}$$

Визначаємо перетікання газу через ущільнення:

$$\bar{m}_{пр} = \alpha \cdot \pi \cdot D_l \cdot \delta_l \cdot \rho_l \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_l}{z \cdot \rho_l}},$$

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де 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 $\bar{D} = 0,463$ – відносний діаметр на вході; u_2 – окружна швидкість на виході з робочого колеса.

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

$$\begin{aligned} \bar{m}_{np} &= \alpha \cdot \pi \cdot D_n \cdot \delta_n \cdot \rho_n \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot z} \cdot (1 - \bar{D}_1^2) \cdot u_2^2} = \\ &= 1,0 \cdot 3,14 \cdot 0,4058 \cdot 0,0004 \cdot 20,99 \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot 5} \cdot (1 - 0,463^2) \cdot 258,71^2} = 1,532 \text{ кг / с.} \end{aligned}$$

Коефіцієнт перетікань через ущільнення покриваючого диску

$$\beta_{np} = \frac{\bar{m}_{np}}{m} = \frac{1,532}{129,9} \cdot 100\% = 1,2\%$$

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

1.9 Розрахунок осьових сил

Думміс (розвантажувальний поршень) 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 [9].

Розрахунок проводиться на ЕОМ. Вихідні дані і результат розрахунку наведені в додатку Л.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						19
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.10 Опис конструкції компресора

Базовим вузлом відцентрової компресорної машини є корпус. При виборі типу компресора основним критерієм є тиск нагнітання. У практиці світового компресоробудування максимальний тиск нагнітання для відцентрової компресорної машини з горизонтальним роз'ємом корпусу становить 50...56 атм. При більш високому тиску розробляються компресори з вертикальним роз'ємом корпусу. Тиск нагнітання розробленого компресора становить 50 атм, тому корпус має вертикальний роз'єм типу «барель». Такий тип корпусу – сталевий циліндр, до якого із зовнішнього боку приварені сталеві ковани всмоктувальний та нагнітальний патрубки, які розташовуються горизонтально і спрямовані в різні боки. До нижньої частини циліндра приварені опорні лапи для установки компресора на рамі турбоагрегату. Також до корпусу приварюються кронштейни для кріплення додаткового устаткування і автоматики.

Основною перевагою корпусу типу «барель» є простота ущільнення вертикального роз'єму за допомогою гумових кілець. Після виготовлення корпус типу «барель» піддається обов'язковим гідравлічним випробуванням на міцність тиском $1,25p_{роб}$, і пневматичним випробуванням на щільність повітрям тиском, рівним максимальному робочому $p_{роб\ max}$.

З торців корпус закритий сталевими кованими кришками, які фіксуються в корпусі різними стопорними кільцями і кронштейнами, що мають віджимні болти. До торцевої кришці з боку нагнітача кріпиться равликподібна 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

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

проточної частини і торцевих кришок здійснюється за допомогою гумових кілець ущільнювачів.

Відцентрова компресорна машина забезпечена внутрішнім корпусом, який 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 кріпиться до всмоктувальної камери, яка стикується з діафрагмою.

Зворотний напрямний апарат 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 тріступеневою.

Ротор нагнітача – це 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.

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.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Думміс призначений для зменшення осьового зусилля ротора, що сприймається опорно-упорним підшипником.

Після остаточного складання ротор піддається багатоплощинному поетапному динамічному балансуванню.

Лопатковий дифузор 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 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		22

2 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

В технологічному розділі висвітлюється призначення деталі, розраховуються її припуски на виготовлення. Деталлю є камера нагнітальна.

Камера нагнітальна – це складова частина збірної камери відцентрового компресора. Дана камера є кінцевою в проточній частині компресора. В ній збирається вже стиснута робоча речовина, в нашому випадку – це природний газ.

Розрахунок припусків виконується нормативним методом для однієї поверхні.

Необхідні для розрахунку дані беруться з відповідних технологічних довідників. Далі складається маршрут обробки для кожної операції, вибираються величини допуску і припуску, визначаються операційні розміри.

Призначення деталі. Камера нагнітальна служить для утворення в проточній частині відцентрового компресора кільцевої збірної камери, тобто є наче спрощенням в технологічному плані її формування (рис. 2.1). У свою чергу 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 пред'являють ряд вимог, які суперечать одне одному, а саме – потрібно мати і мінімальні габарити, і мінімальні втрати енергії в широкому діапазоні режимів роботи, і технологічність конструкції. Однак одночасно неможливо виконати ці вимоги, і тому для кожної конкретної конструкції та умов роботи існують якісь свої оптимальні розміри проточної частини кільцевої камери.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Невдалий вибір параметрів кільцевої камери може привести до зниження ККД компресора 3...5%. Відведення потоку на зовні частіше здійснюється за допомогою тангенціального патрубка, оскільки при цьому забезпечується менший рівень втрат в порівнянні з радіальним патрубком.

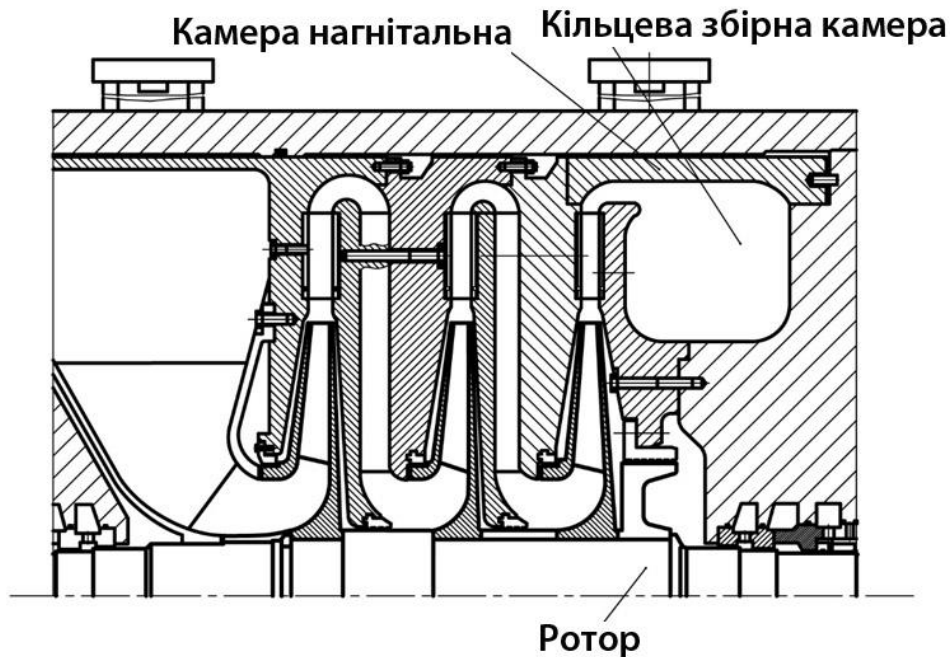


Рисунок 2.1 – Ескіз розташування деталі

2.1 Вибір матеріалу та спосіб отримання заготовки

Матеріалом камери беремо Сталь 20Л, яка має високу межу міцності та текучості, добре обробляється різанням і тиском, добре зварюється, має малу схильність до деформації і утворенню тріщин. Сталь 20Л – це нелегована сталь, яка використовується для виготовлення фасонних виливків виробів машинобудування шляхом виплавлюваних моделей, лито-зварних конструкцій, що працюють в інтервалі температур $-40...+450^{\circ}\text{C}$. Сталь 20Л застосовується для деталей, що зазнають в роботі помірної напруги. Її склад включає в себе близько 2% вуглецю.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Під час роботи агрегату камера піддається навантаженням, пов'язаними з тиском робочого середовища проте без механічних навантажень, тому обрана сталь повністю задовольняє вимогам експлуатації.

Спосіб отримання заготовки в нашому випадку – відцентрове лиття, що є доцільним, оскільки заготовка має тип «кільце», також це зменшує кількість відходів при обробці.

2.2 Розрахунок припусків на механічну обробку

Заготовкою кільцевої камери обрана деталь типу «кільце», яка була отримана за допомогою відцентрового лиття (рисунок 2.2). Відцентрове лиття – це спосіб формування виливок під дією відцентрових сил при вільному заливанні розплаву металу у виливницю, яка обертається.

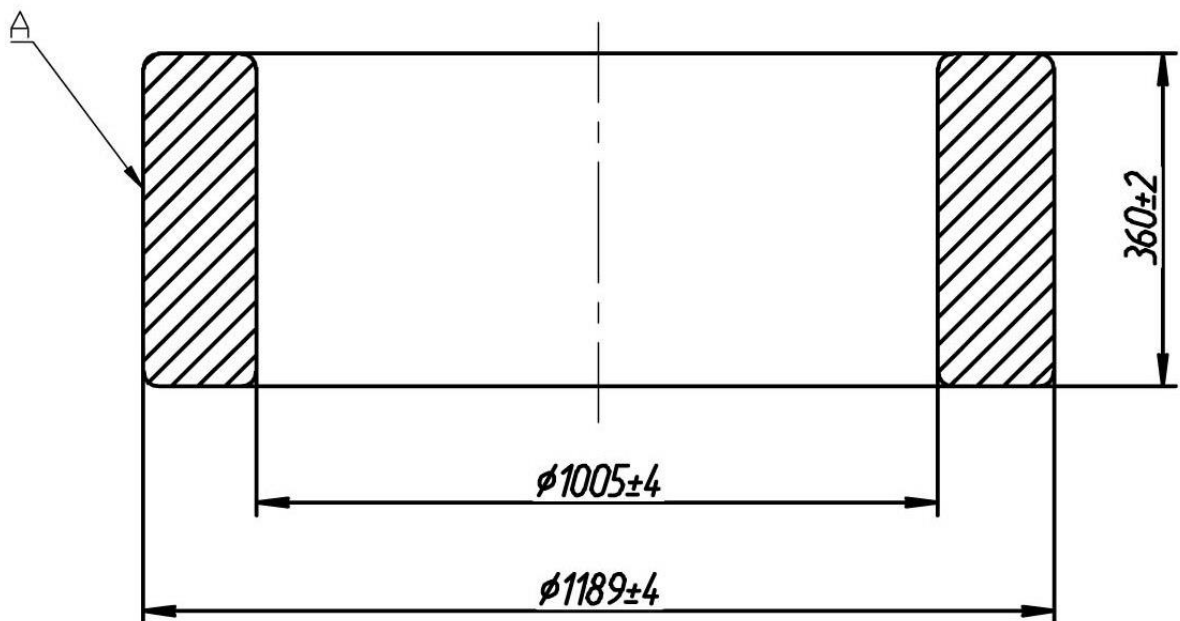


Рисунок 2.2 – Ескіз заготовки

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

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

Таблиця 2.1 – Числові значення припусків

	Квалітет	$2Z_{\min}$	Td , мм	Граничний розмір, мм	
				d_{\min}	d_{\max}
Заготовка	17	–	4,0	1185,7	1189,7
Чорнове точіння	14	6,0	1,15	1178,55	1179,7
Чистове точіння	10	0,8	0,25	1177,5	1177,75
Тонке точіння	7	0,5	0,1	1176,9	1177,0

За отриманими значеннями припусків будується схема розташування полів допусків і припусків на обробку $\phi 1177_{-0,1}$

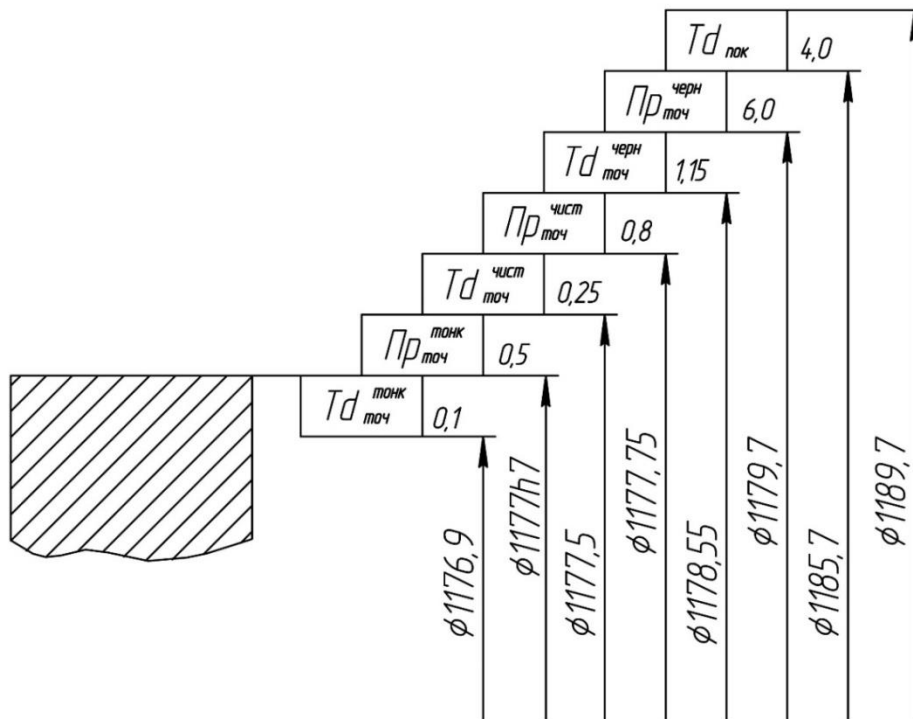


Рисунок 2.3 – Схема припусків

2.3 Послідовність механічної обробки

Відливка

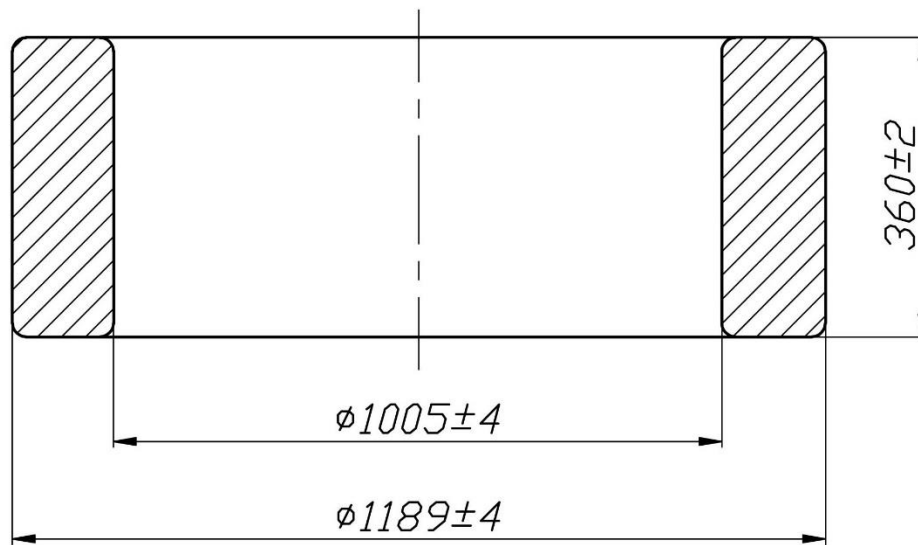


Рисунок 2.4 – Ескіз відливки

Точіння чернове

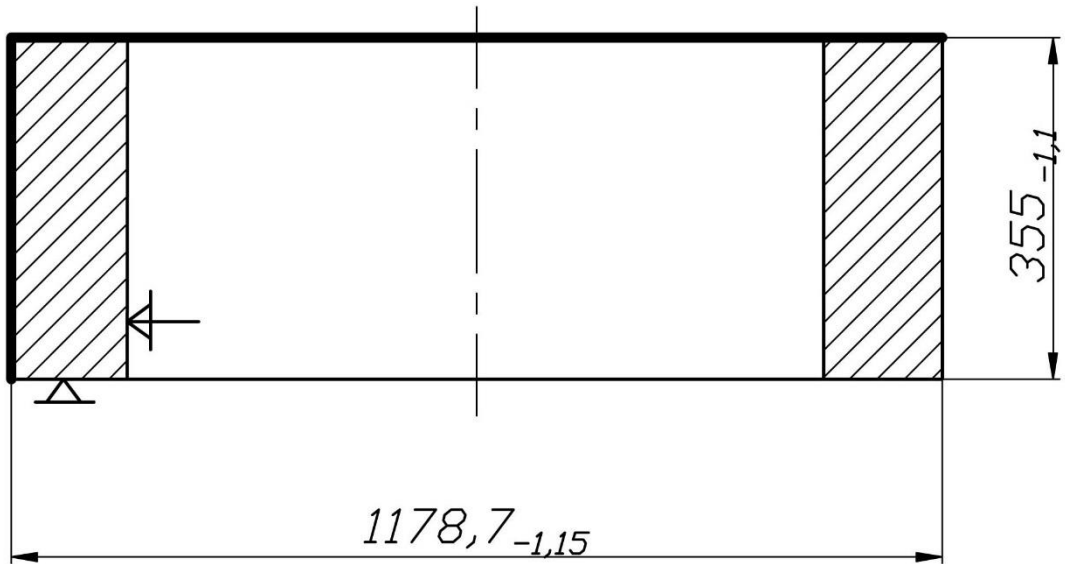


Установ І – Установити заготовку в кулачки, закріпити.

Точити торець згідно ескізу в розмір 357 мм.

Рисунок 2.5 – Ескіз токарно-карусельної операції

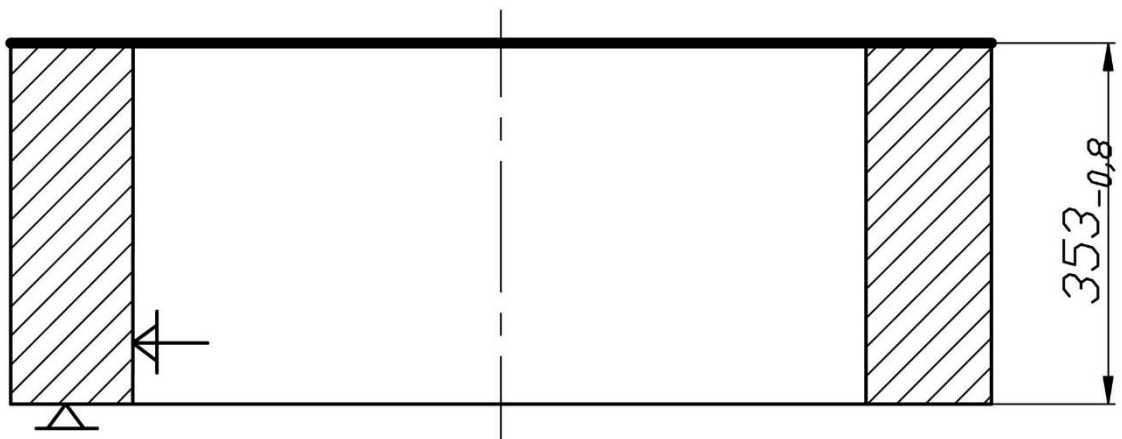
					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27



*Установ II – перевстановити заготовку в кулачки, закріпити.
Точити торець в розмір 355 мм. Точити зовнішній діаметр
в розмір згідно ескізу*

Рисунок 2.6 – Ескіз токарно-карусельної операції

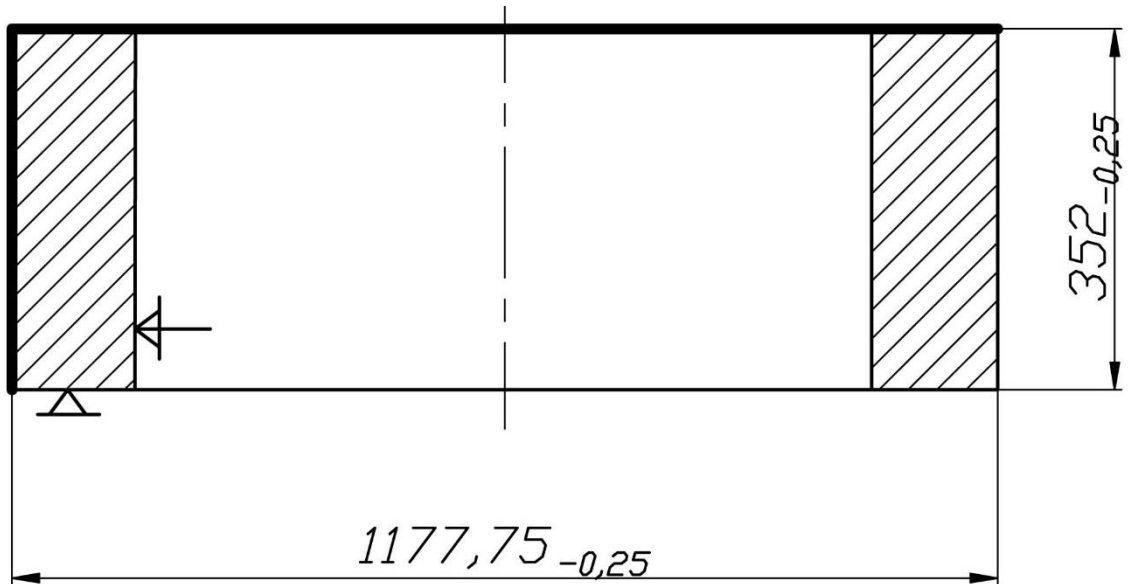
Точіння чистове



Установ I – встановити заготовку в кулачки, закріпити. Точити торець згідно ескізу
в розмір 353 мм

Рисунок 2.7 – Ескіз токарно-карусельної операції

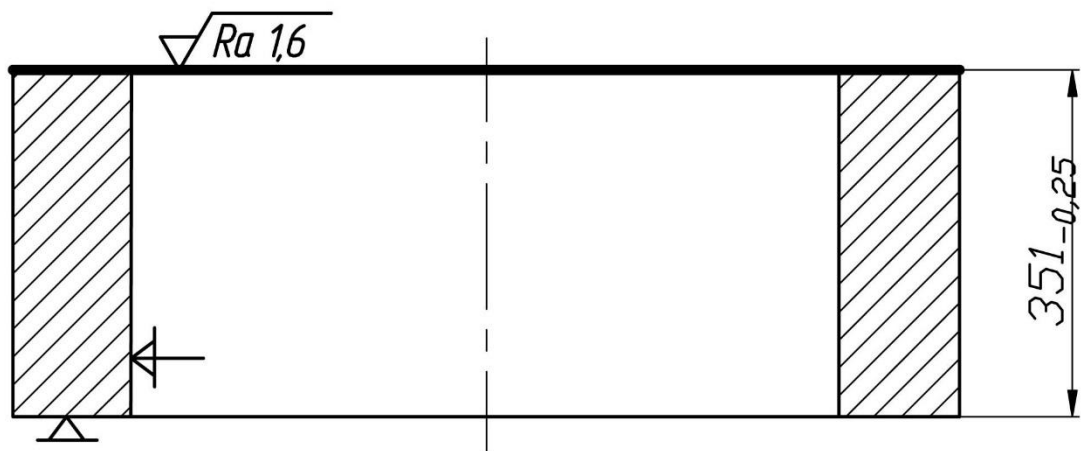
					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



Установ II – перевстановити заготовку в кулачки, закріпити. Точити торець в розмір 352 мм. Точити зовнішній діаметр в розмір згідно ескізу.

Рисунок 2.8 – Ескіз токарно-карусельної операції

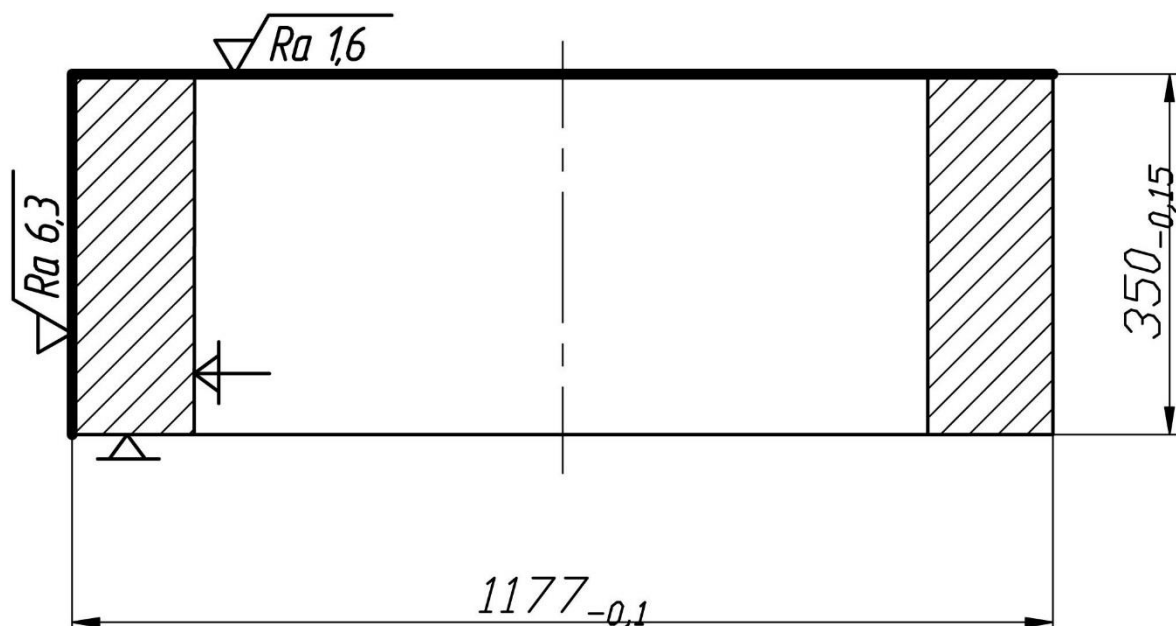
Точіння тонке



Установ I – встановити заготовку в кулачки, закріпити. Точити торець згідно ескізу в розмір 351 мм

Рисунок 2.9 – Ескіз токарно-карусельної операції

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



Установ II – перевстановити заготовку в кулачки, закріпити. Точити торець в розмір 350 мм. Точити зовнішній діаметр в розмір згідно ескізу.

Рисунок 2.10 – Ескіз токарно-карусельної операції

Таким чином, був обраний маршрут обробки однієї з поверхонь камери нагнітальної та виконані ескізи операцій. Нормативним методом були обрані припуски на механічну обробку.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3 ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Небезпечні та шкідливі фактори компресорного виробництва

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя, здоров'я і працездатності людини у процесі трудової діяльності.

Порушення інструкцій, правил і норм техніки безпеки, на виробництві можуть призвести до травматизму і професійних захворювань або відхилень у стані здоров'я, що визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

Виділяють небезпечні і шкідливі виробничі фактори.

Залежно від виробничих обставин в процесі праці організм людини сприймає комплекс чинників, що можуть позитивно або негативно впливати на стан її здоров'я та рівень працездатності. Залежно від інтенсивності та часу дії ці чинники можуть бути небезпечними або шкідливими.

Небезпечний виробничий фактор – виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до раптового погіршення здоров'я, травм або до летального результату.

Шкідливий виробничий фактор – виробничий фактор, негативний вплив якого на людину призводить до погіршення самопочуття, захворювання або зниження працездатності.

Небезпечні та шкідливі фактори за природою дії поділяються на [12]:

1. Фізичні:

При експлуатації установки можуть виникнути небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

- машини та механізми в дії;
- рухомі частини виробничих устаткувань;

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- підвищене запилення й загазованість повітря робочої зони;
- зміна температури поверхні установок та робочої зони;
- підвищення шуму чи вібрацій на робочих місцях;
- занадто вологе чи занадто сухе повітря робочої зони;
- зміна освітлення (відсутність, нестача чи його надлишок природного світла);
- перепади тиску чи його різкі зміни;
- підвищення рівня статичного струму;
- підвищення напруги в електричному контурі;

2. Хімічні:

1) за характером впливу на організм:

- 1.1) токсичні;
- 1.2) подразнюючі;
- 1.3) наркотичні;
- 1.4) задушливі;
- 1.5) мутагенні;
- 1.6) канцерогенні;
- 1.7) сенсibiliзуючі;
- 1.8) ті що впливають на репродуктивну функцію;

2) за шляхом впливу на організм через:

- 2.1) органи дихання;
- 2.2) шлунково–кишковому тракту;
- 2.3) шкіру та слизові оболонки.

3. Біологічні:

1) патогенні мікроорганізми:

- 1.1) бактерії;
- 1.2) віруси;
- 1.3) гриби;
- 1.4) найпростіші;

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

1.5) спірохети;

1.6) рикетсії;

2) продукти життєдіяльності мікроорганізмів;

4. Психофізіологічні

1) фізичні перевантаження:

1.1) статичні;

1.2) динамічні;

2) нервово–психологічні перевантаження:

2.1) розумове перевантаження;

2.2) монотонність роботи;

2.3) емоційні перевантаження;

2.4) перевантаження аналізаторів.

Умови праці впливають на продуктивність праці робітників в цілому, її якість й собівартість випускаємо продукції. Окрім того в процесі роботи людина не повинна отримати виробничі травми або захворіти. Реальні виробничі умови характеризуються як правило наявністю небезпек.

Джерелами небезпек є:

- природні процеси та явища;
- елементи техногенного середовища;
- людські дії, що криють у собі загрозу безпеки.

Перелік можливих небезпек налічує понад 150 найменувань. Щоб проаналізувати, узагальнити та розробити заходи щодо запобігання негативним наслідкам необхідно класифікувати небезпеки, джерела, що породжують їх та чинники, які безпосередньо призводять до негативного впливу на людину. При проектуванні будь-якого обладнання або технологічного процесу конструктор прораховує виникнення потенційних небезпек, устаткування, що проектується, а також у випадку їхньої появи створити методики для їх попередження.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Основні джерела небезпек:

- вібрація, що виникає при роботі компресора;
- шум, який створює установка;
- ураження електричним струмом, від двигуна;
- вибухонебезпечність;
- пожежонебезпека.

**При експлуатації відцентрових компресорів
необхідно дотримуватися таких вимог**

Відцентрові компресори, розміщення електроприводу турбокомпресорів (ТК) і пускової апаратури повинні відповідати вимогам «Правил улаштування електроустановок (ПУЕ)» [13].

Електрообладнання турбокомпресорів, що розміщуються у вибухонебезпечних приміщеннях і на зовнішніх вибухонебезпечних установках, має відповідати класу приміщення, категоріям і групам вибухонебезпечних середовищ згідно з вимогами «Правил виготовлення вибухозахищеного і рудникового електрообладнання (ПВВРЕ)», затвердженим Держнаглядом України .

Конструкція турбокомпресорів, що працюють на вибухонебезпечних і токсичних газах, повинна забезпечувати їх герметичність. Величина витоків повинна бути в допустимих межах.

Використання при роботі на вибухонебезпечних, токсичних та агресивних газах турбокомпресорів, спеціально для цього не призначених, має бути узгоджене з підприємством-виробником. Перелік середовищ, при яких машина може експлуатуватися, повинен бути зазначений у технічній документації.

Шумові характеристики турбокомпресорів за рівнем звуку повинні відповідати вимогам.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Вібрація компресорних машин не повинна перевищувати величин, встановлених відповідними санітарними нормами.

Вимоги безпеки до основних елементів конструкції

При роботі на хімічно активних газах елементи проточної частини відцентрової компресорної машини та інші деталі, що стикаються з агресивним середовищем, повинні виготовлятися з корозійностійких матеріалів або мати антикорозійне покриття.

Матеріали елементів проточної частини компресора та інші деталі, дотичні з газом, що стискається, не повинні вступати в хімічну взаємодію, якщо це може спричинити аварію.

Конструкція відцентрової компресорної машини повинна виключати можливість осьового зсуву робочого колеса, що приводить до торкання торцевих поверхонь корпусу.

Конструкція і прокладка трубопроводів повинна забезпечувати компенсацію температурних деформацій.

Трубопроводи слід кріпити до фундаментів установок і рам. Допускається кріплення трубопроводів до конструкції будівель із застосуванням амортизаторів.

Вимоги безпеки до улаштування засобів захисту

Відцентрові компресорні машини повинні бути оснащені попереджувальною сигналізацією і блокуванням від перевищення тиску.

Сигнальні і аварійні пристрої повинні спрацьовувати автоматично, щоб забезпечити захист машин від перевантажень і поломок.

Відкриті обертові частини компресора повинні бути закриті сітчастими або суцільними кожухами.

Відцентрові компресорні машини повинні мати сигнально-попереджувальну забарвлення і знаки безпеки.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		35

Забарвлення пульта управління повинно бути контрастною щодо органів управління і контрольно-вимірювальних приладів, що розміщуються на ньому.

Кнопки і ключі управління відцентрових компресорних машин повинні бути забезпечені пояснюючими написами.

**Вимоги безпеки, які визначаються особливостями ремонтних,
монтажних, налагоджувальних робіт, транспортуванням,
зберіганням та експлуатацією**

Деталі й вузли компресора масою понад 20 кг, що мають конструкцію, незручну для стропування, повинні мати вантажні гвинти, отвори і інші пристрої, які забезпечують надійне і безпечне кріплення при монтажних роботах.

Схема стропування деталей і вузлів масою понад 100 кг (робочих коліс, кришок, корпусів) повинна бути вказана в експлуатаційній та ремонтній документації.

Транспортування компресорних агрегатів і вузлів, що входять в комплект поставки, має проводитися в заводській упаковці без різких поштовхів і ударів. Вимоги до транспортування повинні бути вказані в тарі.

При транспортуванні та зберіганні патрубки і штуцера повинні бути заглушені і запломбовані.

Відцентрові компресорні машини повинні встановлюватися в місцях, зручних для проведення монтажних робіт. При монтажі деталей і вузлів масою понад 20 кг робоче приміщення повинно бути забезпечено вантажопідйомними механізмами.

При обслуговуванні машин на висоті більше 1,8 м від рівня підлоги, необхідно передбачити наявність знімних або відкидних площадок або сходів.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

При розтині машини, при веденні ремонтних і монтажних робіт необхідно виключити можливість потрапляння сторонніх предметів в робочу порожнину машини.

Корпус компресора повинен бути надійно заземлений. Для приєднання заземлювального пристрою на корпусі повинен бути передбачений спеціальний болт.

В процесі експлуатації компресора необхідно періодично контролювати температуру корпусу підшипників, яка не повинна перевищувати величин, зазначених у технічній документації.

Контроль виконання вимог безпеки повинен здійснюватися:

- а) при перевірці конструкторської документації;
- б) після виготовлення дослідного зразка;
- в) після закінчення монтажу, налагодження та обкатки;
- г) після аналогічних робіт, пов'язаних з перенесенням на інше місце;
- д) після капітального ремонту та реконструкції.

Вентиляція приміщень

Повітря, яким дихає людина повинно бути максимально наближеним до повітря атмосферного, а в закритому просторі чистоту повітря може забезпечити вентиляція.

Вентиляція – регульований повітрообмін ,що забезпечує видалення з приміщень забрудненого повітря і подачу свіжого повітря [14].

Вентиляція приміщень поділяється на:

– за місцем дії:

- 1) місцеву;
- 2) загальнообмінною;
- 3) комбінована;

– за способом переміщення повітря:

- 1) природня:

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- 1.1) організована (аерація);
- 1.2) неорганізована;
- 2) штучна (механічна):
 - 2.1) аварійна;
 - 2.2) робоча;
- 3) суміщення

– залежно від призначення:

- 1) приливна;
- 2) витяжна;
- 3) припливно–витяжна.

Системи вентиляції мають бути пожежобезпечними й вибухобезпечними, простими в облаштуванні не переохолоджувати приміщення, не створювати надмірного шуму, бути надійними в експлуатації та економними.

Основними складовими повітря є:

- азот (N_2) – 78 %;
- кисень (O_2) – 21%;
- інертні гази – 0,90 %;
- решта газоподібні речовини.

Також в складі повітря є вуглекислий газ близько 0,03 % і водяна пара до 2,8 % об'єму, але їх кількість в залежності від умов може змінюватися, які впливають на самопочуття людини в середовищі.

У випадку, якщо виробниче приміщення не має вентиляції, то у закритому просторі зростає кількість оксиду (IV) вуглецю (CO_2), вологості або інших газів, таких як сірководень (H_2S), діоксид сірки (SO_2), аміак (NH_3), водень (H_2), озон (O_3), які утворюються в результаті хімічної взаємодії і створюють шкідливі пари.

Деякі з вище зазначених газів в нормальних умовах не є шкідливими й не впливають на людину, але при зміні їх концентрації впливають на

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

здоров'я людини, які можуть осідати на стінках дихальних шляхів перешкоджаючи процесу дихання.

Особливо небезпечним є випадки коли в повітрі трапляються дрібні частинки сажі чи мікроорганізмів.

У таких випадках виробничі цехи повинні бути забезпечені вентиляцією, підтримуватися чистота приміщення, щоб на установках не збирався пил.

Повітрообмін визначають розрахунковим шляхом за конкретними даними про кількість шкідливих виділень (теплоти, вологи, пари, газу, пилу).

Виробничий шум і вібрація

Шум – це сукупність звуків різної частоти та інтенсивності, що виникає в результаті коливального руху частинок в пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних).

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.

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

Шум з рівнем звукового тиску до 30...25 дБ звичний для людей і не турбує його. При підвищенні цього рівня до 40...75 дБ в умовах середовища проживання, створює додаткове навантаження на нервову систему, викликаючи погіршення самопочуття, і при тривалій дії може бути причиною неврозів. Вплив шуму рівнем вище 75 дБ може привести до втрати слуху. При дії шуму високих рівнів (більше 140 дБ) можливий розрив барабанних перетинок, контузія, а при ще більш високих (більше 140 дБ) і смерть.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Джерелами шуму компресорних агрегатів є:

- 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);
- неправильна робота підшипників;
- незбалансована маса коліс, що працюють в системі.

Найбільш ефективним технічним засобом боротьби з шумом є зменшення шуму в джерелі: заміною ударних процесів безударними; гасінням шуму деталей і вузлів, що ударяються, за допомогою матеріалів, що мають велике внутрішнє тертя; використанням деталей з незвучних матеріалів; забезпеченням статичного і динамічного врівноваження рухомих деталей; поліпшенням умов обтікання деталей і вузлів повітряними і газовими потоками.

Звукоізоляція огорож досягається застосуванням ефективних по ізоляції шуму конструкцій – одношарових з пустотами, з бетонів на пористих заповнювачах або пористих бетонів; ущільненням вікон, дверей і прорізів. Управління технологічними процесами здійснюється з звукоізолюваних кабін, гучне обладнання поміщають в звукоізолюючі кожухи. Для поглинання звуку застосовують звукопоглинальні екрани, штучні звукопоглиначі і звукопоглинальне облицювання.

Вібрація – це малі механічні коливання, що виникають в пружних тілах, що знаходиться під впливом змінного фізичного поля.

Наявність дисбалансу в усіх випадках призводить до появи невірноважених відцентрових сил, які викликають вібрацію. Причиною дисбалансу є:

- неоднорідність матеріалу, тіл що обертаються;

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- неспівпадіння центру маси тіла і осей обертання;
- деформація деталей від нерівномірного нагріву при гарячих чи холодних посадках;

Способи зниження вібрації установок:

- вібропоглинання;
- вібродемпфування;
- віброізоляція;
- віброгасіння:
 - 1) ударне;
 - 2) динамічне.

Виробниче освітлення

Більше 90% інформації людина сприймає через світло, тому щоб забезпечити продуктивну роботу персоналу, слід забезпечити приміщення достатня кількістю світла.

Основні джерела світла:

- природне – пряме або відбите світло сонця, або інших природніх світил;
- штучне – здійснюється джерелами світла, які створило людство;
- суміщене – поєднання двох попередніх.

Для ефективної та продуктивної роботи робочий персонал необхідно забезпечити раціональною кількістю освітлення, комбінуючи природні та штучні джерела світла.

Виробниче освітлення повинно забезпечити психологічний комфорт, попереджати зорову і загальну стомлюваність.

Виробниче освітлення повинно відповідати наступним вимогам:

- 1) Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2) Необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні в межах навколишнього простору.

3) На робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні. Наявність різких тіней створює нерівномірний розподіл поверхонь з різною яскравістю в полі зору, спотворює розміри і форми об'єктів.

4) У полі зору повинна бути відсутнім пряма і відбита блискучість.

Величина освітленості повинна бути постійна в часі.

Освітлення може бути природним і штучним.

Залежно від умов праці рівні освітленості на робочих місцях коливаються в межах від 5000 до 50 лк. Так, при постійному загальному спостереженні за ходом технологічного процесу освітленість повинна бути не менше 75 лк, при періодичному спостереженні за процесом – не менше 50 лк. Для проведення робіт поза будівлею, на відкритих територіях – від 50 до 2 лк.

Електробезпека

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

Електричні травми – це місцеві ураження тканин і органів: електричні опіки і електрометаллізація шкіри, і т. ін. Електричний удар – являє собою збудження живих тканин електричним струмом.

Розрізняють чотири ступені електричних ударів:

- скорочення м'язів без втрати свідомості;
- скорочення м'язів з втратою свідомості, але без порушення діяльності серця;
- втрата свідомості з порушенням діяльності серця і дихання;
- клінічна смерть.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Для захисту людей від ураження електричним струмом при пошкодженні ізоляції згідно з ПУЕ повинен бути застосований, щонайменше, один з таких заходів: захисне заземлення, занулення, захисне відключення, розділовий трансформатор, мала напруга, подвійна ізоляція.

Заземлення або занулення захищає працюючий персонал від уражень струмом у випадку випадкового контакту між людиною та поверхнею установки.

Заземленню (зануленню) підлягають металеві частини механічних систем, що забезпечують електробезпеку і воно повинно гарантувати захист людей від ураження струмом при контакті до поверхонь, що можуть виявитися під напругою, в наслідку псування ізоляції.

Захисне заземлення – це навмисне електричне з'єднання з землею електричних неструмоведучих частин електрообладнання, які можуть опинитися під напругою.

Захисне заземлення є ефективним заходом захисту при живленні електрообладнання від електричних мереж при напрузі до 1000 В з ізолюваною нейтраллю і напругою вище 1000 В з будь-яким режимом нейтралі джерела живлення.

Занулення необхідно виконувати електричним з'єднанням металевих частин електроустановок з заземленою точкою джерела електроенергії за допомогою нульового захисного провідника.

Метеорологічні умови виробничого середовища

Метеорологічні умови виробничих приміщень (мікроклімат), визначаються діючими на організм людини поєднаннями температури, відносної вологості, швидкості руху повітря, барометричного тиску. Людський організм безперервно виділяє тепло, кількість якого, залежить від інтенсивності м'язової роботи і становить 85...500 Дж/с.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Метеорологічні умови у виробничих приміщеннях є комфортними, якщо тепловіддача і навколишнє середовище тепла, виробленого людиною, дорівнює теплоутворенню, завдяки чому температура тіла людини зберігається на рівні 36,5...37°C. Смерть настає при підвищенні температури тіла до 43°C і при зниженні нижче 27...25°C.

Оптимальні норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Оптимальні норми метеорологічних параметрів

Період року	Категорія робіт	Температура, °C	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний	Легка – I	20-23	60-40	0.2
	Середньої важкості – II	18-20	60-40	0.2
Перехідний	Середньої важкості – II	17-19	60-40	0.3
	Важка – III	16-18	60-40	0.3
Теплий	Легка – I	22-25	60-40	0.2
	Середньої важкості – II	21 -23	60-40	0.3
	Середньої важкості – II	20-22	60-40	0.4
	Важка – III	18-20	60-40	0,5

Вибухонебезпечність

Будь-які системи підвищеного тиску завжди є потенційно небезпечними. Під герметичністю розуміють непроникність рідини і газу стінок судин і з'єднань трубопроводів. При розгерметизації створюються небезпечні і шкідливі виробничі фактори, що залежать від фізико-хімічних властивостей середовища, тобто може виникнути небезпека:

а) отримання опіків під дією високих або низьких температур (термічні опіки) і через агресивність середовища (хімічні);

б) небезпека травматизму.

Враховуючи той фактор, що будь-яка газоперекачувальна установка може працювати в шкідливих середовищах існує ризик вибухів установки.

Вибух трапляється раптово і його джерелом може стати через:

- підвищення температури, в результаті тертя одна об одну контактних поверхонь;
- детонації;
- різкий перепад температур;
- нерівномірна швидкість поширення пожежі;
- мінімальна кількість чи відсутність кисню;
- через механічний вплив.

Для того щоб зменшити ймовірність вибуху необхідно планово проводити обстеження працюючих установок та систем, а також уникати перевантаження мережі.

Вибухозахист систем підвищеного тиску досягається організаційно – технічними заходами, розробкою інструкцій, регламентів (норми і правила ведення технологічного процесу) навчання та інструктаж обслуговуючого персоналу, контроль і нагляд за дотриманням норм технологічного режиму, правил і норм ТБ, пожежної безпеки. Крім того, обладнання повинно бути обладнане системами вибухозахисту, які передбачають:

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

– застосування гідрозатворів, вогнепрепинювачів, інертних газів або парових завіс;

– захист апаратів від руйнування під час вибуху за допомогою пристроїв аварійного скидання тиску (запобіжні мембрани і клапани, зворотні клапани, швидкодіючі засувки і т. ін.).

Запобіжні пристрої:

- пружинні запобіжні клапани;
- важільно-вантажні запобіжні клапани;
- імпульсні запобіжні пристрої;
- запобіжні мембрани (що руйнуються, розривні, зрізні та ін.).

Газопроводи прокладають з невеликим ухилом в бік руху газу, а буферну ємність забезпечують в нижній частині спускної труби з краном для систематичного видалення водяного конденсату і масла.

Щоб уникнути виникнення напруг від теплових деформацій, особливо в наземних газопроводах, влаштовують спеціальні компенсатори, у вигляді П-подібних ділянок.

Пожежна небезпека

Для виникнення горіння необхідний контакт горючої речовини з окислювачем і джерелом запалювання, здатним передати горючої суміші (горюча речовина і окислювач) необхідний енергетичний імпульс.

Температура спалаху – мінімальна температура, при якій пари даної речовини утворюють над її поверхнею суміш з повітрям, що спалахує при наближенні полум'я.

Температура самозаймання – мінімальна температура горючої речовини, при якій відбувається різке збільшення швидкості екзотермічних реакцій, що закінчуються самовільним виникненням полум'я.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Спалах – бистре горіння горючої суміші, що не супроводжується утворенням стиснутих газів.

Загоряння – виникнення горіння під впливом джерела запалювання.

Запалювання – загоряння, що супроводжується утворенням полум'я.

Самозаймання – явище, різкого збільшення швидкості екзотермічних реакцій, що призводить до виникнення горючих речовин при відсутності джерела запалювання.

Протипожежний захист має забезпечуватися:

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

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

У виробничому приміщенні застосовуються, головним чином, вуглекислотні вогнегасники, перевагою яких є висока ефективність гасіння пожежі, схоронність електронного устаткування. Діелектричні властивості CO₂, дозволяють використовувати дані вогнегасники в разі неможливості знеструмлення агрегату.

3.2. Розрахунок заземлення

Вихідні дані до розрахунку:

Об'єкт, що захищається: стаціонарний.

Характеристика об'єкта: напруга мережі до 1000 В, виконання мережі з ізолюваною нейтраллю, вибухонебезпечний.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Тип заземлювального пристрою: стрижневі вертикально встановлені заземлювачі завдовжки 2,7 м за глибини закладення від поверхні землі $h_в = 0,7$ м (поглибленого типу).

Розмір заземлювача: довжина стрижнів $l_m = 270$ см зі сталі трубчастої;

Діаметр стрижнів: $d = 2$ см.

Глибина закладення заземлювачів: $h_в = 70$ см.

Розташування заземлювачів: по периметру фундаменту.

Ґрунт – чорнозем.

Кліматична зона – III.

РОЗРАХУНОК.

Відповідно до ПУЕ визначаємо допустимий опір розтіканню струму в заземлювальному пристрої $R_з$ мережі до 1000 В з ізольованою нейтраллю $R_з = 4$ Ом.

Визначаємо питомий опір ґрунту, рекомендований для розрахунку, $\rho_{табл} = 0,2 \cdot 10^4$ Ом·см (для чорнозему).

Визначаємо підвищувальний коефіцієнт для труб K_{nm} і для смуги K_{nc} , що враховують зміну опору ґрунту в різні пори року залежно від опадів, що випадають, $K_{nm} = 1,5$; $K_{nc} = 2,5$.

Визначаємо питомий розрахунковий опір ґрунту для труб $\rho_{розр.т.}$ з урахуванням несприятливих умов, що враховуються підвищувальним коефіцієнтом

$$\rho_{розр.т.} = \rho_{табл} \cdot K_{nm},$$

$$\rho_{розр.т.} = 0,2 \cdot 10^4 \cdot 1,5 = 0,3 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см}.$$

Визначаємо питомий розрахунковий опір ґрунту для смугових заземлювачів:

$$\rho_{розр.с} = \rho_{табл} \cdot K_{nc},$$

$$\rho_{розр.с} = 0,2 \cdot 10^4 \cdot 2,5 = 0,5 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см}.$$

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Визначаємо відстань від поверхні землі до середини труби:

$$t = h_B + \frac{l_m}{2};$$

$$t = 70 + \frac{270}{2} = 83,5 \text{ см},$$

де $h_B = 70$ см – глибина закладення труб;

$l_m = 270$ см – довжина труб.

Визначимо опір розтіканню струму для одиночного заглибленого заземлювача, розташованого нижче поверхні землі на 0,7 м (для стаціонарних електроустановок):

$$R_m = 0,366 \cdot \frac{\rho_{\text{розр.м.}}}{l_m} \left(\lg \left(\frac{2l_e}{d} \right) + \frac{1}{2} \cdot \lg \left(\frac{4t + l_m}{4t - l_m} \right) \right), \text{ Ом},$$

$$R_m = 0,366 \cdot \frac{0,3 \cdot 10^4}{270} \left(\lg \left(\frac{2 \cdot 270}{2} \right) + \frac{1}{2} \cdot \lg \left(\frac{4 \cdot 83,5 + 270}{4 \cdot 83,5 - 270} \right) \right) = 11,87 \text{ Ом}.$$

Визначаємо потрібне число труб без урахування коефіцієнта екранування:

$$n_m \cdot \eta_{e.m.} = \frac{R_m}{R_3};$$

$$n_m \cdot \eta_{e.m.} = \frac{11,87}{4} = 2,97.$$

Приймаємо число труб $n_m = 3$.

Визначаємо відстань між трубами з відношення:

$$c = \frac{L_m}{l_m}.$$

Для заглиблених стаціонарних заземлювачів $c = 1$.

$$L_m = c \cdot l_m, \text{ см},$$

$$L_m = 1 \cdot 270 = 270 \text{ см}.$$

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Визначимо коефіцієнт екранування труб $\eta_{e.m}$ за кількості труб:

$$n_m = 3 \text{ і відношенні } c = \frac{L_m}{l_m} = 1:$$

$$\eta_{e.m.} = 0,78.$$

Визначимо необхідну кількість труб з урахуванням коефіцієнта екранування:

$$n_{m.e.} = \frac{R_m}{R_3 \cdot \eta_{e.m.}};$$

$$n_{m.e.} = \frac{11,87}{4 \cdot 0,78} = 3,8.$$

Приймаємо $n_{m.e.} = 4$ шт.

Визначимо розрахунковий опір розтіканню струму при прийнятому числі труб $n_{m.e.}$:

$$R_{\text{розр.т.}} = \frac{R_m}{n_{m.e.} \cdot \eta_{e.m.}}, \text{ Ом},$$

$$R_{\text{розр.т.}} = \frac{11,87}{4 \cdot 0,78} = 3,8 \text{ Ом}.$$

Визначимо довжину з'єднувальної смуги:

$$L_{c.c.} = 1,05 \cdot L_m \cdot (n_{m.e.} - 1), \text{ см},$$

$$L_{c.c.} = 1,05 \cdot 270 \cdot (4 - 1) = 850,5 \text{ см}.$$

Визначимо опір розтіканню струму в з'єднувальній смугі:

$$R_{з.с.} = 0,366 \cdot \frac{\rho_{\text{розр.с.}}}{L_{c.c.}} \left(\lg \left(\frac{2 \cdot L_{c.c.}^2}{h_g \cdot \epsilon_n} \right) \right), \text{ Ом},$$

$$R_{з.с.} = 0,366 \cdot \frac{0,5 \cdot 10^4}{850,5} \left(\lg \left(\frac{2 \cdot 850,5^2}{70 \cdot 2} \right) \right) = 23,6 \text{ Ом}.$$

Визначимо коефіцієнти екранування $\eta_{e.зс.}$ для з'єднувальної смуги при

$$n_{m.e.} = 4 \text{ і відношенні } c = \frac{L_m}{l_m} = 1 \text{ (заземлювачі розташовані в один ряд)}$$

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\eta_{e.зс.} = 0,77.$$

Визначаємо розрахунковий опір розтіканню струму в сполучній смузі (з урахуванням коефіцієнта екранування):

$$R_{розр.с.} = \frac{R_{з.с.}}{n_n \cdot \eta_{e.зс.}}, \text{ Ом},$$

$$R_{розр.с.} = \frac{23,6}{1 \cdot 0,77} = 30,65 \text{ Ом}.$$

Визначаємо загальний розрахунковий (теоретичний) опір розтіканню струму в трубах і з'єднувальній смузі:

$$R_{заг.розр.} = \frac{1}{\frac{1}{R_{розр.т.}} + \frac{1}{R_{розр.с.}}}, \text{ Ом},$$

$$R_{заг.розр.} = \frac{1}{\frac{1}{3,8} + \frac{1}{30,65}} = 3,38 \text{ Ом}.$$

Порівнюємо отримане значення $R_{заг.розр.} = 3,38 \text{ Ом}$ із заданим відповідно до ПУЕ допустимим опором розтіканню струму в заземлювальному пристрої $R_з$ мережі до 1000 В з ізольованою нейтраллю $R_з = 4 \text{ Ом}$.

У цьому випадку $R_{заг.розр.} < R_з$ ($3,38 \text{ Ом} < 4 \text{ Ом}$) – отже, заземлювальний пристрій придатний до експлуатації.

Визначаємо необхідний перетин провідників для з'єднання заземлюваного обладнання із заземлювальним пристроєм відповідно до ПУЕ. Для провідника з міді у вигляді ізольованих проводів $S_{\min} = 1,5 \text{ мм}^2$.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

3.3. Безпека в надзвичайних ситуаціях

Цивільна оборона України – державна система органів управління, сил і засобів, що створюється для організації і забезпечення захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій техногенного, екологічного, природного та воєнного характеру.

Завданнями Цивільної оборони України є:

- запобігання виникненню надзвичайних ситуацій техногенного походження і здійснення заходів, спрямованих на зменшення збитків і втрат у разі аварій, катастроф, вибухів, великих пожеж та стихійного лиха;
- оповіщення населення про загрозу і виникнення надзвичайних ситуацій у мирний і воєнний час та постійне інформування про наявну обстановку;
- захист населення від наслідків аварій, катастроф, стихійного лиха та від небезпеки у воєнний час;
- організація і проведення рятувальних та інших невідкладних робіт у районах лиха й осередках ураження;
- створення систем аналізу і прогнозування, управління, оповіщення і зв'язку, спостереження і контролю за радіоактивним, хімічним і бактеріологічним зараженням, підтримання їх у готовності до функціонування у надзвичайних ситуаціях мирного та воєнного часу;
- підготовка і перепідготовка керівного складу, органів управління та сил ЦО;
- навчання населення правил застосування засобів індивідуального захисту і поведіння в надзвичайних ситуаціях.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теорія турбокомпресорів : навч. посіб. / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. – Суми : СумДУ, 2014.
2. Бондаренко Г. А. Основи проектування турбокомпресорів : навчальний посібник / Г. А. Бондаренко, В. М. Бага. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 203 с
3. Калінкевич М. В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: навчальний посібник / М. В. Калінкевич. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008.
4. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування "Термогазодинамічний розрахунок робочого колеса відцентрового компресора" з курсу "Проектування турбомашин" : зі спец. "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка для студ. денної форми навчання / М. В. Калінкевич. – Суми : СумДУ, 2008.
5. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування «Розрахунок дифузорів відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин» / М. В. Калінкевич. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008.
6. Проектування зворотних напрямних апаратів відцентрового компресора : навч. посіб. / М. В. Калінкевич, А. М. Калашніков. – Суми : СумДУ, 2011. – 141 с.
7. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування «Розрахунок вихідних пристроїв відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин» / М. В. Калінкевич. – Суми : СумДУ, 2008.
8. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування "Розрахунок напруг у робочому колесі відцентрового компресора" з курсу "Проектування турбомашин" / М. В. Калінкевич. – Суми: СумДУ, 2009.
9. Методичні вказівки на тему "Розрахунок осьових сил у відцентрових компресорах" / М. В. Калінкевич, В. М. Довженко. – Суми: СумДУ, 2012.

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		53

10. Методичні вказівки для курсового та дипломного проектування на тему "Сухі газові ущільнення роторів турбомашин": для студ. спец. "Вакуумна та компресорна техніка фізичних установок" (СПбДПУ) та "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка" денної форми навчання / Ю. Б. Галеркін, Н. В. Калінкевич, Н. Г. Крившич. - Суми: СумДУ, 2004.

11. Компресорне устаткування в технологіях видобутку вуглеводнів : монографія / А. Ф. Булат, Г. В. Кирик, Г. А. Бондаренко та ін. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 305 с.

12. 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. – Х. : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2020. – 182 с.

13. 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. – Х. : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2020. – 179 с.

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

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

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ДОДАТКИ

Додаток А

Варіант розрахунку компресора

Beta12 ,град	32.00	Eps21	1.0726
Fir2	0.170	B21	0.0727
Etap	0.850	Ступінь 2:	
Kp	1.050	T22 ,К	316.76
Z2	15	Eps22	1.1802
Tau2	0.900	B22	0.0661
RPi	1.500	Ступінь 3:	
Tn, К	295.00	T23 ,К	329.50
Zn	0.925	Eps23	1.2936
R ,Дж/(кг.К)	511.00	B23	0.0603
Ср ,Дж/(кг.К)	2539.0		
RK	1.343		
U2p ,м/с	300.00		
Mu1m	0.900		
Mc2m	0.900		
Vnp ,м3/мин	290.00		
RN ,об/мин	5300.0		
Sigma	3.3281		
DelTs,К	38.221		
Lps ,Дж/кг	76299.5		
PsiT2	0.6170		
Psip	0.5506		
Alfa2,град	15.41		
Azvp ,м/с	432.74		
U2u1 ,м/с	584.20		
U2c2 ,м/с	608.60		
IY	3		
C2 ,м/с	137,54		
U2 ,м/с	214.92		
DelTst,К	12.740		
Mu11	0.3311		
Mc21	0.3131		
D2 ,м	0.7745		
Ступінь 1:			
T21 ,К	304.02		

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		55

Додаток Б

Вхідні дані для розрахунку робочих колес

5300	-номінальна частота оберту ротора,	об/мин
1.700	-емпіричний коефіцієнт KKR	
0.03	-емпіричний коефіцієнт KЗ	
3	-число ступенів в секці	
0.020	-різність між діаметром втулки робочого колеса та діаметром валу першого ступеня,	
0,7745	-зовнішній діаметр робочих колес секції,	м
1.0	-емпіричний коефіцієнт K1	
1.02	-емпіричний коефіцієнт KД	
1.05	-емпіричний коефіцієнт KС	
0.0727	-відносна ширина колеса ступеня 1	
0.17	-коефіцієнт витрати на виході з РК	
0.95	-задана газодинамічна функція Eps1	
3.3281	-газодинамічна функція Sigma	
2170	-теплоємність при постійному тиску Sp,	Дж/(кг.К)
288	-температура газу на вході до компресору,	К
50.5	-густина газу на вході до компресору,	кг/м ³
0.93	-коефіцієнт стискування газу	
511.0	-газова стала,	Дж/(кг.К)
155.0	-об'ємна витрата газу на вході до компресору,	м ³ /хв
15	-число лопаток на виході з робочого колеса	
32.00	-кут лопаток на виході робочого колеса,	градус
1.32	-показник адіабати	
0.0045	-товщина лопаток робочого колеса,	м
76299	-політропний напір секції,	Дж/кг
30	-швидкість на вході вхідного патрубку,	м/с
0.85	-політропний ККД	

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		56

Додаток В

Розрахунок робочих колес

Діаметр патрубкa	Dpt	=	0.331 м
Критична частота оберту	Nkr1	=	3117.6 об/хв
Діаметр валу під робочим колесом	Dv	=	0.217 м
Діаметр розточення покривного диску	D0	=	0.359 м
Діаметр на вході в лопатневу решітку	D1	=	0.366 м
Відносний діаметр вешітки на вході	D1/D2	=	0.473
Умовний коефіцієнт витрати першого ступеню	F	=	0.0255
Коефіцієнт теоретичного напору	PsiT2	=	0.6170
Коефіцієнт внутрішнього напору	Psii	=	0.6477
Кільцева швидкість в перерізі 1-1	U1	=	101.56 м/с
Кільцева швидкість в перерізі 2-2	U2	=	214.93 м/с
Відношення швидкості на вході в решітку РК 1 ступеня	H1	=	113.81 м/с
Відношення H1/H2	H1/H2	=	1.65
Число Маху у відносному русі	Mh1	=	0.268
Абсолютна швидкість в перерізі 2-2	C2	=	137.54
Кут лопаток в перерізі 1-1	Beta11	=	26.00 град
Кут між S2 nf U2	Alfa2	=	15.41 град
Число лопаток на вході в РК	Z1	=	15
Число лопаток на виході з РК	Z2	=	15
Відносна заповненість лопаточної решітки	L/t	=	3.69
Коефіцієнт стиснення потоку на вході до РК	Tau1	=	0.933
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з РК	Tau2	=	0.974
Тиск газу на вході до компресору	Pn	=	6.912 МПа
Радіус середньої лінії лопаток	R1	=	0.3553 м
Радіус кола центрів	R0	=	0.2070 м
Кут нахилу покривного диску	Teta	=	-2.51 град

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		57

Харак./Ступінь	1	2	3
Dvt ,м	0.237	0.324	0.330
ØDvt	0.3066	0.4189	0.4265
C0 ,м/с	45.63	128.29	137.94
T0 ,К	287.5	299.0	313.3
Ro0 ,кг/м ³	50.304	55.119	61.422
P0 ,МПа	6.874	7.833	9.144
C1 ,м/с	51.35	144.37	155.24
T1 ,К	287.4	298.5	312.3
Ro1 ,кг/м ³	50.252	54.879	60.968
P1 ,МПа	6.863	7.784	9.052
T2 ,К	298.5	313.3	328.1
DelTn2 ,К	10.467	25.294	40.120
Ro2 ,кг/м ³	54.877	61.433	68.416
P2 ,МПа	7.784	9.147	10.668
B1 ,м	0.0471	0.0153	0.0128
B2 ,м	0.0563	0.0245	0.0220
Beta1 ,град	26.82	54.87	56.81
I1 ,град	-0.82	-28.87	-30.81

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		58

Додаток Г

Вхідні дані для розрахунку диффузора

3	-число ступенів секції	
0.6170	-коефіцієнт теоретичного напору	
214.93	-кільцева швидкість на виході з РК,	м/с
137.54	-абсолютна швидкість на виході з РК,	м/с
0.7745	-зовнішній діаметр РК,	м
2170	-теплоємність газу при постійному тиску,	Дж/(кг.К)
520.0	-газова постійна,	Дж/(кг.К)
288	-температура газу на вході до компресору,	К
50.5	-густна газу на вході до компресору,	кг/м ³
0.93	-коефіцієнт стискування газу за вхідними даними,	
3.3281	-газодинамічна функція Sigma	
15.41	-кут між абсолютною і кільцевою швидкістю на виході з РК,	град
0.0000	-коефіцієнт кінетичної в'язкості на вході до секції (для ПД=0),	м ² /с
1.32	-показник адіабати (для ПД)	
290	-об'ємна витрата газу на вході до компресору (для ПД),	м ³ /хв
0.900	-коефіцієнт стиснення потоку на виході з LD (для ПД)	

Дані по ступеням

	коефіцієнт KU:	
1.0	1.0	1.0
	відносний діаметр виходу з дифузору:	
1.45	1.45	1.45
	діаметр на вході в дифузор, м :	
0.485	0.485	0.485
	ширина робочого колеса, м:	
0.0563	0.0245	40.120
	емпіричний коефіцієнт KF(задається для ПД):	
2.0	2.0	2.0
	оптимальне значення густини лопаточної решітки дифузору (для ПД):	
1.5	1.5	1.5

Додаток Д

Розрахунок Лопаточного дифузору Вхідні дані

Число ступенів	Y	=	3
Коефіцієнт теоретичного напору	PsiT2	=	0.6170
Кільцева швидкість на виході з РК	U2	=	214.93 м/с
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	=	137.54 м/с
Зовнішній діаметр РК	D2	=	0.7745 м
Теплоємність газу при сталому тиску	Cp	=	2170.0 Дж/(кг.К)
Газова стала	Rn	=	520.00 Дж/(кг.К)
Температура газу на вході до компресору	Tn	=	288.0 К
Густина газу на вході до компресору	Ron	=	50.500 кг/м3
Коефіцієнт стискання газу	Zn	=	0.930
Газодинамічна функція	Sigma	=	3.3281
Кут між S2 та U2	Alfa2	=	15.41 град
Показник адіабати	K	=	1.320
Об'ємна витрата газу на вході до компресору	Vn	=	290.00 м3/хв
Коефіцієнт стискання потоку на виході з ПД	Tau4	=	0.900

Данні / Ступені	1	2	3
KU	1.0000	1.0000	1.0000
ØD4	1.450	1.450	1.450
D3 ,м	0.485	0.485	0.485
B2 ,м	0.0563	0.0245	0.0220
DelTn2 К	10.467	25.294	40.120
KF	2.000	2.000	2.000
Lop	1.50	1.50	1.50

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		60

Результати розрахунку

Данні / Ступені		1	2	3
B3	,м	0.0563	0.0245	0.0220
C3	,м/с	219.67	219.67	219.67
P3	,МПа	7.339	8.656	10.130
T3	,К	291.71	306.53	321.36
Ro3	,кг/м3	52.026	58.392	65.179
AlfaL3	,град	15.41	15.41	15.41
AlfaL4	,град	13.27	13.27	13.27
Alfa4	,град	13.91	13.91	13.91
D4	,м	1.123	1.123	1.123
C4	,м/с	102.22	209.95	210.06
P4	,МПа	8.061	9.465	11.031
T4	,К	300.05	314.87	329.70
Ro4	,кг/м3	55.555	62.157	69.185
Eps4		1.1001	1.2308	1.3700
Z3		3	3	3
R1	,м	0.4101	0.4101	0.4101
R0	,м	0.1877	0.1877	0.1877
Lo		1.618	1.618	1.618

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Додаток Е

Розрахунок зворотнього направляючого апарату

Вхідні дані

Діаметр входу ЗНА	D5	=1.123 м
Зовнішній діаметр робочих колес секції	D2	=0.775 м
Діаметр розточування покривного диску	D0	=0.359 м
Діаметр втулки РК наступної ступені	Dvt	=0.237 м
Ширина каналу на виході з дифузору	B4	=0.0563 м
Товщина лопаток ЗНА	Delta6	=0.0065 м
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	=137.54 м/с
Абсолютна швидкість на виході з дифузору	C4	=210.06 м/с
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=13.91 град
Кут затримки потоку в ЗНА	Dalfa6	=2.00 град
Оптимальне значення густини решітки в ЗНА	L/t	=2.10
Температура газу на вході до компресору	Tn	=288.00 К
Температура газу на виході з РК	T2	=328.1 К
Теплоємність при постійному тиску	Cp	=2539.0 Дж/(кг.К)
Густина газу на вході до компресору	Ron	=50.500 кг/м ³
Коефіцієнт стиснення газу	Zn	=0.925
Газова стала	Rn	=511.00 Дж/(кг.К)
Газодинамічна функція	Sigma	=3.3281
Емпіричний коефіцієнт	Ku	=1.000
Емпіричний коефіцієнт	Ktr	=1.350
Емпіричний коефіцієнт	Kf	=1.000
Відношення радіусу кривизни просторової траєкторії потоку	Rok/B4	=7.000

Результати розрахунку

Ширина каналу ЗНА на вході	B5	=0.0563
Ширина каналу ЗНА на виході	B6	=0.0478 м
Зовнішній діаметр ЗНА на виході	D6	=0.4020 м
Абсолютна швидкість на вході до ЗНА	C5	=159.26 м/с
Абсолютна швидкість на виході з ЗНА	C6	=161.31 м/с
Кут потоку на вході до ЗНА	Alfa5	=18.49 град
Лопаточний кут на вході до ЗНА	AlfaL5	=18.00 град
Лопаточний кут на виході до ЗНА	AlfaL6	=92.00 град
Радіус зовнішнього обводу каналу ЗНА	R0	=0.0215 м
Число лопаток ЗНА	Z6	=11
Густина газу на вході до ЗНА	Ro5	=67.791 кг/м3
Густина газу на виході до ЗНА	Ro6	=67.729 кг/м3
Температура газу на вході до ЗНА	T5	=326.83 К
Температура газу на виході з ЗНА	T6	=326.70 К
Тиск газу на вході до ЗНА	P5	=10.473 МПа
Тиск газу на виході з ЗНА	P6	=10.459 МПа
Коефіцієнт стиснення потоку на вході в ЗНА	Tau5	=0.918
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з ЗНА	Tau6	=0.946
Площа прохідного перерізу на вході до ЗНА	F5	=0.05637м2
Площа прохідного перерізу на виході з ЗНА	F6	=0.05711м2
Радіус лопатки ЗНА	R1	=0.2574 м
Радіус кола центрів лопаток ЗНА	Rc	=0.3266 м
Внутрішній радіус поворотного коліна	Rkk	=0.0025 м

Rt	Bt	Alfat	F	Deltat
м	м	град	м2	м
0.543	0.056	24.30	0.0564	0.0376
0.525	0.055	29.37	0.0564	0.0571
0.471	0.054	41.48	0.0566	0.0872
0.417	0.053	51.49	0.0567	0.0932
0.381	0.052	57.67	0.0567	0.0887
0.345	0.051	63.69	0.0568	0.0793
0.291	0.050	72.78	0.0570	0.0290
0.237	0.049	82.56	0.0570	0.0180

Додаток Ж

Проектний розрахунок збірної камери

Вхідні дані

Діаметр виходу з дифузору	D4	=1123.0	мм
Кут потоку на виході з дифузору	Alfa4	=13.3	град
Внутрішній радіус поворотного коліна	rk.k	=39.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r1	=61.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r2	=61.0	мм
Радіус заокруглення збірної камери	r3	=61.0	мм
Ширина на виході з дифузору	b4	=56.3	мм
Ширина на вході в збірну камеру	b5	=56.3	мм
Швидкість потоку на виході з дифузору	c4	=210.6	м/с
Кільцева швидкість робочого колеса	u2	=214.9	м/с
Внутрішній напір	Psii	=0.6477	

Результати розрахунку

Ширина збірної камери	bcp	=230.0	мм
Висота збірної камери	hk	=228.7	мм
Внутрішній діаметр	Dbh	=856.3	мм
Зовнішній діаметр камери	Dk	=1313.6	мм
Площадь перерізу збірної камери	fk	=0.0502	м2
Коефіцієнт	A0	=0.0546	
Коефіцієнт втрат	Dzeta4	=0.4358	
Втрати ККД	Delh4	=0.3231	

Розрахунок параметрів потоку на виході зі збірної камери

Вхідні дані

Густина газу на виході з ЗБК	Ro7	=69.185	кг/м3
Газодинамічна функція	Eps7	=1.370	
Об'ємна витрата на вході до компресору	Vn	=290.000	м3/хв
Температура газу на виході з дифузору	T4	=329.700	К
Теплоємність при сталому тиску	Cr	=2170.00	Дж/(кг.К)
Коефіцієнт зтискання	Zn	=0.9300	
Газова стала	Rn	=511.00	Дж/(кг.К)

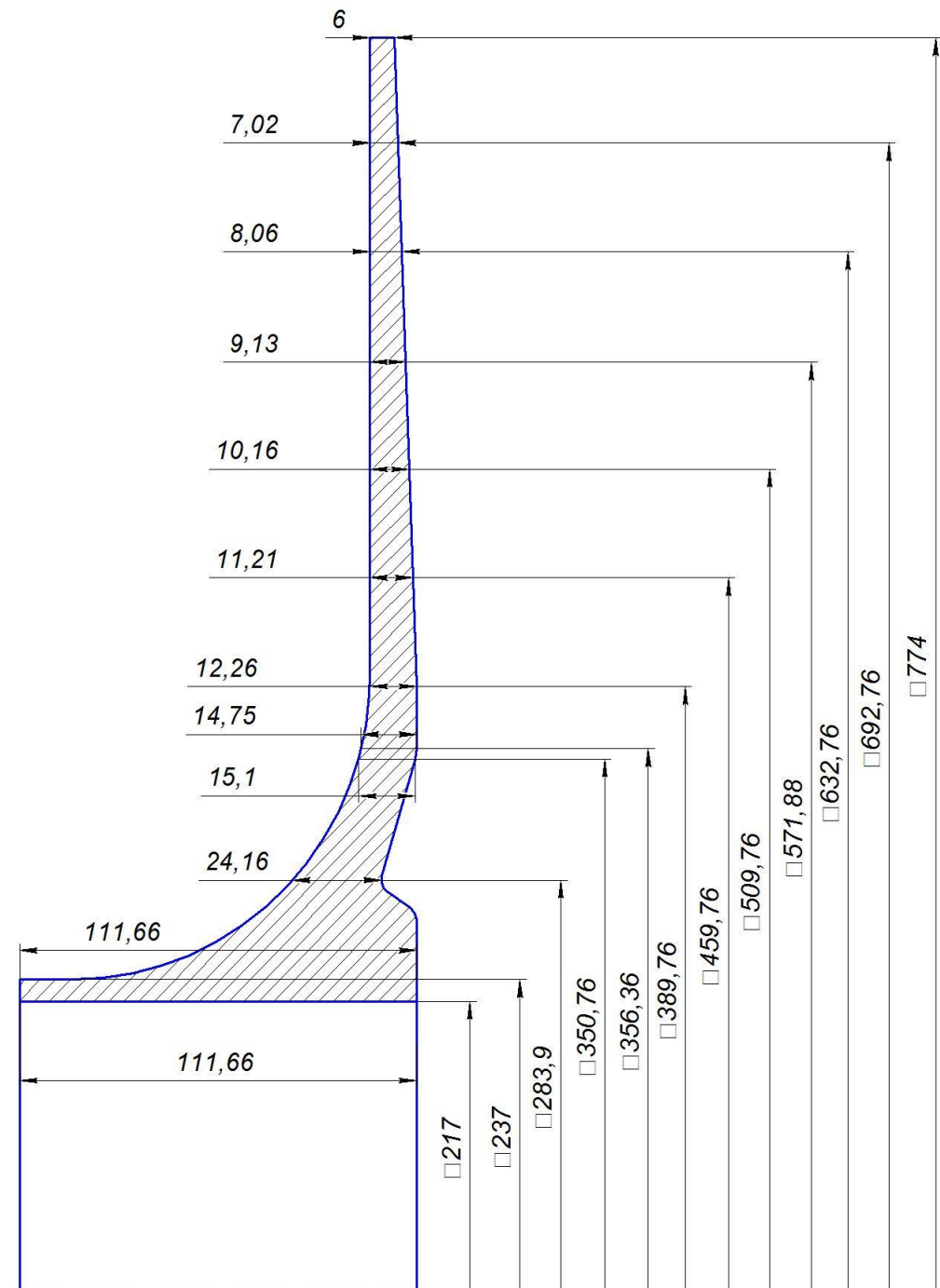
Результати розрахунку

Абсолютна швидкість газу на виході ЗБК	C7	=70.271	м/с
Температура газу на виході з ЗБК	T7	=338.782	К
Тиск газу на виході з ЗБК	P7	=11.1387	МПа

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Додаток И

Розбивка основного диска на ділянки, розміри у мм



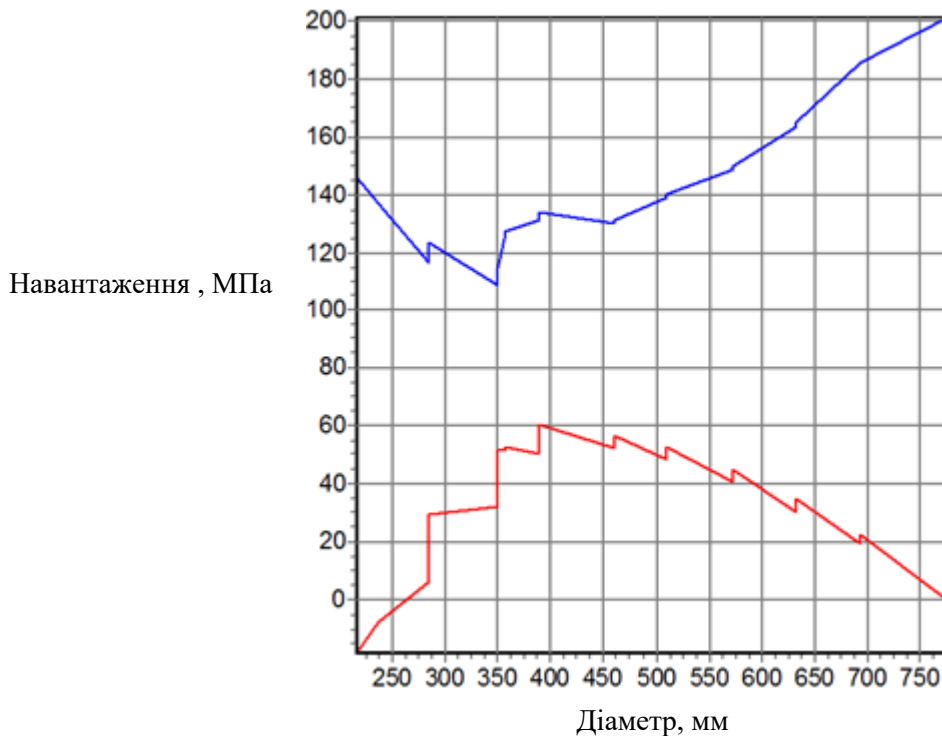
Додаток К

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ модуль пружності матеріалу, МПа

D,м	b,м	SRS,МПа	STS,МПа	SR,МПа	ST,МПа
217.0	111.7	0.00	0.00	-18.00	146.52
237.0	111.7	-7.68	136.87	-7.68	136.87
283.9	24.2	6.44	116.68	29.75	123.67
350.8	15.1	32.51	108.55	52.02	114.40
356.4	14.7	51.67	127.08	52.89	127.44
389.8	12.3	50.85	131.09	61.18	134.19
459.8	11.2	52.40	129.79	57.31	131.27
509.8	10.2	48.41	139.21	53.41	140.71
571.9	9.1	40.55	148.49	45.13	149.86
632.8	8.1	30.80	163.56	34.89	164.79
692.8	7.0	19.64	185.47	22.55	185.47
774.0	6.0	-0.00	201.16	-0.00	201.16

$u = -28.280729$ мкм

Навантаження в диску



Додаток Л

Розрахунок осьових сил за допомогою інженерного методу Шнеппа В.Б.

Вхідні дані

Враховувати осеву силу на думмісі.
 Радіус валу в ущільненні за думісною порожниною =0.123 м
 Число ступенів компресору (секцій) =3
 Часова продуктивність компресору =130.5 кг/с
 Кільцева швидкість на радіусі R2 =214.9 м/с
 Тиск газу за думісною порожниною або
 лабіринтним ущільненням останньої ступені =7.05 МПа
 Зовнішній радіус робочого колеса =0.2175 м

P2[N] [МПа]: 7.784 9.147 10.668
 P0[N] [МПа]: 6.874 7.833 9.144
 ρo2[N] [кг/куб.м.]: 54.877 61.433 6.416
 CO[N] [м/с]: 45.63 128.29 137.94
 Rnn[N] [н]: 0.145 0.145 0.145
 Rnp[N] [н]: 0.062 0.1308 0.142
 Ro[N] [н]: 0.062 0.062 0.062
 Zn[N] [шт]: 6 6 6
 Zp[N] [шт]: 5 5 10
 hn[N] [н]: 0.00040 0.00040 0.00040
 hp[N] [н]: 0.00040 0.00040 0.00040
 Пси T2[N]: 0.7353 0.7353 0.7353
 ню n[N]: 1.25 1.25 1.25

Результати розрахунку

Ступінь 1

Основна складова осевої сили: T0=30558.6
 Доповнююча осева сила на покривному диску: Tn=6329.4
 Допомвнююча осева сила на робочому диску: Tp=10257.2
 Сумарна осева сида на колесі ступені 1: Ts=47145.2

Ступінь 2

Основна складова осевої сили: T0=-329597.1
 Доповнююча осева сила на покривному диску: Tn=8080.5
 Допомвнююча осева сила на робочому диску: Tp=-7628.4
 Сумарна осева сида на колесі ступені 2: Ts=-3291.45

Ступінь 3

Основна складова осевої сили: T0=-482755.7
 Доповнююча осева сила на покривному диску: Tn=2411.3
 Допомвнююча осева сила на робочому диску: Tp=-2639.1
 Сумарна осева сида на колесі ступені 3: Ts=-482983.4

Сумарна осева сила по всім ступеням: Ts=-764983.3
 Осева сила на думусі: Td=111516.4
 Сумарна осева сила на роторі: Ts=-653466.9

					КМз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		67