

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

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
за освітньо-професійною програмою  
«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
на тему «Дослідження відцентрового компресора  
азотного контуру установки отримання скрапленого  
природного газу»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. О. Шарапов

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

Д. О. Лісовенко

## Зміст

	С
Вступ.....	4
1 Способи отримання СПГ.....	7
2 Установа для отримання скрапленого природного газу.....	10
2.1 Опис схеми.....	11
2.2 Алгоритм розрахунку термодинамічних властивостей реальних газів за рівнянням БВР.....	12
2.3. Розрахунок параметрів в характерних точках циклу природного газу.....	15
2.4 Розрахунок параметрів у характерних точках циклу азоту.....	22
3 Проектний розрахунок азотного компресора.....	27
3.1 Визначення теплофізичних властивостей.....	27
3.2 Варіантний розрахунок.....	28
3.3 Розрахунок робочих коліс.....	34
3.4 Розрахунок лопаткового дифузора.....	38
3.5 Розрахунок зворотного напрямного апарату.....	45
3.6 Розрахунок збірної камери.....	48
3.7 Розрахунок лабіринтового ущільнення.....	55
4 Багатовальний компресор.....	57
4.1 Варіантний розрахунок багатовального компресора.....	57
4.2 Розрахунок робочих коліс багатовального компресора.....	58
4.3 Розрахунок лопаткового дифузора багатовального компресора.....	58
4.4 Розрахунок збірної камери багатовального компресора.....	59
5 Багатовальний компресор для спрощеної схеми.....	60
5.1 Варіантний розрахунок.....	62

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		Лісовенко			<i>Дослідження відцентрового компресора азотного контуру установки отримання скрапленого природного газу</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		Шарапов					2	85
<i>Н.контр</i>		Шарапов				<b>СумДУ К.м-91</b>		
<i>Утверд.</i>		Ванєєв						

5.2 Термогазодинамічний розрахунок робочих коліс.....	63
5.2 Термогазодинамічний розрахунок робочих коліс.....	64
5.4 Вихідний пристрій – збірна камера.....	62
6 Охорона праці .....	66
6.1 Небезпечні і шкідливі фактори відцентрового компресора.....	68
6.2 Безпека експлуатації компресорі.....	69
6.3 Герметичність.....	73
6.4 Вибухонебезпечність.....	74
6.5 Пожежонебезпека.....	76
6.6 Вібрація.....	77
6.7 Ураження електричним струмом.....	78
6.8 Безпека при експлуатації трубопроводів.....	79
6.9 Шум при роботі агрегату.....	80
6.10 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	84
Висновки.....	86
Перелік використаної літератури.....	87

## ВСТУП

Скрапленням природних газів називається – переведення природного газу в рідкий стан при температурах, що менші за критичні.

Скраплений природний газ (СПГ) є рідиною без запаху і кольору. Не токсичний. Температура кипіння  $-158 \dots -163$  °С. Сучасний СПГ складається на 85-95% з метану, який є основним компонентом, а в інші 5-15% входять етан, пропан, бутан, азот. Для їх відокремлення процес скраплення природного газу поєднують з процесами низькотемпературного фракціонування

Головна перевага скрапленого метану полягає в тому, що кожен кубометр його при атмосферному тиску і температурі  $-161,45$  °С займає в 600 разів менший об'єм, ніж в газоподібному вигляді, що дозволяє транспортувати газ на великі відстані: автошляховим, залізничним, річковим та морським транспортом, (транспортується і зберігається при температурі близькій до точки його кипіння  $-160$  °С і при тиску 0,2-6 атм.). Також скраплення здійснюється для резервування природного газу з метою наступного його використання в період пікового газоспоживання так, як запаси скрапленого газу можна створити в будь-якому пункті незалежно від геологічних умов. [13]

СПГ використовують як альтернативне паливо для двигунів автомобілів, а також пересувних електростанцій, в промисловості – для термічної обробки металів, ведення технологічних процесів тощо. [14]

Основною сировиною для одержання скраплених вуглеводних газів є штучні і природні нафтові гази:

- а) попутний нафтовий газ на газобензинових заводах;
- б) газ термічної і термokatалітичної переробки нафти і нафтопродуктів на установках термічного і каталітичного крекінгу, піролізу і коксування, алкілювання й інших процесів;

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		4

- в) штучні гази на заводах синтетичного моторного палива (заводи деструктивно-гідрогенізаційної переробки вугілля і важких нафтопродуктів, синтезу моторного палива з оксиду вуглецю і водню й ін.);
- г) природні гази, які містять, крім метану, певну кількість більш важких вуглеводнів. У природних газах вміст більш важких вуглеводнів (пропану і бутану) невеликий, тому зріджений газ одержують з них дуже рідко;
- д) газоконденсатні родовища промислового значення.

Природний газ є корисною копалиною. Часто є побічним газом при видобутку нафти. Природний газ у пластових умовах (умовах залягання в земних надрах) перебуває в газоподібному стані у вигляді окремих скупчень (газові поклади) або у вигляді газової шапки нафтогазових родовищ — це вільний газ, або в розчиненому стані в нафті

Найбільшу цінність для одержання рідких вуглеводневих газів мають попутні нафтові гази в яких метан міститься в значних кількостях (до 97%) Після виділення з нього важких вуглеводнів він також може бути перетворений в скраплений метан.

Гази, які виділяються з нафти після сепараторів, містять близько 30% пропану, 30-35% бутану і близько 30% газового бензину. Ці отримані в результаті стабілізації нафти гази є цінними для виробництва зріджених газів, які, як правило, вилучаються на газобензинових заводах.

За оцінками експертів виробництво скрапленого газу (СГ) – один з найшвидше зростаючих секторів ринку енергоресурсів. Станом на 2007 рік обсяг продажів зрідженого газу становив близько 27% від світових експортних продажів. У свою чергу багато європейських країн розглядають можливість інвестицій в інфраструктуру імпорту СГ, зокрема в потужності з транспортування зрідженого газу. [13]

Спеціалістами в сфері міжнародної торгівлі було складено таблицю найближчих експортерів СПГ, яку наведено нижче.

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						5
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Таблиця 1–Найбільші споживачі та експортери скрапленого природного газу на 2010р. (в млрд.м<sup>3</sup>)

Країни-споживачі	Обсяг споживання С.п.г.	Країни-експортери	Обсяг експорту С.п.г.
Японія	69,3	Індонезія	38,8
Південна Корея	17,5	Алжир	25,8
Франція	10,3	Малайзія	20,6
Іспанія	7,2	Австралія	10,1
Тайвань	5,3	Бруней	8,4
США	4,6	Катар	8,1
Бельгія	4,0	ОАЕ	7,1

На сьогоднішній день багато країн нарощують потенціал для скраплення природного газу. Тому це питання є актуальним на сьогоднішній день.

## 1 Способи отримання спг

Технологічні схеми устаткування СПГ розрізняються за вибраним холодильним циклом, який вибирається в залежності від того, з якою метою проводиться СПГ, а також від тиску та складу природного газу, що надходить в устаткування. [12]

Промислові методи СПГ основані на випаровуванні рідини, використанні ефекту Джоуля-Томсона, а також процесу адіабатного розширення газу (в спеціальній машині – детандері).

Ефектом Джоуля - Томсона називають зміну температури при стаціонарному адіабатичному дроселюванні. [15]

Розрізняють такі холодильні цикли, що основані на використанні ефекту Джоуля-Томсона: з одноразовим дроселюванням, з одноразовим дроселюванням та попереднім охолодженням спеціальним потоком із стороннім холодоагентом (азот, аргон тощо), з подвійним дроселюванням.

Розширювальні схеми представляють суттєвий інтерес, так як в них можуть використовуватися відцентрові, більш економічні, машини, але розширювальні цикли вимагають витрат енергії на 20-30% більших, ніж каскадні. Охолодження досягається ізоентропійним розширенням метану в турбодетандері. Потік газу, попередньо очищеного від води, вуглекислого газу та інших забруднень, зріджується під тиском за рахунок теплообміну з холодним розширеним газовим потоком.

В роботі представлено проект заводу з отримання СПГ із застосуванням холодильного циклу з детандерним охолодженням, в основі якого лежить ізоентропное розширення робочого тіла в турбодетандері з використання енергії стиснутого газу. [14]

Особливістю цієї роботи є те, що процес розширення відбувається в детандер-компресорном агрегаті (ДКА). В якому турбіна і компресор знаходяться на одному валу, це дає можливість використовувати енергію стисненого газу, та передавати її на привід компресора.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

Компресорне обладнання яке може бути використане для установки СПГ.

Компресор - це пристрій промислового застосування, призначене для стиснення повітря і інших газів, а також подачі їх під тиском. Компресор - одна зі складових компресорної установки. Повітря або інше газоподібна речовина стискається в компресорі до зазначеного тиску з метою подальшого застосування. За технічними характеристиками компресори діляться на поршневі і гвинтові, за принципом дії вони можуть бути лопатеві і об'ємні. Різноманіття різних видів компресорів обумовлено широкою сферою їх застосування, а також різними потребами при використанні даного обладнання. [12]

Відцентровий компресор - це компресор динамічної дії, у якому дія на потік стиснутого газу здійснюється лопатками робочого колеса. Компресори даного типу використовуються в установці для скраплення газу. Робота передбачає виконання розрахунку компресора за схемою одновального компресора.

Альтернативою компресорам виконаним за класичною конструкцією може бути багатовальний компресор. Тому на задані параметри

Багатовальні мультиплікаторні відцентрові компресори ( МВК ) останнім часом отримали значний розвиток. Понад 26 фірм світу виготовляють і постачають такі компресори продуктивністю від 30 до 5000 м<sup>3</sup>/хв на тиск нагнітання до 5 МПа. Багатовальні компресори мають ряд незаперечних переваг - можливість застосування осьового входу для всіх ступенів, можливість вибору оптимальної частоти обертання для кожної пари робочих коліс, що, поряд з охолодженням газу після кожного ступеня , дає можливість досягти високих рівнів ККД.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8



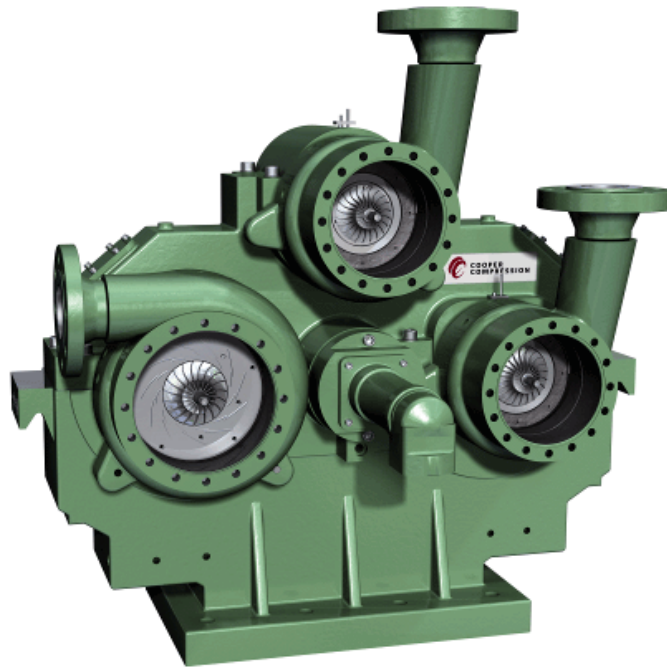


Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд модульного трьохвального відцентрового компресора компанії CooperTurbocompressor

Мультиплікаторні (багатовальні) компресори є багатоступеневими машинами. Їх окремі ступені прикріплені до корпусу мультиплікатора.

Кожний ступінь складається з конуса всмоктування, збірної камери з дифузором і робочого колеса. Окремі ступені відокремлені від простору мультиплікатора за допомогою лабіринтних ущільнень замикаються буферним газом, який перешкоджає попаданню парів масла в стискуваний газ.

Мультиплікатор складається з тихохідного вала з центральним зубчатим колесом і одного або декількох швидкохідних валів (шестерень), до консольних кінців яких прикріплені робочі колеса з просторово закрученими лопатками. Компресор забезпечений проміжними охолоджувачами між окремими ступенями, перший ступінь (або ж кілька ступенів) може бути забезпечена поворотними напрямними лопатками на всмоктуванні, які дозволяють широкий діапазон роботи. [10]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КМ 04.00.00.00 ПЗ

Лист
9



## 2.1 Опис схеми

Газ стискається багатовальним шестиступеневим компресором від 3 бар до 22,5 бар. Після стиснення в компресорі газ охолоджується в апараті повітряного охолодження (АПО1) до температури  $T_3 = 300$  К. Після цього газ надходить в детандерно-компресорний агрегат (ДКА1) на турбіну  $T_1$ , де розширюючись температура знижується. Розширення в турбіні виробляється до тиску  $P_4 = 1.1$  бар. Температура знижується до  $T = 148$  К, при цьому етан, пропан та бутан скраплюються та відводяться через проміжувочний сепаратор (С1). Далі газ направляється на теплообмінний апарат (ТО1). Тиск в силу гідравлічних опорів знижується до  $P_5 = 1$  бар

Газ нагрівається оскільки відбувається теплообмін між холодним газом з турбіни і газом, який надходить після компресора К2. Після точки 5 газ йде на компресор К1, де він стискається. Так як газ стискається, він нагрівається тому охолоджується в апараті повітряного охолодження (АПО2) до температури  $T_7 = 300$  К. Далі газ надходить в детандерно-компресорний агрегат (ДКА2) на компресор К2, де він стискається. Після стиснення газ направляється на апарат повітряного охолодження (АПО3), де температура знижується до  $T_9 = 300$  К. Після АПО3 газ надходить на комбінований теплообмінник, де він охолоджується і вже охолоджений надходить в детандерно-компресорний агрегат (ДКА2). В агрегаті, газ надходить на турбіну  $T_2$ , де він розширюється до тиску  $P_{11} = 1,1$  бар. Потім газ надходить на теплообмінник (ТО1), де відбувається теплообмін потоку після турбіни  $T_2$  і потоку після турбіни  $T_3$  (азотний цикл). Після теплообмінника ТО1 в точці 12 ми отримуємо скраплений природний газ при тиску  $P_{12} = 1$  бар.

Всі цикли по природному газу відбуваються в газовій галузі, в них немає рідкої фракції. Розроблено додатковий азотний цикл. Він потрібен для того, щоб відібрати теплоту від природного газу, для того щоб газ став зрідженим.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

## 2.2 Алгоритм розрахунку термодинамічних властивостей реальних газів за рівнянням БВР

Порівняння стану повинно мати теоретично обґрунтовану форму, задовольняти граничним умовам і описувати як термічні, так і калоричні властивості газових сумішей під тиском з точністю сучасного експерименту. Завдання складання рівняння стану (р.с.) сумішей істотно полегшується, якщо відомі р.с. компонентів, що володіють достатньою точністю, методи, за допомогою яких р.с. для суміші отримують по рівняннях індивідуальних газів припускають одну і ту ж, загальну його форму. Таке рівняння до певного ступеня має володіти універсальністю виду з властивими кожному компоненту своїми коефіцієнтами. Для суміші коефіцієнти обчислюються шляхом сполучень їх значень для компонентів. В основу отримання р.с. БВР належить знання даних за індивідуальними компонентами. Р.с. БВР розроблено для вуглеводневих газів і сумішей. Воно служить для вираження різних термодинамічних величин легких вуглеводнів і їх сумішей як в газовій, так і в рідких фазах. [15]

Р.с. БВР покладено в основу алгоритму програми розрахунку т.д.с. газів.

При записі у вигляді явній залежності тиску від температури і щільності рівняння БВР має вигляд:

$$P = R \cdot T \cdot \rho + \left( B_0 \cdot R \cdot T - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right) \cdot \rho^2 + (b \cdot R \cdot T - a) \cdot \rho^3 + a \cdot \alpha \cdot \rho^6 + \frac{c \cdot \rho^3}{T^2} \cdot (1 + \gamma \cdot \rho^2) \cdot e^{-\gamma \cdot \rho}, (2.1)$$

де  $P$  – тиск, атм;

$T$  – температура, К;

$\rho$  - густина, кмоль/м<sup>3</sup>;

$R$  – універсальна газова стала;

$A_0, B_0, C_0, a, b, c, \alpha, \gamma$  - коефіцієнти рівняння БВР, які для сумішей знаходяться за допомогою комбінаційних формул.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

За заданим тиску, температури і складу густини знаходиться з рівняння (3.1) методом послідовних наближенні Ньютона. В якості першого наближення приймається густина ідеального газу:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}. \quad (2.2)$$

Загальний вираз для ентальпії має вигляд:

$$H = H^0 + \Delta H, \quad (2.3)$$

де  $H$  - ентальпія суміші;

$H^0$  - ентальпія суміші в ідеально-газовому стані;

$\Delta H$  - поправка на тиск;

$$H^0 = \sum_{i=1}^n H_i^0 \cdot y_i, \quad (2.4)$$

де  $H_i^0$  - ентальпія компонента в ідеально-газовому стані;

$y_i$  - мольна доля компонента в суміші.

Для розрахунку величини  $H_i^0$  використовується многочлен:

$$H_i^0 = a_1 \cdot \frac{T}{300} + a_2 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^2 + a_3 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^3 + a_4 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^4. \quad (2.5)$$

Поправка розраховується за допомогою рівняння БВР:

$$\begin{aligned} \Delta H = & \left( B_0 \cdot R \cdot T - 2A_0 - \frac{4C_0}{T^2} \right) \cdot d + (2 \cdot b \cdot R \cdot T - 3a) \cdot \frac{d^2}{2} + \frac{6 \cdot a \cdot \alpha \cdot d^5}{5} + \\ & + \frac{c \cdot d^2}{T^2} \cdot \left[ 3 \cdot \frac{1 - \exp(-\gamma \cdot d^2)}{\gamma \cdot d^2} - \frac{\exp(-\gamma \cdot d^2)}{2} + \gamma \cdot d^2 \cdot \exp(-\gamma \cdot d^2) \right]. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Загальний вираз для ентропії має вигляд:

$$S = S^0 + \Delta S, \quad (2.7)$$

де  $S^0$  - ентропія суміші в ідеально-газовому стані при  $P=1$  атм;

$\Delta S$  - поправка на тиск.

$$S^0 = \sum_{i=1}^n S_i^0 \cdot y_i - R \cdot \sum_{i=1}^n y_i \cdot \ln y_i, \quad (2.8)$$

де  $S_i^0$  - ентропія компонента в ідеально-газовому стані при  $P=1$  атм;

					Лист
					13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КМ 04.00.00.00 ПЗ

Вираз для  $S_i^0$  знаходиться з рівняння (4.5) за допомогою диференційного рівняння термодинаміки для  $P=\text{const}$ :

$$dS = \frac{C_p}{T} \cdot dT. \quad (2.9)$$

При цьому мається на увазі, що ізобарна теплоємність:

$$C_{pi}^0 = \frac{dH_i^0}{dT}. \quad (2.10)$$

$$S_i^0 = a_1 \cdot \ln T + 2 \cdot a_2 \cdot \left(\frac{T}{300}\right) + \frac{3}{2} \cdot a_3 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^2 + \frac{4}{3} \cdot a_4 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^3. \quad (2.11)$$

Поправка на тиск знаходиться з рівняння БВР:

$$\Delta S = -R \cdot \ln D \cdot R \cdot T - \left( B_0 \cdot R + \frac{2C_0}{T^3} \right) \cdot d - \frac{(b \cdot R \cdot d^2)}{2} + \frac{2 \cdot c \cdot d^2}{T^3} \cdot \left[ \frac{1 - \exp(-\gamma \cdot d^2)}{\gamma \cdot d^2} - \frac{\exp(-\gamma \cdot d^2)}{2} \right]. \quad (2.12)$$

Розрахунок ізобарної питомої теплоємності  $C_p$  виконується чисельним методом, тобто замінюється розрахунком різниці ентальпій в інтервалі один градус ( $dH = C_p \cdot dT$ ).

Функції стисливості  $x$  і  $y$  визначаються виразами:

$$x = 1 + \frac{T}{z} \cdot \left( \frac{\partial z}{\partial T} \right)_p; \quad (2.13)$$

$$y = 1 + \frac{P}{z} \cdot \left( \frac{\partial z}{\partial P} \right)_T. \quad (2.14)$$

Дана програма передбачає розрахунок показника адіабати  $k$  як відношення  $\frac{C_p}{C_v}$ . Результати розрахунку т.д.с. двох сумішей газу по програмі

ИГ АН УССР наведені в таблицях 1 и 2 в графе "П". Для зручності порівняння в таблицях наведені значення  $X-I$ , тому що за іншими методиками значення  $X$  розраховуються як  $X = \frac{T}{z} \cdot \left( \frac{\partial z}{\partial T} \right)_p$ . [13]

Діапазон дії рівняння досить високий і передбачає його використання до значень щільності, що вдвічі перевищують критичну. Описані результати експериментів, в результаті яких були досліджені стисливість газової суміші  $CO_2 - C_2H_4$  (при різних концентраціях компонентів) і чистих компонентів.

					Лист
					14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КМ 04.00.00.00 ПЗ

За експериментальними даними були розраховані коефіцієнти рівняння стану БВР для  $CO_2$ ,  $C_2H_4$  і 4-х сумішей цих газів з мольним вмістом етилену 0,2; 0,4; 0,6; 0,8. Отримані значення коефіцієнтів виявляють якісну різну залежність від складу: одні з них монотонно зростають зі збільшенням етилену ( $b, a, \alpha, \gamma$ ), інші мають мінімум ( $B_0, A_0, C_0$ ). Оскільки емпіричні правила комбінування не передбачають врахування такої тенденції коефіцієнтів  $B_0, A_0, C_0$  їх можна вважати такими, що не відповідають даній суміші.

Разом з тим, при визначенні констант рівняння стану БВР для суміші безпосередньо з досвідчених даних, воно відтворює  $p-v-T$  залежність суміші з такою ж точністю як і для чистих газів. Таким чином, можна зробити висновок, що рівняння стану БВР, що володіє відміченими вище перевагами перед іншими, не можна вважати універсальним з точки зору опису властивостей суміші газів, оскільки для отримання абсолютно надійних результатів необхідний досвідчений матеріал по сумішам і індивідуальний підбір коригуючих членів для конкретної суміші. Крім того, методи комбінування, як правило, не враховують специфіку взаємодії в суміші різнорідних молекул. Це також є причиною обмеженості їх застосування.

### 2.3 Розрахунок параметрів в характерних точках циклу природного газу

Склад природного газу:

Метан ( $CH_4$ )-0,9863;

Етан ( $C_2H_6$ )-0,0012;

Пропан ( $C_3H_8$ )-0,0023;

Н-бутан ( $C_4H_{10}$ )-0,0001;

Азот ( $N_2$ )-0,0101.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Газова стала для даної суміші:

$$R_c = \frac{8314,9}{\mu_c} = \frac{8314,9}{16,25} = 511,66 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

$$\mu_c = r_1 \cdot \mu_1 + r_2 \cdot \mu_2 + r_3 \cdot \mu_3 + r_4 \cdot \mu_4 + r_5 \cdot \mu_5 = 0,9863 \cdot 16 + 0,0012 \cdot 38 + 0,0023 \cdot 44 + 0,0001 \cdot 58 + 0,0101 \cdot 28 = 16,25$$

1. АВО1 – апарат повітряного охолодження 1. На схемі установки (рис. 1) початок і кінець процесу охолодження газу позначені точками 2 і 3. Параметри в т.2  $P_2 = 22,5 \text{ бар}$ ;  $T_2 = 330 \text{ К}$  В апараті відбувається падіння тиску за рахунок гідравлічних опорів на 6% до  $P_3 = 21 \text{ бар}$ , при цьому прийнята температура охолодження в АПО.  $T_3 = 300 \text{ К}$ .

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = -70,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = -0,188 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

2. Т1 - турбіна детандер-компресорного агрегату 1.

На початку визначаємо параметри для ізоентропійного циклу.

Параметри в турбіні визначаються від точки 3 до точки 4<sup>S</sup> (рис. 2,1). У турбіні відбувається розширення газу, в результаті якого падає температура і тиск. Початкові дані:

$$P_3 = 21 \text{ бар}; T_3 = 300 \text{ К},$$

$$P_4 = 1,1 \text{ бар}; T_{4S} = 119 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^S = -328,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = -0,183 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для дійсного процесу розширення

$$\Delta h_T^0 = \Delta h^S \cdot \eta_T = -328,4 \cdot 0,85 = -279,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16



$$\partial \epsilon_{\eta_T} = 0,85 \quad \partial \epsilon_{\eta_T} = 0,85.$$

Тоді параметри в турбіні визначається від точки 3 до точки 4<sup>D</sup>

$$P_3 = 21 \text{ бар}; T_3 = 300 \text{ К},$$
$$P_4 = 1,1 \text{ бар}; T_{4D} = 148 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^D = -279 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3. ТО1 – комбінований багатопоточний теплообмінний апарат.

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 4 до точки 5 (рис. 2.1). В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т1 і К2.

Початкові дані:

$$P_4 = 1,1 \text{ бар}; T_4 = 148 \text{ К},$$
$$P_5 = 1 \text{ бар}; T_3 = 190 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = 75,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

4. К1-компресор детандер-компресорного агрегату 1

Параметри для ізоентропійного циклу.

Параметри в компресорі визначаються від точки 5 до точки 6<sup>S</sup> (рис. 2.1)

У компресорі газ стискається, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Початкові дані:

$$P_5 = 1 \text{ бар}; T_3 = 190 \text{ К},$$
$$P_6 = 8,5 \text{ бар}; T_{6S} = 327 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^S = 278 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

Для дійсного процесу розширення.

$$\Delta h^0 = \Delta h^S / \eta_K = 278 / 0,8 = 349 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$de\eta_K = 0,8 \quad de\eta_K = 0,8.$$

Тоді параметри в компресорі визначається від точки 5 до точки 6<sup>Д</sup>

$$P_5 = 1 \text{ бар}; T_5 = 190 \text{ К},$$

$$P_6 = 8,5 \text{ бар}; T_{6,Д} = 357 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^D = 349 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = 0,21 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

5. АПО2 – апарат повітряного охолодження 2.

Після компресору газ охолоджується в АПО2. В даному апараті параметри визначаються від точки 6 до точки 7 (рис. 2,1).

Початкові дані:

$$P_6 = 8,5 \text{ бар}; T_6 = 357 \text{ К},$$

$$P_7 = 8,1 \text{ бар}; T_7 = 300 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = -133,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = -0,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

6. К2-компресор детандер-компресорного агрегату 2

Параметри в компресорі визначаються від точки 7 до точки 8<sup>С</sup> (рис. 2.1). В компресорі газ стискується, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Для ізоентропійного процесу.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Початкові дані:

$$P_7 = 8,1 \text{ бар}; T_7 = 300 \text{ К},$$
$$P_8 = 35 \text{ бар}; T_{8S} = 414 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^S = 264 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для дійсного процесу розширення.

$$\Delta h^D = \Delta h^S / \eta_K = 263 / 0,8 = 323 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\text{де } \eta_K = 0,8.$$

Тоді параметри в компресорі визначаються від точки 7 до точки 8<sup>D</sup>

$$P_7 = 8,1 \text{ бар}; T_7 = 300 \text{ К},$$
$$P_8 = 35 \text{ бар}; T_{8D} = 438 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^D = 323 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,159 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

7. АПОЗ – апарат повітряного охолодження 3.

Після компресору газ охолоджується в АПОЗ. В даному апараті параметри визначаються від точки 8 до точки 9 (рис.2.1).

Початкові дані:

$$P_8 = 35 \text{ бар}; T_8 = 438 \text{ К},$$
$$P_9 = 33 \text{ бар}; T_9 = 300 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = -354 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = -0,94 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

8. ТО1 – комбінований багатопоточний теплообмінний апарат.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 9 до точки 10 (рис. 2,1) В апарату відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т1 и К2.

Початкові дані:

$$P_9 = 33 \text{ бар}; T_9 = 300 \text{ К},$$

$$P_{10} = 30 \text{ бар}; T_{10} = 270 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = 69 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = -0,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

9. Т2 – турбіна детандер-компресорного агрегату 2.

На початку визначаємо параметри для ізоентропійного циклу.

Параметри в турбіні визначаються від точки 10<sup>S</sup> до точки 11 (рис. 2.1) . В турбіні відбувається розширення в результаті якого падає температура і тиск.

Початкові дані:

$$P_{10} = 30 \text{ бар}; T_{10^S} = 290 \text{ К},$$

$$P_{11} = 1,1 \text{ бар}; T_{11} = 111 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^S = -309 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = -0,01 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для дійсного процесу розширення:

$$\Delta h_T^0 = \Delta h^S \cdot \eta_T = -309 \cdot 0,85 = 262 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\text{де } \eta_T = 0,85. \text{ де } \eta_T = 0,85.$$

Тоді параметри в турбіні визначаються від точки 10<sup>D</sup> до точки 11

$$P_{10} = 30 \text{ бар}; T_{10^D} = 270 \text{ К}$$

$$P_{11} = 1,1 \text{ бар}; T_{11} = 111 \text{ К}$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

$$\Delta h^D = -262 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\Delta s = 0,16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

10. ТО1 – комбінований багатопоточний теплообмінний апарат.

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 11 до точки 12 (рис. 2.1). В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т2 и К2.

Початкові дані:

$$P_{11} = 1,1 \text{ бар}; T_{11} = 111 \text{ К},$$

$$P_{12} = 1 \text{ бар}; T_{12} = 110 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = 516 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Результати всіх розрахунків по природному газу показані в таблиці 2,1.

Таблиця 2.1 – Розрахунок параметрів циклу природного газу

Процес точки	Вихідні параметри				Результати розрахунків	
	P <sub>п</sub> , МПа	P <sub>к</sub> , МПа	T <sub>п</sub> , К	T <sub>к</sub> , К	Δh, кДж/кг	Δs, кДж/кг*К
2-3	22,5	21	330	300	-70,1	-0,188
3-4 <sup>s</sup>	21	1,1	300	119	-328,4	-0,183
3-4 <sup>D</sup>	21	1,1	300	148	-279	0,19
4-5	1,1	1	148	190	75,4	0,5
5-6 <sup>s</sup>	1	8,5	190	327	278	0,005
5-6 <sup>D</sup>	1	8,5	190	357	349	0,21
6-7	8,5	8,1	357	300	-133,4	-0,38
7-8 <sup>s</sup>	8,1	35	300	414	264	0,005
7-8 <sup>D</sup>	8,1	35	300	438	323	0,159
8-9	35	33	438	300	-354	-0,94
9-10	33	30	300	270	69	-0,2
10 <sup>s</sup> -11	30	1,1	290	111	-309	-0,01
10 <sup>D</sup> -11	30	1,1	270	111	-262	0,16
11-12	1,1	1	111	110	516	

## 2.4 Розрахунок параметрів у характерних точках циклу азоту

Склад азоту:

Азот (N<sub>2</sub>)-1

1. ТО1 – комбінований багатопоточний теплообмінний апарат.

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 13 до точки 14 (рис.

2.1). В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т2 и Т3.

Початкові дані:

$$\begin{aligned} P_{13} &= 3 \text{ бар}; T_{13} = 107\text{К}, \\ P_{14} &= 2,7 \text{ бар}; T_{14} = 127 \text{ К}. \end{aligned}$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\begin{aligned} \Delta h &= 23,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \\ \Delta s &= 0,266 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

2. ТО2 – двухпоточний теплообмінний апарат.

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 14 до точки 15 (рис. 2.1) В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т3 и К4.

Початкові дані:

$$\begin{aligned} P_{14} &= 2,7 \text{ бар}; T_{14} = 127 \text{ К}, \\ P_{15} &= 2,5 \text{ бар}; T_{15} = 210 \text{ К}. \end{aligned}$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\begin{aligned} \Delta h &= 109 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \\ \Delta s &= 0,74 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

3. К3-компрессор.

Параметри в компрессорі визначаються від точки 15 до точки 16<sup>S</sup> (рис. 2.1). В компрессорі газ стискується, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Для ізоентропійного процесу.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Початкові дані:

$$P_{15} = 2,5 \text{ бар}; T_{15} = 210 \text{ К},$$
$$P_{16} = 2,34 \text{ бар}; T_{16S} = 350 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^S = 146 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,004 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для дійсного процесу розширення:

$$\Delta h^D = \Delta h^S / \eta_K = 146 / 0,8 = 183 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\text{де } \eta_K = 0,8.$$

Тоді параметри в компресорі визначаються від точки 15 до точки 16<sup>Д</sup>

$$P_{15} = 2,5 \text{ бар}; T_{15} = 210 \text{ К},$$
$$P_{16} = 2,34 \text{ бар}; T_{16Д} = 386 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^D = 183 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,097 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

4. АПО4 – апарат повітряного охолодження 4. Після компресору газ охолоджується в АПО4. В даному апараті параметри визначаються від точки 16 до точки 17 (рис. 2.1).

Початкові дані:

$$P_{16} = 23,4 \text{ бар}; T_{16} = 386 \text{ К},$$
$$P_{17} = 23,2 \text{ бар}; T_{17} = 323 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = -81 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = -0,25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

5. К4 - компресор детандер-компресорного агрегату 4

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Параметри в компресорі визначаються від точки 17 до точки 18<sup>S</sup> (рис. 2.1). В компресорі газ стискується, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Для ізоентропійного процесу.

Початкові дані:

$$P_{17} = 23,2 \text{ бар}; T_{17} = 300\text{К},$$
$$P_{18} = 54 \text{ бар}; T_{18S} = 4362 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^S = 91 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,06 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Для дійсного процесу розширення:

$$\Delta h^\theta = \Delta h^S / \eta_K = 91 / 0,8 = 114 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\text{де } \eta_K = 0,8.$$

Тоді параметри в компресорі визначаються від точки 7 до точки 8<sup>D</sup>

$$P_{17} = 23,2 \text{ бар}; T_{17} = 300\text{К},$$
$$P_{18} = 54 \text{ бар}; T_{18S} = 410 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^D = 114 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$
$$\Delta s = 0,0624 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

6. АПО5 – апарат повітряного охолодження 5. Після компресору газ охолоджується в АПО5. В даному апараті параметри визначаються від точки 18 до точки 19 (рис. 2.1).

Початкові дані:

$$P_{18} = 54 \text{ бар}; T_{18} = 403 \text{ К}$$
$$P_{19} = 52 \text{ бар}; T_{19} = 300 \text{ К}$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24



$$\Delta h = -119 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = -0,32 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

7. ТО2 – двухпоточный теплообменный аппарат.

Параметры в теплообменнике определяются от точки 19 до точки 20 (рис. 2.1) В аппарате происходит теплообмен между выходящим газом из ТЗ и К4.

Начальные данные:

$$P_{19} = 52 \text{ бар}; T_{19} = 300 \text{ К},$$

$$P_{20} = 50 \text{ бар}; T_{20} = 223 \text{ К}.$$

Согласно начальным данным по программе Proj, получаем:

$$\Delta h = 102 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = -0,33 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

8. ТЗ – турбина детандер-компрессорного агрегата 3. На начало определяем параметры для изоэнтропического цикла.

Параметры в турбине определяются от точки 20 до точки 21<sup>S</sup> (рис.2.1) В турбине происходит расширение в результате которого падает температура и давление.

Начальные данные:

$$P_{20} = 50 \text{ бар}; T_{20} = 223 \text{ К},$$

$$P_{21} = 3 \text{ бар}; T_{21S} = 107 \text{ К}.$$

Согласно начальным данным по программе Proj, получаем:

$$\Delta h^s = -115 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}},$$

$$\Delta s = -0,16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Результати всіх розрахунків по азоту показані в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахунок параметрів азотного циклу

Процес точки	Вихідні параметри				Результати розрахунків	
	$P_{п}, \text{МПа}$	$P_{к}, \text{МПа}$	$T_{п}, \text{К}$	$T_{к}, \text{К}$	$\Delta h, \text{кДж/кг}$	$\Delta s, \text{кДж/кг}\cdot\text{К}$
13-14	0,3	0,27	107	127	23,2385	0,2293
14-15	0,27	0,25	127	210	89,7997	0,5679
15-16 <sup>s</sup>	0,25	1,8	210	369	164,7779	-0,0005
15-16 <sup>d</sup>	0,25	1,8	210	407	205,0487	0,1034
16-17	1,8	1,78	407	300	-113,6992	-0,3209
17-18 <sup>s</sup>	1,78	2,35	300	381	85,5282	0,1698
17-18 <sup>d</sup>	1,78	2,35	300	402	107,8741	0,2269
18-19	2,35	2,33	402	300	-109,0293	-0,3104
19-20 <sup>s</sup>	2,33	5,4	300	383	85,6813	0,0014
19-20 <sup>d</sup>	2,33	5,4	300	403	107,4470	0,0568
20-21	5,4	5,2	403	300	-113,2222	-0,3134
21-22	5,2	5	300	223	-89,8882	-0,3358
22-23 <sup>s</sup>	5	0,3	223	91	-134,4613	0,0040
22-23 <sup>d</sup>	5	0,3	223	107	-107,5691	0,0963

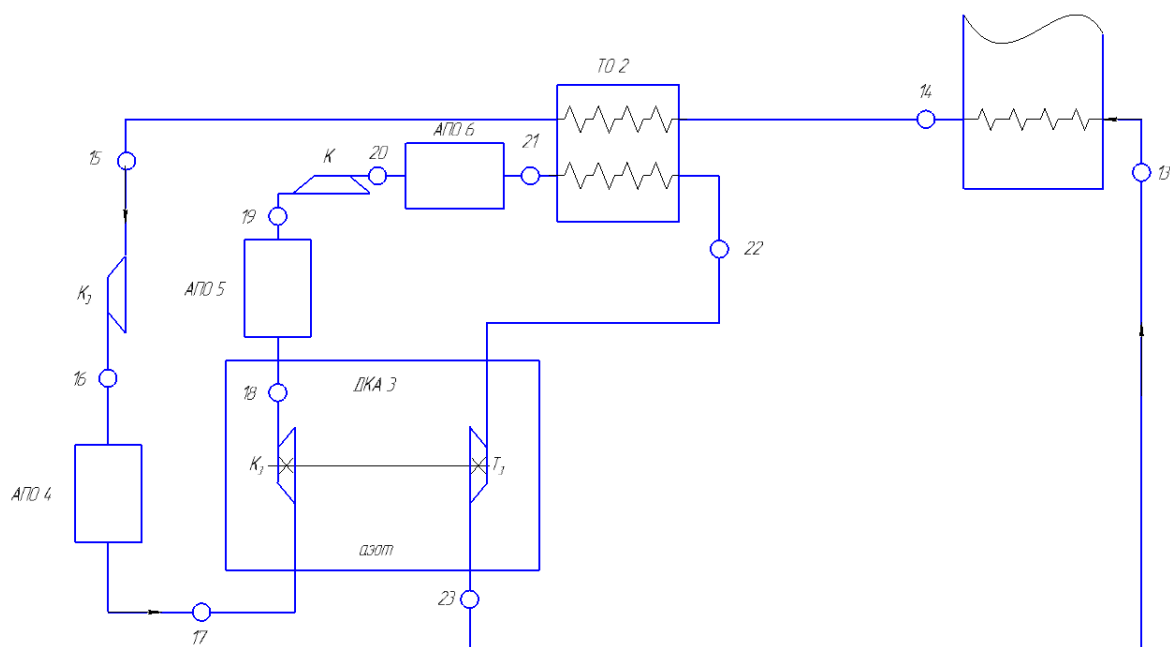


Рисунок 2.2 – азотний цикл з використанням одновального двухпоточного компресора компресора.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

КМ 04.00.00.00 ПЗ

Лист

26

### 3 ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК АЗОТНОГО КОМПРЕСОРА

Початковий тиск  $P_{II} = 0,25 \text{ МПа}$ ;

Кінцевий тиск  $P_K = 1,8 \text{ МПа}$ ;

Начальна температура  $T_{II} = 210 \text{ К}$ ;

Кінцева температура  $T_K = 386 \text{ К}$ ;

Об'ємна витрата  $V = 750 \text{ м}^3/\text{хв}$ ;

Робоче середовище – азот.

#### 3.1 Визначення теплофізичних властивостей

Розрахунок газодинамічних параметрів виконаний за допомогою програми Proj. Програма Proj складена на основі рівняння Бенедикта-Вебба-Рубіна. Розрахунок наведений в таблиці 3. 1

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків.

Газова стала, R, Дж/кг*К	296,8
Початкова густина, $\rho_{II}$ , кг/м <sup>3</sup>	4,05
Коефіцієнт стисливості	0,9954...1,0018
Різниця ентропій, $\Delta s$ , кДж/кг*К	0,0039
Різниця ентальпій, $\Delta i$ , кДж/кг*К	146,11
Ізобарна теплоємність, $c_p$ , кДж/кг*К	1,056...1,052
Показник адіабати, k	1,3875...1,3923

### 3.2 Варіантний розрахунок

Варіантний розрахунок виконано на основі літератури[5]

Знайдемо масову витрату газу з рівняння балансу.

$$\dot{m}_2 \cdot (r + \Delta h_2) = \dot{m}_a \cdot \Delta h_a$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_2 \cdot \frac{(r + \Delta h_2)}{\Delta h_a} = 2.3 \cdot \frac{(510.8 + 1)}{23.5} = 50.1 \text{ кг / с}$$

де  $\dot{m}_2 = 2,3 \text{ кг / с}$  – масова витрата природного газу;

$r = 510,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – теплота пароутворення природного газу;

$\Delta h_a$  – різниця ентальпій по азотному циклу з процесу 13 – 14;

$\Delta h_2$  – різниця ентальпій по природному циклу з процесу 11 – 12.

$$\dot{m}_2 \cdot (r + \Delta h_2) = \dot{m}_a \cdot \Delta h_a$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_2 \cdot \frac{(r + \Delta h_2)}{\Delta h_a} = 2.3 \cdot \frac{(510.8 + 1)}{23.5} = 50.1 \text{ кг / с}$$

де  $\dot{m}_2 = 2,3 \text{ кг / с}$  – масова витрата природного газу;

$r = 510,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – теплота пароутворення природного газу;

$\Delta h_a$  – різниця ентальпій по азотному циклу з процесу 13 – 14;

$\Delta h_2$  – різниця ентальпій по природному циклу з процесу 11 – 12.

Знаходимо об'ємну витрату.

$$V_{ex} = \dot{m}_a / \rho_a = 50,1 / 4 = 12,5 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 750 \frac{\text{м}^3}{\text{мин}}$$

де  $\rho_a$  – густина азоту,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Для виконання варіантного розрахунку вихідними даними є: об'ємна продуктивність кожного ступеня  $V_n$ , тиск  $p_n$ ;  $p_k$  та температура  $T_n$  на вході в компресор і на виході  $T_k$ , фізичні параметри робочого середовища – газова стала  $R$ , коефіцієнт стисливості  $z$ , ізобарна теплоємність  $c_p$ , показник адіабати  $k$ , густина  $\rho$ , різниця ентальпій  $\Delta i$ . [5]

Розрахунок виконується послідовно для кожного ступеня .

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Значення коефіцієнта витрати  $\varphi_{r2}$ , політропного ККД  $\eta_{п}$ ,  $1+\beta_{тр}+\beta_{пр}$ , кількість лопаток  $z_2$  залежно від  $\beta_{л2}$ , приймаються за даними таблиці 4. 2

Таблиця 3. 2 – Оптимальні значення параметрів

$\beta_{л2}$ , град	$\varphi_{r2}$	$\eta_{п}$	$1+\beta_{тр}+\beta_{пр}$	$Z_2$
90	0,28 – 0,34	0,81 – 0,83	1,02	26 – 30

Послідовність розрахунку приведено нижче.

1. Коефіцієнт теоретичного напору:

$$\psi_{T2} = 1 - \varphi_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \frac{\pi}{z_2} \cdot \sin \beta_{л2} . \quad (3.1)$$

2. Кут потоку на виході з робочого колеса в абсолютному русі:

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{r2}}{\psi_{T2}} . \quad (3.2)$$

3. Швидкість звуку:

$$a_{звн} = \sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T_H} . \quad (3.3)$$

4. Значення колової швидкості обмежене числом Маха  $M_{w1}$ :

$$u_{2w1} = 1,5 \cdot a_{звн} \cdot M_{w1r} . \quad (3.4)$$

Як правило, значення чисел Маха на вході у робочі колеса не повинні перевищувати швидкість звуку. Тому граничне значення числа Маха  $M_{w1e}$  береться не більшим за 0,9.

5. Значення колової швидкості, обмежене числом Маха  $M_{c2}$ :

$$u_{2c2} = \frac{\sin \alpha_2}{\varphi_{r2}} \cdot a_{звн} \cdot M_{c2r} . \quad (3.5)$$

Значення чисел Маха на виході з робочих коліс теж не мають перевищувати швидкість звуку. Тому граничне значення числа Маха  $M_{c2e}$  береться не більшим за 0,9.

6. Значення колової швидкості, яке обмежене міцністю, залежить від матеріалу і технології виготовлення робочих коліс. Для сталених робочих коліс  $u_{2\sigma} \leq 320 \text{ м / с}$ .

7. Береться менше зі значень колової швидкості, отримане за пп. 4, 5 і 6:

$$u_2 = \min(u_{2w1}, u_{2c2}, u_{2\sigma}).$$

(3.6)

8. Колова швидкість

$$u_2 = \sqrt{\frac{(i_{\text{кв}} - i_{\text{вс}})}{\Psi_{T2} \cdot (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}})} \cdot Y}.$$

(3.7)

9. Абсолютна швидкість потоку газу на виході з робочого колеса

$$c_2 = u_2 \cdot \sqrt{\Psi_{T2}^2 + \Phi_{r2}^2}. \quad (3.8)$$

10. Зміна температури у ступені

$$\Delta T_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{кв}} - T_{\text{вс}}}{Y}. \quad (3.9)$$

11. Температура на виході з робочого колеса

$$T_{2i} = T_{\text{н}} + i \cdot \Delta T_{\text{ст}} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p}, \quad (3.10)$$

де  $i$  – номер ступеня у секції.

12. Політропна функція

$$\sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_{\text{п}}. \quad (3.11)$$

13. Відношення густин

$$\varepsilon_{2i} = \frac{\rho_{2i}}{\rho_{\text{н}}} = \left( \frac{T_{2i}}{T_{\text{н}}} \right)^{\sigma-1}. \quad (3.12)$$

14. Число Маха  $M_{w1}$

$$M_{w1} = \frac{U_2}{(1,5 \cdot a_{\text{звн}})}. \quad (3.13)$$

15. Число Маха  $M_{c2}$

$$M_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T_{2i}}}. \quad (3.14)$$

Якщо частота обертання ротора компресора не задана, то вибирається значення відносної ширини на виході робочого колеса першого ступеня секції  $\bar{b}_{21}$  з діапазону оптимальних значень  $0,04 \leq \bar{b}_2 \leq 0,08$ . Потім визначаються діаметр робочого колеса і частота обертання:

$$D_{2j} = \sqrt{\frac{\bar{V}_H}{\pi \cdot \varphi_{r2} \cdot \varepsilon_{2j} \cdot \bar{b}_2 \cdot u_2 \cdot \tau_2}}, \quad (3.15)$$

де  $\tau_2$  – коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$\tau_2 = 1 - \frac{k \cdot \delta_2 \cdot z_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{r2}}. \quad (3.16)$$

Можна взяти  $\tau_2=0,9-0,92$ .

Кількість обертів ротора за 1 хвилину:

$$n_j = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot D_{2j}}. \quad (3.17)$$

Для багатовальних компресорів визначаються діаметр робочого колеса і частота обертання для першого ступеня. Для другого ступеня цього ж модуля, частота обертання буде такою ж самою, а зміниться тільки ширина колеса.

$$D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n}, \quad (3.18)$$

$$\bar{b}_{2j} = \frac{\bar{V}_{Hj}}{\pi \cdot \varphi_{r2} \cdot \varepsilon_{2j} \cdot D_2^2 \cdot u_2 \cdot \tau_2}. \quad (3.19)$$

Скориставшись програмним забезпеченням Microsoft Excel, було зроблено алгоритм розрахунку за методикою вказаною вище. В результаті цих розрахунків ми отримали результати, які зведено до таблиці 3.3.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблиця 3.3 – Результати варіантного розрахунку

Параметр	Розмірність	Значення					
		90,00	90,00	90,00	60,00	60,00	90,00
βл2	град	90,00	90,00	90,00	60,00	60,00	90,00
φr2	-	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
ηп	-	0,85	0,85	0,85	0,84	0,83	0,85
1+βтр+βпр	-	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03	1,03
Z2	-	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00	24,00
τ2	-	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90
Π	-	1,35	1,35	1,35	7,20	7,20	7,20
Tн	К	210,00	210,00	210,00	210,00	210,00	210,00
Zвх	-	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
R	Дж/(кг*К)	297,00	297,00	297,00	297,00	297,00	297,00
Срвх	Дж/(кг*К)	1056,00	1056,00	1056,00	1056,00	1056,00	1056,00
Квх	-	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40
u2р	м/с	300,00	300,00	300,00	300,00	300,00	300,00
Mw1m	-	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
Mc2m	-	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
Vн	м3/хв	750,00	750,00	750,00	350,00	375,00	350,00
ηj	об/хв	2381,40	3012,30	4876,90	1723689,00	10000,00	172,69
σ	-	19513,30	19513,30	151905,60	151905,60	2,9050	151905,60
ΔTs	К	2,975	2,975	2,975	2,975	178,269	2,975
Lпс	Дж/кг	22,183	22,183	172,689	172,689	153124	172,689
ψт2	-	0,8691	0,8691	0,8691	0,8691	0,7678	0,8691
ψт	-	0,7609	0,7609	0,7609	0,7609	0,6564	0,7609
α2	град	19,4	19,4	19,4	19,4	21,34	19,4
азв	м/с	291,83	291,83	291,83	291,83	291,83	291,83
u2w1	м/с	350,15	350,15	350,15	350,15	350,19	350,15
u2c1	м/с	253,93	253,93	253,93	253,93	283,22	253,93
Υ	-	1	1	4	4	3	3
c2	м/с	147,24	147,24	205,4	205,4	229,87	237,18
u2	м/с	160,14	160,14	223,41	223,41	278,86	257,18
ΔTет	К	160,1400	160,1400	223,4100	223,4100	59,4230	257,9700
Mw1	-	3658	3658	0,5104	0,5104	0,637	0,5893
Mc2	-	0,4907	0,4907	0,6678	0,6678	0,7299	7585
D2	м	1,284	2,015	0,875	0,668	0,5527	0,521
1 СТ	-						
T2i	К	220,9200	220,9200	232,2000	232,2000	239,9300	239,9300
ε2i	-	1,1158	1,1158	1,2310	1,2310	1,3133	1,3133
B2i	-	0,05	0,08	0,07	0,06	0,08	0,08
2 СТ	-						
T2i	К	0,0000	0,0000	275,3700	275,3700	291,4900	291,4900
ε2i	-	0,0000	0,0000	1,7240	1,7240	2,0083	2,0083
B2i	-	0,0000	0,0000	0,0500	0,0428	0,0523	0,0523
3 СТ	-						
T2i	К	0,0000	0,0000	318,5400	318,5400	355,0500	355,0500
ε2i	-	0,0000	0,0000	2,2986	2,2986	2,8480	2,8480
B2i	-	0,0000	0,0000	0,0375	0,0375	0,0369	0,0369
4 СТ	-						
T2i	К	0,0000	0,0000	361,7100	361,7100	0,0000	0,0000
ε2i	-	0,0000	0,0000	2,9545	2,9545	0,0000	0,0000
B2i	-	0,0000	0,0000	0,03	0,03	0,00	0,00



Керуючись тим, що велика об'ємна витрата газу на вході (750) м<sup>3</sup>/хв, то треба розділити його на два потоки. При застосуванні трьох ступеней ми маємо можливість встановити шість робочих коліс на одному валу за схемою «спина до спини». За рахунок чого не потрібно використовувати два окремих компресора. Цим вимогам відповідає варіант кома, який вказано в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Оптимальний варіант варіантного розрахунку

Параметр	Розмірність	Значення
$\beta_{л2}$	град	60,00
$\phi_{г2}$	-	0,30
$\eta_{п}$	-	0,83
$1+\beta_{тр}+\beta_{пр}$	-	1,03
Z2	-	24,00
$\tau_2$	-	0,90
П	-	7,20
Tн	К	210,00
Zвх	-	0,98
R	Дж/(кг*К)	297,00
Срвх	Дж/(кг*К)	1056,00
Kвх	-	1,40
u2p	м/с	300,00
Mw1m	-	0,80
Mc2m	-	0,80
Vн	м <sup>3</sup> /хв	375,00
nj	об/хв	10000,00
$\sigma$	-	2,9050
$\Delta T_s$	К	178,269
Lпс	Дж/кг	153124
$\psi_{г2}$	-	0,7678
$\psi_{г}$	-	0,6564
a2	град	21,34
азв	м/с	291,83
u2w1	м/с	350,19
u2c1	м/с	283,22
Y	-	3
c2	м/с	229,87
u2	м/с	278,86
$\Delta T_{ст}$	К	59,4230
Mw1	-	0,637
Mc2	-	0,7299
D2	м	0,5527
1 СТ	-	
T2i	К	239,9300
$\epsilon_{2i}$	-	1,3133
B2i	-	0,08
2 СТ	-	
T2i	К	291,4900
$\epsilon_{2i}$	-	2,0083
B2i	-	0,0523
3 СТ	-	
T2i	К	355,0500

$\varepsilon_{2i}$	-	2,8480
$B_{2i}$	-	0,0369

Висновок: На підставі отриманих результатів вибираємо оптимальний варіант - варіант з  $\beta_{n2} = 60^\circ$ . Оптимальний варіант вибирається на основі порівняльного аналізу зазначених параметрів виходячи з технічних вимог, висунутих до компресора.

### 3.3 Розрахунок робочих коліс

Схема з основними розрахунковими розмірами робочого колеса представлена на рисунку 3.1

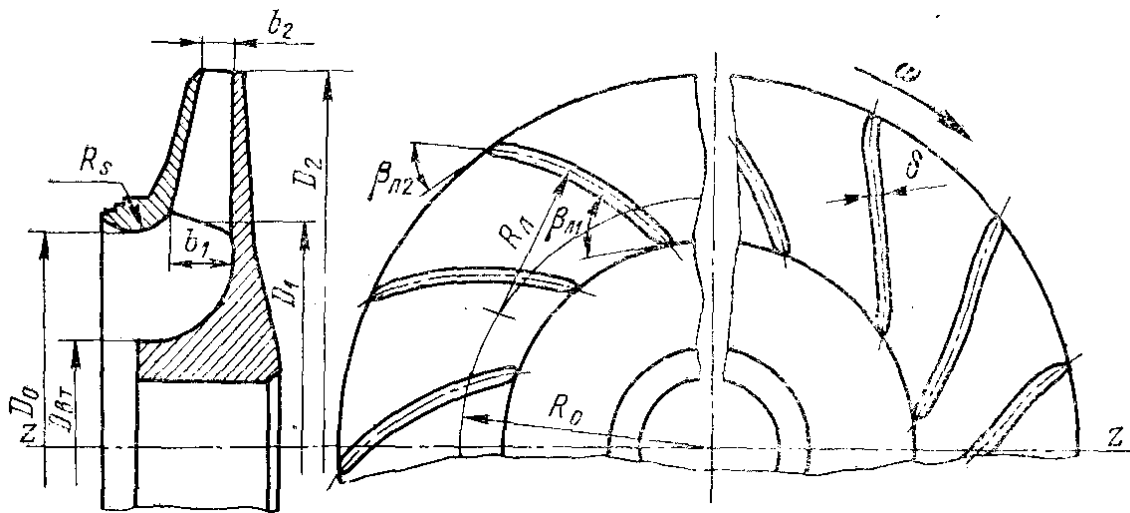


Рисунок 3.1 – Схема и основні розміри робочого колеса

Послідовність розрахунку приведено нижче. [8]

3.1. Критична частота обертання :

$$n_{кр} = \frac{n}{k_{кр}} \quad (3.20)$$

3.2. Відносний діаметр вала :

$$\bar{d}_B = k_3 \cdot (y + 2,3) \cdot \sqrt{\frac{n_{кр}}{1000}} \quad (3.21)$$

3.3. Діаметр валу під робочим колесом :

$$d_B = \bar{d}_B \cdot D_2. \quad (3.22)$$

3.4. Діаметр втулки першого колеса :

$$d_{вт}[1] = d_B + \Delta d_{вт}. \quad (3.23)$$

3.5. Відносний діаметр втулки першого колеса :

$$\bar{d}_{вт}[1] = d_{вт}[1]/D_2. \quad (3.24)$$

3.6. Колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса :

$$u_2 = (\pi \cdot D_2 \cdot n)/60 \quad (3.25)$$

3.7. Умовний коефіцієнт витрати першого ступеня :

$$\Phi_0 = (4 \cdot \bar{V}_H)/(\pi \cdot D_2^2 \cdot u_2). \quad (3.26)$$

3.8. Відносний діаметр :

$$\bar{D}_{1w1min} = k_D \cdot \sqrt{\bar{d}_{BT}^2[1] + \sqrt[3]{2} \cdot \left(\frac{\Phi_0 \cdot k_c}{k_D \cdot \varepsilon_1 \cdot \tau_1}\right)^{2/3}}. \quad (3.27)$$

3.9. Відносний діаметр на вході в лопаткову решітку:

$$D_1/D_2 = k_1 \cdot \bar{D}_{1w1min}. \quad (3.28)$$

3.10. Діаметр на вході в лоп. решітку :

$$D_1 = D_1/D_2 \cdot D_2. \quad (3.29)$$

3.11. Діаметр розточення покривного диска :

$$D_0 = D_1/k_D. \quad (3.30)$$

3.12. Швидкість на вході в РК :

$$c_0[1] = 4 \cdot \bar{V}_H/\pi \cdot (D_0^2 - d_{BT}^2[1]) \cdot \varepsilon_0 \quad (3.31)$$

3.13. Температура на вході в РК :

$$T_0[1] = T_H - c_0^2[1]/2 \cdot c_p. \quad (3.32)$$

3.14. Газодинамічна функція для першого ступеня :

$$\varepsilon_0 = (T_0[1]/T_H)^{\sigma-1}. \quad (3.33)$$

3.15. Густина на вході в РК :

$$\rho_0[1] = \varepsilon_0 \cdot \rho_H. \quad (3.34)$$

3.16. Тиск на вході в РК :

$$p_0[1] = 10^{-6} \cdot \rho_0[1] \cdot z_H \cdot R \cdot T_0[1]. \quad (3.35)$$

3.17. Кругова швидкість в перерізі 1-1:

$$u_1 = u_2 \cdot \bar{D}_1. \quad (3.36)$$

3.18. Визначення абсолютної швидкості газу на вході в РК :

$$c_1[1] = c_0[1] \cdot \kappa_c/\tau_1. \quad (3.37)$$

3.19. Кут потоку :

$$\beta_1[1] = \arctg(c_1[1]/u_1). \quad (3.38)$$

3.20. Кут лопаток в перерізі 1-1:

$$\beta_{л1} = \beta_1[1] - 1. \quad (3.39)$$

3.21. Кут атаки потоку на вході у решітку :

$$i_1[1] = \beta_{л1} - \beta_1[1]. \quad (3.40)$$

3.22. Відносна швидкість на вході в решітку РК 1 ступеня :

$$\omega_1 = c_1[1]/\sin\beta_1[1]. \quad (3.41)$$

3.23. Визначення величини збільшення температури потоку у РК:

$$\Delta T_{H-1} = (c_H^2 - c_1^2[1])/2 \cdot c_p. \quad (3.42)$$

3.24. Визначення температури газу на вході в РК:

					Лист
					35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

$$T_1[1] = T_H + \Delta T_{H-1}. \quad (3.43)$$

3.25. Число Маха у відносному русі на вході у решітку :

$$M_{w1} = w_1 / \sqrt{k \cdot z_H \cdot R \cdot T_1[1]}. \quad (3.44)$$

3.26. Визначення функції:

$$\varepsilon_1 = (T_1[1]/T_H)^{\sigma-1}. \quad (3.45)$$

3.27. Визначення густини газу на вході в РК:

$$\rho_1[1] = \varepsilon_1 \cdot \rho_H. \quad (3.46)$$

3.28. Визначення тиску газу на вході РК:

$$p_1[1] = 10^{-6} \cdot \rho_1[1] \cdot z_H \cdot R \cdot T_1[1]. \quad (3.47)$$

3.29. Визначення кількості лопаток РК :

$$Z_1 = Z_2. \quad (3.48)$$

3.30. Коефіцієнт стиснення потоку на вході в решітку :

$$\tau_1 = 1 - \frac{\kappa \cdot \delta \cdot Z_1}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{л1}}. \quad (3.49)$$

3.31. Визначення ширина каналу на вході в РК :

$$b_1[1] = \bar{V}_H / (\pi \cdot D_1 \cdot \tau_1 \cdot c_1[1] \cdot \varepsilon_1). \quad (3.50)$$

3.32. Визначення ширина каналу на виході з РК :

$$b_2[1] = b_1[1] \cdot D_2. \quad (3.51)$$

3.33. Кут нахилу покривного диску :

$$\theta = \arctg \left[ \frac{2 \cdot (b_1[1] - b_2[1])}{D_2 - D_1} \right]. \quad (3.52)$$

3.34. Коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$\tau_2 = 1 - \frac{\kappa \cdot \delta \cdot Z_2}{2 \cdot \pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{л2}}. \quad (3.53)$$

3.35. Коефіцієнт теоретичного напору :

$$\psi_{T2} = 1 - \varphi_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \frac{\pi}{z_2} \cdot \sin. \quad (3.54)$$

3.36. Кут потоку на виході з РК :

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\varphi_{r2}}{\psi_{T2}}. \quad (3.55)$$

3.37. Визначення абсолютної швидкості газу на виході з РК:

$$c_2 = \varphi_{r2} \cdot u_2 / \sin \alpha_2. \quad (3.56)$$

3.38. Визначення величини збільшення температури на виході з РК:

$$\Delta T_{H-2}[1] = \left[ l_{nc}/y \cdot \eta_n \cdot z_H - \frac{c_2^2}{2} \right] / c_p. \quad (3.57)$$

3.39. Визначення температури газу на виході з РК:

$$T_2[1] = T_H + \Delta T_{H-2}[1]. \quad (3.58)$$

3.40. Визначення функції :

$$\varepsilon_2 = \left( \frac{T_2[1]}{T_H} \right)^{\sigma-1}. \quad (3.59)$$

3.41. Визначення густини газу на виході з РК:

$$\rho_2[1] = \rho_H \cdot \varepsilon_2 \quad (3.60)$$

						Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КМ 04.00.00.00 ПЗ	

3.42. Діаметр вхідного патрубку компресора :

$$D_H = \sqrt{4 \cdot \bar{V}_H / \pi \cdot c_H} \quad (3.61)$$

3.43. Величина тиску газу на вході у компресор :

$$p_H = 10^{-6} \cdot \rho_H \cdot z_H \cdot R \cdot T_H \quad (3.62)$$

3.44. Визначення тиску газу на виході з РК :

$$p_2[1] = p_H \cdot (T_2[1]/T_H)^\sigma \quad (3.63)$$

3.45. Визначення радіусу середньої лінії лопатки РК:

$$R_L = \frac{D_2^2 - D_1^2}{4 \cdot (D_2 \cdot \cos\beta_{л2} - D_1 \cdot \cos\beta_{л1})} \quad (3.64)$$

3.46. Визначення радіусу центрів кола:

$$R_0 = \sqrt{R_L^2 + D_2^2/4 - R_L \cdot D_2 \cdot \cos\beta_{л2}} \quad (3.65)$$

В результаті цих розрахунків можна отримати значення. Але ми скористалися програмним забезпеченням Microsoft Excel 2010.

Таблиця 3.5 – Результати розрахунків робочих колес.

Величина	од.вимір.	1	2	3
dвт [1]	м	0,196	0,239	0,257
<u>d</u> вт [1]	м	0,354	0,433	0,466
со[1]	м/с	93,980	73,180	57,190
To[1]	К	204,80	264,80	324,10
ро[1]	кг/м3	3,897	6,363	9,361
Ро[1]	Мпа	0,237	0,500	0,900
с1[1]	м/с	110,720	86,200	67,370
βл1	град	30,25	24,42	19,54
i1[1]	град	-1,25	4,58	9,46
T1[1]	К	203,20	263,60	323,40
ρ1[1]	кг/м3	3,838	6,312	9,324
P1[1]	Мпа	0,2	0,5	0,9
b1[1]	м	0,059	0,046	0,040
b2[1]	м	0,0343	0,0214	0,0153
ΔТн-2[1]	К	34,58	92,90	151,21
T2[1]	К	243,60	301,90	360,20
ρ2[1]	кг/м3	5,4	8,2	11,5
p2[1]	Мпа	0,39	0,73	1,22

### 3.4 Розрахунок лопаткового дифузора

Дифузор слугує для перетворення динамічного напору, створюваного колесом, в статичний. В промислових компресорах застосовуються зазвичай лопаткові або безлопаткові дифузори, рідше каналні дифузори.

Лопатковий дифузор представляє собою колову решітку, встановлену між паралельними стінками корпусу та відхиляючу потік в напрямку радіуса.

Застосування лопаткових дифузорів, в порівнянні з БЛД дає деякі переваги: при менших розмірах може бути отримане більше сповільнення потоку, що знижує втрати в наступних нерухомих елементах. Відповідним встановленням лопаток можна узгодити оптимальні режими лопаткового дифузора та робочого колеса практично при будь-якому трикутнику швидкостей, в тому числі при малому  $\varphi_2$ , що підвищує степінь реактивності, знижує втрати в нерухомих елементах (включаючи лопатковий дифузор).

Доцільність використання того чи іншого типу дифузора в відцентровому ступені визначається, в основному, двома факторами: по-перше, величиною кута  $\alpha_2$ , по-друге, умовами роботи компресора. Безлопаткові дифузори, як правило, рекомендують використовувати при значеннях кута  $\alpha_2 \geq 20^\circ$ . В інших випадках для зниження втрат тертя необхідно використовувати лопаткові дифузори.

Розрахунок дифузора необхідно виконувати з використанням результатів розрахунку робочого колеса відповідного ступеня.

Згідно з рекомендаціями викладеними вище, обираємо тип конструктивного виконання дифузора – лопатковий дифузор.

Вихідними даними для розрахунку лопаткового дифузора є: кількість ступенів у секції Y, коефіцієнт теоретичного напору  $\psi_{T2}$ , колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса  $u_2$ , абсолютна швидкість потоку на виході з робочого колеса  $c_2$ , зовнішній діаметр робочого колеса  $D_2$ , ширина робочого колеса  $b_2$ , кут потоку газу між абсолютною та коловою

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

швидкостями на виході РК  $\alpha_2$ , теплоємність робочого газу присталому тиску  $c_p$ , газова стала  $R$ , температура газу на вході у компресор  $T_n$ , густина газу на вході у компресор  $\rho_n$ , газодинамічна функція  $\sigma = \eta_n \cdot \frac{k}{k-1}$ , величина діаметра на вході в дифузор  $D_3$ , величина відносного діаметра на виході з ЛД  $\overline{D}_4$ , значення коефіцієнта  $k_u = \frac{b_3}{b_2}$ , показник адіабати  $k$ , об'ємна витрата газу на вході в компресор  $\overline{V}_n$  та коефіцієнт стиснення потоку лопатками на виході з дифузора  $\tau_4$ . Крім того, потрібно задати значення оптимальної густоти лопаткової решітки  $(L/t)_{\text{опт}}$  і значення емпіричного коефіцієнта  $k_F$ .

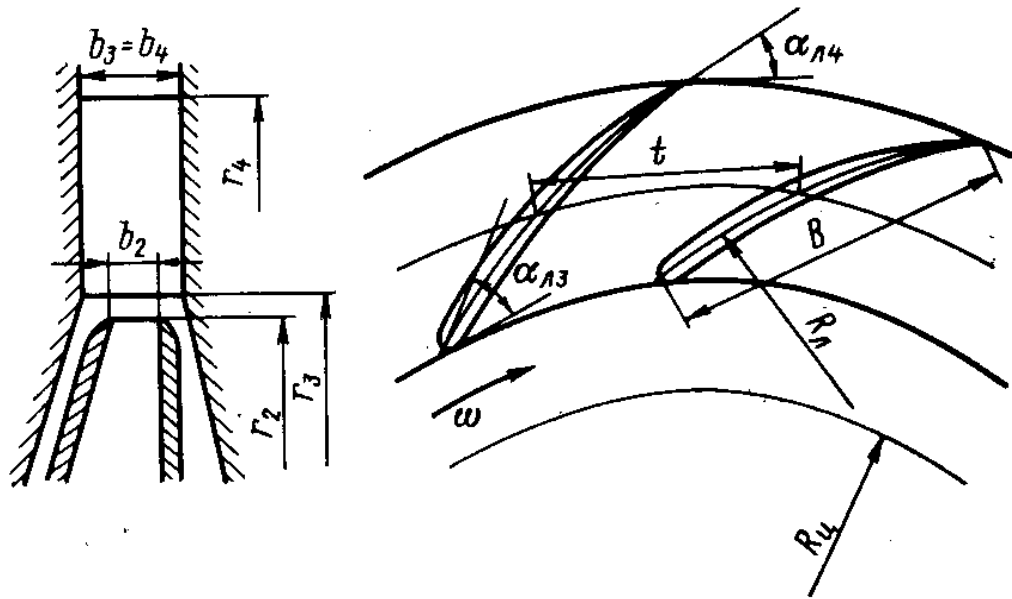
Для лопаткового дифузора  $D_3$  є діаметр, на якому містяться вхідні кромки колової решітки. Значення  $D_3$  можна вибрати з діапазону  $D_3=(1,08-1,25)D_2$ , при чому більші значення задаються для більших чисел Маха  $M_{c2}$  і більших значень кінцевого тиску компресора.

Для ЛД кінцевих ступенів з кінцевою збірною камерою вважаються оптимальними значення  $\overline{D}_4=1,4-1,55$ . Менші значення  $\overline{D}_4$  рекомендуються для ступенів з робочими колесами з меншими значеннями кутів  $\beta_{л2}$ .

Для ЛД кінцевих ступенів коефіцієнт  $k_u$  потрібно вибирати з діапазону 1,3-1,6. Величина коефіцієнта стиснення потоку лопатками на виході з ЛД  $\tau_4$  береться з діапазону 0,9-0,93. Значення оптимальної густоти лопаткової решітки дифузора необхідно брати з діапазону  $\overline{L}_{\text{опт}} = \left(\frac{L}{t}\right)_{\text{опт}} = 1,1-1,7$ , якщо лопатки є відносно тонкими  $\left(\frac{\delta_{\text{max}}}{L} \approx 0,05\right)$ , або  $\overline{L}_{\text{опт}} = 1,0-1,5$  при  $\frac{\delta_{\text{max}}}{L} \approx 0,08$ . Значення емпіричного коефіцієнта  $k_F$  вибирається з діапазону 1,8-2,2 для кінцевого ступеня із збірною камерою. [7]

Інші вихідні дані, необхідні для розрахунку дифузора відцентрових ступенів, беруться з варіантного розрахунку компресора та розрахунку робочих коліс.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39



Малюнок 3 - Схема кругової решітки лопаткового дифузора

Послідовність розрахунку лопаткового дифузора:

- 1) Визначення ширини каналу на вході в лопатковий дифузор :

$$b_3 = b_4 = k_u \cdot b_2 . \quad (3.66)$$

- 2) Якщо  $\frac{b_3}{b_2} \leq 1 + 0,015 \cdot \frac{D_2}{b_2}$ , то кут потоку на вході в ЛД:

$$\alpha_3 = \arctg \left[ \left( \frac{b_2}{b_3} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 \right] , \quad (3.67)$$

інакше

$$\alpha_3 = \arctg \left[ \left( \frac{b_2}{b_3} \right)^{0,63} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2 \right] . \quad (3.68)$$

- 3) Визначення кута лопаток на вході в ЛД:



$$\alpha_{л3} = \alpha_3 . \quad (3.69)$$

4) Визначення абсолютної швидкості газу на вході в ЛД:

$$c_3 = \frac{\psi_{Т2} \cdot u_2 \cdot D_2}{D_3 \cdot \cos \alpha_3} . \quad (3.70)$$

5) Визначення величини збільшення температури потоку у ЛД:

$$\Delta T_{н-3} = \frac{(c_2^2 - c_3^2)}{2 \cdot c_p} + \Delta T_{н-2} . \quad (3.71)$$

6) Визначення температури газу на вході в ЛД:

$$T_3 = T_n + \Delta T_{н-3} . \quad (3.72)$$

7) Визначення функції:

$$\epsilon_3 = \left( \frac{T_3}{T_n} \right)^{\sigma-1} . \quad (3.73)$$

8) Визначення густини газу на вході в ЛД:

$$\rho_3 = \rho_n \cdot \epsilon_3 . \quad (3.74)$$

9) Визначення тиску газу на вході ЛД:

$$p_3 = \rho_3 \cdot z_n \cdot R \cdot T_3 \cdot 10^{-6} . \quad (3.75)$$

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						41
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

10) Визначення діаметру виходу з ЛД:

$$D_4 = \overline{D}_4 \cdot D_2 . \quad (3.76)$$

11) Визначення куту лопаток на виході з ЛД:

$$\alpha_{л4} = \arcsin\left(\frac{D_3 \cdot k_F \cdot \sin \alpha_{л3}}{D_4}\right) . \quad (3.77)$$

12) Визначення коефіцієнту:

$$A = \frac{\sin[0,5 \cdot (\alpha_{л3} + \alpha_{л4})]}{\ln(D_4 / D_3)} . \quad (3.78)$$

13) Визначення кількості лопаток ЛД:

$$z_3 = \left(\frac{L}{t}\right)_{\text{опт}} \cdot A . \quad (3.79)$$

14) Визначення величини оптимальної густоти лопаткової решітки:

$$\left(\frac{L}{t}\right)_{\text{опт}} = \frac{z_3}{A} . \quad (3.80)$$

15) Визначення куту відставання потоку на виході з решітки ЛД:

$$\Delta\alpha_4 = \frac{(\alpha_{л4} - \alpha_{л3}) \cdot (0,41 - 0,002 \cdot \alpha_{л4})}{\sqrt{\left(\frac{L}{t}\right)_{\text{опт}} - 0,002 \cdot (\alpha_{л4} - \alpha_{л3})}} . \quad (3.81)$$

16) Визначення куту потоку на виході з ЛД:

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						42
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

$$\alpha_4 = \alpha_{л4} - \Delta\alpha_4 . \quad (3.82)$$

17) Визначення абсолютної швидкості газу на виході з ЛД:

$$c_{4p} = \frac{c_3}{k_F} . \quad (3.83)$$

18) Визначення величини збільшення температури на виході з ЛД:

$$\Delta T_{н-4} = \frac{(c_2^2 - c_4^2)}{2 \cdot c_p} + \Delta T_{н-2} . \quad (3.84)$$

19) Визначення температури газу на виході з ЛД:

$$T_4 = T_n + \Delta T_{н-4} . \quad (3.85)$$

20) Визначення функції:

$$\varepsilon_4 = \left( \frac{T_4}{T_n} \right)^{\sigma-1} . \quad (3.86)$$

21) Визначення абсолютної швидкості газу на виході з ЛД:

$$c_4 = \frac{\overline{V}_n}{\pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot \tau_4 \cdot \varepsilon_4 \cdot \sin \alpha_4} . \quad (3.87)$$

22) Якщо  $\left| \frac{c_4 - c_{4p}}{c_4} \right| \geq 0,005$ , то брати  $c_{4p} = c_4$  і повторити розрахунок з

п. 18

23) Визначення густини газу на виході з ЛД:

$$\rho_4 = \rho_n \cdot \varepsilon_4 . \quad (3.88)$$

24) Визначення тиску газу на виході з ЛД:

$$p_4 = \rho_4 \cdot z_n \cdot R \cdot T_4 \cdot 10^{-6} . \quad (3.89)$$

25) Визначення радіусу середньої лінії лопатки ЛД:

$$R_{л} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4 \cdot (D_4 \cdot \cos \alpha_{л4} - D_3 \cdot \cos \alpha_{л3})} . \quad (3.90)$$

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

26) Визначення радіусу центрів кола:

$$R_0 = \sqrt{R_{л}^2 + 0,25 \cdot D_4^2 - R_{л} \cdot D_4 \cdot \cos \alpha_{л4}} . \quad (3.91)$$

Початкові дані

Таблиця 3.6 – Початкові дані для розрахунку лопаткового дифузора

Число ступенів Y	Y	3	
Коефіцієнт теоретичного напору	$\psi T2$	0.7134	
Окружна швидкість на виході з РК	U2	289.29	м/с
Абсолютна швидкість на виході з РК	C2	223.89	м/с
Зовнішній діаметр РК	D2	0.5530	м
Теплоємність газу при постійному тиску	Cp	1056.0	Дж/(кг.К)
Газова стала	R	297.00	Дж/(кг.К)
Температура газу на вході в компресор	Tn	210.0	К
Щільність газу на вході в компресор	Ron	4.000	кг/м <sup>3</sup>
Коефіцієнт стисливості газу	Zn	0.998	
Газодинамічна функція	$\sigma$	2.9050	
Кут між S2 і U2	a2	22.81	град
Показник адіабати	K	1.400	
Об'ємна витрата газу на вході в компресор	Vn	375.00	м <sup>3</sup> /мин
Коефіцієнт стиснення потоку на виході з ЛД	$\tau_4$	0.900	

Дані	1	2	3
KU	1.1000	1.1000	1.1000
$\bar{D}_4$	1.500	1.500	1.500
D3	0.610	0.610	0.610
B2	0.0343	0.0214	0.0153
$\Delta Tп$	34.580	92.890	151.210
KF	2.200	2.200	2.200
Лопт	1.50	1.50	1.50

Таблиця 3.7 – Результати розрахунків лопаткового дифузора.

Величина	од.вимір.	1	2	3
b3=b4	м	0,0377	0,0235	0,0168
α3	град	20,9	20,9	20,9
c3	м/с	200,3	200,3	200,3
T3	К	248,32	306,63	364,95
ρ3	кг/м <sup>3</sup>	5,555	8,302	11,567
p3	МПа	0,409	0,755	1,251
D4	м	0,829	0,829	0,829
α4	град	35,29	35,29	35,29
Z3		14	14	14
a4	град	35,15	35,15	35,15
c4	м/с	87,89	96,24	98
T4	К	263,39	321,7	380,02
ε4		1,5537	2,2741	3,1236
ρ4	кг/м <sup>3</sup>	6,215	9,096	12,494
p4	МПа	0,486	0,867	1,407
Rл	м	0,7364	0,7364	0,7364
Ro	м	0,4645	0,4645	0,4645
Lo		1,453	1,453	1,453

### 3.5 Розрахунок зворотного напрямного апарату

Розрахунок зворотних напрямних апаратів виконуємо за допомогою Microsoft Excel . [6]

Таблиця 3.8 – Розрахунок лопаткового дифузора

Початкові дані

D5	0.829	м
D2	0.553	м
D0	0.355	м
Dвт	0.196	м
B4	0.0377	м
Δb	0.0065	м
C2	223.89	м/с
C4	87.89	м/с
a4	31.15	град
Δfab	2.00	град
L/t	2.10	
Tп	210.00	К
T2	243.60	К
Cp	1056.0	Дж/(кг.К)
ρп	4.000	кг/м <sup>3</sup>

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

Zn	0.998				
R	297.00	Дж/(кг.К)			
$\sigma$	2,905				
Ku	1.300				
Ktr	1.350				
Kf	1.000				
гкр/В4	7.00				
<b>Результати розрахунку</b>					
B5	0.0490				
B6	0.0586	м			
D6	0.4077	м			
C5	65.78	м/с			
C6	58.35	м/с			
a5	32.12	град			
al5	32.00	град			
al6	92.00	град			
R0	0.0264	м			
Z6	16				
$\rho_5$	6.300	кг/м3			
$\rho_6$	6.320	кг/м3			
T5	265.29	К			
T6	265.72	К			
P5	0.495	МПа			
P6	0.498	МПа			
$\tau_5$	0.899				
$\tau_6$	0.917				
F5	0.06084	м2			
F6	0.06881	м2			
Rl	0.1853	м			
Rc	0.2755	м			
Rkk	0.0509	м			
Rt	Rt	Bt	alt	F	$\Delta T$
0.95	0.404	0.049	35.65	0.0612	0.0147
0.90	0.393	0.050	39.04	0.0616	0.0197
0.75	0.362	0.051	48.20	0.0628	0.0288
0.60	0.330	0.053	56.52	0.0640	0.0316
0.50	0.309	0.054	61.86	0.0648	0.0309

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КМ 04.00.00.00 ПЗ

Лист

46

Таблиця 3.9 – Розрахунок зворотньонаправляючого апарата другої ступені

D5	0.829	м			
D2	0.553	м			
D0	0.355	м			
Dвт	0.239	м			
B4	0.0235	м			
Δb	0.0065	м			
C2	223.89	м/с			
C4	96.24	м/с			
a4	31.15	град			
Δfab	2.00	град			
L/t	2.10				
Tп	210.00	К			
T2	301.90	К			
Ср	1056.0	Дж/(кг.К)			
ρn	4.000	кг/м3			
Zn	0.998				
R	297.00	Дж/(кг.К)			
σ	2,905				
Ku	1.500				
Ktr	1.350				
Kf	1.000				
γκр/В4	7.00				
B5	0.0353				
B6	0.0472	м			
D6	0.3975	м			
C5	69.45	м/с			
C6	50.41	м/с			
a5	28.55	град			
a15	29.00	град			
a16	92.00	град			
R0	0.0212	м			
Z6	16				
ρ5	9.186	кг/м3			
ρ6	9.244	кг/м3			
T5	323.35	К			
T6	324.43	К			
P5	0.880	МПа			
P6	0.889	МПа			
τ5	0.895				
τ6	0.919				
F5	0.03985	м2			
F6	0.05412	м2			
R1	0.1825	м			
Rc	0.2698	м			
Rkk	0.0261	м			
Rt	Rt	Bt	alt	F	ΔT
0.95	0.404	0.036	33.06	0.0406	0.0161
0.90	0.393	0.036	36.76	0.0413	0.0221
0.75	0.361	0.038	46.55	0.0434	0.0326
0.60	0.328	0.040	55.29	0.0456	0.0356
0.50	0.307	0.041	60.84	0.0470	0.0347

### 3.6 Розрахунок збірної камери

Вихідні пристрої призначені для виводу потоку газу із ступенів кінцевого типу. Проточна частина вихідного пристрою складається з кільцевої або спіральної газозбірної камери і вихідного дифузора.

Залежно від того, чи є газозбірна камера кільцевою чи спіральною, розрізняють два типи вихідних пристроїв: кільцеві камери і завитки. Спіральні камери завитків зазвичай виконують зі змінним зовнішнім радіусом спіралі, іноді з постійним зовнішнім і змінним внутрішнім радіусами.

Вихідні пристрої розміщуються після лопаткового або без лопаткового дифузора або безпосередньо за робочим колесом. В останньому випадку вихідний пристрій виконує функцію не тільки газозбірника, але й дифузора.

У випадку, коли відцентровий компресор працює у вузькому діапазоні витрат газу, тобто поблизу розрахункового режиму, рекомендується застосовувати завиток, у якого втрати з тертя на розрахунковому режимі менші, ніж у кільцевій збірній камері.

При експлуатації компресора у широкому діапазоні робочих режимів перевагу має кільцева камера з більш пологою характеристикою.

Швидкість газу після вихідного пристрою не має перевищувати 40 м/с, оскільки зазвичай газ із компресора надходить у трубопровід, а швидкість руху газу в трубопроводі обмежена значеннями 20-40 м/с. Зниження швидкості потоку газу до необхідного рівня здійснюється у вихідному дифузорному патрубку. [6]

Наразі у компресорах, як правило, застосовують кільцеві збірні камери, які є більш технологічними.

У сучасних компресорах усе більш широко застосування набувають кільцеві збірні камери.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48



На відміну від завитків внутрішня поверхня кільцевої збірної камери є вісесиметричною і легко обробляється на верстатах токарського типу. Тому шорсткість цієї поверхні є істотно меншою, ніж у завитків, і відповідно меншими є втрати на тертя.

Кільцеві збірні камери найчастіше виконують згорнутими набік, оскільки при цьому радіальні габарити компресора є найменшими.

Розрахунок вихідного пристрою виконується з метою визначення розмірів пристрою, зокрема площ перерізів при різних кутах повороту  $\theta$ . При розрахунку використовується рівняння збереження маси. Беруться такі допущення:

1) Витрата газу через робоче колесо і дифузор рівномірна по всьому периметру. Тоді масова витрата газу через будь-який поперечний переріз вихідного пристрою  $\overline{m}_\theta$  є пропорційною центральному куту  $\theta$  :

$$\overline{m}_\theta = \frac{\theta}{2 \cdot \pi} \cdot \overline{m} , \quad (3.92)$$

де  $\theta$  – центральний кут , рад;

$\overline{m}$  - масова витрата газу в компресорі.

2) Вплив в'язкості не враховується. Тоді можна вважати, що

$$c_u \cdot r = \text{const} . \quad (3.93)$$

3) Швидкості газу у вихідному пристрої змінюються мало, тому густина газу береться при розрахунку сталою  $\rho = \rho_4 = \text{const}$ . Тоді

$$\overline{m}_\theta = \frac{\theta}{2 \cdot \pi} \cdot \overline{m} = \int_{r_4}^{r_{\text{зов}}} \rho \cdot c_u \cdot b \cdot dr = \rho \cdot c_{u4} \cdot r_4 \cdot \int_{r_4}^{r_{\text{зов}}} \frac{b}{r} \cdot dr , \quad (3.94)$$

де  $c_{u4}$ - колова проекція швидкості на виході з дифузора;

$r_4$ - радіус на виході з дифузора;

$b$  і  $r$ - поточна ширина і радіус для розглянутого поперечного перерізу вихідного пристрою.

Вихідними даними для розрахунку вихідного пристрою є теплофізичні властивості газу, параметри потоку на виході з дифузора, деякі розміри:

- теплоємність газу при постійному тиску  $c_p$ ;

- газова стала  $R$  ;

- діаметр дифузора на виході  $D_4$ ;

- ширина дифузора  $b_4$ ;

- коефіцієнт стисливості  $z$  ;

- густина газу на виході з дифузора  $\rho_4$ ;

- відношення густин  $\varepsilon = \frac{\rho_4}{\rho_n}$  ;

- температура газу на виході з дифузора  $T_4$ ;

- швидкість потоку на виході з дифузора  $c_4$ ;

- кут потоку на виході з дифузора  $\alpha_4$  ;

- об'ємна витрата газу на вході у компресор  $V_n$ ;

- колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса  $u_2$ ;

- коефіцієнт внутрішнього (повного) напору  $\psi_i$  .

При розрахунку кільцевої збірної камери визначаються розміри поперечного перерізу для всієї витрати газу  $\bar{m}$ , тобто розміри вихідного перерізу. Розміри поперечних перерізів для всіх значень кута  $\theta$  беруться такими самими.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Розрахунок збірної камери виконується за методикою В.Ф. Риса.

Розрахунок виконується у такій послідовності:

1) Визначення зовнішнього діаметра збірної камери:

$$D_{\text{зов}} = D_4 + 2 \cdot r_{\text{кк}} + 2 \cdot b_{\text{зк}} \quad (3.95)$$

Якщо ширина на вході в збірну камеру  $b_{\text{зк}}$  не задана, то береться  $b_{\text{зк}} = 1,3 \cdot b_4$ .

Радіус  $r_{\text{кк}} = (0,05 - 0,075) \cdot D_2$ .

2) Визначення параметра  $P$ :

$$P = \frac{10^3 \cdot b_4 \cdot \text{tg} \alpha_4}{D_{\text{зов}}} \quad (3.96)$$

Коли  $5 \leq P \leq 50$ , то вибрати одне із значень  $b_{\text{сер}}/h_{\text{к}}$ , використовуючи рисунок

1, і визначити  $\frac{D_{\text{зов}}}{D_{\text{вн}}}$ .

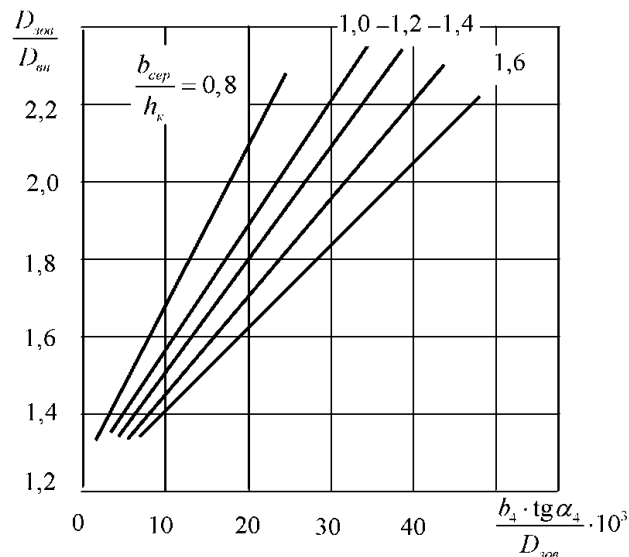


Рисунок 4 – Залежність  $\frac{D_{\text{зов}}}{D_{\text{вн}}}$  від  $\frac{10^3 \cdot b_4 \cdot \text{tg} \alpha_4}{D_{\text{зов}}}$

3) Визначення ширини збірної камери:

$$b_{\text{сер}} = \frac{3,22 \cdot b_4 \cdot \text{tg}\alpha_4}{\lg(D_{\text{зоб}} / D_{\text{вн}})} . \quad (3.97)$$

4) Визначення внутрішнього діаметра збірної камери:

$$D_{\text{вн}} = D_{\text{зоб}} \cdot \left( \frac{D_{\text{зоб}}}{D_{\text{вн}}} \right)^{-1} . \quad (3.98)$$

5) Визначення висоти збірної камери:

$$h_{\text{к}} = \frac{D_{\text{зоб}} - D_{\text{вн}}}{2} . \quad (3.99)$$

6) Визначення коефіцієнта  $A_0$ :

$$A_0 = 0,0117 + 0,138 \cdot \left( \frac{D_{\text{зоб}} - D_{\text{вн}}}{D_{\text{зоб}} + D_{\text{вн}}} \right)^{0,75} . \quad (3.100)$$

7) Визначення площі поперечного перерізу збірної камери:

$$f = b_{\text{сер}} \cdot h_{\text{к}} - \left( r_1^2 - \frac{\pi \cdot r_1^2}{4} \right) - \left( r_2^2 - \frac{\pi \cdot r_2^2}{4} \right) - \left( r_3^2 - \frac{\pi \cdot r_3^2}{4} \right) . \quad (3.101)$$

Значення радіусів  $r_1, r_2, r_3$  задаються конструктивно. Можна брати

$$r_1=r_2=r_3=(0,08-0,1) \cdot D_2.$$

8) Визначення середньої швидкості потоку в збірній камері:

$$c_7 = \frac{V}{60 \cdot f \cdot \varepsilon_4} . \quad (3.102)$$

9) Визначення температури потоку в збірній камері:

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		52

$$T_7 = T_4 + \frac{(c_4^2 - c_7^2)}{2 \cdot c_p} . \quad (3.103)$$

10) Визначення тиску потоку в збірній камері:

$$p_7 = \rho_4 \cdot z_H \cdot R \cdot T_7 \cdot 10^{-6} . \quad (3.104)$$

Проектний розрахунок збірної камери.

Таблиця 3.10 – Результати розрахунків в Microsoft Excel 2010

Вихідні дані		
R	Дж/(кг*К)	297
Z <sub>вх</sub>		0,998
ρ <sub>4</sub>	кг/м <sup>3</sup>	12,49
c <sub>p</sub>	Дж/(кг*К)	1056
T <sub>4</sub>	К	380,02
ε <sub>4</sub>		3,12
V	М <sup>3</sup> /хв	375
Ч	мм	829
a <sub>4</sub>	град	31,1
r <sub>kk</sub> (0,05-0,075)*D <sub>2</sub>	мм	35
r <sub>1</sub> (0,08-0,1)*D <sub>2</sub>	мм	35
r <sub>2</sub> (0,08-0,1)*D <sub>2</sub>	мм	35
r <sub>3</sub> (0,08-0,1)*D <sub>2</sub>	мм	35
b <sub>4</sub>	мм	16,8
b <sub>5</sub>	мм	21,8
c <sub>4</sub>	м/с	98
u <sub>2</sub>	м/с	289,3
ψ <sub>i</sub>		0,734
Результат розрахунків		
b <sub>сер</sub>	мм	169,5
h <sub>k</sub>	мм	169,1
D <sub>вн</sub>	мм	604,5
D <sub>к</sub>	мм	942,7
f <sub>к</sub>	м <sup>2</sup>	0,0279
Параметр потоку		
C <sub>7</sub>	м/с	71,896
T <sub>7</sub>	К	382,12
P <sub>7</sub>	Мпа	1,4147

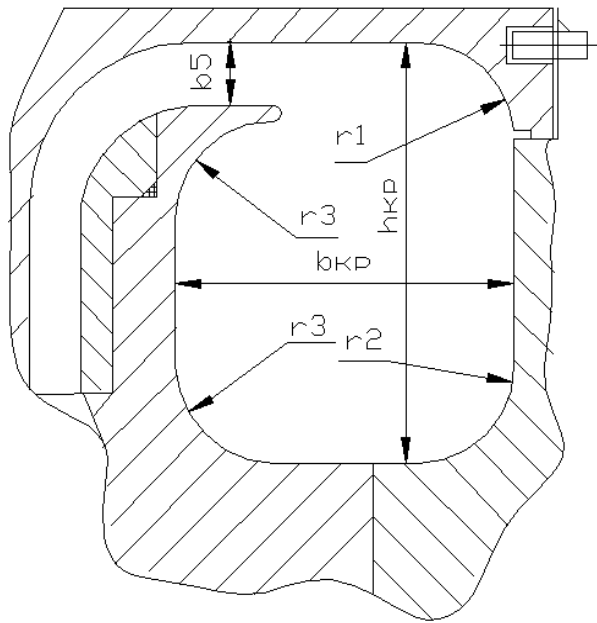


Рисунок 3.3 – Геометрія прямокутного поперечного перерізу кільцевої збірної камери

### 3.7 Розрахунок лабіринтового ущільнення

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

Визначимо критичне відношення тисків:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\alpha_{кр}}{\alpha}\right)^2 \cdot x^2 \cdot (z-1) + 1}} = \left(\frac{2}{2,4}\right)^{\frac{1,4}{0,4}} \cdot \sqrt{\frac{1}{1,43 \cdot 0,469^2 \cdot (6-1) + 1}} = 0,21,$$

де  $k = 1,4$  – показник адіабати;

$$x = k \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} = 1,4 \cdot \left(\frac{2}{2,4}\right)^{\frac{2,4}{0,4}} = 0,469.$$

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

$z = 6$  – число гребінців.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{0,392}{0,237} = 1,65.$$

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

Знайдемо масову витрату газу через ущільнення:

$$\bar{m}_л = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{1 - \frac{P_2^2}{P_1^2}} \cdot P_1 \cdot \rho_1 = 1,4 \cdot 65 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{1 - (1,65)^2} \cdot 0,392 \cdot 10^6 \cdot 3,84 = 0,31 \text{ кг/с,}$$

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

$\rho_1 = 3,84 \text{ кг/м}^3$  – густина газу перед ущільненням;

$f = \pi \cdot D_n \cdot \delta_n = 3,14 \cdot 0,376 \cdot 0,0004 = 4,65 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  – геометрична площа щілини.

Визначимо перетікання газу через ущільнення:

$$\bar{m}_{np} = \alpha \cdot \pi \cdot D_n \cdot \delta_n \cdot \rho_n \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_n}{z \cdot \rho_n}}, \quad (3.21)$$

де  $\Delta\rho_{\text{л}} = \frac{\rho_0 + \rho_2}{2} = \frac{5,45 + 3,84}{2} = 4,65 \text{ кг/м}^3$  - середня густина газу в ущільненні;

$\Delta P_{\text{л}}$  - перепад тиску на лабіринті.

Наближено можна прийняти, що  $\frac{\Delta P_{\text{л}}}{\rho_{\text{л}}} = \frac{3}{8} \cdot (1 - \bar{D}_1^2) \cdot u_2^2$ , де  $\bar{D} = 0,55$  - відносний діаметр на вході;  $u_2$  - окружна швидкість на виході з РК. З урахуванням наближення отримаємо формулу для розрахунку перетоків газу:

$$\begin{aligned} \bar{m}_{\text{пр}} &= \alpha \cdot \pi \cdot D_{\text{л}} \cdot \delta_{\text{л}} \cdot \Delta\rho_{\text{л}} \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot z} \cdot (1 - \bar{D}_1^2) \cdot u_2^2} = \\ &= 1 \cdot 3,14 \cdot 0,376 \cdot 0,0004 \cdot 4,66 \cdot \sqrt{\frac{3}{4 \cdot 6} \cdot (1 - 0,55^2) \cdot 289,29^2} = 0,2 \text{ кг/с} . \end{aligned}$$

Коефіцієнт перетоків через ущільнення покривного диска:

$$\beta_{\text{пр}} = \frac{\bar{m}_{\text{пр}}}{m} = \frac{0,2}{50,1} \cdot 100\% = 0,399\% .$$

Оскільки коефіцієнт перетоків не перевищує 2,5%, то розрахунок можна вважати прийнятним.

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56



## 4 Розрахунок на задані параметри в багатовальному виконанні.

За методикою вказаною в розділі 3, за допомогою програмного забезпечення Microsoft Excel проводило розрахунок варіантного компресора.

The screenshot shows a Microsoft Excel spreadsheet with columns labeled A through T. It contains various data points, formulas, and highlighted cells. Key sections include:
 

- Columns A-F:** Input parameters and their values for three variants.
- Columns G-L:** Intermediate calculations and constants.
- Columns M-P:** Results for Variant 1.
- Columns Q-R:** Results for Variant 2.
- Columns S-T:** Results for Variant 3.

 The spreadsheet includes a table of results for 'Результати варіантного розрахунку' and 'Результати розрахунку робочих коліс'.

Рисунок 4.1 – знімок екрана робочого вікна Microsoft Excel.

Результати розрахунків зведено до таблиць.

### 4.1 Варіантний розрахунок багатовального компресора.

Таблиця 4.1 - Варіантний розрахунок

Величина	од.вимір.	1	2	3
ψT2		0,88	0,88	0,88
a2	град	18,8	18,8	18,8
азв	м/с	293,53	328,83	351,83
u2w1	м/с	387,46	434,05	464,42
u2c1	м/с	284,37	318,56	340,85
u2	м/с	242	269	291
c2	м/с	224,778	250,172	269,999
ΔTст	К	52,54804	39,87809	74,81731
T21	К	238,6	272,6	340,1
σ		2,92	2,91	2,91
ε2i		1,28	1,07	1,27
Mw1		0,55	0,55	0,55
Mc2		0,718	0,747	0,721
n	об/хв	6696	8946	13534
D2	м/с	0,690	0,575	0,410
b2j		0,05	0,05	0,05

## 4.2 Розрахунок робочих коліс багатовального компресора.

Таблиця 4.2 Розрахунок робочих коліс

Величина	од.вимір.	1	2	3
dвт [1]	м	0,175	0,169	0,149
dвт [1]	м	0,253	0,293	0,364
со[1]	м/с	69,308	72,449	82,256
To[1]	К	207,72	260,05	296,78
ро[1]	кг/м3	3,95	6,13	10,14
Ро[1]	Мпа	0,243	0,473	0,893
с1[1]	м/с	69,308	72,449	82,256
βл1	град	31	30	28
i1[1]	град	0,91	0,55	1,21
T1[1]	К	207,04	259,23	295,51
ρ1[1]	кг/м3	3,921	6,090	10,055
P1[1]	Мпа	0,2	0,5	0,9
b1[1]	м	0,052	0,041	0,036
b2[1]	м	0,0359	0,0236	0,0146
ΔТн-2[1]	К	27,54	8,98	39,16
T2[1]	К	237,54	271,52	339,16
ρ2[1]	кг/м3	5,1	6,7	13,1
p2[1]	Мпа	0,36	0,53	1,32

## 4.3 Розрахунок лопаткового дифузора багатовального компресора.

Таблиця 4.3 - Розрахунок лопаткового дифузора

Величина	од.вимір.	1	2	3
b3=b4	м	0,057361	0,037804	0,023385
ал3	град	13,5	13,5	13,5
с3	м/с	182,3	202,9	219,0
T3	К	270,7553	326,997	386,6726
ρ3	кг/м3	6,564466	7,948042	16,82085
p3	МПа	0,52515	0,768991	1,927163
D4	м	1,001191	0,834049	0,594968
ал4	град	53	53	53
Z3		16	16	16
а4	град	41,18289	41,18289	41,18289
с4	м/с	91,15427	101,4525	109,493
T4	К	282,5888	341,6993	403,766
ε4		1,7688	1,385231	1,765427
ρ4	кг/м3	7,126672	8,643011	18,27235
p4	МПа	0,595044	0,87383	2,186005
Rл	м	-0,05564	-0,04635	-0,03306
Ro	м	0,450045	0,374914	0,267444

#### 4.4 Розрахунок збірної камери багатовального компресора.

Таблиця 4.4 - Розрахунок збірної камери

Dзов	мм	1233,19	1001,36	705,01
bсер	мм	74,57	49,15	30,40
Dвн	мм	105,89	69,79	43,17
hk	мм	761,23	618,13	435,19
Ao		235,98	191,62	134,91
f	м2	0,0219	0,0112	0,0047
c7	м/с	161,20	260,60	315,18
T7	К	274,2	314,3	362,3
p7	Мпа	0,6	0,8	2,0

Висновок: на задані параметри  $P_{вх}=0,25$ МПа,  $P_{вих}=1,8$  МПа. Кращім варіантом є одноальний трьохступінчатий двухпоточний одновальний компресор. Так, як частоти обертання роторів мають не велику різницю величин то приймаємо одновальний компресор, так, як він більш простий в виконанні . А конструктивне виконання «спина до спини» компенсує осьове навантаження.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

## 5 Багатовальний компресор для спрощеної схеми

Для забезпечення максимального ККД кожен ступінь повинен знаходитися в оптимальних умовах:

- мати оптимальну геометрію;
- мати свій вхід;
- мати оптимальну швидкість.

Для узгодження роботи ступенів і регулювання на нерозрахункових режимах кожна ступінь повинна мати можливість:

- установки вхідного регулюючого апарату;
- установки поворотних лопаток дифузора;
- зміни швидкості обертання.

Має бути можливість охолодження газу після кожного ступеня з метою отримання високого коефіцієнта корисної дії або ведення процесу стискання у межах допустимих температур.

Має бути можливість заміни будь-якого ступеня.

Має бути можливість стискання в одному агрегаті одночасно декількох газів у вигляді паралельних потоків.

Мають бути мінімальні габарити і вага.

Має бути можливість виконати компресорну установку у вигляді великих блоків.

Зрозуміло, що традиційна одновальна схема цим умовам фактично стовідсотково не відповідає, тоді як компактний модульний відцентровий компресор може забезпечити ці потреби.

Застосування багатовального компресора в схемі вуазаній на рисунку 2.1 дає можливість убрати дожимний компресор після детандер-компресорного агрегата

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

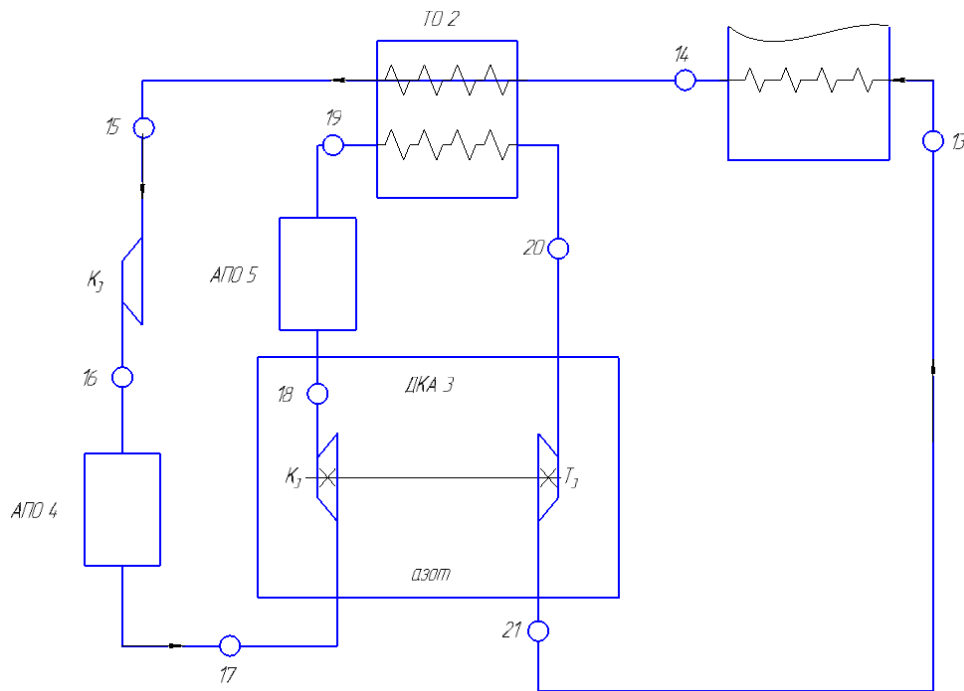


Рисунок 5.2 –азотний цикл з використанням тривального компресора.

Таблиця 5.1 – Розрахунок параметрів азотного циклу з використанням багатопального компресора

Процес точки	Вихідні параметри				Результати розрахунків	
	$P_{II}$ , МПа	$P_{K}$ , МПа	$T_{II}$ , К	$T_{K}$ , К	$\Delta h$ , кДж/кг	$\Delta s$ , кДж/кг*К
13-14	0,3	0,27	107	127	23,2385	0,2293
14-15	0,27	0,25	127	210	89,7997	0,5679
15-16 <sup>s</sup>	0,25	1,8	210	369	164,7779	-0,0005
15-16 <sup>d</sup>	0,25	1,8	210	407	205,0487	0,1034
16-17	1,8	1,78	407	300	-113,6992	-0,3209
17-18 <sup>s</sup>	2,33	5,4	300	383	85,6813	0,0014
17-18 <sup>d</sup>	2,33	5,4	300	403	107,4470	0,0568
18-19	5,4	5,2	403	300	-113,2222	-0,3134
19-20	5,2	5	300	223	-89,8882	-0,3358
20-21 <sup>s</sup>	5	0,3	223	91	-134,4613	0,0040
20-21 <sup>d</sup>	5	0,3	223	107	-107,5691	0,0963

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

КМ 04.00.00.00 ПЗ

Лист

61

## 5.1 Варіантний розрахунок

Таблиця 5.2 – Початкові дані.

Газова стала, R, Дж/кг*К	296,8
Початкова густина, $\rho_{п}$ , кг/м <sup>3</sup>	4,0291
Коефіцієнт стисливості	0,9955...1,0109
Різниця ентропій, $\Delta s$ , кДж/кг*К	0,1136
Різниця ентальпій, $\Delta i$ , кДж/кг*К	268,79
Ізобарна теплоємність, $c_p$ , кДж/кг*К	1,056...1,0616
Показник адіабати, k	1,3886...1,3803

За методикою з пункту 3.2 було виконано варіантний розрахунок для трьохвального компресора. Результати зведено до таблиці

Таблиця 5.3 - Результати варіантного розрахунку

Величина	од.вимір.	1	2	3
$\psi_{т2}$		0,88	0,88	0,88
$\alpha_2$	град	18,8	18,8	18,8
$a_{зв}$	м/с	293,53	343,59	351,46
$u_{2w1}$	м/с	387,46	453,54	463,93
$u_{2c1}$	м/с	284,37	332,86	340,49
$u_2$	м/с	293	309	275
$c_2$	м/с	272,376	286,958	255,652
$\Delta T_{ст}$	К	76,68070654	85,05425	67,74674
$T_{21}$	К	251,5	331,8	336,8
$\sigma$		2,92	2,91	2,92
$\varepsilon_{2i}$	-	1,41	1,33	1,25
$M_{w1}$	-	0,67	0,60	0,52
$M_{c2}$	-	0,848	0,775	0,687
$n$	об/хв	17412	24348	28255
$D_2$	м/с	0,322	0,242	0,186
$b_{2j}$	-	0,05	0,05	0,05

## 5.2 Термогазодинамічний розрахунок робочих коліс.

Виконавши розрахунок в програмному комплексі Microsoft Excel, за методикою вказаною в розділі 3.3, враховуючи, що кожна ступень розраховується, як окремий компресор отримали наступні значення.

Таблиця 5.4 - Результати розрахунків робочих коліс багатовального компресора.

Величина	од.вимір.	1	2	3
$d_{вг} [1]$	м	0,134	0,120	0,101
$\underline{d}_{вг} [1]$	м	0,416	0,496	0,544
$c_0[1]$	м/с	85,592	87,282	75,532
$T_0[1]$	К	206,52	282,37	297,30
$\rho_0[1]$	кг/м <sup>3</sup>	3,90	7,00	14,27
$P_0[1]$	Мпа	0,239	0,587	1,259
$c_1[1]$	м/с	85,592	87,282	75,532
$\beta_{л1}$	град	27	25	23
$i_1[1]$	град	1,23	0,96	1,49
$T_1[1]$	К	205,09	280,83	296,34
$\rho_1[1]$	кг/м <sup>3</sup>	3,850	6,930	14,182
$P_1[1]$	Мпа	0,2	0,6	1,2
$b_1[1]$	м	0,026	0,014	0,011
$b_2[1]$	м	0,0083	0,0033	0,0021
$\Delta T_{н-2}[1]$	К	23,11	40,31	59,20
$T_2[1]$	К	233,11	326,31	359,20
$\rho_2[1]$	кг/м <sup>3</sup>	4,9	9,2	20,5
$p_2[1]$	Мпа	0,34	0,89	2,18

### 5.3 Лопатковий дифузор

За методикою вказаною в розділі 3.4, виконуємо розрахунок результати зведено до таблиці 5.5

Таблиця 5.5 - Результати розрахунків лопаткового дифузора

Величина	од.вимір.	1	2	3
b3=b4	м	0,013215046	0,009568	0,003424
α3	град	15,2	15,2	13,5
c3	м/с	222,6	234,5	207,3
T3	К	298,3890823	329,8303	378,3408
ρ3	кг/м3	7,903579178	9,291464	22,6948
p3	МПа	0,696809548	0,907852	2,542586
D4	м	0,466534845	0,42195	0,269851
α4	град	40	40	53
Z3		20	20	16
a4	град	33,02650006	33,0265	41,18289
c4	м/с	111,2866398	117,2448	103,6747
T4	К	316,036994	349,4707	393,6157
ε4		2,190177076	1,445972	1,686644
ρ4	кг/м3	8,824442457	10,37456	24,49125
p4	МПа	0,824010136	1,07404	2,854628
Rл	м	0,853281411	0,771737	-0,015
Ro	м	1,023719315	0,925887	0,121301



## 5.4 Вихідний пристрій – збірна камера

Після проведених розрахунків в Microsoft Excel по методиці вказаній в розділі 3.6, були отримані такі результати:

Таблиця 5.6 - Результати розрахунку збірної камери

Вихідні дані				
Величина	Одиниці вимірювання	I	II	III
Результат розрахунків				
bсер	мм	127.2	102.9	61.8
hk	мм	128.8	104.5	63.1
Dвн	мм	283.6	266.8	174.1
Dк	мм	541.1	475.9	300.2
fк	м <sup>2</sup>	0.01572	0.0104	0.0037
Ao		0.0694	0.0650	0.0628
ζ		0.6456	0.6438	0.7781
Δh4		0.0523	0.0521	0.0621
Параметр потоку				
C7	м/с	52.774	67.77	80.637
T7	К	320.560	365.388	395.611
P7	Мпа	0.8350	1.2749	2.867

## 6 Охорона праці та безпека

### в надзвичайних ситуаціях

#### 6.1 Небезпечні і шкідливі фактори компресорних установок

Небезпечним називається виробничий фактор, вплив якого на працюючого в певних умовах призводить до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я. Якщо ж виробничий фактор призводить до захворювання або зниження працездатності, то його вважають шкідливим (ГОСТ 12.0.002-80 «Система стандартів безпеки праці. Терміни та визначення»).

Шкідливі чинники погіршують умови праці, знижують його продуктивність, а при тривалому впливі можуть стати причиною професійних захворювань, загострення захворювань, не пов'язаних з виробництвом, зниження опірності організму. Залежно від рівня і тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

У ГОСТ 12.0.003-74 "ССБТ. Небезпечні і шкідливі виробничі фактори. Класифікація» наводиться класифікація елементів умов праці, які виступають в ролі небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Вони підрозділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні. [14]

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки при суворому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених санітарними нормами (СН), відповідними главами будівельних норм і правил (СНиП) і Державними стандартами (ГОСТ).

Шкідливими називаються речовини, які при контакті з організмом людини в разі порушень вимог безпеки можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що визначаються сучасними методами, як в процесі роботи, так і у віддалені строки життя теперішнього і наступних поколінь.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

Основні небезпечні і шкідливі фактори:

- дія предметів , що розлітаються в результаті вибуху, або від значних статичних і динамічних навантажень (тиск газу або повітря, статичні і циклічні

навантаження, вібрація);

- підвищена температура поверхні компресора і трубопроводів;

- віброшумовий вплив на працюючих;

- порушення чистоти повітря робочої зони (при наявності витоків газу і викиду відпрацьованих газів приводом);

- електромагнітний вплив на працюючих;

- підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання при якому електричний струм проходить через тіло людини;

- підвищена рухливість повітря;

- гострі кромки на поверхні деталей та інструменту.

Надійність і безпеку обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті.

Проектування, виготовлення, монтаж, налагодження, ремонт, випробування та експлуатація компресорного устаткування повинні проводитися підприємствами, які мають дозвіл на відповідний вид діяльності, яке видає Держнагляд охорони праці України.

Основними потенційними небезпеками при роботі компресора можуть бути: вибухонебезпечність; пожежонебезпека; ураження електричним струмом.

До потенційних вредностей відносять: шум при роботі агрегату:

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		67

вібрація; підвищена запиленість, і загазованість повітря робочої зони; підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів; підвищена або знижена температура повітря робочої зони; підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна; підвищена або знижена вологість повітря; підвищена або знижена рухливість повітря. [14]

## 6.2 Безпека експлуатації компресорів

### 6.2.1 Небезпека вибуху при стисненні газів

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

Повітряні компресори не менше небезпечні, ніж газові, що обумовлено можливістю утворення вибухонебезпечних сумішей з продуктів розкладання мастил і кисню повітря.

Реальні процеси стиснення підкоряються закону, що характеризується рівнянням політропи:

$$P \cdot V^m = \text{const} .$$

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  $T_1$  і  $T_2$  - абсолютна температура газу до стиснення і після стиснення, К

$P_1$  і  $P_2$ - абсолютний тиск газу до стиснення і після стиснення, Па

$m$ - показник політропи.

При стисненні повітря або будь-якого іншого газу без охолодження

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

(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. Для усунення небезпеки необхідно застосовувати якісну мастило і надійне охолодження компресорів. [3]

### 6.2.2 Мастило компресорних установок

Мастило 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 циліндра компресора, клапанних пристроїв і в трубопроводах відкладаються тверді продукти розкладання: сажа, смоли і кокс, асфальтени і карбоїди, утворюють «нагар». Якщо в стисливому газі присутній пил, окалина та продукти корозії, то різко посилюється утворення нагару, збільшується тертя, виникають місцеві перегріви, які можуть призвести до вибуху. Масла низької якості здатні утворювати з повітрям перекисні сполуки, легко розкладаються з вибухом.

Мастило при високій температурі частково випаровуються, а при надмірно рясному мастилі розпоршуються в стисливому повітрі у вигляді найдрібніших бризок – туману, утворюючи з повітрям вибухонебезпечні суміші. При вмісті в повітрі 6-11% масляної пари суміш може вибухати вже при 200 °С. [1]

Характеристика мастильних речовин, які застосовуються в компресорах (температура спалаху, в'язкість, термічна стійкість і хімічні властивості), повинна задовольняти вимогам роботи компресорів в реальних умовах.

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Перед застосуванням мастил перевіряють їх температуру спалаху і випаровуваність.

При компримування кисню абсолютно неприпустимо присутність мінерального масла так як при зіткненні його з нагрітим киснем реакція окислення супроводжується загорянням і вибухом. У цьому випадку в якості мастила застосовують дистильовану воду з 10% гліцерину або встановлюють самозмазуючі втулки і поршневі кільця з спресованого при 1600 °С графіту. Застосовують також суху вибухобезпечну графітну мастило, а також фторорганічні синтетичні масла марок ЗФ , 4Ф і інші, не окислюються киснем, оксидами азоту , хлором , олеумом , нитрующою сумішшю , перекисом водню при 100 °С і кілька більш високих , температурах. Високою стабільністю і стійкістю до окислювача відрізняються кремній-органічні масла.

### 6.2.3 Охолодження компресорів

Для безпечної роботи компресорних установок необхідно забезпечувати безперебійне і досить інтенсивне охолодження. У компресорах низького тиску і малої продуктивності обмежуються повітряним охолодженням.

У компресорах холодильних установок, де використовуються пари легко стискаються речовин, може з'явитися їх в циліндрі і розрив його під впливом гідравлічного удару. У таких випадках використовують тільки повітряне охолодження.

Оскільки зі збільшенням тиску температура спалаху мастила знижується, температура стисненого газу не повинна бути вище 160 °С в одноступінчатих компресорах і 140 °С в багатоступеневих. Водяне охолодження стінок і кришок циліндрів компресора при хорошій циркуляції води дозволяє забезпечити зниження температури стисненого газу до необхідної температури тільки при 4-6 кратному стисненні. При більш високого ступеня стиснення необхідно встановлювати проміжні виносні

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

холодильники для газу після кожного ступеня стиснення. Сконденсована рідина (щоб уникнути руйнівних гідравлічних ударів) повинна безперервно або періодично виводитися з холодильників. Водяне охолодження включають до пуску компресора. При припиненні подачі води необхідно негайно зупинити компресор. Великі компресорні установки постачають автоматичною сигналізацією і блокувальними пристроями, вимикати установку при підвищенні температури зворотної води вище передбаченої за регламентом. Кількість і температуру води розраховують по тепловому балансу. Неприпустимо з'єднання: кількох паралельних відводів води від різних ступенів компресора або від різних компресорів в одну трубку із загальним зливом в воронку, так як при цьому може залишитися непоміченим відсутність води в одному з об'єктів охолодження. [2]

#### **6.2.4 Очищення повітря**

Повітря, забруднене пилом, окалиною і продуктами корозії з трубопроводів, а також бризками масла, під час руху і компримування набуває заряд статичної електрики. При накопиченні великої заряду виникає іскра може спричинити займання газової суміші, нагару або масляного туману. Тому компресори та трубопроводи ретельно заземлюють.

Пил, осідаючи з мастилом, збільшує агар, при скупченні якого відбувається «заїдання» поршня і можливі аварії та вибухи. Засмоктуване повітря або газ ретельно очищають від пилу в матер'яних (суконних, фетрових) фільтрах, в зрошуваних скруберах, в спеціальних фільтрах з насадкою, змоченою вісциновим маслом, або в керамічних фільтрах. Для попередження аварій періодично очищають від нагару і промивають мильним розчином внутрішні частини компресора і трубопроводи. Хорошим засобом для промивання є 2-3% -ний розчин сульфанола. [2]

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

## 6.2.5 Арматура, конструкції та встановлення компресорів

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 «шунтовий» (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. [3]

Всі рухомі частини компресорів і приводів до них закривають огороженнями. Обертіві частини (колінчаті вали та ін.) Ретельно балансують, щоб уникнути аварії. Після кожного ступеня стиснення встановлюють конденсатор-холодильник і сепаратор-відділювач зрідженого газу. Кожний ступінь постачають манометром, термометром і запобіжним клапаном.

Дуже велику небезпеку становить підсмоктування повітря компресорами і газодувками, компрімується ацетилен, метан, водень та інші гази, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші. Щоб уникнути підсосу повітря усмоктувальні лінії завжди слід тримати під невеликим надлишковим тиском газу з газгольдера. Перед пуском систему продувають інертним газом. Компрімуваний 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. [14]

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72



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.

### 6.3 Герметичність

Герметичність - це непроникність рідинами і газами стінок і з'єднань, що обмежують внутрішні обсяги пристроїв і установок [13].

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. Цей принцип є також обов'язковим для вакуумних установок. Пристрої і установки, в яких використовується в процесі роботи принцип герметичності, можна скорочено назвати герметичними. [15]

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 мегапаскалей 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.

По-перше, порушення герметичності може бути пов'язано з вибухом. Тут слід розрізняти дві причини. З одного боку, вибух може бути наслідком порушення герметичності, наприклад, запалення вибухової суміші всередині

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

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.

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

-отримання опіків під впливом високих або, навпаки, низьких температур (термічні опіки) і через агресивність середовища (хімічні опіки);

-травматизма, 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; [10]

-радіаційная, що виникає, наприклад, при використанні в установках як теплоносії рідких радіоактивних металів, що володіють високим рівнем іонізуючого випромінювання;

-отруєння, пов'язані із застосуванням інертних і токсичних газів і ін.

#### **6.4 Вибухонебезпечність**

Джерелами виникнення вибуху може бути: недоброякісна мастило, гідропневмоудари, знаходження агрегату в зоні пожежі і вибухонебезпечних матеріалів.

Виробничі процеси повинні розроблятися так, щоб ймовірність виникнення вибуху на будь-якому вибухонебезпечному ділянці протягом року не перевищувала в розрахунку на окремий пожежонебезпечний вузол

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

(елемент) даного об'єкта або вибухонебезпечний ділянку (ГОСТ 12.1.010-76 «Вибухобезпека. Загальні вимоги»).

Вибухобезпека повинна бути забезпечена вибухопопередженням і вибухозахисних , а так же організаційно-технічними заходами.

Вимоги до взривопопередження . Для попередження вибуху необхідно виключити: а) утворення вибухонебезпечного середовища; б) виникнення джерела ініціювання вибуху.

Вибухонебезпечне середовище можуть утворити: суміші речовин (газів, парів, пилу) з повітрям і іншими окислювачами (кисень, озон, хлор, оксиди азоту та ін.); речовини, схильні до вибухового перетворення (ацетилен, озон, гідразин та ін.).

Джерелом ініціювання вибуху є: відкрите полум'я, палаючі і розпечені тіла; електричні розряди; теплові прояви хімічних реакцій і механічних впливів; іскри від удару і тертя; ударні хвилі; електромагнітні та інші випромінювання.

Запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища всередині технологічного обладнання необхідно забезпечити: герметизацією технологічного обладнання; підтриманням складу і параметрів середовища поза області і займання; застосуванням пригнічують (хімічно активних) і флегматизують (інертних) речовин; конструктивними і технологічними рішеннями, прийнятими при проектуванні виробничого обладнання та процесів.

Запобігання виникненню джерела ініціювання вибуху повинно бути забезпечено: регламентацією вогневих робіт; запобіганням нагріву обладнання до температури самозаймання вибухонебезпечного середовища; застосуванням засобів, що знижують тиск у фронті ударної хвилі; застосуванням матеріалів, які не створюють при зіткненні іскор; застосуванням засобів захисту від атмосферного і статичної електрики, що не

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		75

створюють струмів, струмів замикання на землю і т. д.; застосуванням вибухозахищеного обладнання; застосуванням швидкодіючих засобів захисного відключення можливих електричних джерел ініціювання вибуху; обмеженням потужності електромагнітних і інших випромінювань; усуненням небезпечних теплових проявів хімічних реакцій і механічних впливів.

Вимоги до вибухозахисту. Запобігання впливу на працюючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що виникають в результаті вибуху, і збереження матеріальних цінностей забезпечуються: встановленням невеликої кількості вибухонебезпечних речовин, які застосовуються в даних виробничих процесах; застосуванням вогнеперепинювачів, гідрозатворів, водяних і пилових заслонів, інертних що не підтримують горіння газових або парових завіс; застосуванням обладнання, розрахованого на тиск вибуху; обваловки і бункерування вибухонебезпечних ділянок виробництва або розміщення їх в захисних кабінах; захистом обладнання від руйнування під час вибуху за допомогою пристроїв аварійного скидання тиску (запобіжні мембрани і клапани); застосуванням швидкодіючих відсічних і зворотних клапанів; застосуванням систем активного придушення вибуху; застосуванням засобів попереджувальної сигналізації.

## **6.5 Пожежонебезпека**

Основи протипожежного захисту підприємств визначені ДСТУ 2272-93 "Пожежна безпека. Терміни та визначення".

Протипожежний захист має забезпечуватися: засобами пожежогасіння; автоматичними установками пожежної сигналізації та пожежогасіння; засобами індивідуального та колективного захисту людей від небезпечних факторів пожежі.

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		76

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

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

## 6.6 Вібрація

Характерною шкідливістю для багатьох видів обладнання є вібрація. Вона виникає при роботі агрегату, при наявності в ньому нерівноважених силових взаємодій (найчастіше вони періодичні).

Джерелами виникнення вібрації є: нерівноважені обертові маси агрегату; удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли); дефекти і розпущеності з'єднань окремих частин машини.

Вимоги регламентуються ГОСТ 12.1.012-96 «Вібраційна безпека. Загальні вимоги».

Вібробезпечного праці повинна забезпечуватися: дотриманням правил і умов експлуатації; підтриманням належного технічного стану машини; своєчасним проведенням планово-попереджувальних ремонтів; застосуванням засобів індивідуального захисту від вібрацій. [4]

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

## 6.7 Ураження електричним струмом

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

Вимоги з електробезпеки регламентовані ГОСТ 12.1.030 - 81 «Електробезпека. Захисне заземлення. Занулення».

Основними джерелами ураження електричним струмом є:

- випадковий дотик до токонесущим частин, що знаходяться в даний момент під напругою;
- несправність захисних засобів, за допомогою яких відбувається контакт робочого з струмоведучими частинами;
- поява напруги на металевих частинах виробничого обладнання (огорожах, корпусах і ін.) нормально не знаходяться під напругою. Останнє відбувається в результаті пошкодження ізоляції струмоведучих частин електрообладнання;
- контакт металевого обладнання з приводом, що знаходяться під напругою.

Для забезпечення безпеки при обслуговуванні електрообладнання потрібно належна ізоляція проводів, застосування блокуючих пристроїв і елементів , застосування захисних засобів і заземлення. Захисного заземлення та занулення підлягають металеві частини, електроустановок, доступні для дотику людини і не мають інших видів захисту, що забезпечують електробезпеку.

Важливим засобом захисту від появи небезпечної напруги на металевих частинах технологічного устаткування є захисне відключення. Це відключення здійснюється за допомогою автоматичних вимикачів ,

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

контакторів і магнітних пускачів. У тих випадках , коли є відкриті електричні контакти вони обов'язково повинні бути закриті ізолюючими кришками.

Перед включенням напруги після монтажу або ремонту необхідно переконається в справності заземлення.

### **6.8 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;
- лугу - фіолетовий;
- рідини 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, вогнебезпечні, легкозаймисті речовини;

- зелені - безпечне або нейтральне речовини;
- жовті - токсичні речовини.

Крім того, жовтими кільцями позначають інші види небезпек (високий вакуум, високий тиск, наявність радіації). При нанесенні кільце жовтого кольору на трубопроводи з розпізнавальним фарбуванням газів і кислот і кільце зеленого кольору на трубопроводи з розпізнавальним фарбуванням

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		79

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.

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.

На трубопроводах повинні бути справними і належним чином відрегульованими зворотні, редуційні, запірні, запобіжні клапани.

Трубопроводи періодично підлягають зовнішньому огляду і гідравлічного випробування. При зовнішньому огляді визначається стан зварних і 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 знизилася, а в зварних швах, трубах, корпусах арматури не встановлені ознаки розривів, витікань або запотівання.

## **6.9 Шум при роботі агрегату**

Характеристики та допустимі рівні шуму на робочому місці. Є характеристики постійного шуму на робочих місцях є рівні звукового тиску в октавних смугах з середньгеометричними частотами

					КМ 04.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80



Таблиця 6.1 - Нормування за граничним спектром шуму

Октавні смуги зі середньгеометричні частоти, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рівні звукового тиску, дБ	107	95	87	82	78	75	73	71	69

Також можна нормувати загальний рівень шуму, за шкалою А шумоміра, використовується для орієнтовної оцінки постійного і непостійного шуму, в цьому випадку не враховується частотний спектр шуму.

Характеристикою непостійного шуму на робочих місцях є інтегральний критерій - еквівалентний (по енергії) рівень звуку в А, який визначається відповідно до довідковим додатком.

Додатково для коливного в часі і переривчастого шуму обмежують максимальні рівні звуку в А, виміряні на тимчасовій характеристиці «повільно», а для імпульсного шуму - максимальний рівень звуку в А1, виміряний на тимчасовій характеристиці «імпульс».

Допускається як характеристики непостійного шуму використовувати дозу шуму або відносну дозу шуму.

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях слід приймати : для широкосмугового постійного та непостійного (крім імпульсного) шуму - по таблиці.

Забороняється навіть короткочасне перебування в зонах з октановими рівнями звукового тиску понад 135 дБ в будь-якій октановій смузі:

										Лист
										81
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КМ 04.00.00.00 ПЗ					

- для тонального та імпульсного шуму - на менше значень, вказаних в таблиці;

- для шуму, створюваного в приміщеннях установками кондиціонування повітря, вентиляції і повітряного опалення - на менше фактичних рівнів шуму в цих приміщеннях (виміряних або певних розрахунком), якщо останні не перевищують значень, зазначені в таблиці (поправку для тонального та імпульсного шуму в цьому випадку - знімати не слід), в інших випадках - на менше значень, зазначених в таблиці.

Захист від шуму. При розробці технологічних процесів, проектуванні, виготовленні та експлуатації машин, виробничих будівель і споруд, а також при організації робочого місця мають бути вжиті всі необхідні заходи щодо зниження шуму, що діє на людину на робочих місцях, до значень, що не перевищують допустимі: розробкою шумобезопасной техніки; застосуванням засобів і методів колективного захисту по ГОСТ 12.1.029-80 «Засоби і методи захисту від шуму. Класифікація» ; застосуванням засобів індивідуального захисту по ДСТУ 352-1-2002 «Засоби індивідуального захисту органів слуху. Вимога безпеки і випробування». [4]

Зони з рівнем звуку або еквівалентним рівнем звуку вище А повинні бути позначені знаками безпеки за ГОСТ 12.4.026-76 «Кольори сигнальні і знаки безпеки».

Працююча в цих зонах адміністрація зобов'язана забезпечувати засобами індивідуального захисту згідно з ДСТУ 352-1-2002.

На підприємствах, в організаціях та установах повинен бути забезпечений контроль значень шуму на робочих місцях не рідше одного разу на рік.

Зниження рівня звуку. При роботі компресорної установки шумствворюється зворотними клапанами, фільтрами на всмоктуючої лінії, що обертаються частинами, зубчастими передачами обладнання, що рухаються

									Лист
									82
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

по трубопроводах повітрям, а також несправними та зношеними деталями. Шуми відбуваються також під час продування посудин і трубопроводів. При швидкості повітряного потоку більше з'являється додатковий шум у клапанах і вигинах трубопроводів. Шум від компресора зазвичай поширюється по повітропроводах, а також по їх стінках, каркасів будівлі компресорного підприємства. Шум шкідливо відбивається на здоров'ї обслуговуючого персоналу компресорних установок. Працюючи в умовах шуму, цей персонал часто поступово втрачає слух і працездатність. Якщо обслуговуючий персонал перестане чути сигнали контрольно-вимірювальних приладів, а також засобів автоматики, це може призвести до травм і до аварії компресорної установки. [14]

Рівень звуку на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях і по території підприємств відповідно до санітарних норм проектування промислових підприємств і ГОСТ 12.1.003-83 «Шум. Загальні вимоги безпеки» при тривалій безперервній роботі компресорів не повинен перевищувати 85 за шкалою А. Якщо рівень звуку перевищує цей рівень, необхідно вжити заходів до зниження виробничого шуму до встановленої величини. Це можна здійснити шляхом[15]:

- розміщення компресорів в звукоізоляційній камері;
- застосування віброізолюючих підстав будівельних конструкцій будівлі компресорної станції;
- застосування звукоізолюючих прокладок в місцях з'єднання компресора з повітропроводами і іншими частинами, а також спеціальних глушниківна повітропроводах продувки судин і вихлопу повітря в атмосферу;
- установки металевих щитів у фільтрів всмоктування повітря;
- покриття глушників, стін і дахів в приміщенні компресорної станції звукопоглинальними матеріалами;

										Лист
										83
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

- машиністам рекомендується застосовувати спеціальні шоломи.

## **6.10 Безпека в надзвичайних ситуаціях**

До техногенних відносяться НС, походження яких пов'язане з виробничо-господарською діяльністю людини на об'єктах техносфери. Як правило, техногенні НС виникають внаслідок аварій, що супроводжуються мимовільним виходом в навколишній простір речовини і (або) енергії.

Базова класифікація НС техногенного характеру будується за типами і видам надзвичайних подій, що ініціюють НС:

1. транспортні аварії (катастрофи) - можуть бути двох видів: що відбуваються на виробничих об'єктах, не пов'язаних безпосередньо з переміщенням транспортних засобів (депо, станції, автовокзали, порти та ін.), і трапляються під час руху транспортних засобів. Перший вид носить загальний характер, другий - специфічний, пов'язаний здебільшого з важкими наслідками. Такі події, як видалення місця катастрофи від великих населених пунктів, складність доставки туди рятувальних формувань і велике число постраждалих, які потребують термінової хірургічної допомоги вважаються окремим типом НС;

2. пожежі, вибухи, загроза вибухів - найпоширеніші ЧС в сучасному індивідуальному суспільстві найбільш часто зустрічаються і, як правило, з важкими соціальними, економічними наслідками;

3. аварії з викидом (загрозою викиду) ХОВ - класифікація НС з ними може бути проведена, наприклад, за масштабом поширення отруйної речовини, його вражаючим властивостями, тривалості дії і т.д. Деякі токсичні речовини в певних умовах (при пожежах) в результаті хімічних реакцій можуть утворювати отруйні сполуки. Всі ці ситуації також вимагають окремого обліку;

4. аварії з викидом (загрозою викиду) РВ - відносяться до самостійного типу. Виникнення їх можливо на радіаційно-небезпечних об'єктах: атомні станції, підприємства з виготовлення і переробки ядерного палива,

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		84

захоронення радіоактивних відходів, науково - дослідні і проектні організації, які мають ядерні реактори, практичні стенди, збірки і т.п. Серйозну небезпеку становить транспортування радіаційно-небезпечних матеріалів;

5. аварії з викидом (загрозою викиду) біологічно небезпечних речовин - не часте явище. Однак, з огляду на тяжкість наслідків в разі потрапляння чужих біологічно небезпечних речовин в навколишнє середовище, такі аварії відображені в класифікації окремо, але без великої деталізації;

6. раптове обвалення будівель, споруд - подібного типу події відбуваються не самі по собі, а ініціюються якими - то побічними факторами: велике скупчення людей на обмеженій площі, сильна вібрація, викликана проходять залізничними складами, надмірне навантаження на верхні поверхи будинків і т.д . Наслідки їх важко передбачувані. Зазвичай вони призводять до великих людських жертв.

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		85

## **ВИСНОВКИ**

1. Розрахунки показали, що для зрідження природного газу може бути використаний азотний цикл в якості додаткової речовини для відбору теплоти.
2. Виконані варіантні розрахунки показали, що на задані параметри найкращим варіантом буде одновальний, триступеневий, двухпоточний відцентровий компресор.

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		86

## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение. Ленинград. Отд-ние, 1982, 271. с.
2. Моравский А. В. Газотурбинный наддув дизелей и расчет турбокомпрессоров / А. В. Моравский. – М.: МАСИ, 1991. – 47 с.
3. Теория и расчет турбокомпрессоров / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин, С.А. Анисимов и др. – Л.: Машиностроение, 1986. – 392 с.
4. Ден Г.Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров / Г.Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1980. – 232 с.
5. Калінкевич М. В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: Навчальній посібник. – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 55с.
6. Калінкевич М. В. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування «Розрахунок вихідних пристроїв відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин». – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 37 с.
7. Калінкевич М. В. Методичні вказівки до практичних занять, курсового і дипломного проектування «Розрахунок дифузорів відцентрового компресора» з курсу «Проектування турбомашин». – Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 23 с.
8. Калинин Н.В. Газодинамический расчет рабочих колес центробежных компрессороа: учебное пособие Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 55с
9. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. М. – Л., Изд. «Машиностроение», 1964. – 336 с.
10. Ястребова Н. А. Технология компрессоростроения / Н. А. Ястребова и др. – М. : Машиностроение, 1987. – 334 с.
11. Холодильные машины: Учебн. для вузов по специальнос "Холодильные машины и установки" / Под общ. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1985. – 510 с., ил.

										Лист
										87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

12. Сердюков С. Г., Ходорков И. Л. Типовой мини завод по производству сжиженного природного газа на газоредуцирующих станциях (ГРС) магистральных газопроводов // Холодильный бизнес. 2001. № 6. С. 36–38.
13. Бармин И.В., Кунис И.Д. Сжиженный природный газ вчера, сегодня, завтра – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009 – 256с.: ил.
14. Кириллов Н. Г. Сжиженный природный газ: области применения и технологии производства // Холодильный бизнес. 2002. № 6. С. 8–11.
15. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. - Л.: Химия, 1982.-582с.

					<i>КМ 04.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						88
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		