

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

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

«_____» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня магістр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна
техніка»

на тему: «Розроблення відцентрового компресора установки
отримання скрапленого природного газу»

Здобувача групи К.м-21 Ткачука Сергія Васильовича

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

_____ Сергій ТКАЧУК
(підпис)

Керівник доцент кафедри ТТФ, к.т.н., доц. Сергій ШАРАПОВ _____
(підпис)

Зміст

	С.
Вступ.....	4
1 Способи отримання скрапленого природного газу.....	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 Охорона праці	57
4.1 Небезпечні і шкідливі фактори відцентрового компресора.....	57
4.2 Безпека експлуатації компресорі.....	58
4.3 Герметичність.....	63
4.4 Вибухонебезпечність.....	65
4.5 Пожежонебезпека.....	67
4.6 Вібрація.....	67

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>		
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
<i>Разраб.</i>		Ткачук			<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		Шарапов				2	77
<i>Н.контр</i>		Шарапов			<i>СумДУ К.м-21</i>		
<i>Утверд.</i>		Ванєєв					

4.7 Ураження електричним струмом.....	67
4.8 Безпека при експлуатації трубопроводів.....	68
4.9 Шум при роботі агрегату.....	70
4.10 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	73
Висновки.....	75
Перелік використаної літератури.....	76

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		3

ВСТУП

Скраплення природних газів вказує на перехід природного газу у рідкий стан за температур, що нижчі за його критичні значення.

Рідкий природний газ (СПГ) є безбарвною і беззапаховою рідиною, не є токсичним. Його температура кипіння становить від -158 до -163 °С. Сучасний СПГ складається переважно з 85-95% метану, що є основним компонентом, та 5-15% етану, пропану, бутану, азоту. Для виділення цих компонентів застосовується процес скраплення природного газу, який поєднується з процесами низькотемпературного фракціонування.

Головною перевагою скрапленого метану є те, що при атмосферному тиску і температурі $-161,45$ °С кожен кубометр займає об'єм, що менший на 600 разів, ніж у газоподібному стані. Це дозволяє ефективно транспортувати газ на великі відстані, використовуючи автошляховий, залізничний, річковий та морський транспорт. Газ транспортується і зберігається при температурі, близькій до його точки кипіння при -160 °С і при тиску 0,2-6 атмосфер. Крім того, скраплення застосовується для резервування природного газу з метою подальшого його використання в періоди пікового споживання газу, оскільки запаси скрапленого газу можна створювати в будь-якому місці, незалежно від геологічних умов [3].

Скраплений природний газ (СПГ) застосовується як альтернативне паливо для автомобільних двигунів, а також для портативних електростанцій та в промисловості, де використовується для термічної обробки металів, проведення технологічних процесів і інших цілей [4].

Джерелами скрапленого вуглеводневого газу служать як штучні, так і природні нафтові газу. Наприклад:

а) попутний нафтовий газ, який утворюється на газобензинових заводах;

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		4

б) газ, що виникає під час термічної і термокаталітичної переробки нафти і нафтопродуктів на установках термічного і каталітичного крекінгу, піролізу і коксування, а також при алкілюванні та інших процесах;

в) Штучні гази, які виробляються на заводах для синтезу моторного палива (заводи деструктивно-гідрогенізаційної переробки вугілля і важких нафтопродуктів, синтезу моторного палива з оксиду вуглецю і водню та інші);

г) Природні гази, які містять, крім метану, певну кількість більш важких вуглеводнів. Вміст більш важких вуглеводнів (пропану і бутану) в природних газах невеликий, тому рідко отримують розчинений газ з цих джерел;

д) Родовища газоконденсатів, які мають промислове значення.

Природний газ, який часто виникає як супутній продукт при видобутку нафти, представляє собою цінний енергетичний ресурс. У природних умовах, в пластах, газ перебуває в газоподібному стані, утворюючи окремі скупчення, відомі як газові поклади, або в розчиненому стані в нафті, утворюючи газові шапки на нафтогазових родовищах.

Найбільш цінні для отримання рідких вуглеводневих газів є попутні нафтові гази, у яких вміст метану досить великий (до 97%). Після вилучення важких вуглеводнів з цих газів, їх можна також перетворити у скраплений метан.

Гази, що виокремлюються з нафти після проходження сепараторів, містять приблизно 30% пропану, 30-35% бутану та приблизно 30% газового бензину. Ці гази, отримані під час стабілізації нафти, представляють значущий ресурс для виробництва рідких газів, які, як правило, виділяються на газобензинових заводах.

За оцінками експертів, виробництво скрапленого газу (СГ) є однією з найшвидше зростаючих галузей на ринку енергетичних ресурсів. На 2007 рік обсяг продажів зрідженого газу становив приблизно 27% від світових експортних продажів. В цей період багато європейських країн розглядали

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		5

можливість інвестицій у інфраструктуру для імпорту СГ, зокрема в потужності для транспортування зрідженого газу [3].

Спеціалісти в галузі міжнародної торгівлі склали таблицю найбільших експортерів СПГ, яку можна знайти нижче.

Таблиця 1–Найбільші споживачі та експортери скрапленого природного газу на 2010р. (в млрд.м³)

Країни-споживачі	Обсяг споживання СПГ	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 СКРАПЛЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Схеми технології обробки СПГ розрізняються в залежності від обраного холодильного циклу, який вибирається відповідно до мети зрідження природного газу, а також враховуючи тиск і склад газу, що вводиться в устаткування [2].

Промислові методи зрідження природного газу базуються на випаровуванні рідини, використанні ефекту Джоуля-Томсона та процесі адіабатного розширення газу (застосовується в спеціальних машинах, наприклад, детандерах).

Ефект Джоуля-Томсона визначає зміну температури при стаціонарному адіабатичному дроселюванні [5].

Існують різні холодильні цикли, які базуються на використанні ефекту Джоуля-Томсона. Ці включають цикл із одноразовим дроселюванням, цикл із одноразовим дроселюванням та попереднім охолодженням спеціальним потоком із стороннім холодоагентом (наприклад, азот, аргон і т. д.) та цикл із подвійним дроселюванням.

Розширювальні схеми представляють значний інтерес через можливість використання більш економічних центробежних машин. Однак розширювальні цикли вимагають більше енергії, приблизно на 20-30%, ніж каскадні цикли. Охолодження досягається за допомогою ізоентропійного розширення метану в турбодетандері. Потік газу, який перед цим очищено від води, вуглекислого газу та інших забруднень, зріджується під тиском завдяки теплообміну з холодним розширеним газовим потоком.

У даному проекті описано концепцію створення заводу з виробництва скрапленого природного газу (СПГ) за допомогою холодильного циклу з детандерним охолодженням. Основна ідея полягає в використанні ізоентропійного розширення робочого тіла в турбодетандері, де енергія стиснутого газу використовується для приводу компресора.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

Особливість цього проекту полягає в тому, що процес розширення відбувається в детандер-компресорному агрегаті (ДКА), де турбіна і компресор розташовані на одному валу. Це надає можливість використовувати енергію стисненого газу та передавати її для приводу компресора.

Описане компресорне обладнання може бути використане для реалізації установки з виробництва СПГ.

Компресор – це пристрій індустріального призначення, створений для стиснення повітря та інших газів та їх подачі під тиск. Компресор виступає як складова частина компресорної установки, де повітря або інший газ стискається до певного тиску для подальшого використання. З технічного погляду компресори поділяються на поршневі та гвинтові, а за принципом дії – на лопатеві та об'ємні. Різноманіття компресорів визначається різноманітністю їхніх застосувань та вимогами використання даного обладнання [2].

Відцентровий компресор – це динамічний компресор, в якому дія на потік стиснутого газу здійснюється лопатками робочого колеса. Такі компресори використовуються в установках для скраплення газу, і їх робота передбачає проведення розрахунків за схемою одновального компресора.

Альтернативою традиційним компресорам може бути багатовальний компресор. З цієї причини відцентрові багатоступінчасті компресори (МВК) набувають все більшого розвитку. Зараз понад 26 компаній у світі виробляють і постачають ці компресори, які мають продуктивність від 30 до 5000 м³/год при тиску нагнітання до 5 МПа. Багатовальні компресори мають ряд переваг, таких як можливість використання осьового входу для всіх ступенів і вибір оптимальної частоти обертання для кожної пари робочих коліс. Це разом з охолодженням газу після кожного ступеня дозволяє досягти високих рівнів коефіцієнта корисної дії ККД.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		8

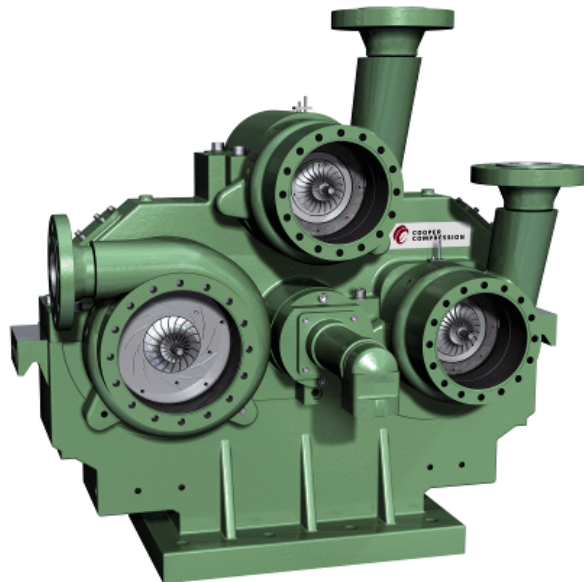


Рисунок 1.1 – Зовнішній вигляд модульного трьохвального відцентрового компресора компанії CooperTurbocompressor

Мультиплікаторні (багатовальні) компресори представляють собою багатоступеневі машини, де окремі ступені приєднані до корпусу мультиплікатора.

Кожен ступінь складається з конуса всмоктування, збірної камери з дифузором і робочого колеса. Індивідуальні ступені відокремлені від простору мультиплікатора завдяки лабіринтним ущільненням, що заповнені буферним газом. Цей газ перешкоджає потраплянню парів масла в стискуваний газ.

Мультиплікатор складається з низькообертаючого вала з центральним зубчастим колесом і одного або кількох швидкообертаючих валів (шестерень). До консольних кінців цих валів прикріплені робочі колеса з просторово закрученими лопатками. Компресор оснащений проміжними охолоджувачами між окремими ступенями, а перший ступінь (або кілька ступенів) може мати поворотні напрямні лопатки на всмоктуванні, що дозволяє широкий діапазон роботи [9].

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		9

2 УСТАНОВКА ДЛЯ ОТРИМАННЯ СКРАПЛЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ

Схема установки для отримання зрідженого природного газу с початковим тиском $P_1=0,3$ МПа наведена на рисунку 2.1.

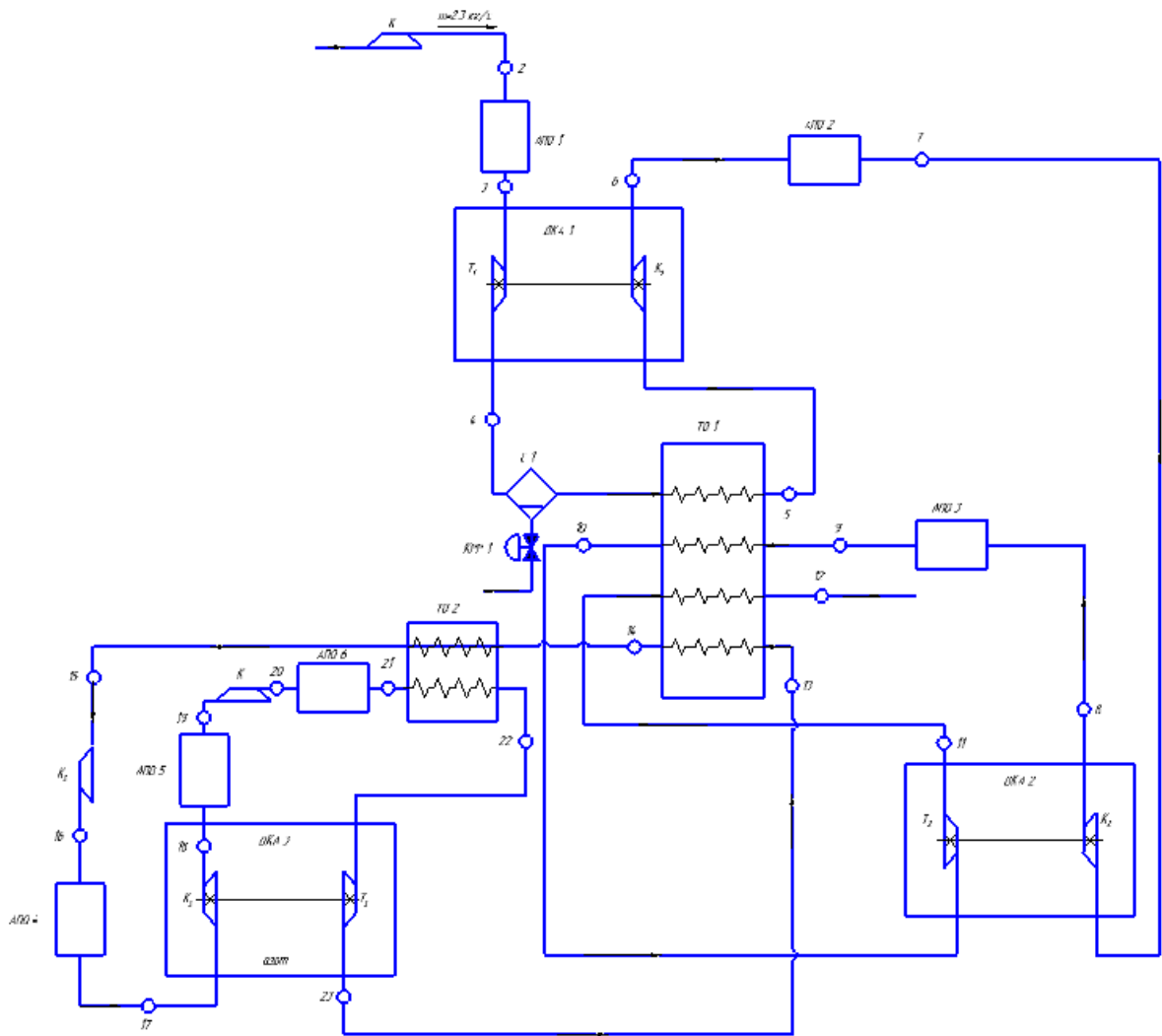


Рисунок 2.1 – Схема установки для отримання скрапленого природного газу

Дана схема призначена для зрідження природного газу в родовищах з низьким тиском газу.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

К 15М.00.00.00 ПЗ

Лист

10

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.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		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. [5]

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;

ρ - густина, кмоль/м³;

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.

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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;

ΔH - 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;

ΔS - 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;

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						13
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

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 $\frac{C_p}{C_v}$. Для зручності порівняння в таблицях наведені значення X -

I , тому що за іншими методиками значення X розраховуються як $X = \frac{T}{z} \cdot \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p$ [3].

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.

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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, α, γ), 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.

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						15
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

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, 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^s (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, 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

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

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\partial \eta_T = 0,85 \quad \partial \eta_T = 0,85.$$

Тоді параметри в турбіні визначається від точки 3 до точки 4^D

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

Відповідно до вихідних даних за програмою, отримуємо:

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

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:

$$P_4 = 1,1 \text{ бар}; T_4 = 148 \text{ K},$$
$$P_5 = 1 \text{ бар}; T_5 = 190 \text{ K}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

4. К1-компресор детандер-компресорного агрегату 1

Параметри для ізоентропійного циклу.

Параметри в компресорі визначаються від точки 5 до точки 6^S (рис. 2.1) У компресорі газ стискається, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Початкові дані:

$$P_5 = 1 \text{ бар}; T_5 = 190 \text{ K},$$
$$P_6 = 8,5 \text{ бар}; T_{6S} = 327 \text{ K}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою, отримуємо:

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

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						17
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Для дійсного процесу розширення.

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

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

Тоді параметри в компресорі визначається від точки 5 до точки 6^Д

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою, 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, 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^С (рис. 2.1). В компресорі газ стискується, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Для ізоентропійного процесу.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		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.

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

де $\eta_K = 0,8$.

Тоді параметри в компресорі визначаються від точки 7 до точки 8^D

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

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.

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		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, 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^S 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, 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:

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

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

Тоді параметри в турбіні визначаються від точки 10^D 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, отримуємо:

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						20
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

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

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

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, 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 _п , МПа	P _к , МПа	T _п , К	T _к , К	Δh, кДж/кг	Δs, кДж/кг*К
2-3	2,25	2,1	330	300	-70,1	-0,188
3-4 ^s	2,1	0,11	300	119	-328,4	-0,183
3-4 ^d	21	0,11	300	148	-279	0,19
4-5	0,11	0,1	148	190	75,4	0,5
5-6 ^s	0,1	0,85	190	327	278	0,005
5-6 ^d	0,1	0,85	190	357	349	0,21
6-7	0,85	0,81	357	300	-133,4	-0,38
7-8 ^s	0,81	3,5	300	414	264	0,005
7-8 ^d	0,81	3,5	300	438	323	0,159
8-9	3,5	3,3	438	300	-354	-0,94
9-10	3,3	3,0	300	270	69	-0,2
10 ^s -11	3,0	0,11	290	111	-309	-0,01
10 ^d -11	3,0	0,11	270	111	-262	0,16
11-12	0,11	0,1	111	110	516	

2.4 Розрахунок параметрів у характерних точках циклу азоту

Склад азоту:

Азот (N₂)-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:

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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:

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

3. КЗ-компрессор.

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

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Для ізоентропійного процесу.

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^Д

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

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

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Параметри в компресорі визначаються від точки 17 до точки 18^S (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^D

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

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:

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

7. ТО2 – двухпоточный теплообменный аппарат.

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 19 до точки 20 (рис. 2.1) В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т3 и К4.

Початкові дані:

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

8. Т3 – турбіна детандер-компресорного агрегату 3. На початку визначаємо параметри для ізоентропійного циклу.

Параметри в турбіні визначаються від точки 20 до точки 21^S (рис.2.1) В турбіні відбувається розширення в результаті якого падає температура і тиск.

Початкові дані:

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Результати всіх розрахунків по азоту показані в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахунок параметрів азотного циклу

Процес точки	Вихідні параметри				Результати розрахунків	
	P_{II} , МПа	P_K , МПа	T_{II} , К	T_K , К	Δh , кДж/кг	Δs , 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 ^s	0,25	1,8	210	369	164,7779	-0,0005
15-16 ^d	0,25	1,8	210	407	205,0487	0,1034
16-17	1,8	1,78	407	300	-113,6992	-0,3209
17-18 ^s	1,78	2,35	300	381	85,5282	0,1698
17-18 ^d	1,78	2,35	300	402	107,8741	0,2269
18-19	2,35	2,33	402	300	-109,0293	-0,3104
19-20 ^s	2,33	5,4	300	383	85,6813	0,0014
19-20 ^d	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 ^s	5	0,3	223	91	-134,4613	0,0040
22-23 ^d	5	0,3	223	107	-107,5691	0,0963

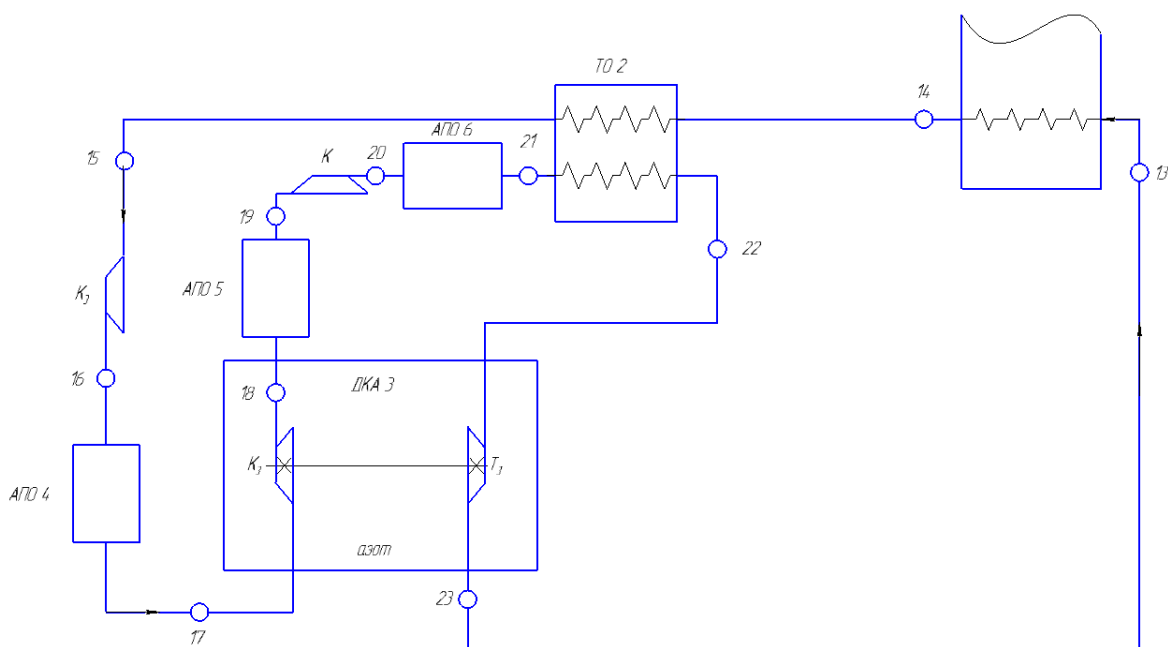


Рисунок 2.2 – азотний цикл з використанням одновального двухпоточного компресора компресора.

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, ρ_{II} , кг/м ³	4,05
Коефіцієнт стисливості	0,9954...1,0018
Різниця ентропій, Δs , кДж/кг*К	0,0039
Різниця ентальпій, Δi , 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;

Δh_a – різниця ентальпій по азотному циклу з процесу 13–14;

Δh_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;

Δh_a – різниця ентальпій по азотному циклу з процесу 13–14;

Δh_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 ρ_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 ρ , різниця ентальпій Δi . [5]

Розрахунок виконується послідовно для кожного ступеня .

					К 15М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Значення коефіцієнта витрати φ_{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	φ_{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_{w1z} 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_{c2z} береться не більшим за 0,9.

6. Значення колової швидкості, яке обмежене міцністю, залежить від матеріалу і технології виготовлення робочих коліс. Для сталевих 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

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

(3.7)

9. Абсолютна швидкість потоку газу на виході з робочого колеса

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

10. Зміна температури у ступені

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

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}

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

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						30
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

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 τ_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.

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						31
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

К 15М.00.00.00 ПЗ

Лист

32

Керуючись тим, що велика об'ємна витрата газу на вході (750) м³/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
τ_2	-	0,90
П	-	7,20
T _н	К	210,00
Z _{вх}	-	0,98
R	Дж/(кг*К)	297,00
C _{рвх}	Дж/(кг*К)	1056,00
K _{вх}	-	1,40
u _{2р}	м/с	300,00
Mw _{1m}	-	0,80
Mc _{2m}	-	0,80
V _н	м ³ /хв	375,00
n _п	об/хв	10000,00
σ	-	2,9050
ΔT_s	К	178,269
L _{пс}	Дж/кг	153124
$\psi_{г2}$	-	0,7678
$\psi_{г}$	-	0,6564
a ₂	град	21,34
a _{зв}	м/с	291,83
u _{2w1}	м/с	350,19
u _{2с1}	м/с	283,22
Y	-	3
c ₂	м/с	229,87
u ₂	м/с	278,86
$\Delta T_{ст}$	К	59,4230
Mw ₁	-	0,637
Mc ₂	-	0,7299
D ₂	м	0,5527
1 СТ	-	
T _{2i}	К	239,9300
ϵ_{2i}	-	1,3133
B _{2i}	-	0,08
2 СТ	-	
T _{2i}	К	291,4900
ϵ_{2i}	-	2,0083
B _{2i}	-	0,0523
3 СТ	-	
T _{2i}	К	355,0500

ε_{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

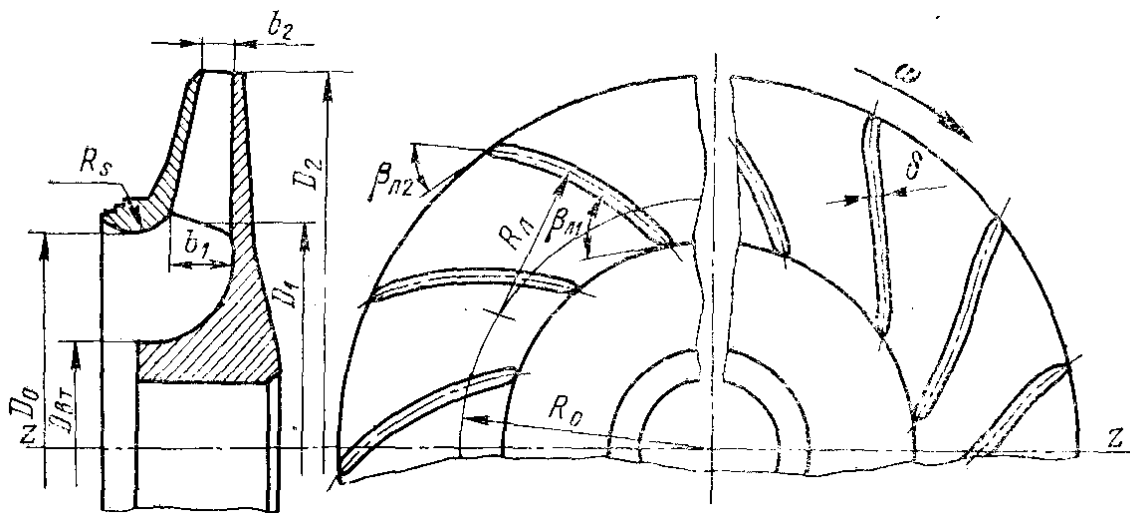


Рисунок 3.1 – Схема и основні розміри робочого колеса

Послідовність розрахунку приведено нижче. [8]

3.1. Критична частота обертання :

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

3.2. Відносний діаметр вала :

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

3.3. Діаметр валу під робочим колесом :

$$d_в = \bar{d}_в \cdot D_2. \quad (3.22)$$

3.4. Діаметр втулки першого колеса :

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

3.5. Відносний діаметр втулки першого колеса :

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

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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:

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	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	К 15М.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 φ_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 α_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 ψ_{T2} , колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 , абсолютна швидкість потоку на виході з робочого колеса c_2 , зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , ширина робочого колеса b_2 , кут потоку газу між абсолютною та коловою

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						38
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

швидкостями на виході РК α_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 ρ_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 τ_4 . Крім того, потрібно задати значення оптимальної густоти лопаткової решітки $(L/t)_{\text{опт}}$ і значення емпіричного коефіцієнта k_F .

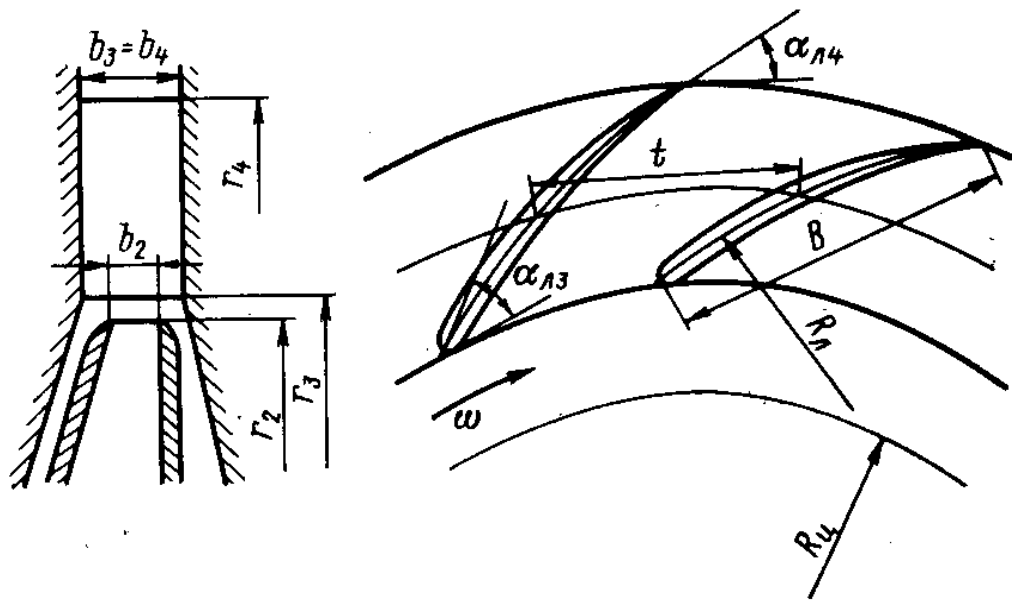
Для лопаткового дифузора D_3 є діаметр, на якому містяться вхідні кромки колової решітки. Значення D_3 можна вибрати з діапазону $D_3=(1,08-1,25)D_2$, при чому більші значення задаються для більших чисел Маха M_{c2} і більших значень кінцевого тиску компресора.

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 τ_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.

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						39
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



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>K 15M.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:

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

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>K 15M.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:

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

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		43

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/м3
Коефіцієнт стисливості газу	Zn	0.998	
Газодинамічна функція	σ	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	м3/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 ³	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 ³	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 ³

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

Zn	0.998				
R	297.00	Дж/(кг.К)			
σ	2,905				
Ku	1.300				
Ktr	1.350				
Kf	1.000				
гкр/В4	7.00				
Результати розрахунку					
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				
ρ_5	6.300	кг/м3			
ρ_6	6.320	кг/м3			
T5	265.29	К			
T6	265.72	К			
P5	0.495	МПа			
P6	0.498	МПа			
τ_5	0.899				
τ_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	ΔT
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

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			
Cp	1056.0	Дж/(кг.К)			
ρп	4.000	кг/м3			
Zп	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.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		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 θ . 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}_θ є пропорційною центральному куту θ :

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

де θ – 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;

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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 ρ_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 α_4 ;
- об'ємна витрата газу на вході у компресор V_n ;
- колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса u_2 ;
- коефіцієнт внутрішнього (повного) напору ψ_1 .

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 θ беруться такими самими.

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		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 $b_{\text{сеп}}/h_{\text{к}}$, використовуючи рисунок

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

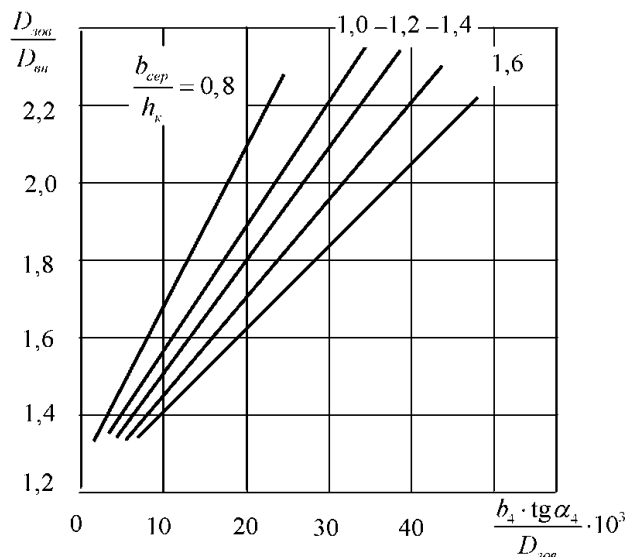


Рисунок 4 – Залежність $\frac{D_{\text{зов}}}{D_{\text{вн}}}$ від $\frac{10^3 \cdot b_4 \cdot \text{tg} \alpha_4}{D_{\text{зов}}}$

3) Визначення ширини збірної камери:

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

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>K 15M.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:

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

Проектний розрахунок збірної камери.

Таблиця 3.10 – Результати розрахунків в Microsoft Excel 2010

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

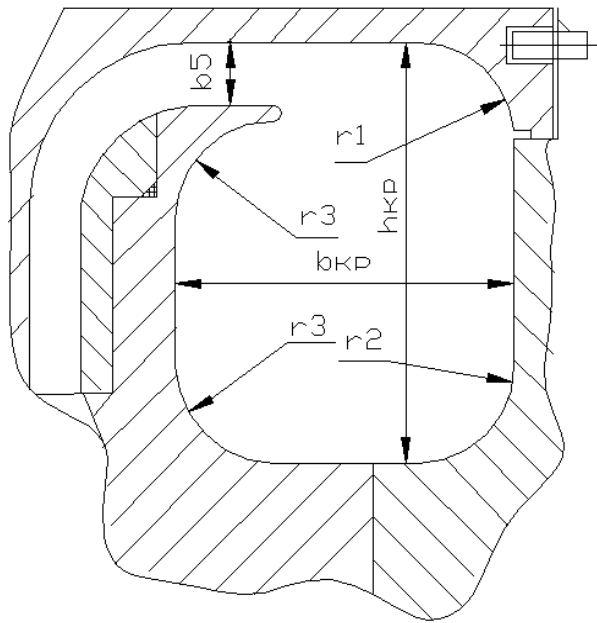


Рисунок 3.3 – Геометрія прямокутного поперечного перерізу кільцевої збірної камери

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;

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

$\left(\frac{\alpha_{кр}}{\alpha}\right)^2 = 1,43$ – 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:

$$\bar{m}_л = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{\frac{1 - \frac{P_2^2}{P_1^2}}{z}} \cdot P_1 \cdot \rho_1 = 1,4 \cdot 6,5 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{\frac{1 - (1,65)^2}{6}} \cdot 0,392 \cdot 10^6 \cdot 3,84 = 0,31 \text{ кг / с},$$

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:

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

					К 15М.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

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

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

Наближено можна прийняти, що $\frac{\Delta P_{л}}{\rho_{л}} = \frac{3}{8} \cdot (1 - \bar{D}_1^2) \cdot u_2^2$, 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:

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

Коефіцієнт перетоків через ущільнення покривного диска:

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

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

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4 Охорона праці та безпека

в надзвичайних ситуаціях

4.1 Небезпечні і шкідливі фактори компресорних установок

Небезпечним виробничим фактором вважається той, чий вплив на працюючого в певних умовах може призвести до травми або іншого раптового і серйозного погіршення здоров'я. У випадку, коли цей фактор спричинює захворювання або зниження працездатності, його класифікують як шкідливий.

Шкідливі чинники погіршують умови праці та зменшують продуктивність працівника, а при тривалому впливі можуть призвести до професійних захворювань, загострення інших захворювань, непов'язаних з виробництвом, та зниження опірності організму. Рівень і тривалість впливу шкідливого виробничого фактора визначають його ступінь небезпеки.

У джерелі [14] наводиться класифікація елементів умов праці, які виконують роль небезпечних та шкідливих виробничих факторів. Ці елементи розділені на чотири основні групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізичні.

Запобігання виникненню шкідливих виробничих факторів можливе лише при строгому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених санітарними нормами (СН), відповідними главами будівельних норм і правил (СНиП) і державними стандартами.

Термін "шкідливі" застосовується до речовин, які, у випадку порушення вимог безпеки, можуть призвести до виробничих травм, професійних захворювань або відхилень в стані здоров'я. Ці ефекти можуть виявлятися як під час роботи, так і у віддаленій перспективі в житті поточного покоління та наступних поколінь, і визначаються за допомогою сучасних методів дослідження.

Основні небезпечні та шкідливі фактори включають:

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		57

- Вплив предметів, що розлітаються внаслідок вибуху або від значних статичних і динамічних навантажень, таких як тиск газу чи повітря, статичні і циклічні навантаження, а також вібрація.

- Підвищена температура поверхні компресора і трубопроводів, що може створювати ризик опіків та інших теплових ушкоджень.

- Вплив віброшуму на працюючих, що може викликати негативний вплив на слух та загальний стан здоров'я.

- Порушення чистоти повітря в робочій зоні, особливо при витоках газу та викидах відпрацьованих газів, які можуть викликати отруєння.

- Електромагнітний вплив на працюючих, що може виникати в результаті електромагнітної дії обладнання.

- Підвищене значення напруги в електромережі та коротке замикання, які можуть призвести до протікання електричного струму через тіло людини.

- Підвищена рухливість повітря, яка може викликати тяжкості дихання та інші проблеми з дихальною системою.

- Гострі кромки на поверхні деталей та інструменту, що можуть спричиняти травми при контакті.

Надійність та безпека обладнання враховуються під час проектування, гарантуються на етапі виробництва, контролюються під час експлуатації і відновлюються під час ремонту.

Проектування, виготовлення, монтаж, налагодження, ремонт, випробування та експлуатація компресорного обладнання повинні проводитися відповідальними підприємствами, які мають відповідний ліцензійний дозвіл, виданий Держнаглядом охорони праці України.

Основними потенційними ризиками при роботі з компресором можуть бути: вибухонебезпечність, пожежна небезпека та ризик ураження електричним струмом.

До потенційних негативних впливів можуть бути віднесені: шум, що виникає під час роботи агрегату; вібрація; збільшена концентрація пилу та газів у повітрі робочої зони; збільшена чи зменшена температура поверхонь

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		58

обладнання та матеріалів; підвищена або знижена температура повітря у робочій зоні; збільшений або зменшений барометричний тиск у робочій зоні та його різка зміна; збільшена або зменшена вологість повітря; підвищена або зменшена обсягова рухливість повітря. [14]

4.2 Безпека експлуатації компресорів

4.2.1 Небезпека вибуху при стисненні газів

При компресії газів виникає ризик внаслідок підвищення тиску, температури і розвитку процесів, які можуть стати причиною вибухів та травматичних подій.

Повітряні компресори не менш небезпечні, ніж газові, оскільки існує можливість утворення вибухонебезпечних сумішей з продуктів розкладання мастил та кисню у повітрі.

Реальні процеси компресії підпорядковуються законам, що описуються 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 (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 збільшенні температури зростає витрата енергії на стискання газу,

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

водночас зменшується міцність металу компресора. Розкладання мастила різко поглиблюється, що може призвести до виникнення небезпечної ситуації. Для уникнення цього ризику необхідно використовувати високоякісне мастило і забезпечувати ефективне охолодження компресорів. [3]

4.2.2 Мастило компресорних установок

Під впливом перегрівання мастила проймають термічний розклад, що призводить до виділення водню, граничних і ненасичених легких вуглеводневих газів, включаючи ацетилен. Ці гази, змішуючись з повітрям, можуть створити вибухонебезпечні суміші. При розкладанні мастила утворюються тверді продукти, такі як сажа, смоли, кокс, асфальтени та карбоїди, які відкладаються на стінках циліндра компресора, клапанних пристроях і трубопроводах, утворюючи "нагар". У разі наявності пилу, окалини та продуктів корозії в стисливому газі, утворення нагару різко зростає, що може призвести до збільшення тертя, появи місцевих перегрівів і, в кінцевому рахунку, вибуху. Масла низької якості можуть утворювати переокисні сполуки з повітрям і розкладатися з вибухом.

При високій температурі мастила частково переходять у парову фазу, а при великій щільності мастильних матеріалів вони можуть розпилюватися у вигляді туману в стисливому повітрі. Це призводить до утворення вибухонебезпечних сумішей із повітрям. Навіть при зміні масляної пари в повітрі від 6% до 11%, така суміш може вибухнути при температурі лише 200 °С. [1]

Властивості мастильних матеріалів, такі як температура спалаху, в'язкість, термічна стійкість і хімічні характеристики, повинні відповідати вимогам роботи компресорів у реальних умовах. Перед використанням мастил проводять перевірку їх температури спалаху і рівня випаровуваності.

При стисканні кисню абсолютно недопустима наявність мінерального масла, оскільки його зіткнення з нагрітим киснем викликає реакцію

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						60
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

окислення, що супроводжується загорянням і вибухом. У таких випадках в якості мастила застосовують дистильовану воду з 10% гліцерину або встановлюють самозмазуючі втулки та поршневі кільця зі спресованого графіту, який виготовлений при 1600 °С. Також використовують сухе вибухобезпечне графітове мастило та фторорганічні синтетичні масла, такі як марки ЗФ, 4Ф і інші, які не піддаються окисленню киснем, оксидам азоту, хлору, олеуму, нитруючій суміші, перекису водню при температурі 100 °С і при ще вищих температурах. Кремнієво-органічні масла відрізняються високою стабільністю і стійкістю до окислювачів.

4.2.3 Охолодження компресорів

Для забезпечення безпечної експлуатації компресорних установок необхідно забезпечувати неперервне та ефективне охолодження. У випадку компресорів низького тиску та обмеженої продуктивності використовується лише повітряне охолодження.

У компресорах холодильних установок, де використовуються пари легко стискаються речовин, може виникнути їх вилучення в циліндрі та його пошкодження під впливом гідравлічного удару. В таких випадках застосовується лише повітряне охолодження.

Оскільки зі зростанням тиску температура спалаху мастила зменшується, необхідно, щоб температура стисненого газу в одноступінчатих компресорах не перевищувала 160 °С, а в багатоступінчастих — 140 °С. Завдяки водяному охолодженню стінок і кришок циліндрів компресора, за наявності ефективною циркуляції води, можна досягти необхідного зниження температури стисненого газу лише при 4-6 кратному стисненні. При більш високому ступені стиснення важливо встановлювати проміжні холодильники для газу після кожного етапу стиснення. Сконденсовану рідину (для уникнення руйнівних гідравлічних ударів) слід постійно або періодично виводити з холодильників. Водяне охолодження повинно бути активоване

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		61

під час запуску компресора. При припиненні подачі води необхідно негайно зупинити компресор. У великих компресорних установках використовують автоматичні сигналізації та блокувальні пристрої, які вимикають установку при підвищенні температури зворотної води вище визначеної норми. Кількість та температуру води розраховують з урахуванням теплового балансу. Заборонено об'єднання кількох паралельних відводів води від різних ступенів компресора чи різних компресорів в одну трубку з загальним виливом у воронку, оскільки це може призвести до непоміченої відсутності води в одному з об'єктів охолодження. [2]

4.2.4 Очищення повітря

Повітря, яке містить пил, окалину та продукти корозії з трубопроводів, а також бризки масла під час руху та компримування, набуває статичний електричний заряд. При накопиченні значного заряду виникає іскра, яка може викликати загоряння газової суміші, нагару або масляного туману. Таким чином, компресори та трубопроводи обов'язково заземлюють.

Пил, який осідає разом із мастилом, збільшує агар, і його накопичення може спричинити «заїдання» поршня, що може призвести до аварій та вибухів. Засмоктуване повітря або газ детально очищають від пилу за допомогою матеріальних (суконних, фетрових) фільтрів, увімкнених скрубєрів, спеціальних фільтрів із насадкою, змоченою вісциновим маслом, або керамічних фільтрів. Для запобігання аваріям регулярно видаляють нагар і промивають внутрішні частини компресора та трубопроводів мильним розчином. Ефективним засобом для промивання є 2-3% розчин сульфанола. [2]

4.2.5 Арматура, конструкції та встановлення компресорів

Для уникнення збільшення тиску понад робочий і можливих аварій на

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		62

кожному етапі компресора встановлюють запобіжний клапан та манометр. У випадку підвищення тиску понад робочий рівень, запобіжний клапан закритого типу, який може бути розташований всередині корпусу компресора або на "шунтовій" (байпасній) лінії, автоматично повертає надлишковий газ у всмоктувальну лінію компресора. При зменшенні або припиненні газового потоку компресор автоматично переключається на роботу "на себе". У повітряних компресорах та акумуляторах стисненого повітря використовують запобіжні клапани відкритого типу, які випускають надлишкове повітря в атмосферу. [3]

Всі рухомі частини компресорів і їх приводів закриваються огороженнями. Ротаційні елементи, такі як колінчаті вали і інші, балансуються ретельно для уникнення аварій. Після кожного етапу стиснення встановлюють конденсатор-холодильник і сепаратор-відділювач рідкого газу. Кожен етап обладнано манометром, термометром і запобіжним клапаном.

Підсмоктування повітря компресорами та газодувками, які стискають ацетилен, метан, водень та інші гази, може створити вибухонебезпечні суміші з повітрям, представляючи велику небезпеку. Щоб уникнути відсмоктування повітря, усмоктувальні лінії завжди тримають під невеликим надлишковим тиском газу з газгольдера. Перед запуском систему продувають інертним газом. Компресований газ систематично перевіряють на вміст кисню, використовуючи безперервнодіючі автоматичні прилади, які базуються на вимірі теплового ефекту від згоряння газу або на визначенні магнітних властивостей, що є характерними тільки для кисню. Для визначення вмісту кисню також використовують фотоколориметричні і акустичні газоаналізатори, які обладнані самопишучим реєструючим механізмом і сигналізацією. [14]

При зниженні тиску у всмоктувальній лінії, вичерпанні запасу газу в газгольдері до недопустимого рівня, зростанні тиску і температури у нагнітальному трубопроводі та збільшенні вмісту кисню, компресор повинен

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						63
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

автоматично відключатися і відправляти сигнал.

4.3 Герметичність

Герметичність визначається як властивість стінок та з'єднань пристроїв і установок не пропускати рідини та газу в їхні внутрішні об'єми [13].

Принцип герметичності, тобто запобігання проникненню рідин або газів, широко застосовується в різноманітних пристроях і установках, де робочим середовищем є рідина або газ. Цей принцип також є обов'язковим для вакуумних установок. Пристрої і установки, які використовують принцип герметичності під час роботи, можуть бути позначені як герметичні. [15]

Герметичні пристрої і установки обмежують внутрішні об'єми, що можуть містити або робоче середовище, або виконувати функцію середовища, в якому відбуваються основні робочі процеси. Отже, параметри стану цього середовища різняться. Наприклад, середовище може бути високотемпературним (з температурою кілька тисяч градусів) або значно охолодженим (з температурою, близькою до абсолютного нуля). Тиск всередині пристрою може бути вимірний тисячами мегапаскалей або мати значення, характерні для глибокого вакууму.

В деяких випадках втрата герметичності, тобто розгерметизація пристроїв і установок, є небажаною не лише з технічної точки зору, але і становить небезпеку для обслуговуючого персоналу і всього виробництва.

По-перше, порушення герметичності може призвести до вибуху, і цей процес може бути обумовлений двома причинами. З одного боку, вибух може виникнути внаслідок порушення герметичності, наприклад, якщо установка має витік і запалюється вибуховою сумішшю всередині. З іншого боку, порушення герметичності може викликати вибух, наприклад, якщо газопровід ацетилену порушено, то утворюється ацетиленовоздушна суміш, яка може спалахнути при найменших імпульсах. Якщо тривале горіння залишається непоміченим, це може спричинити настільки сильне нагрівання трубопроводу, що ацетилен в ньому самозаймається.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		64

По-друге, при витоку виникають ризики, пов'язані з небезпечними виробничими чинниками, які залежать від фізико-хімічних властивостей робочого середовища.

Це може призвести до таких небезпек:

- отримання опіків внаслідок впливу високих чи низьких температур (термічні опіки) і агресивності середовища (хімічні опіки);
- травматизму, пов'язаного з високим тиском газу в системі; наприклад, порушення герметичності балона з газом під тиском 20 МПа і утворення отвору діаметром 15 мм може призвести до виникнення початкової реактивної тяги приблизно 3,5 кН; при масі балона 70 кг він може отримати прискорення 5g і переміститися на певну відстань;
- радіаційні ризики, що виникають при використанні рідких радіоактивних металів як теплоносіїв, що випромінюють високі рівні іонізуючого випромінювання;
- отруєння, пов'язані з використанням інертних і токсичних газів і інше.

4.4 Вибухонебезпечність

Виникнення вибуху може мати декілька джерел, таких як низькоякісна мастило, гідропневмоудари, розташування агрегату в зоні пожежі і області з вибухонебезпечними матеріалами.

Промислові процеси мають бути розроблені таким чином, щоб ймовірність виникнення вибуху на будь-якій вибухонебезпечній ділянці протягом року не перевищувала в розрахунку на окремий пожежонебезпечний вузол (елемент) даного об'єкта або вибухонебезпечну ділянку.

Для забезпечення безпеки вибуху важливо використовувати заходи вибухозахисту, вибухопопередження та організаційно-технічні заходи.

Умови для взривопопередження включають у себе необхідність уникнення: а) формування вибухонебезпечного середовища; б) виникнення джерел ініціювання вибуху.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						65
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Вибухонебезпечне середовище може утворитися через суміш речовин (газів, парів, пилу) з повітрям та іншими окислювачами, такими як кисень, озон, хлор, оксиди азоту і інші. Також важливими факторами є речовини, які мають тенденцію до вибухового перетворення, такі як ацетилен, озон, гідразин та інші.

Виникнення вибуху може бути ініційоване різними джерелами, такими як відкрите полум'я, палаючі і розпечені тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій і механічних впливів, іскри від ударів і тертя, ударні хвилі, електромагнітні випромінювання та інші.

Для запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища всередині технологічного обладнання важливо забезпечити герметизацію технологічного обладнання, підтримувати склад та параметри середовища поза зоною займання, використовувати пригнічуючі (хімічно активні) та флегматизуючі (інертні) речовини, а також враховувати конструктивні та технологічні рішення під час проектування виробничого обладнання та процесів.

Для запобігання виникненню джерел ініціювання вибуху слід проводити регламентовані вогневі роботи та уникати нагріву обладнання до температури самозаймання вибухонебезпечного середовища. Також важливо застосовувати засоби, що зменшують тиск у фронті ударної хвилі, матеріали, що не утворюють іскор при зіткненні, і засоби захисту від атмосферного та статичного електрику, які не створюють струми і струми замикання на землю тощо. Використання вибухозахищеного обладнання, швидкодіючих засобів захисного відключення для можливих електричних джерел ініціювання вибуху, обмеження потужності електромагнітних та інших випромінювань, а також усунення небезпечних теплових проявів хімічних реакцій і механічних впливів є необхідними заходами для забезпечення безпеки в робочому середовищі.

Вимоги до вибухозахисту забезпечують запобігання небезпечним і шкідливим виробничим факторам, що виникають при вибуху, і збереження

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		66

матеріальних цінностей. Це досягається шляхом обмеження кількості вибухонебезпечних речовин, використання вогнеперепинювачів, гідрозатворів, водяних і пилових заслонів, а також інертних завіс, використання обладнання, яке витримує тиск вибуху, обваловки і бункерування вибухонебезпечних зон, захисту обладнання від руйнування за допомогою пристроїв аварійного скидання тиску, використання швидкодіючих відсічних і зворотних клапанів, систем активного придушення вибуху та засобів попереджувальної сигналізації.

4.5 Пожежонебезпека

Забезпечення протипожежного захисту включає в себе використання засобів пожежогасіння, автоматичних систем пожежної сигналізації та пожежогасіння, а також засобів індивідуального та колективного захисту від небезпечних факторів пожежі.

Основні засоби для гасіння пожеж включають воду, хімічні та повітряно-механічні піни, водні розчини солей, інертні і негорючі гази, водяну пару, галоїдновуглеводневі вогнегасні речовини і сухі вогнегасні порошки.

У виробничих приміщеннях основними є вуглекислотні вогнегасники, які відрізняються високою ефективністю гасіння пожежі та збереженістю електронного обладнання. Додатково, їхні діелектричні вла

стивості дозволяють використовувати ці вогнегасники у випадках, коли неможливо вимкнути електрообладнання.

4.6 Вібрація

Великою небезпекою для багатьох типів обладнання є виникнення вібрації, що виникає при операції агрегату та у наявності невірноважених

					<i>K 15M.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						67
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

силових взаємодій (часто періодичних). Причинами виникнення вібрації є неврівноважені обертові маси агрегату, удари деталей (зубчасті зачеплення, підшипникові вузли) і дефекти в з'єднаннях окремих частин машини.

Для забезпечення безпечних умов праці в умовах вібрації необхідно дотримуватися правил і умов експлуатації, підтримувати належний технічний стан машини, своєчасно проводити планово-попереджувальні ремонти та використовувати засоби індивідуального захисту від вібрацій. [4]

4.7 Ураження електричним струмом

Електробезпека представляє собою систему організаційних та технічних заходів та засобів, які призначені для захисту людей від негативного та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, а також статичної електрики.

Основними джерелами можливого ураження електричним струмом є:

- випадковий дотик до токонесучих частин, що у даний момент перебувають під напругою;
- несправність захисних засобів, через які може відбуватися контакт працівника з струмоведучими елементами;
- поява напруги на металевих елементах промислового обладнання (огорожі, корпуси тощо), які зазвичай не повинні перебувати під напругою. Це може виникнути внаслідок пошкодження ізоляції струмоведучих елементів електрообладнання;
- контакт металевого обладнання із струмопровідними елементами, які перебувають під напругою.

Для забезпечення безпеки під час експлуатації електрообладнання важливо використовувати належну ізоляцію проводів, застосовувати блокуючі пристрої та елементи, а також використовувати захисні засоби та систему заземлення. Металеві частини, які доступні для дотику людини і не обладнані іншими засобами захисту, підлягають захисному заземленню та зануленню.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		68

Ефективним засобом захисту від небезпечної напруги на металевих частинах технічного устаткування є захисне відключення, яке реалізується за допомогою автоматичних вимикачів, контакторів і магнітних пускачів. Випадкові відкриті електричні контакти повинні бути обов'язково захищені ізолюючими кришками.

Перед включенням напруги після монтажу або ремонту важливо переконатися в належному функціонуванні системи заземлення.

4.8 Безпека при експлуатації трубопроводів

Безпека експлуатації трубопроводів забезпечується коректним прокладанням, якісним монтажем, встановленням компенсаторів та необхідної арматури, а також застосуванням систем обігрівання та дренажу у відповідних випадках. Важливими аспектами є також контроль їх технічного стану та своєчасний ремонт.

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, вогненебезпечні, легкозаймисті речовини;

зелені - безпечне або нейтральне речовини;

жовті - токсичні речовини.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		69

Крім цього, для позначення інших видів небезпек (високий вакуум, високий тиск, наявність радіації) використовуються жовті кільця. У випадку трубопроводів, які мають розпізнавальне фарбування для газів і кислот, на них також наносять жовті кільця, а для трубопроводів з кольоровим фарбуванням кільця мають чорну або білу облямівку завширшки не менше 10 мм і позначаються зеленими кільцями. Кількість захисних кілець визначається ступенем небезпеки транспортованої речовини. Крім кольорових сигнальних кілець, також використовуються попереджувальні знаки, щити та написи на трубопроводах, розміщені на найбільш відповідальних місцях комунікацій.

Трубопроводи прокладаються наземно на опорах та надземно на естакадах, стояках, кронштейнах, а також на колонах і стінах будівель. Трубопроводи, розташовані на поверхні або надземно, мають вдвічі більший термін служби порівняно із підземними. Мінімальна висота прокладання трубопроводів повинна бути не менше 2,2 м, а над дорогами - не менше 4,5 м. При прокладанні трубопроводів слід дотримуватися певного нахилу, однак важливо уникати знижених ділянок та тупиків, де може залишатися рідина. Паропроводи та газопроводи, де може утворюватися конденсат, повинні обладнуватися дренажними пристроями для ефективного відведення конденсату і води.

Трубопроводи повинні бути обладнані належними та належно налаштованими зворотніми, редуційними, запірними та запобіжними клапанами.

Регулярно проводиться зовнішній огляд і гідравлічне випробування трубопроводів. Під час зовнішнього огляду оцінюється стан з'єднань, сальників, виявляються будь-які дефекти та перевіряється цілісність несучих конструкцій. Гідравлічне випробування проводиться при встановленому тиску, який залежить від матеріалу трубопроводу. Результати випробування вважаються задовільними, якщо тиск залишається стабільним, а в зварних

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		70

швах, трубах та корпусах арматури не виявляється ознак розривів, витікань або запотівання.

4.9 Шум при роботі агрегату

Характеристики та припустимі рівні шуму на робочому місці включають в себе рівні звукового тиску в октавних смугах з середньгеометричними частотами для постійного шуму на робочих місцях

Таблиця 4.1 - 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 стандартизувати загальний рівень шуму, використовуючи шкалу А шумоміра для приблизної оцінки як постійного, так і непостійного шуму, при цьому не враховується частотний спектр шуму.

Для непостійного шуму на робочих місцях використовується інтегральний критерій - еквівалентний (за енергією) рівень звуку в шкалі А, який визначається відповідно до довідкових матеріалів.

Додатково для шуму, який змінюється з часом, обмежують максимальні рівні звуку в шкалі А, виміряні за характеристикою "повільно", і для імпульсного шуму - максимальний рівень звуку в шкалі А1, виміряний за характеристикою "імпульс".

Також можна використовувати дозу шуму або відносну дозу шуму як характеристики непостійного шуму.

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях слід враховувати згідно з такими

принципами: для ширококутового постійного та непостійного (за винятком імпульсного) шуму - відповідно до таблиці.

Заборонено навіть короточасне перебування в зонах з октавними рівнями звукового тиску, що перевищують будь-які значення відповідної октавної смуги:

- для тонального та імпульсного шуму - не нижче значень, вказаних у таблиці;
- для шуму, який генерується в приміщеннях за участю систем кондиціонування повітря, вентиляції і повітряного опалення - не нижче фактичних рівнів шуму у цих приміщеннях (виміряних або визначених розрахунком), якщо вони не перевищують значень, вказаних у таблиці (поправку для тонального та імпульсного шуму в цьому випадку не слід враховувати); в інших випадках - не нижче значень, вказаних у таблиці.

Безпека від шуму. Під час розробки технологічних процесів, проектування, виробництва та експлуатації машин, промислових будівель і споруд, а також при організації робочого простору повинні бути прийняті всі необхідні заходи для зниження рівня шуму на робочих місцях до значень, які не перевищують допустимі норми. Це може бути досягнуто шляхом розробки техніки з низьким рівнем шуму та використання засобів та методів колективного захисту.

Важливо забезпечити систематичний контроль за рівнями шуму на робочих місцях на підприємствах, в організаціях та установах, який повинен проводитися не рідше одного разу на рік.

Зменшення рівня звуку є важливим аспектом при експлуатації компресорних установок. Шум формується через зворотні клапани, фільтри на всмоктуючій лінії, обертаючі частини, зубчасті передачі обладнання, рухомі деталі та під час продування посудин і трубопроводів. Підвищена швидкість повітряного потоку може призводити до додаткового шуму в клапанах та вигинах трубопроводів. Шумовий вплив компресора зазвичай розповсюджується через повітропроводи та їх конструкції на території

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		72

компресорного підприємства. Цей шум може негативно впливати на здоров'я обслуговуючого персоналу. Робота в умовах високого рівня шуму може спричинити поступове погіршення слуху та працездатності у працівників. Крім того, в умовах великого шуму обслуговуючий персонал може упустити звукові сигнали від контрольно-вимірювальних приладів та автоматичних систем, що може призвести до травм і аварій на компресорних установках. [14]

Рівень шуму на постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях та на території підприємств при тривалій та безперервній роботі компресорів не повинен перевищувати 85 децибел за шкалою А. У випадку перевищення цього рівня необхідно вжити заходів для зниження виробничого шуму до допустимого рівня. Це може бути досягнуто за допомогою таких заходів [14], як:

- розміщення компресорів у звукоізоляційній камері;
- використання віброізолюючих підстав будівельних конструкцій компресорної станції;
- використання звукоізолюючих прокладок у місцях з'єднання компресора з повітропроводами та іншими частинами, а також встановлення спеціальних глушників на повітропроводах для продування судин та вихлопу повітря в атмосферу;
- встановлення металевих щитів у фільтрах всмоктування повітря;
- застосування звукоабсорбуючих матеріалів для покриття глушників, стін і дахів в приміщенні компресорної станції;
- рекомендації машиністам щодо використання спеціальних шоломів.

4.10 Безпека в надзвичайних ситуаціях

До техногенних природних лих належать ті, що виникають в результаті виробничо-господарської діяльності людини на об'єктах техносфери. Зазвичай такі техногенні природні лиха виникають через аварії, які

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		73

супроводжуються невідомим викидом речовини чи енергії в навколишнє середовище.

Базова класифікація таких природних лих будується на визначенні типів і видів надзвичайних подій, які їх ініціюють:

1. Дорожньо-транспортні пригоди можуть класифікуватися у два основних типи: ті, які відбуваються на виробничих об'єктах, що не пов'язані безпосередньо з рухом транспортних засобів (наприклад, депо, станції, автовокзали, порти і т. д.), і ті, що виникають під час руху транспортних засобів. Перший тип має загальний характер, тоді як другий є більш специфічним і, в основному, пов'язаний з серйозними наслідками. Такі події, як віддаленість місця пригоди від великих населених пунктів, ускладнення доставки туди рятувальних команд та велика кількість постраждалих, які потребують термінової хірургічної допомоги, вважаються окремим типом надзвичайних ситуацій;

2. Пожежі, вибухи та загроза вибухів є найрозповсюдженішими надзвичайними ситуаціями у сучасному індивідуальному суспільстві. Ці події відзначаються високою частотою виникнення та, як правило, мають серйозні соціальні та економічні наслідки;

3. Аварії з викидом (загрозою викиду) небезпечних хімічних речовин можна класифікувати за різними параметрами, такими як масштаб поширення отруйної речовини, її вражаючі властивості, тривалість дії тощо. Деякі токсичні речовини, за певних умов, наприклад, при пожежах, можуть утворювати нові отруйні сполуки через хімічні реакції. Усі ці ситуації також потребують окремого урахування та аналізу;

4. Аварії з викидом (з загрозою викиду) радіоактивних відходів відносяться до самостійного типу. Ці події можуть виникнути на об'єктах, які є джерелами радіаційної небезпеки, таких як атомні станції, підприємства з виробництва та переробки ядерного палива, місця з утилізації радіоактивних відходів, а також науково-дослідні та проектні організації, обладнані ядерними реакторами, практичними стендами, збірками тощо.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						74
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Транспортування радіаційно-небезпечних матеріалів також представляє серйозну небезпеку;

5. Аварії з викидом (загрозою викиду) біологічно небезпечних речовин не є частим явищем. Однак через серйозні наслідки при потраплянні біологічно небезпечних речовин у навколишнє середовище, такі інциденти включені в класифікацію окремо, хоча з обмеженою деталізацією;

6. Раптові обвали будівель та споруд не відбуваються самостійно, а виникають внаслідок різних побічних факторів, таких як велика кількість людей на обмеженій площі, інтенсивна вібрація від проходження залізничних поїздів, надмірне навантаження на верхні поверхи будівель тощо. При цьому наслідки таких інцидентів є важко передбачуваними і, як правило, призводять до значних людських жертв.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		75

ВИСНОВКИ

1 Розрахунки показали, що для зрідження природного газу може бути використаний азотний цикл в якості додаткової речовини для відбору теплоти.

2 Виконані розрахунки азотного відцентрового компресора для низьких тисків газу на вході. Виконані варіантні розрахунки показали, що на задані параметри найкращим варіантом буде одновальний, триступеневий, двухпоточний відцентровий компресор.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		76

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Калінкевич, М.В. Теорія турбокомпресорів [Текст] : навч. посіб. / М.В. Калінкевич, О.Г. Гусак. - Суми: СумДУ, 2014. - 269 с.
2. Бондаренко, Г.А. Компресорні станції [Текст]: підручник / Г.А. Бондаренко, Г.В. Кирик. - Суми : СумДУ, 2016. - 385 с.
3. Бондаренко Г. А. Основи проектування турбокомпресорів : навчальний посібник / Г. А. Бондаренко, В. М. Бага. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 203 с.
4. Мілованов В. І. Спеціальні типи компресорів / В. І. Мілованов Навчальний посібник. – Одеса: Одеська національна академія харчових технологій, 2013. – 128с.
5. Калінкевич М. В. Варіантний розрахунок відцентрового компресора: Навчальний 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. Калининкевич Н.В. Газодинамический расчет рабочих колес центробежных компрессороа: учебное пособие Суми: Вид-во СумДУ, 2008. – 55с
9. Компресорне устаткування в технологіях видобутку вуглеводнів : монографія / А. Ф. Булат, Г. В. Кирик, Г. А. Бондаренко та ін. ; за заг. ред. акад. НАН України А. Ф. Булата. – Суми : Сумський державний університет, 2016. – 305 с.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		77

- 10.Бондаренко Г. А. Технологія використання стиснутих газів : підручник / Г. А. Бондаренко, В. І. Мілованов, В. М. Ярошенко. – Одеса : Зовнішрекламсервіс, 2015. – 449 с.
11. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : довідник у 2-х ч. Ч.1 : (А – Н) / Ю. В. Буц, О. І. Богатов, О. Г. Зима та ін.; за заг. ред. Ю. В. Буца. — Х. : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2020. — 182 с.
12. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : довідник у 2-х ч. Ч.2 : (О – Я) / Ю. В. Буц, О. І. Богатов, О. Г. Зима та ін.; за заг. ред. Ю. В. Буца. — Х. : ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2020. — 179 с.
13. Безпека життєдіяльності та охорона праці [Електронний ресурс] : підручник / В. В. Сокурєнко, О. М. Бандурка, С. М. Бортник та ін. ; за ред. В. В. Сокурєнка. — Харків : Харківський нац. ун-т внутр. справ, 2021. — 308 с.
- 14.Охорона праці в галузі та цивільний захист [Електронний ресурс] : навч. посіб. / В. М. Курєпін, К. М. Горбунова, В. М. Курєпін та ін. — Полтава : МНАУ, 2020. — 266 с.

					<i>К 15М.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						78
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		