

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
«Холодильні машини і установки»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
на тему «Установка для отримання зрідженого
природного газу з початковим тиском 0,3 МПа»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри
Керівник роботи
Консультант з охорони праці
Здобувач

С. М. Ванєєв
М. В. Калінкевич
С. В. Сидоренко
С. Л. Савченко

ЗМІСТ

	С.
ВСТУП	6
1 ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗРІДЖЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ (ЗПГ)	8
2 СПОСОБИ ОТРИМАННЯ ЗПГ	9
3 ЗБЕРІГАННЯ ЗПГ	10
4 РОЗРОБКА УСТАНОВКИ ДЛЯ ЗРІДЖЕННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ	16
4.1 Розробка схеми установки для отримання ЗПГ	16
4.2 Розрахунок схеми установки с $P_1=0,3$ МПа.....	18
4.2.1 Алгоритм розрахунку термодинамічних властивостей реальних газів за рівнянням БВР	18
4.2.2 Розрахунок параметрів в характерних точках циклу природного газу.....	22
4.2.3 Розрахунок параметрів в характерних точках циклу азоту	28
5 ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА	34
5.1 Визначення теплофізичних властивостей	34
5.2 Варіантний розрахунок.....	35
5.3 Розрахунок робочих коліс	41
5.4 Розрахунок лопаткового дифузора.....	44
5.5 Розрахунок зворотного напрямного апарата.....	47
5.6 Розрахунок збірної камери	51
5.7 Розрахунок робочого колеса на міцність.....	54
5.8 Розрахунок лабіринтового ущільнення	58
6 РОЗРАХУНОК СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА ДЛЯ ДЕТАНДЕР-КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТУ (ДКАЗ).....	60
7 РОЗРАХУНОК СТУПЕНЯ ТУРБИНИ ДЛЯ ДКАЗ	62
8 ОХОРОНА ПРАЦІ	65
8.1 Небезпечні і шкідливі фактори відцентрового компресора	65

					<i>КМ 11.00.00.00 ПЗ</i>			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>		Савченко			Установка для отримання зрідженого природного газу з початковим $P_1=0,3$	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		Калінкевич					4	88
<i>Реценз.</i>						СумДУ, К.м-71		
<i>Н. Контр.</i>		Вертепов						
<i>Утверд.</i>		Ванєєв						

8.2 Характеристика робочого середовища	67
8.3 Безпека експлуатації компресора	67
8.3.1 Небезпека вибуху при стисненні газів	67
8.3.2 Мастило відцентрового компресора	68
8.3.3 Охолодження компресора	70
8.3.4 Очищення повітря	71
8.3.5 Арматура, конструкції та встановлення компресора	71
8.4 Герметичність	72
8.5 Вибухонебезпечність	74
8.6 Пожежонебезпека.....	76
8.7 Вібрація	76
8.8 Ураження електричним струмом.....	77
8.9 Безпека при експлуатації трубопроводів.....	78
8.10 Запобіжні пристрої від підвищення тиску.....	80
8.11 Шум при роботі агрегату.....	82
8.12 Розрахунок шумоізоляції.....	85
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	87

ВСТУП

Зріджений природний газ представляє собою охолоджений до рідкого стану продукт, що дає можливість транспортувати його в танкерах. Завдяки технологічному прогресу ЗПГ стає все більш популярним і конкурує з газом, який поставляється по трубопроводам.

Отримання ЗПГ засновано на охолодженні його до температури мінус 160° С з застосуванням різних холодильних циклів. Заводи по зрідженню природного газу спроектовані на базі наступних основних холодильних циклів:

- холодильний цикл Прітчарда;
- каскадний холодильний цикл;
- холодильний цикл на змішаному хладагенті (в декількох варіаціях);
- холодильний цикл LNG-Pro;
- холодильний цикл з подвійним поточним охолодженням;
- інші холодильні цикли.

Процес зрідження природного газу зводиться до переведення в рідкий стан основного його компоненту - метану.

В промисловості застосовуються, як процеси зрідження природного газу з метою отримання зрідженого природного газу, як кінцевої продукції, так і процеси зрідження в поєднанні з процесами низькотемпературного фракціонування попутних та природних газів, що дозволяють виділяти з цих газів газові бензини, бутан, пропан і етан, а також витягувати гелій з гелієвмісних природних та попутних газів.

Щоб скраплити природний газ, його необхідно охолоджувати до температури близько мінус 160 °С.

Є декілька способів досягнення холоду такої глибини.

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

В даний час для одержання зрідженого природного газу застосовуються два процеси: конденсація при постійному тиску (компримування) і теплообмінний: рефрижераторний з використанням охолоджувача та турбодетандерний / дроселювання з отриманням необхідної температури при різкому розширенні газу. Процес скраплення природного газу високо енергоємний. За цією причиною в сучасній світовій практиці отримання ЗПГ відмовилися від первинного способу зрідження компримуванням і віддали перевагу теплообмінним способам зрідження.

В процесах скраплення природного газу особливого значення набуває ефективність теплообмінного обладнання та теплоізоляційних матеріалів. При теплообміні в криогенній області збільшення різниці температурного перепаду між потоками всього на 0,5 °С може привести до додаткової витрати потужності від 2 до 5 кВт на стиснення кожних 100 тис. м³ газу.

Дроселювання дозволяє отримувати зріджений природний газ при малих енергетичних витратах. Недоліком є низький коефіцієнт скраплення - до 4% і вимагає багатократної перегонки. Тому перейшли до роботи по компресорно-детандерній схемі. У цій схемі охолодження газу відбувається за рахунок здійснення роботи на лопатках турбіни. Використання енергії турбіни, яка обертається, дозволяє зробити процес зрідження газу енергетично більш ефективним.

Коефіцієнт зрідження компресорно-детандерних установок все ще залишається низьким - до 14%. Це означає, що для реалізації такої схеми, також як і для дросельної, необхідна наявність магістралі низького тиску для скидання в неї скрапленої частини природного газу.

Іншими словами така схема знову-таки найбільш ефективна на ГРС.

Вже кілька десятків років відомі термодинамічні схеми, що дозволяють досягти 100% ефективності зрідження природного газу.

					<i>КМ 11.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						7
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

2 СПОСОБИ ОТРИМАННЯ ЗПГ

ЗПГ отримують з природного газу шляхом стиснення з подальшим охолодженням. При зріджуванні природний газ зменшується в об'ємі приблизно в 600 разів. Процес зрідження йде ступенями, на кожній з яких газ стискається в 5-12 разів, потім охолоджується і передається на наступну ступінь. Власне скраплення відбувається при охолодженні після останньої стадії стиснення. Процес зрідження, таким чином, вимагає значної витрати енергії від 8 до 10% від її кількості, що міститься в зрідженому газі.

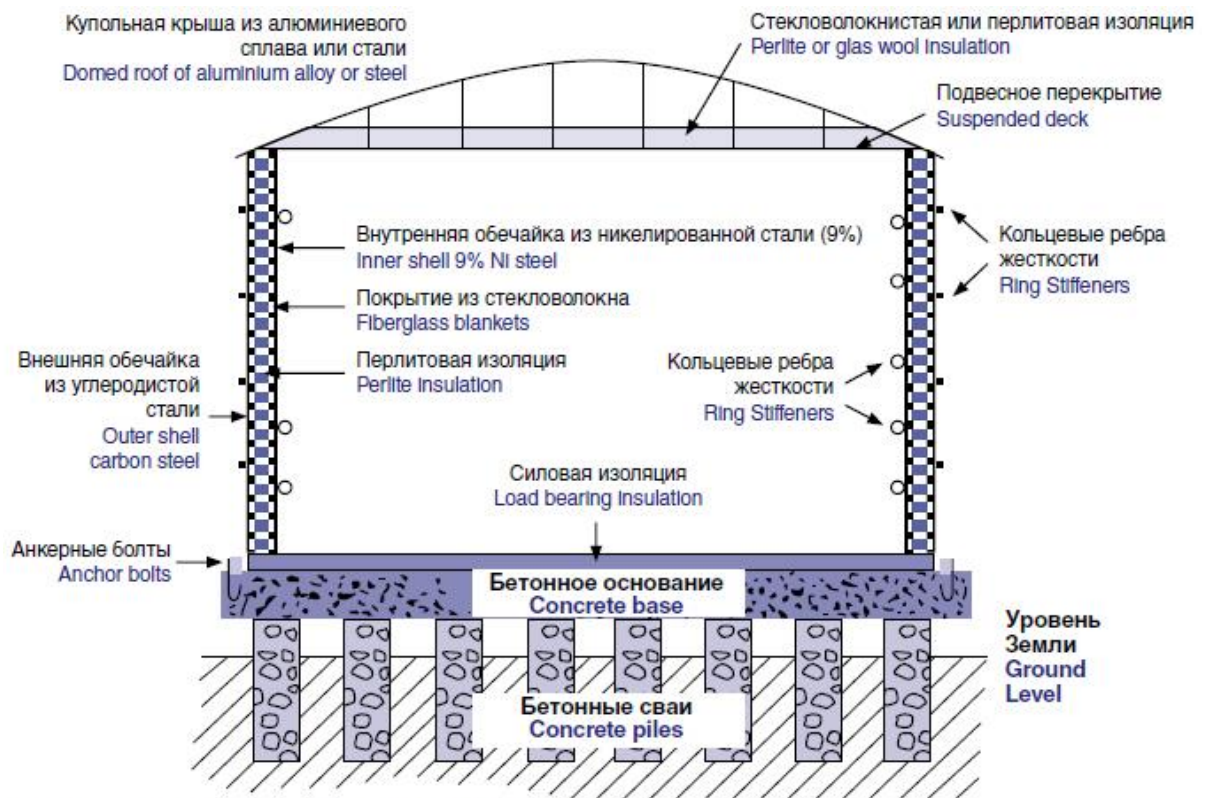
В процесі зрідження використовуються різні види установок - дросельні, турбодетандерні, турбіно-вихрові та ін.

Існує технологія, що дозволяє заощадити на зріджуванні до 50% енергії, з використанням енергії, що втрачається на газорозподільних станціях при дроселюванні природного газу від тиску магістрального трубопроводу (4-6 МПа) до тиску споживача (0,3-1,2 МПа). При цьому використовується як власна потенційна енергія стисненого газу, так і природне охолодження газу при зниженні тиску. При цьому додатково економиться енергія, необхідна для підігріву газу перед подачею до споживача.

Найбільш поширені способи отримання ЗПГ:

1. Процес зрідження за рахунок холоду, виробленого газовою кріогенною машиною Стірлінга;
2. Процес, заснований на ефекті Джоуля-Томпсона реалізований в дросельному циклі;
3. Процес, заснований на циклі високого тиску із застосуванням детандера;
4. Процес, заснований на циклі низького тиску із застосуванням одного або більше турбодетандерів.

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9



Не показаны: Трубная обвязка для налива и слива, насосы, измерительное оборудование, смотровые люки, защита от гидроудара и дефлекторы
Not Shown: Loading and unloading pipework, pumps, measuring equipment, inspection manholes, surge and splash plates

Рисунок 3.2 - Схематичне зображення конструкції типового надземного резервуару зберігання ЗПГ

Резервуари для зберігання зрідженого природного газу виконуються з подвійними стінками: зовнішня стінка призначена для затримки парів ЗПГ, а навколо внутрішньої стінки є система ізоляції, яка містить криогенну рідину. Резервуари виконуються з металів або сплавів з низьким коефіцієнтом теплового розширення, що не окрихчуються при зіткненні з криогенними текучими середовищами (тобто, з алюмінію або сталі з дев'яти відсотковим вмістом нікелю). Навколо сучасних резервуарів влаштовуються насипи, берми, дамби або обвалування, розраховані на прийом витоків будь-якого обсягу, а саме до 110% від обсягу відповідного резервуара.

Конструкції резервуарів для зберігання ЗПГ

Конструкція широко застосованого в світі залізобетонного резервуару з замкнутою зовнішньою оболонкою.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

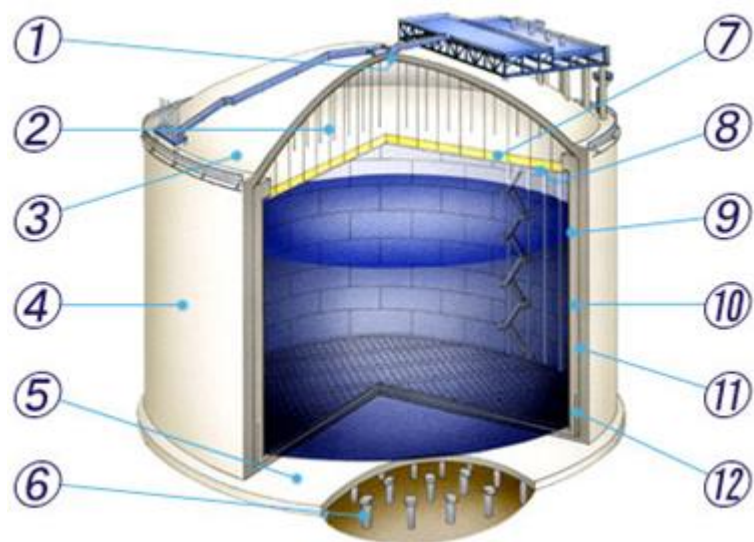


Рисунок 3.3 – Залізобетонний резервуар із замкнутою зовнішньою оболонкою

1. Підкладку даху.
2. Підвіска.
3. Залізобетонний дах.
4. Бічна стінка з портландцементу.
5. Залізобетонна стіна основи.
6. Залізобетонні палі.
7. Ізоляція даху.
8. Підвісна платформа.
9. Внутрішній корпус
10. Теплоізоляція стінки резервуара
11. Підкладка
12. Вторинна перегородка.

Резервуари для зберігання ЗПГ можуть відрізнятися по конструкціях застосованих дахів. У зарубіжній практиці найбільшого поширення набули конструкції дахів, що збираються і зварюються з окремих елементів на днище резервуара з наступним пневмопідйомом в проектне положення.

В конструкції з самонесучим внутрішнім дахом надлишковий тиск газу сприймається внутрішнім резервуаром. У міжстінний простір подається

8. Залізобетонна шпунтова стінка.
9. Бічний підігрівач.
10. Залізобетонне дно.
11. Підігрівач основи.
12. Основа з гравію.

Розрізняють два типи конструкції заглиблених ізотермічних резервуарів: з підвісною платформою і з дахом, що має внутрішню ізоляцію. Заглиблені резервуари принципово не відрізняються від наземних резервуарів відкритої установки, але через необхідність проведення складних і трудомістких земляних робіт, влаштування спеціальних фундаментів з дренажем і гідроізоляцією дорожчі, хоча в той же час більш надійні, особливо в районах з підвищеною сейсмічністю. Заглиблені резервуари не потребують обов'язкового простору між резервуарами і об'єктами, щоб забезпечити об'єкти.

					<i>КМ 11.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		15

4 УСТАНОВКА ДЛЯ ОТРИМАННЯ ЗРІДЖЕНОГО ПРИРОДНОГО ГАЗУ

4.1 Розробка схеми установки для отримання ЗПГ

Розроблюємо схему установки для отримання зрідженого природного газу с початковим тиском $P_1=0,3$ МПа

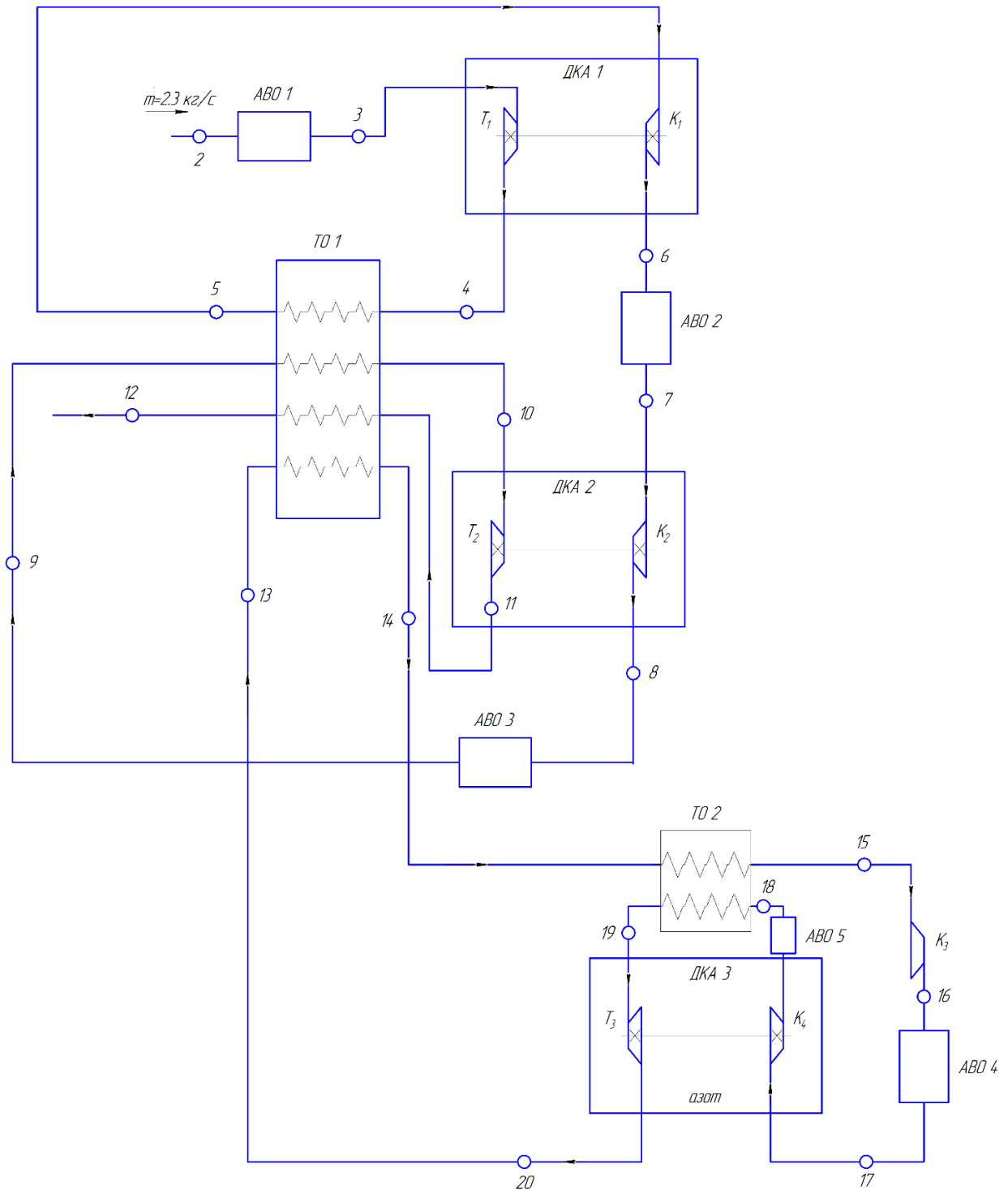


Рисунок 4.1 – Схема установки для отримання зрідженого природного газу

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КМ 11.00.00.00 ПЗ

Лист

16

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

Опис схеми

Газ стискається багатоставним шестиступеневим компресором від 3 бар до 22,5 бар. Після стиснення в компресорі газ охолоджується в апараті повітряного охолодження (АВО1) 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 $P_4 = 1$ бар. 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 (АВО2) 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 (АВО3), де температура знижується до $T_9 = 300$ К. Після АВО3 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. Теплоту відбирає азот і він зріджується при постійній температурі.

Опис азотного циклу аналогічно циклу по природному газу.

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

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.

Р.с. БВР покладено в основу алгоритму програми розрахунку т.д.с. газів, складеної в Інституті газу АН УРСР. Програма складена на мові "Фортран" і реалізується на ЕС 1020. При записі у вигляді явній залежності тиску від температури і щільності рівняння БВР має вигляд:

$$P = R \cdot T \cdot \rho + \left(B_0 \cdot R \cdot T - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right) \cdot \rho^2 + (b \cdot R \cdot T - a) \cdot \rho^3 + a \cdot \alpha \cdot \rho^6 + \frac{c \cdot \rho^3}{T^2} \cdot (1 + \gamma \cdot \rho^2) \cdot e^{-\gamma \cdot \rho}, \quad (4.1)$$

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.

За заданим тиску, температури і складу густини знаходиться з рівняння (4.1) методом послідовних наближенні Ньютона. В якості першого наближення приймається густина ідеального газу:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}. \quad (4.2)$$

Загальний вираз для ентальпії має вигляд:

$$H = H^0 + \Delta H, \quad (4.3)$$

де H - ентальпія суміші;

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

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

ΔH - поправка на тиск;

$$H^0 = \sum_{i=1}^n H_i^0 \cdot y_i, \quad (4.4)$$

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:

$$H_i^0 = a_1 \cdot \frac{T}{300} + a_2 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^2 + a_3 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^3 + a_4 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^4. \quad (4.5)$$

Поправка розраховується за допомогою рівняння БВР:

$$\begin{aligned} \Delta H = & \left(B_0 \cdot R \cdot T - 2A_0 - \frac{4C_0}{T^2} \right) \cdot d + (2 \cdot b \cdot R \cdot T - 3a) \cdot \frac{d^2}{2} + \frac{6 \cdot a \cdot \alpha \cdot d^5}{5} + \\ & + \frac{c \cdot d^2}{T^2} \cdot \left[3 \cdot \frac{1 - \exp(-\gamma \cdot d^2)}{\gamma \cdot d^2} - \frac{\exp(-\gamma \cdot d^2)}{2} + \gamma \cdot d^2 \cdot \exp(-\gamma \cdot d^2) \right]. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Загальний вираз для ентропії має вигляд:

$$S = S^0 + \Delta S, \quad (4.7)$$

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

ΔS - поправка на тиск.

$$S^0 = \sum_{i=1}^n S_i^0 \cdot y_i - R \cdot \sum_{i=1}^n y_i \cdot \ln y_i, \quad (4.8)$$

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

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

$$dS = \frac{C_p}{T} \cdot dT. \quad (4.9)$$

При цьому мається на увазі, що ізобарна теплоємність:

$$C_{p_i}^0 = \frac{dH_i^0}{dT}. \quad (4.10)$$

$$S_i^0 = a_1 \cdot \ln T + 2 \cdot a_2 \cdot \left(\frac{T}{300}\right) + \frac{3}{2} \cdot a_3 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^2 + \frac{4}{3} \cdot a_4 \cdot \left(\frac{T}{300}\right)^3. \quad (4.11)$$

Поправка на тиск знаходиться з рівняння БВР:

					Лист
					20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

$$\Delta S = -R \cdot \ln D \cdot R \cdot T - \left(B_0 \cdot R + \frac{2C_0}{T^3} \right) \cdot d - \frac{(b \cdot R \cdot d^2)}{2} + \frac{2 \cdot c \cdot d^2}{T^3} \cdot \left[\frac{1 - \exp(-\gamma \cdot d^2)}{\gamma \cdot d^2} - \frac{\exp(-\gamma \cdot d^2)}{2} \right]. \quad (4.12)$$

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:

$$x = 1 + \frac{T}{z} \cdot \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p; \quad (4.13)$$

$$y = 1 + \frac{P}{z} \cdot \left(\frac{\partial z}{\partial P} \right)_T. \quad (4.14)$$

Дана програма передбачає розрахунок показника адіабати k як відношення $\frac{C_p}{C_v}$. Результати розрахунку т.д.с. двох сумішей газу по програмі ИГ АН УСССР наведені в таблицях 1 і 2 в графе "П". Для зручності порівняння в таблицях наведені значення $X-I$, тому що за іншими методиками значення X розраховуються як $X = \frac{T}{z} \cdot \left(\frac{\partial z}{\partial T} \right)_p$.

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.

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.

4.2.2 Розрахунок параметрів в характерних точках циклу природного газу

Склад природного газу:

Метан (CH₄)-0,9863

Етан (C₂H₆)-0,0012

Пропан (C₃H₈)-0,0023

Н-бутан (C₄H₁₀)-0,0001

Азот (N₂)-0,0101

Газова постійна 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. 4.1) 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

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

рахунок гідравлічних опорів на 6% до $P_3 = 21 \text{ бар}$, при цьому прийнята температура охолодження в АВО $T_3 = 300 \text{ К}$.

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

2. Т1 - турбіна детандер-компресорного агрегату 1.

На початку визначаємо параметри для ізоентропійного циклу.

Параметри в турбіні визначаються від точки 3 до точки 4^S (рис. 4.1). У турбіні відбувається розширення газу, в результаті якого падає температура і тиск. Початкові дані:

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

Для дійсного процесу розширення

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

$$\text{де } \eta_T = 0,85.$$

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

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^D = -279 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta s = 0,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3. ТО1 – комбінований багатопоточний теплообмінний апарат.

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 4 до точки 5 (рис. 4.1). В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т1 і К2.

Початкові дані:

$$P_4 = 1,1 \text{ бар}; T_4 = 148 \text{ К};$$

$$P_5 = 1 \text{ бар}; T_3 = 190 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = 75,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

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

4. К1-компресор детандер-компресорного агрегату 1

Параметри для ізоентропійного циклу.

Параметри в компресорі визначаються від точки 5 до точки 6^S (рис. 4.1)

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

Початкові дані:

$$P_5 = 1 \text{ бар}; T_3 = 190 \text{ К};$$

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^S = 278 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

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

Для дійсного процесу розширення.

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

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

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

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

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

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

5. АВО2 – апарат повітряного охолодження 2.

Після компресору газ охолоджується в АВО2. В даному апараті параметри визначаються від точки 6 до точки 7 (рис. 4.1).

Початкові дані:

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

6. К2-компресор детандер-компресорного агрегату 2

Параметри в компресорі визначаються від точки 7 до точки 8^S (рис. 4.1). В компресорі газ стискується, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Для ізоентропійного процесу.

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:

$$\Delta h^S = 264 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

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

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

Для дійсного процесу розширення.

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

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. АВОЗ – апарат повітряного охолодження 3.

Після компресору газ охолоджується в АВОЗ. В даному апараті параметри визначаються від точки 8 до точки 9 (рис. 4.1).

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.

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 9 до точки 10 (рис. 4.1) В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т1 и К2.

Початкові дані:

$$P_9 = 33 \text{ бар}; T_9 = 300 \text{ К};$$
$$P_{10} = 30 \text{ бар}; T_{10} = 270 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

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

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

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. 4.1). В турбіні відбувається розширення в результаті якого падає температура і тиск.

Початкові дані:

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

Для дійсного процесу розширення:

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

$$\text{де } \eta_T = 0,85.$$

Тоді параметри в турбіні визначаються від точки 10^D до точки 11

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

10. ТО1 – комбінований багатопоточний теплообмінний апарат.

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 11 до точки 12 (рис. 4.1). В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т2 и К2.

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Початкові дані:

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

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

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

Результати всіх розрахунків по природному газу показані в таблиці 4.1

Таблиця 4.1 – Розрахунок параметрів циклу природного газу

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

4.2.3 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. 4.1).

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

Початкові дані:

$$P_{13} = 3 \text{ бар}; T_{13} = 90 \text{ К};$$

$$P_{14} = 2,7 \text{ бар}; T_{14} = 109 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = 23,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta s = 0,266 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

2. ТО2 – двухпоточний теплообмінний апарат.

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 14 до точки 15 (рис. 4.1) В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з Т3 и К4.

Початкові дані:

$$P_{14} = 2,7 \text{ бар}; T_{14} = 109 \text{ К};$$

$$P_{15} = 2,5 \text{ бар}; T_{15} = 209 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h = 109 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta s = 0,74 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

3. К3-компрессор.

Параметри в компресорі визначаються від точки 15 до точки 16^S (рис. 4.1). В компресорі газ стискається, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Для ізоентропійного процесу.

Початкові дані:

$$P_{15} = 2,5 \text{ бар}; T_{15} = 209 \text{ К};$$

$$P_{16} = 18 \text{ бар}; T_{16S} = 350 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

$$\Delta h^S = 146 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

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

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^D

$$P_{15} = 2,5 \text{ бар}; T_{15} = 210 \text{ К};$$

$$P_{16} = 18 \text{ бар}; T_{16D} = 386 \text{ К}.$$

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. АВО4 – апарат повітряного охолодження 4. Після компресору газ охолоджується в АВО4. В даному апараті параметри визначаються від точки 16 до точки 17 (рис. 4.1).

Початкові дані:

$$P_{16} = 18 \text{ бар}; T_{16} = 386 \text{ К};$$

$$P_{17} = 17 \text{ бар}; T_{17} = 300 \text{ К}.$$

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

Параметри в компресорі визначаються від точки 17 до точки 18^S (рис. 4.1). В компресорі газ стискується, при цьому підвищується тиск і температура на виході.

Для ізоентропійного процесу.

Початкові дані:

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

$$P_{17} = 17 \text{ бар}; T_{17} = 300 \text{ K};$$

$$P_{18} = 40 \text{ бар}; T_{18S} = 405 \text{ K}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^S = 91 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta s = 0,06 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

Для дійсного процесу розширення:

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

$$\text{де } \eta_K = 0,8.$$

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

$$P_{17} = 17 \text{ бар}; T_{17} = 300 \text{ K};$$

$$P_{18} = 40 \text{ бар}; T_{18S} = 410 \text{ K}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

$$\Delta h^D = 114 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\Delta s = 0,0624 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}.$$

6. ABO5 – апарат повітряного охолодження 5. Після компресору газ охолоджується в ABO5. В даному апараті параметри визначаються від точки 18 до точки 19 (рис. 4.1).

Початкові дані:

$$P_{18} = 40 \text{ бар}; T_{18} = 410 \text{ K};$$

$$P_{19} = 38 \text{ бар}; T_{19} = 300 \text{ K}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

7. TO2 – двухпоточний теплообмінний апарат.

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Параметри в теплообміннику визначаються від точки 19 до точки 20 (рис. 4.1) В апараті відбувається теплообмін між вийшовшим газом з ТЗ и К4.

Початкові дані:

$$P_{19} = 38 \text{ бар}; T_{19} = 300 \text{ К};$$

$$P_{20} = 36 \text{ бар}; T_{20} = 210 \text{ К}.$$

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

Параметри в турбіні визначаються від точки 20 до точки 21^S (рис. 4.1) В турбіні відбувається розширення в результаті якого падає температура і тиск.

Початкові дані:

$$P_{20} = 36 \text{ бар}; T_{20} = 210 \text{ К};$$

$$P_{21} = 3 \text{ бар}; T_{21S} = 90 \text{ К}.$$

Відповідно до вихідних даних за програмою Proj, отримуємо:

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

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

Результати всіх розрахунків по азоту показані в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 – Розрахунок параметрів циклу азоту

Процес точки	Вихідні параметри				Результати розрахунків	
	P_H , МПа	P_K , МПа	T_H , К	T_K , К	Δh , кДж/кг	Δs , кДж/кг*К
13-14	3	2,7	90	109	23,5	0,266
14-15	2,7	2,5	109	209	109	0,74
15-16 ^s	2,5	18	209	350	146	-0,05
15-16 ^a	2,5	18	210	386	183	0,04
16-17	18	17	386	300	-81	-0,25
17-18 ^s	17	40	300	405	91	0,06
17-18 ^a	17	40	300	410	114	0,0624
18-19	40	38	410	300	-119	-0,32
19-20	38	36	300	210	102	-0,33
20-21	36	3	210	90	-118	-0,16

5 ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

5.1 Визначення теплофізичних властивостей

Розрахунок виконується для азоту.

Початковий тиск $P_H = 0,25 \text{ МПа}$.

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

Начальна температура $T_H = 210 \text{ К}$.

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

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

Робоче середовище – азот.

Розрахунок газодинамічних параметрів виконаний за допомогою програми Proj. Програма Proj складена на основі рівняння Бенедикта-Вебба-Рубіна. Розрахунок наведений в таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків.

Газова стала, R, Дж/кг*К	296,802
Густина, ρ , кг/м ³	4,049
Коефіцієнт стисливості	0,9954...1,0018
Різниця ентропій, Δs , кДж/кг*К	0,0039
Різниця ентальпій, Δi , кДж/кг*К	146,1098
Ізобарна теплоємність, c_p , кДж/кг*К	1,056...1,052
Показник адіабати, k	1,3875...1,3923

5.2 Варіантний розрахунок

В даному розрахунку використовується відцентровий азотний компресор K_3 (рис. 4.1)

Вихідними даними для нього є: початковий тиск $p_n = 0,25$ МПа, кінцевий тиск $p_k = 1,8$ МПа, температура на вході $T_n = 210$ К, температура на виході $T_k = 386$ К, робоче середовище – азот.

Розрахунок витрати азотного компресора.

Знайдемо масову витрату газу з рівняння балансу.

$$\dot{m}_2 \cdot (r + \Delta h_2) = \dot{m}_a \cdot \Delta h_a. \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_2 \cdot \frac{(r + \Delta h_2)}{\Delta h_a} = 2,3 \cdot \frac{(510,8 + 1)}{23,5} = 50,1 \text{ кг / с},$$

де $\dot{m}_2 = 2,3$ 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 масову витрату.

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

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 .

Розрахунок виконується послідовно для кожного ступеня.

									Лист
									35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

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 5.2

Таблиця 5.2 – 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:

$$\psi_{T2} = 1 - \varphi_{r2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_{л2} - \frac{\pi}{z_2} \cdot \sin \beta_{л2} . \quad (5.1)$$

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

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg} \frac{\varphi_{r2}}{\psi_{T2}} . \quad (5.2)$$

3. Швидкість звуку:

$$a_{звн} = \sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T_{н}} . \quad (5.3)$$

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

$$u_{2w1} = 1,5 \cdot a_{звн} \cdot M_{w1г} . \quad (5.4)$$

Як правило, значення чисел Маха на вході у робочі колеса не повинні перевищувати швидкість звуку. Тому граничне значення числа Маха $M_{w1г}$ береться не більшим за 0,9.

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

$$u_{2c2} = \frac{\sin \alpha_2}{\varphi_{r2}} \cdot a_{звн} \cdot M_{c2г} . \quad (5.5)$$

Значення чисел Маха на виході з робочих коліс теж не мають перевищувати швидкість звуку. Тому граничне значення числа Маха $M_{c2г}$ береться не більшим за 0,9.

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

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

$$u_2 = \min(u_{2w1}, u_{2c2}, u_{2\sigma}). \quad (5.6)$$

8. Колова швидкість

$$u_2 = \sqrt{\frac{(i_{\text{кк}} - i_{\text{вс}})}{\psi_{T2} \cdot (1 + \beta_{\text{тр}} + \beta_{\text{пр}}) \cdot Y}}}. \quad (5.7)$$

9. Абсолютна швидкість потоку газу на виході з робочого колеса

$$c_2 = u_2 \cdot \sqrt{\psi_{T2}^2 + \varphi_{r2}^2}. \quad (5.8)$$

10. Зміна температури у ступені

$$\Delta T_{\text{ст}} = \frac{T_{\text{кк}} - T_{\text{вс}}}{Y}. \quad (5.9)$$

11. Температура на виході з робочого колеса

$$T_{2i} = T_{\text{в}} + i \cdot \Delta T_{\text{ст}} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p}, \quad (5.10)$$

де i – номер ступеня у секції.

12. Політропна функція

$$\sigma = \frac{n}{n-1} = \frac{k}{k-1} \cdot \eta_{\text{п}}. \quad (5.11)$$

13. Відношення густин

$$\varepsilon_{2i} = \frac{\rho_{2i}}{\rho_{\text{в}}} = \left(\frac{T_{2i}}{T_{\text{в}}} \right)^{\sigma-1}. \quad (5.12)$$

14. Число Маха M_{w1}

$$M_{w1} = \frac{U_2}{(1,5 \cdot a_{\text{звн}})}. \quad (5.13)$$

15. Число Маха M_{c2}

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{c2} = \frac{c_2}{\sqrt{k \cdot z \cdot R \cdot T_{21}}} . \quad (5.14)$$

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

$$D_{2j} = \sqrt{\frac{\bar{V}_H}{\pi \cdot \varphi_{r2} \cdot \varepsilon_{2j} \cdot \bar{b}_2 \cdot u_2 \cdot \tau_2}} , \quad (5.15)$$

де τ_2 – коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого колеса:

$$\tau_2 = 1 - \frac{k \cdot \delta_2 \cdot z_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{п2}} . \quad (5.16)$$

Можна взяти $\tau_2=0,9-0,92$.

Кількість обертів ротора за 1 хвилину:

$$n_j = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot D_{2j}} . \quad (5.17)$$

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.

$$D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} , \quad (5.18)$$

$$\bar{b}_{2j} = \frac{\bar{V}_{Hj}}{\pi \cdot \varphi_{r2} \cdot \varepsilon_{2j} \cdot D_2^2 \cdot u_2 \cdot \tau_2} . \quad (5.19)$$

В результаті цих розрахунків ми можемо отримати результати. Але ми скористаємося комп'ютерною програмою для термогазодинамічних розрахунків компресора VDC (ideal). Результати розрахунків показані в таблиці 5.3

Таблица 5.3 – Результаты вариантного расчета

Betal2 ,град	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00
Fir2	0.300	0.300	0.300	0.300	0.300	0.300
Etap	0.850	0.850	0.850	0.850	0.850	0.850
Kp	1.030	1.030	1.030	1.030	1.030	1.030
Z2	24	24	24	24	24	24
Tau2	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900	0.900
RPi	1.350	1.350	7.200	7.200	7.200	7.200
Tn ,К	210.00	210.00	210.00	210.00	210.00	210.00
Zn	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980	0.980
R ,Дж/(кг.К)	297.00	297.00	297.00	297.00	297.00	297.00
Ср, Дж/(кг.К)	1056.0	1056.0	1056.0	1056.0	1056.0	1056.0
RK	1.400	1.400	1.400	1.400	1.400	1.400
U2p ,м/с	300.00	300.00	300.00	300.00	300.00	300.00
Mw1m	0.800	0.800	0.800	0.800	0.800	0.800
Mc2m	0.800	0.800	0.800	0.800	0.800	0.800
Vnn ,м3/МИН	750.00	750.00	750.00	375.00	375.00	375.00
RN ,об/МИН	2381.4	3012.3	4876.9	6385.3	5829.0	9449.4
Sigma	2.9750	2.9750	2.9750	2.9750	2.9750	2.9750
DelTs , К	22.183	22.183	172.689	172.689	172.689	172.689
Lps ,Дж/кг	19513.3	19513.315	1905.615	1905.615	1905.615	1905.6
PsiT2	0.8691	0.8691	0.8691	0.8691	0.8691	0.8691
Psip	0.7609	0.7609	0.7609	0.7609	0.7609	0.7609
Alfa2 ,град	19.04	19.04	19.04	19.04	19.04	19.04
Azvn ,м/с	291.83	291.83	291.83	291.83	291.83	291.83
U2w1 ,м/с	350.19	350.19	350.19	350.19	350.19	350.19
U2c2 ,м/с	253.93	253.93	253.93	253.93	253.93	253.93
IY	1	1	4	4	4	3
C2 ,м/с	147.24	147.24	205.40	205.40	205.40	237.18
U2 ,м/с	160.14	160.14	223.41	223.41	223.41	257.97
DelTst ,К	22.183	22.183	43.172	43.172	43.172	57.563
Mw11	0.3658	0.3658	0.5104	0.5104	0.5104	0.5893
Mc21	0.4907	0.4907	0.6678	0.6678	0.6678	0.7585
D2 ,м	1.2843	1.0154	0.8749	0.6682	0.7320	0.5214
1-я ступень:						
T21 ,К	220.92	220.92	232.20	232.20	232.20	239.93
Eps21	1.1158	1.1158	1.2310	1.2310	1.2310	1.3133
B21	0.0500	0.0800	0.0700	0.0600	0.0500	0.0800
2-я ступень:						
T22 ,К	0.00	0.00	275.37	275.37	275.37	297.49
Eps22	0.0000	0.0000	1.7240	1.7240	1.7240	2.0083
B22	0.0000	0.0000	0.0500	0.0428	0.0357	0.0523
3-я ступень:						
T23 ,К	0.00	0.00	318.54	318.54	318.54	355.05
Eps23	0.0000	0.0000	2.2986	2.2986	2.2986	2.8480
B23	0.0000	0.0000	0.0375	0.0321	0.0268	0.0369
4-я ступень:						
T24 ,К	0.00	0.00	361.71	361.71	361.71	0.00
Eps24	0.0000	0.0000	2.9545	2.9545	2.9545	0.0000
B24	0.0000	0.0000	0.0292	0.0250	0.0208	0.0000
5-я ступень:						
T25 ,К	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Eps25	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
B25	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
6-я ступень:						
T26 ,К	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Eps26	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
B26	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

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

КМ 11.00.00.00 ПЗ

Лист

39

Для подальших розрахунків вибираємо оптимальний варіант.
Оптимальний варіант показаний в таблиці 5.4

Таблиця 5.4 – Оптимальний варіант варіантного розрахунку

Beta12 ,град	60.00
Fir2	0.300
Etap	0.830
Kp	1.030
Z2	24
Tau2	0.900
RPi	7.200
Tn ,К	210.00
Zn	0.980
R , Дж/ (кг.К)	297.00
Cp, Дж/ (кг.К)	1056.0
RK	1.400
U2p ,м/с	300.00
Mw1m	0.800
Mc2m	0.800
Vnn ,м3/МИН	375.00
RN ,об/МИН	10000.0
Sigma	2.9050
DelTs , К	178.269
Lps , Дж/кг	153124.0
PsiT2	0.7678
Psip	0.6564
Alfa2 ,град	21.34
Azvn ,м/с	291.83
U2w1 ,м/с	350.19
U2c2 ,м/с	283.22
IY	3
C2 ,м/с	229.87
U2 ,м/с	278.86
DelTst ,К	59.423
Mw11	0.6370
Mc21	0.7299
D2 ,м	0.5527

Висновок: На підставі отриманих результатів вибираємо оптимальний варіант - варіант с $\beta_{12} = 60^\circ$. Оптимальний варіант вибирається на основі порівняльного аналізу зазначених параметрів виходячи з технічних вимог, висунутих до компресора.

Габарити і маса компресора будуть тим менше, чим менше діаметр робочих коліс D_2 і число ступенів. Частота обертання визначає тип підшипників і приводів. Окружна швидкість робочих коліс визначає рівень напружень в деталях ротора. Менші значення u_2 дозволяють використовувати більш дешеві матеріали для виготовлення ротора. ККД компресора залежить

										Лист
										40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

від рівня чисел Маха, значень b_2 і β_{n2} . Чим нижче значення чисел Маха, тим імовірніше досягнення великих ККД. Зменшення значень β_{n2} часто призводить до зростання ККД. Діапазон значень b_2 є 0,04-0,08.

5.3 Розрахунок робочих коліс

Робоче колесо – основний елемент ступеня, за допомогою якого газу передається енергія, еквівалентна механічній роботі, що здійснюється приводним двигуном.

Робочі колеса відцентрових компресорів в значній мірі визначають газодинамічні характеристики машини. В наш час в відцентрових компресорах в основному використовують робочі колеса з радіальним виходом потоку на лопатки. Твірними поверхнями лопаток - це прямі лінії, паралельні осі обертання ротора (циліндричні лопатки). Лопатки розташовані між основним і покривним дисками. Основний диск в області лопаткової решітки, як правило, плоский, а покривний конічний з прямолінійною твірною. Такі колеса є технологічно відносно простими, але не досконалими в аеродинаміці.

Виконання лопаток просторової форми дозволяє забезпечити необхідні кути атаки по всій ширині вхідної кромки, меншим і є рівень швидкостей в відносному русі на вході на лопатки. Лопатки формують потік не тільки в радіальній частині робочого колеса, але і на ділянці його повороту з осевого в радіальний напрямок. Газодинамічна перевага робочих коліс з просторовими лопатками в порівнянні з робочими колесами з циліндричними лопатками збільшується з ростом витрати, тобто зростанням b_2/D_2 .

У процесі розрахунку необхідно здійснювати контроль та аналіз отриманих результатів. Ряд параметрів робочого колеса не повинен виходити за межі рекомендованих значень.

Розрахунок робочих коліс необхідно починати з визначення взаємозв'язку між собою величин: діаметра валу під робочим колесом d_v та першої критичної частоти обертання ротору $n_{кр}$.

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

Для жорсткого ротору зазвичай рекомендують співвідношення $(n_{кр}/n)=1,22\div 1,25$.

Після визначення d_v задаючись величиною $\Delta d_{вт}=d_{вт}-d_v$ належить визначити діаметр втулки першого колеса d_v , а також його відносну величину $\bar{d}_{вт} = d_{вт}/D_2$. У зв'язку з зменшенням втрат енергії лопатковою решіткою колеса не рекомендується, щоб перевищувала величину 0,35. Для того, щоб зменшити величину $d_{вт}$ в вихідних даних, слід задавати нові значення коефіцієнта $K_{кр}$ та $\Delta d_{вт}$.

Товщина лопаток колеса δ обирається в залежності від його зовнішнього діаметру та способу виготовлення. Для коліс, у яких з'єднання дисків з лопаткою здійснюється шляхом пайки або зварювання $\delta = (0,005\div 0,012)$ м. Більші значення обирають для коліс з великим діаметром D_2 .

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

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

Схема з основними розрахунковими розмірами робочого колеса представлена на рисунку 5.1

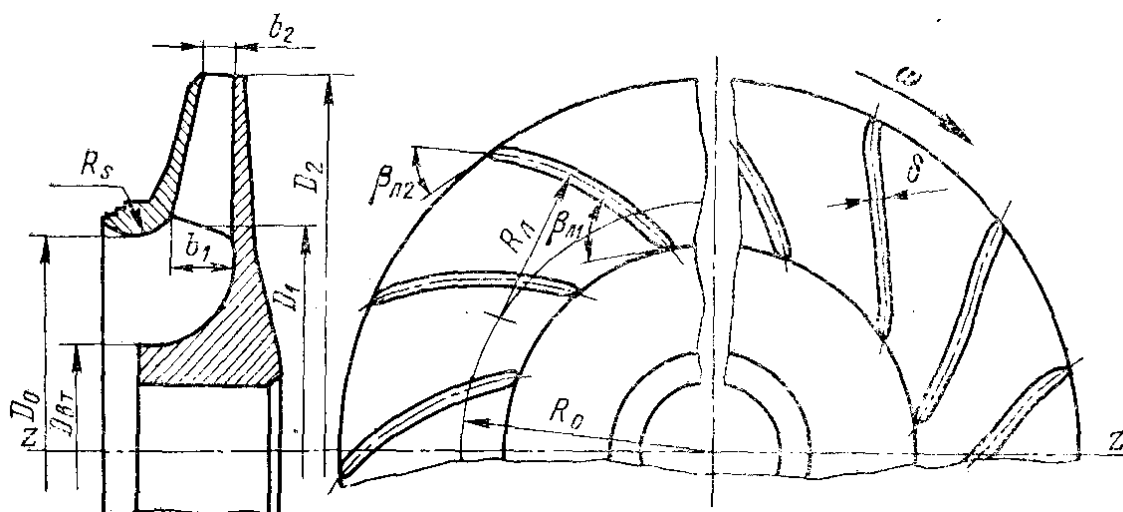


Рисунок 5.1 – Схема и основні розміри робочого колеса

РАСЧЕТ РАБОЧИХ КОЛЕС

Диаметр патрубка	Dpt	=	0.515	м
1-` критическая частота вращения	Nkr1	=	4000.0	об/мин
Диаметр вала под рабочим колесом	Dv	=	0.176	м
Диаметр расточки покрывного диска	D0	=	0.355	м
Диаметр на входе в лоп. решетку	D1	=	0.363	м
Относительный диаметр решетки на входе	D1/D2	=	0.656	
Условный коэффициент расхода первой ступени	F	=	0.0901	
Коэффициент теорет. напора	PsiT2	=	0.7134	
Коэффициент внутреннего напора	Psii	=	0.7348	
Окружная скорость в сечении 1-1	U1	=	189.84	м/с
Окружная скорость в сечении 2-2	U2	=	289.29	м/с
Отн. скор. на входе в решетку РК 1 ступ.	W1	=	219.77	м/с
Отношение W1/W2беск.	W1/W2	=	2.19	
Число Маха в относительном движении	Mw1	=	0.757	
Абсолютная скорость в сечении 2-2	C2	=	223.89	м/с
Угол лопаток в сечении 1-1	Betal1	=	29.00	град
Угол между S2 и U2	Alfa2	=	22.81	град
Число лопаток на входе в РК	Z1	=	24	
Число лопаток на выходе из РК	Z2	=	24	
Относительная густота лопаточной решетки	L/t	=	2.29	
Коэффициент стеснения потока на входе в РК	Tau1	=	0.891	
Коэффициент стеснения потока на выходе из РК	Tau2	=	0.960	
Давление газа на входе в компрессор	Pn	=	0.250	МПа
Радиус средней линии лопаток	Rl	=	-1.0632	м
Радиус окружности центров	R0	=	1.2249	м
Угол наклона покрывного диска	Teta	=	14.42	град

Результати розрахунків наведені в таблиці 5.5

Таблица 5.5 – Результаты розрахунків не ЕОМ.

Харак./Ступень	1	2	3
Dvt , м	0.196	0.239	0.257
ODvt	0.3542	0.4327	0.4655
C0 , м/с	93.98	73.18	57.19
T0 , К	204.8	264.8	324.1
Ro0 , кг/м3	3.897	6.363	9.361
P0 , МПа	0.237	0.500	0.900
C1 , м/с	110.72	86.20	67.37
T1 , К	203.2	263.6	323.4
Ro1 , кг/м3	3.838	6.312	9.324
P1 , МПа	0.231	0.494	0.894
T2 , К	243.6	301.9	360.2
DelTn2, К	34.581	92.898	151.214
Ro2 , кг/м3	5.426	8.175	11.455
P2 , МПа	0.392	0.732	1.224
B1 , м	0.0587	0.0458	0.0397
B2 , м	0.0343	0.0214	0.0153
Betal , град	30.25	24.42	19.54
I1 , град	-1.25	4.58	9.46

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 вибрати 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.

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

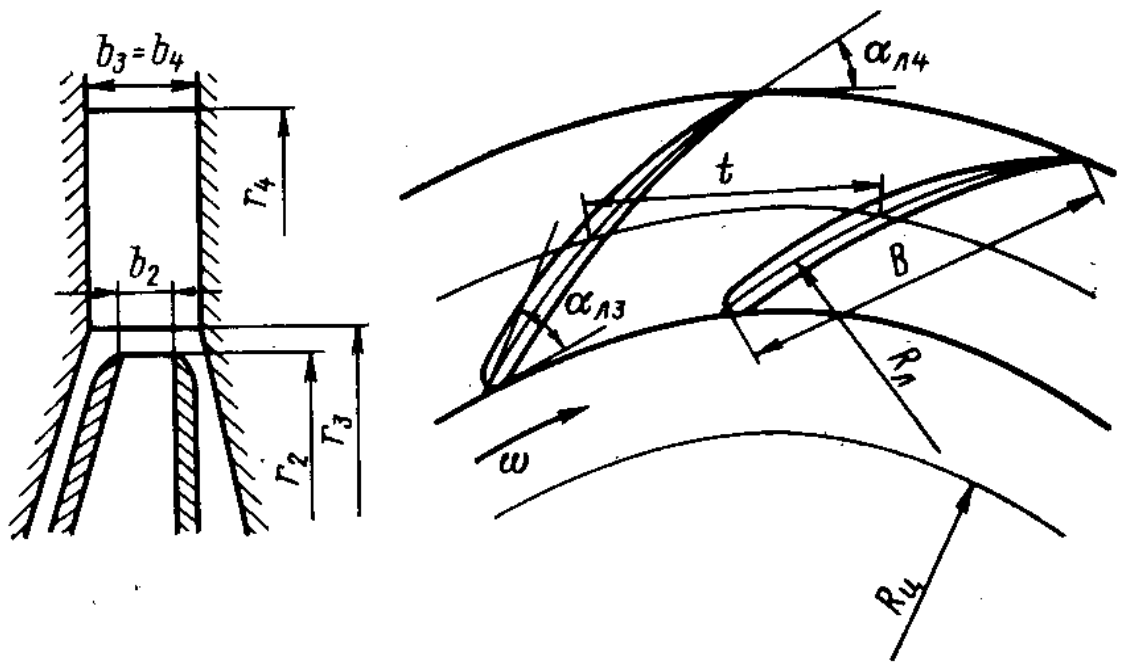


Рисунок 5.2 - Схема круговой решетки лопаткового диффузора

Розрахунок лопаткового диффузора здійснюємо за допомогою ЕОМ.

РАСЧЕТ ЛОПАТОЧНОГО ДИФФУЗОРА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Число ступеней	Y	=	3
Коэффициент теоретического напора	PsiT2	=	0.7134
Окружная скорость на выходе из РК	U2	=	289.29 м/с
Абсолютная скорость на выходе из РК	C2	=	223.89 м/с
Наружный диаметр РК	D2	=	0.5530 м
Теплоемкость газа при постоянном давлении	Cp	=	1056.0 Дж/(кг.К)
Газовая постоянная	Rn	=	297.00 Дж/(кг.К)
Температура газа на входе в компрессор	Tn	=	210.0 К
Плотность газа на входе в компрессор	Ron	=	4.000 кг/м3
Коэффициент сжимаемости газа	Zn	=	0.998
Газодинамическая функция	Sigma	=	2.9050
Угол между S2 и U2	Alfa2	=	22.81 град
Показатель адиабаты	K	=	1.400
Объемный расход газа на входе в компрессор	Vn	=	375.00 м3/мин
Коэффициент стеснения потока на выходе из ЛД	Tau4	=	0.900

Данн./Ступень	1	2	3
KU	1.1000	1.1000	1.1000
OD4	1.500	1.500	1.500
D3, m	0.610	0.610	0.610
B2, m	0.0343	0.0214	0.0153
DelTn2, K	34.580	92.890	151.210
KF	2.200	2.200	2.200
Lop	1.50	1.50	1.50

Результати розрахунків показані в таблиці 5.6

Таблиця 5.6 – Результати розрахунків на ЕОМ.

Данн./Ступень	1	2	3
B3, м	0.0377	0.0235	0.0168
C3, м/с	200.30	200.30	200.30
P3, МПа	0.409	0.755	1.251
T3, К	248.32	306.63	364.95
Ro3, кг/м3	5.555	8.302	11.567
Alfa13, град	20.92	20.92	20.92
Alfa14, град	35.29	35.29	35.29
Alfa4, град	31.15	31.15	31.15
D4, м	0.829	0.829	0.829
C4, м/с	87.89	96.24	98.00
P4, МПа	0.485	0.867	1.407
T4, К	263.39	321.70	380.02
Ro4, кг/м3	6.215	9.096	12.494
Eps4	1.5537	2.2741	3.1236
Z3	14	14	14
R1, м	0.7364	0.7364	0.7364
R0, м	0.4645	0.4645	0.4645
Lo	1.453	1.453	1.453

5.5 Розрахунок зворотного напрямного апарату

Зворотні напрямні апарати служать для підведення потоку газу з дифузора попереднього ступеня в робоче колесо наступного ступеня. Відомі два основних типи ЗНА: каналний і лопатковий.

Зворотний напрямний апарат лопаткового типу складається з трьох елементів: поворотного коліна, кругової решітки нерухомих лопаток і кільцевого коліна. Раціональне проектування всіх елементів ЗНА має важливе значення, так як через велику протяжність робочих каналів і численних поворотів втрати енергії в апараті сумірні з втратами в дифузори.

До особливостей роботи зворотного напрямного апарату, встановленого після лопаткового дифузора, слід віднести: по-перше, крокову нерівномірність потоку, по-друге, ту обставину, що в широкому діапазоні робочих режимів по продуктивності кут натікання потоку на лопатки ЗНА залишається незмінним. Середня лінія лопаток ЗНА виконується, як правило, по дузі кола. Кут виходу потоку з лопатки решітки ЗНА зазвичай прагнуть зробити рівним $\alpha_4 = 90^\circ$.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Ширина канала ОНА на входе	B5	=	0.0490	
Ширина канала ОНА на выходе	B6	=	0.0586	м
Наружный диаметр ОНА на выходе	D6	=	0.4077	м
Абсолютная скорость на входе в ОНА	C5	=	65.78	м/с
Абсолютная скорость на выходе из ОНА	C6	=	58.35	м/с
Угол потока на входе в ОНА	Alfa5	=	32.12	град
Лопаточный угол на входе в ОНА	Alfa15	=	32.00	град
Лопаточный угол на выходе из ОНА	Alfa16	=	92.00	град
Радиус наружного обвода канала ОНА	R0	=	0.0264	м
Число лопаток ОНА	Z6	=	16	
Плотность газа на входе в ОНА	Ro5	=	6.300	кг/м3
Плотность газа на выходе из ОНА	Ro6	=	6.320	кг/м3
Температура газа на входе в ОНА	T5	=	265.29	К
Температура газа на выходе из ОНА	T6	=	265.72	К
Давление газа на входе в ОНА	P5	=	0.495	МПа
Давление газа на выходе из ОНА	P6	=	0.498	МПа
Коэффициент стеснения потока на входе в ОНА	Tau5	=	0.899	
Коэфф. стеснения потока на выходе из ОНА	Tau6	=	0.917	
Площадь проходного сечения на входе в ОНА	F5	=	0.06084	м2
Площадь проходного сечения на выходе из ОНА	F6	=	0.06881	м2
Радиус лопатки ОНА	R1	=	0.1853	м
Радиус окружности центров лопаток ОНА	Rc	=	0.2755	м
Внутренний радиус поворотного колена	Rkk	=	0.0509	м

Ort	Rt	Bt	Alfalt	F	Deltat
-	м	м	град	м2	м
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
0.40	0.288	0.055	67.15	0.0656	0.0286
0.25	0.257	0.056	75.22	0.0668	0.0225
0.10	0.225	0.058	83.78	0.0680	0.0137
0.05	0.214	0.058	86.82	0.0684	0.0102

РАСЧЕТ ОБРАТНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ВТОРОЙ СТУПЕНИ

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметр входа в ОНА	D5	=	0.829	м
Наружный диаметр рабочих колес секции	D2	=	0.553	м
Диаметр расточки покрывн. диска РК след. ступ.	D0	=	0.355	м
Диаметр втулки РК следующей ступени	Dvt	=	0.239	м
Ширина канала на выходе из диффузора	B4	=	0.0235	м
Толщина лопаток ОНА	Delta6	=	0.0065	м
Абсолютная скорость на выходе из РК	C2	=	223.89	м/с
Абсолютная скорость на выходе из диффузора	C4	=	96.24	м/с
Угол потока на выходе из диффузора	Alfa4	=	31.15	град
Угол отставания потока в ОНА	DAlfa6	=	2.00	град
Оптимальное значение густоты решетки в ОНА	L/t	=	2.10	
Температура газа на входе в компрессор	Tn	=	210.00	К
Температура газа на выходе из РК	T2	=	301.90	К

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

KM 11.00.00.00 ПЗ

Лист

49

Теплоемкость при постоянном давлении	Cp	=	1056.0	Дж/ (кг.К)
Плотность газа на входе в компрессор	Ron	=	4.000	кг/м3
Коэффициент сжимаемости газа	Zn	=	0.998	
Газовая постоянная	Rn	=	297.00	Дж/ (кг.К)
Газодинамическая функция	Sigma	=	2.9050	
Эмпирический коэффициент	Ku	=	1.500	
Эмпирический коэффициент	Ktr	=	1.350	
Эмпирический коэффициент	Kf	=	1.000	
Отн.радиус кривизны простр.траектории потока	Rok/B4	=	7.00	

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Ширина канала ОНА на входе	B5	=	0.0353	
Ширина канала ОНА на выходе	B6	=	0.0472	м
Наружный диаметр ОНА на выходе	D6	=	0.3975	м
Абсолютная скорость на входе в ОНА	C5	=	69.45	м/с
Абсолютная скорость на выходе из ОНА	C6	=	50.41	м/с
Угол потока на входе в ОНА	Alfa5	=	28.55	град
Лопаточный угол на входе в ОНА	Alfa15	=	29.00	град
Лопаточный угол на выходе из ОНА	Alfa16	=	92.00	град
Радиус наружного обвода канала ОНА	R0	=	0.0212	м
Число лопаток ОНА	Z6	=	16	
Плотность газа на входе в ОНА	Ro5	=	9.186	кг/м3
Плотность газа на выходе из ОНА	Ro6	=	9.244	кг/м3
Температура газа на входе в ОНА	T5	=	323.35	К
Температура газа на выходе из ОНА	T6	=	324.43	К
Давление газа на входе в ОНА	P5	=	0.880	МПа
Давление газа на выходе из ОНА	P6	=	0.889	МПа
Коэффициент стеснения потока на входе в ОНА	Tau5	=	0.895	
Коэфф. стеснения потока на выходе из ОНА	Tau6	=	0.919	
Площадь проходного сечения на входе в ОНА	F5	=	0.03985	м2
Площадь проходного сечения на выходе из ОНА	F6	=	0.05412	м2
Радиус лопатки ОНА	R1	=	0.1825	м
Радиус окружности центров лопаток ОНА	Rc	=	0.2698	м
Внутренний радиус поворотного колена	Rkk	=	0.0261	м

Ort	Rt	Bt	Alfalt	F	Deltat
-	м	м	град	м2	м
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
0.40	0.285	0.042	66.34	0.0484	0.0319
0.25	0.253	0.044	74.69	0.0506	0.0248
0.10	0.220	0.046	83.54	0.0527	0.0147
0.05	0.210	0.047	86.70	0.0534	0.0107

Для розрахунку коефіцієнта втрат кільцевої камери використовується наступна формула:

$$\xi_{4-k} = 1 - 0,5 \frac{f_n}{f_k} \cdot \sin(2 - \alpha_4) + (0,33 + K_\phi \cdot A_c) \cdot \left(\frac{f_4}{f_k}\right)^2 \cdot \sin^2 \alpha_4, \quad (5.21)$$

де: f_4 - площа перетину на виході з дифузора, м;

K_ϕ - поправка на форму перетину, яка може бути визначена за графічною залежністю;

A_c - коефіцієнт, який визначається за формулою:

$$A_c = 0,017 + 0,138 \left(\frac{D_k - D_{em}}{D_k + D_{em}} \right)^{0,75}. \quad (5.22)$$

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

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

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ СБОРНОЙ КАМЕРЫ

ПО МЕТОДИКЕ В.Ф.РИСА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Диаметр выхода из диффузора	D4	=	829.0 мм
Угол потока на выходе из диффузора	Alfa4	=	31.1 град
Внутренний радиус поворотного колена	rk.k	=	35.0 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r1	=	35.0 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r2	=	35.0 мм
Радиус скруглений сборной камеры	r3	=	35.0 мм
Ширина на выходе из диффузора	b4	=	16.8 мм
Ширина на входе в сборную камеру	b5	=	21.8 мм
Скорость потока на выходе из диффузора	c4	=	98.0 м/с
Окружная скорость рабочего колеса	u2	=	289.3 м/с
Внутренний напор	Psii	=	0.7340

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Ширина сборной камеры	bcp	=	169.5 мм
Высота сборной камеры	hk	=	169.1 мм
Внутренний диаметр	Dвн	=	604.5 мм
Наружный диаметр камеры	Dк	=	942.7 мм
Площадь сечения сборной камеры	fk	=	0.0279 м2

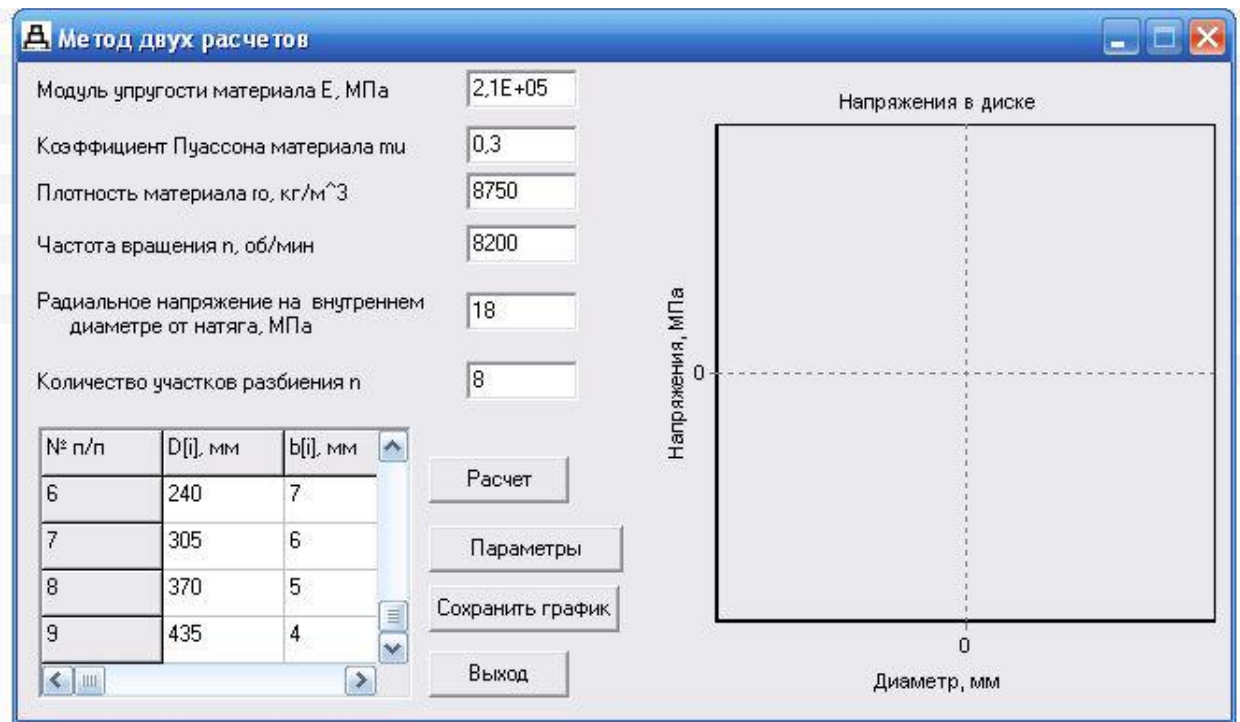


Рисунок 5.4 – Основне вікно програми *DoublAc.exe*

У відповідні комірки вікна заносяться властивості матеріалу диска: модуль пружності матеріалу E ; коефіцієнт Пуассона μ ; густина матеріалу ρ .

Задається частота обертання ротора n в *об/хв*, значення радіальної напруги на внутрішньому діаметрі диска σ_{r1} в *МПа*. Напругу σ_{r1} можна задавати попередньо з діапазону значень $(-10) - (-30)$ *МПа* , а після визначення величини натягу виконати корекцію.

Кількість ділянок розбивки диска береться згідно з кресленням східчастого диска. Розміри східчастого диска D_i і b_i заносяться у відповідну таблицю вікна в *мм*. Розміри показані в таблиці 5.7.1

Креслення східчастого диска, що виконується в масштабі, показане на рисунку 5.5

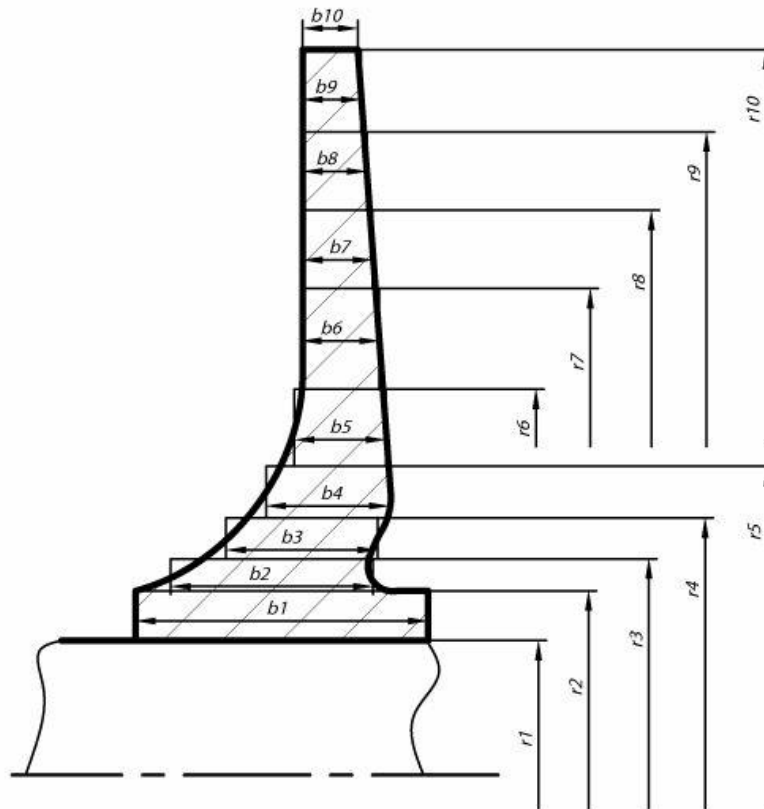


Рисунок 5.5 – Креслення східчастого диска

Таблиця 5.7 – Розміри східчастого диска

D, м	b, м
176.0	77.0
196.0	77.0
211.0	50.0
226.0	36.0
246.0	33.0
270.0	17.0
296.0	15.0
361.0	13.0
425.0	11.0
553.0	8.0

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

модуль упругости материала, МПа

D, м	b, м	SRS, МПа	STS, МПа	SR, МПа	ST, МПа
176.0	77.0	0.00	0.00	-17.00	268.99
196.0	77.0	2.98	248.01	2.98	248.01
211.0	50.0	13.39	241.53	20.62	243.70
226.0	36.0	28.06	241.69	38.97	244.96
246.0	33.0	45.19	241.77	49.30	243.00
270.0	17.0	52.86	241.03	102.61	255.96
296.0	15.0	100.17	260.65	113.52	264.66
361.0	13.0	95.10	245.64	109.73	250.03
425.0	11.0	77.93	251.23	92.10	251.23
553.0	8.0	-0.00	208.81	-0.00	208.81

$u = -34.603595$ мкм

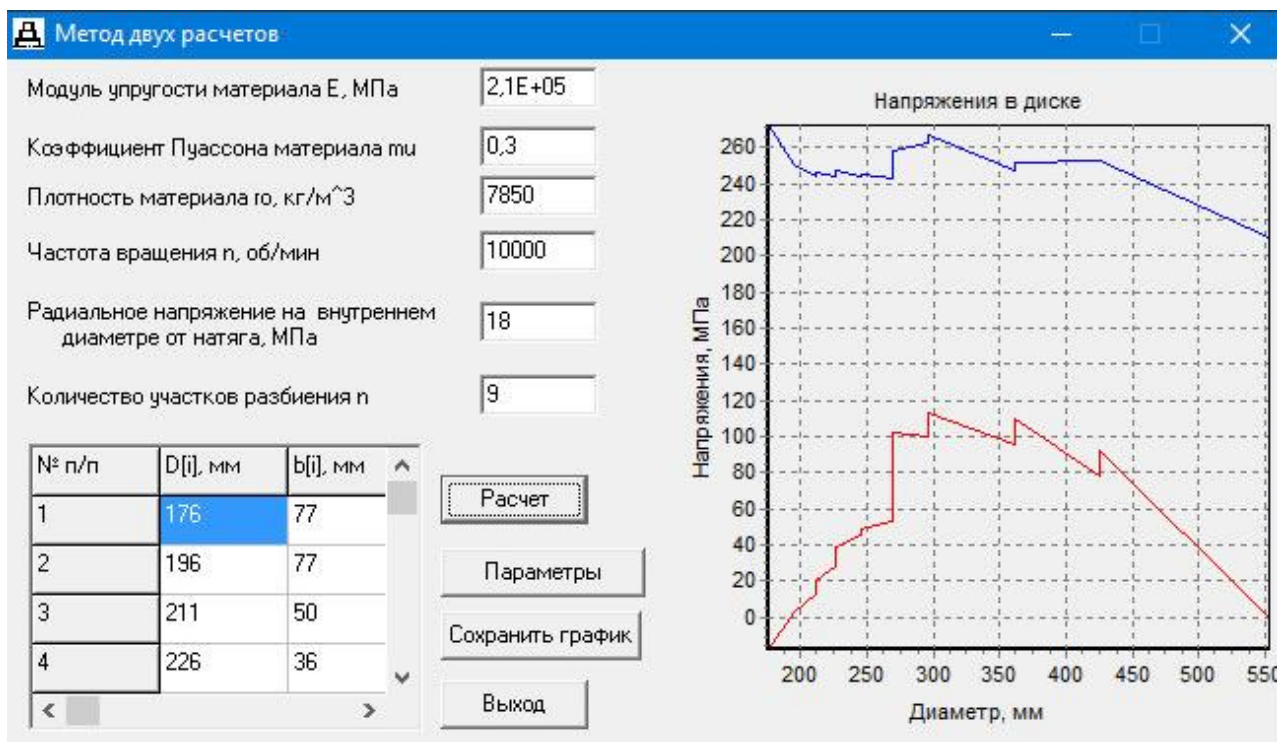


Рисунок 5.6 – Робоче вікно програми DoubleAc зі значеннями величин напруги в диску

Згідно з теоріями міцності має виконуватися умова:

$$k = \frac{\sigma_B}{\sigma_1} \geq 1,8, \tag{5.23}$$

де σ_1 - найбільші з напруг σ_r і σ_t діючих в диску.

$$k = \frac{\sigma_a}{\sigma_1} = \frac{470}{208,81} = 2,26 \text{ .}$$

Умова запасу по міцності матеріалу виконується $k = 2,27 > k = 1,8$.

За отриманими напруженням з марочника сталей вибираємо сталь 40 ГОСТ 5632-72. Сталь зварювана, корозійностійка, витримує великі навантаження. Механічні характеристики: $\sigma = 470 \text{ МПа}$.

5.8 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:

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

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

					Лист
					58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КМ 11.00.00.00 ПЗ

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

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

Визначимо перетікання газу через ущільнення:

$$\bar{m}_{np} = \alpha \cdot \pi \cdot D_l \cdot \delta_l \cdot \rho_l \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_l}{z \cdot \rho_l}}, \quad (5.24)$$

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

ΔP_l – перепад тиску на лабіринті.

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

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

Коефіцієнт перетоків через ущільнення покриває 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.

6 РОЗРАХУНОК СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА ДЛЯ ДЕТАНДЕР-КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТУ ДКАЗ

Розраховуємо компресорну ступінь детандер-компресорного агрегату 3 (ДКАЗ).

Вихідні дані:

Перепад тисків: $\Pi = 2,35$.

Різниця ентальпій з процесу 17-18: $\Delta h = 114 \text{ кДж} / \text{кг}$.

Густина з процесу 17-18: $\rho_{\text{ex}} = 19,1 \text{ кг} / \text{м}^3$; $\rho_{\text{вих}} = 24,8 \text{ кг} / \text{м}^3$

Масова витрата: $m = 50,1 \text{ кг} / \text{с}$.

Робоче середовище – азот.

Схема детандер-компресорного агрегату 3 показана на рисунку 6.1

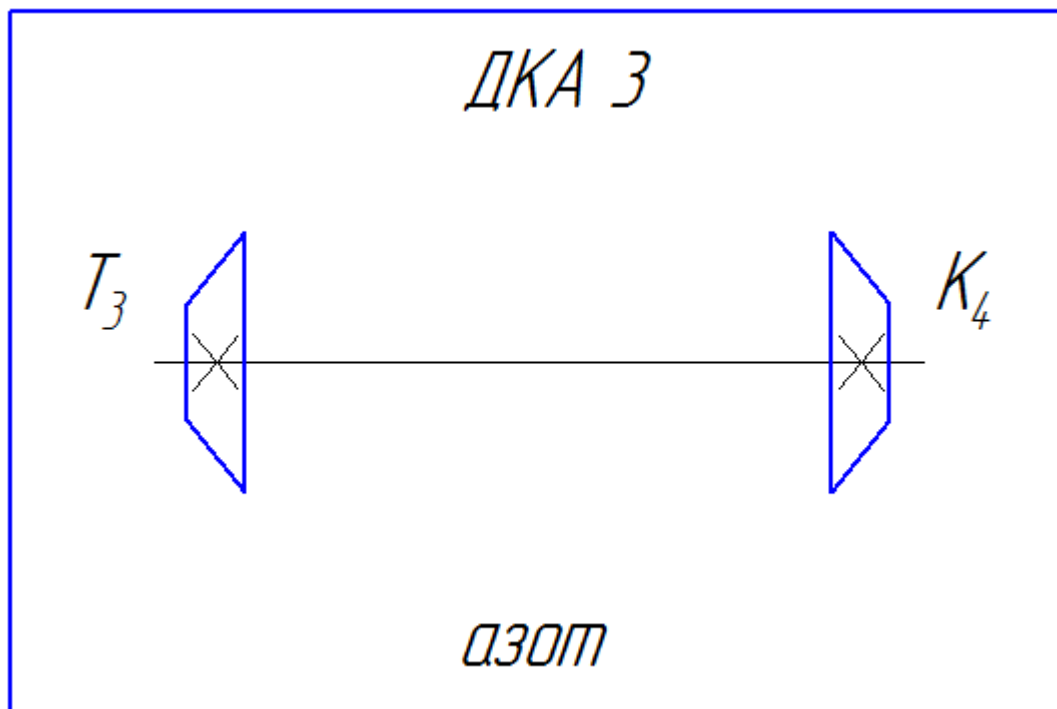


Рисунок 6.1 – Схема детандер-компресорного агрегату 3 (ДКАЗ).

Зовнішній діаметр робочого колеса визначається за формулою

$$D_2 = \sqrt{\frac{\bar{V}_{\text{ex}}}{\pi \cdot \varphi_{r2} \cdot \varepsilon_2 \cdot \bar{b}_2 \cdot u_2 \cdot \tau_2}} = \sqrt{\frac{2.6}{3,14 \cdot 0,3 \cdot 1,3 \cdot 0,04 \cdot 362 \cdot 0,9}} = 0,4 \text{ м}.$$

де $\bar{V}_{\text{ex}} = \frac{m}{\rho_{\text{ex}}} = \frac{50,1}{19,1} = 2,6 \text{ м}^3 / \text{с}$ - об'ємна продуктивність.

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

φ_{r2} - коефіцієнт витрати, залежить від $\beta_{л2}$.

Приймаємо $\beta_{л2} = 90^\circ$, тоді $\varphi_{r2} = 0,28 - 0,34$. Приймаємо $\varphi_{r2} = 0,3$.

$$\varepsilon_2 = \frac{\rho_k}{\rho_n} = \frac{24,83}{19,1} = 1,3 - \text{відношення густин.}$$

$\bar{b}_2 = 0,04$ - відносна ширина на виході робочого колеса.

$$\tau_2 = 1 - \frac{k \cdot \delta_2 \cdot z_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{л2}} - \text{коефіцієнт стиснення потоку на виході з робочого}$$

колеса. Можна взяти з діапазону $\tau_2 = 0,9 - 0,92$. Приймаємо $\tau_2 = 0,9$.

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta h}{\psi_i \cdot Y}} = \sqrt{\frac{114000}{0,87 \cdot 1}} = 362 \text{ м / с} - \text{колова швидкість робочого колеса.}$$

Де $Y = 1$ - кількість ступенів;

$$\psi_i = \frac{0,81}{0,93} = 0,87 - \text{середній коефіцієнт внутрішнього напору. Вибирається з}$$

модельного ряду ступенів при $\Phi_0 = 0,085$.

Знаючи діаметр і колову швидкість колеса, знайдемо частоту обертання ротора:

$$n = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot D_2} = \frac{362 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,4} = 17293 \text{ об / хв.}$$

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

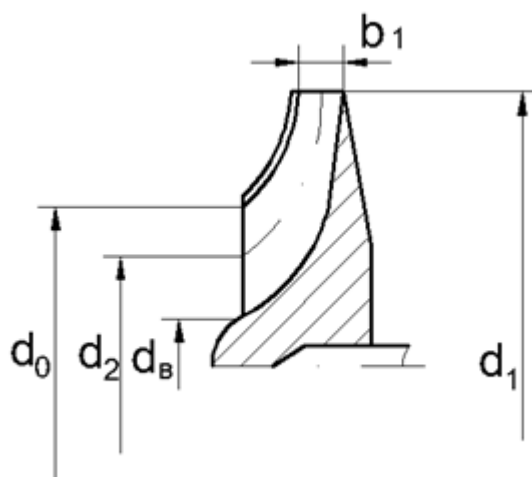


Рисунок 7.2 – Схема робочого колеса турбіни

Рівняння витрати газу для умов входу в робоче колесо:

$$\begin{aligned}
 m &= V \cdot \rho_1 = C_{m1} \cdot f_1 \cdot \rho_1 = \pi \cdot d_1 \cdot b_1 \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \rho_1 \cdot \tau_1 = \\
 &= \pi \cdot d_1 \cdot b_1 \cdot \rho^* \cdot \varepsilon(\lambda) \cdot \lambda_1 \cdot a_{кр} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \tau_1
 \end{aligned}
 \tag{7.1}$$

Де α_1 - кут входу потоку газу на лопатки робочого колеса, рівний куту виходу потоку з соплового направляючого апарату. Приймаємо $\alpha_1 = 30^\circ$.

$m = 50.1 \text{ кг/с}$ - масова витрата.

$d_1 = 0,4 \text{ м}$ - зовнішній діаметр колеса.

$\lambda_1 = 0,5$ - наведена швидкість.

τ_1 - коефіцієнт стиснення перетину лопатками робочого колеса на вході в колесо. Приймаємо $\tau_1 = 0,9$.

$\varepsilon(\lambda)$ - газодинамічна функція густини, знаходимо по формулі:

$$\varepsilon(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_1^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} = \left(1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} \cdot 1,4^2 \right)^{\frac{1}{1,4-1}} = 0,37$$

$a_{кр}$ - критична швидкість звуку, знаходимо по формулі:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R \cdot T^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,4}{1,4+1} \cdot 297 \cdot 410,4} = 377 \text{ К}.$$

Де $R=297 \text{ Дж/кг}^* \text{К}$ – газова стала для азоту;

					Лист
					63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КМ 11.00.00.00 ПЗ

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

8.1 Небезпечні і шкідливі фактори відцентрового компресора

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

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

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

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

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

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

Основні небезпечні і шкідливі фактори:

- дія предметів , що розлітаються в результаті вибуху, або від значних статичних і динамічних навантажень (тиск газу або повітря, статичні і циклічні навантаження, вібрація);
- підвищена температура поверхні компресора і трубопроводів;
- віброшумовий вплив на працюючих;
- порушення чистоти повітря робочої зони (при наявності витоків газу і викиду відпрацьованих газів приводом);
- електромагнітний вплив на працюючих;
- підвищене значення напруги в електромережі, коротке замикання при якому електричний струм проходить через тіло людини;
- підвищена рухливість повітря;
- гострі кромки на поверхні деталей та інструменту.

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

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

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

До потенційних шкідливих факторів відносять: шум при роботі агрегату; вібрація; підвищена запиленість, і загазованість повітря робочої зони; підвищена або знижена температура поверхонь обладнання, матеріалів;

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

підвищена або знижена температура повітря робочої зони; підвищений або знижений барометричний тиск у робочій зоні і його різка зміна; підвищена або знижена вологість повітря; підвищена або знижена рухливість повітря.

8.2 Характеристика робочого середовища

У проектованому обладнанні робочим середовищем є азот.

У повітрі об'ємна частка його становить 78,09%, а масова частка – 75,6%.

Азот – безбарвний, без смаку газ. Температура кипіння мінус 195,80 С.

При температурі нижче мінус 209,90 С переходить у твердий стан.

Азот інертний газ, при наявності в повітрі 84% діє задушливо. Рідкий азот при влученні на тіло людини викликає обмороження.

8.3 Безпека експлуатації компресора

8.3.1 Небезпека вибуху при стисненні газів

При стисненні газів виникають небезпеки, пов'язані з підвищенням тиску, температури і протіканням процесів, які можуть призвести до вибухів і травматизму[13].

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

Реальні процеси стиснення підкоряються закону, що характеризується рівнянням політропи:

$$P \cdot V^m = \text{const} . \quad (8.1)$$

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

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} . \quad (8.2)$$

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

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 підвищенні температури збільшується витрата енергії на стиснення газу, знижується міцність металу компресора; різко посилюється розкладання мастила і виникає можливість вибуху. Для усунення небезпеки необхідно застосовувати якісне мастило і надійне охолодження компресорів.

8.3.2 Мастило компресора

Мастила при перегріванні піддаються термічному розкладанню з виділенням водню; граничних і ненасичених легких вуглеводневих газів, в тому числі і ацетилену, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші. При розкладанні мастила на стінках циліндра компресора, клапанних пристроїв і в трубопроводах відкладаються тверді продукти розкладання: сажа, смоли і кокс, асфальтени і карбоїди, утворюють «нагар». Якщо в стисливому газі присутній пил, окалина та продукти корозії, то різко посилюється утворення нагару, збільшується тертя, виникають місцеві перегрівки, які можуть призвести до вибуху. Масла низької якості здатні утворювати з повітрям перекисні сполуки, легко розкладаються з вибухом.

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

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

при 100 °С і кілька більш високих , температурах. Високою стабільністю і стійкістю до окислювача відрізняються кремній-органічні масла.

8.3.3 Охолодження компресора

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

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

Оскільки зі збільшенням тиску температура спалаху мастила знижується, температура стисненого газу не повинна бути вище 160 °С в одноступінчатих компресорах і 140 °С в багатоступеневих. Водяне охолодження стінок і кришок циліндрів компресора при хорошій циркуляції води дозволяє забезпечити зниження температури стисненого газу до необхідної температури тільки при 4-6 кратному стисненні. При більш високого ступеня стиснення необхідно встановлювати проміжні виносні холодильники для газу після кожного ступеня стиснення. Сконденсована рідина (щоб уникнути руйнівних гідравлічних ударів) повинна безперервно або періодично виводитися з холодильників. Водяне охолодження включають до пуску компресора. При припиненні подачі води необхідно негайно зупинити компресор. Великі компресорні установки постачають автоматичною сигналізацією і блокувальними пристроями, вимикати установку при підвищенні температури зворотної води вище передбаченої за регламентом. Кількість і температуру води розраховують по тепловому балансу. Неприпустимо з'єднання: кількох паралельних відводів води від різних ступенів компресора або від різних компресорів в одну трубку із загальним зливом в воронку, так як при цьому може залишитися

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

непоміченим відсутність води в одному з об'єктів охолодження.

8.3.4 Очищення повітря

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

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

8.3.5 Арматура, конструкції та встановлення компресора

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

Всі рухомі частини компресорів і приводів до них закривають огороженнями. Обертові частини (колінчаті вали та ін.) Ретельно

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

балансують, щоб уникнути аварії. Після кожного ступеня стиснення встановлюють конденсатор-холодильник і сепаратор-відділювач зрідженого газу. Кожний ступінь постачають манометром, термометром і запобіжним клапаном.

Дуже велику небезпеку становить підсмоктування повітря компресорами і газодувками, компримується ацетилен, метан, водень та інші гази, що утворюють з повітрям вибухонебезпечні суміші. Щоб уникнути підсосу повітря усмоктувальні лінії завжди слід тримати під невеликим надлишковим тиском газу з газгольдера. Перед пуском систему продувають інертним газом. Скраплений газ систематично аналізують на вміст кисню, застосовуючи для цього безперервно діючі автоматичні прилади, засновані на вимірі теплового ефекту від спалювання газу або на визначенні магнітних властивостей, характерних тільки для кисню. Для визначення вмісту кисню застосовують також фото колориметричні і акустичні газоаналізатори, які постачають самопишучим реєструючим механізмом і сигналізацією.

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

8.4 Герметичність

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

Принцип герметичності , тобто непроникності в тій чи іншій мірі , використовують практично у всіх пристроях і установках, в яких в якості робочого тіла застосовують рідина або газ. Цей принцип є також обов'язковим для вакуумних установок. Пристрої і установки, в яких використовується в процесі роботи принцип герметичності, можна скорочено назвати герметичними.

Внутрішні обсяги герметичних пристроїв і установок обмежують

					<i>КМ 11.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		72

середу, яка може бути або робочим тілом, або виконувати роль того середовища, в якій протікають основні робочі процеси. Тому параметри її стану (як і саме середовище) різні. Так, середовище може бути сильно нагрітою (мати температуру кілька тисяч градусів) або бути сильно охолодженою (мати температуру, близьку до абсолютного нуля); тиск всередині пристрою може вимірюватися тисячами МПа або мати значення, характерні для глибокого вакууму.

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

По-перше, порушення герметичності може бути пов'язано з вибухом. Тут слід розрізняти дві причини. З одного боку, вибух може бути наслідком порушення герметичності, наприклад, запалення вибухової суміші всередині установки. З іншого, порушення герметичності може стати причиною вибуху, наприклад, у разі порушення герметичності ацетиленового трубопроводу поблизу ділянок порушення утворюється ацетиленоповітряна суміш, яка може спалахнути найслабшими імпульсами. Непомічене тривале горіння призводить до такого сильного розігріву трубопроводу, що ацетилен в ньому самозаймається.

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

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

- травматизму, пов'язаного з високим тиском газу в системі, наприклад, порушення герметичності балона з газом при тиску 20 МПа з утворенням отвору діаметром 15 мм приведе до появи початкової реактивної тяги

близько 3,5 кН; при масі балона 70 кг він може придбати прискорення 5g і переміститися на деяку відстань;

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

поза області і займання; застосуванням пригнічують (хімічно активних) і флегматизуючих (інертних) речовин; конструктивними і технологічними рішеннями, прийнятими при проектуванні виробничого обладнання та процесів.

Запобігання виникненню джерела ініціювання вибуху повинно бути забезпечено: регламентацією вогневих робіт; запобіганням нагріву обладнання до температури самозаймання вибухонебезпечного середовища; застосуванням засобів, що знижують тиск у фронті ударної хвилі; застосуванням матеріалів, які не створюють при зіткненні іскор; застосуванням засобів захисту від атмосферного і статичної електрики, що не створюють струмів, струмів замикання на землю і т. д.; застосуванням вибухозахищеного обладнання; застосуванням швидкодіючих засобів захисного відключення можливих електричних джерел ініціювання вибуху; обмеженням потужності електромагнітних і інших випромінювань; усуненням небезпечних теплових проявів хімічних реакцій і механічних впливів.

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

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

8.8 Ураження електричним струмом

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

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

Основними джерелами ураження електричним струмом є:

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

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

Важливим засобом захисту від появи небезпечної напруги на металевих частинах технологічного устаткування є захисне відключення. Це відключення здійснюється за допомогою автоматичних вимикачів, контакторів і магнітних пускачів. У тих випадках, коли є відкриті електричні контакти вони обов'язково повинні бути закриті ізолюючими кришками.

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

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

8.9 Безпека при експлуатації трубопроводів

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

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

вода - зелений;

пара - червоний;

повітря - синій;

гази горючі і негорючі - жовтий;

кислоти - помаранчевий;

луги - фіолетовий;

рідини горючі і негорючі - коричневий;

інші речовини - сірий.

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

Червоні кільця означають, що транспортуються вибухонебезпечні, вогнебезпечні, легкозаймисті речовини;

зелені - безпечне або нейтральне речовини;

жовті - токсичні речовини.

Крім того, жовтими кільцями позначають інші види небезпек (високий вакуум, високий тиск, наявність радіації). При нанесенні кільця жовтого кольору на трубопроводи з розпізнавальним фарбуванням газів і кислот і кільця зеленого кольору на трубопроводи з розпізнавальним фарбуванням кільця мають чорну або білу облямівку завширшки не менше 10 мм. Кількість запобіжних кільць відповідає ступеню небезпеки речовини, яке

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		78

транспортується. Поруч з кольоровими сигнальними кільцями застосовуються також попереджувальні знаки, маркуються щитки і написи на трубопроводах, які розміщуються на найбільш відповідальних місцях комунікацій.

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

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

Трубопроводи періодично підлягають зовнішньому огляду і гідравлічного випробування. При зовнішньому огляді визначається стан зварних і фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються поклони, прогини, міцність несучих конструкцій. Здійснюється гідравлічне випробування встановленим тиском в залежності від матеріалу трубопроводу. Результати гідравлічного випробування вважаються задовільними, якщо тиск не знизилася, а в зварних швах, трубах, корпусах арматури не встановлені ознаки розривів, витікання або запотівання.

					<i>КМ 11.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		79

8.10 Запобіжні пристрої від підвищення тиску

Кожна посудина (порожнина комбінованої посудини) повинна забезпечуватися запобіжними пристроями від підвищення тиску вище допустимого значення.

Як запобіжні пристрої застосовуються:

- 1) пружинні запобіжні клапани;
- 2) важільно -вантажні запобіжні клапани;
- 3) імпульсні запобіжні пристрої (ІЗП), що складаються із головного запобіжного клапана (ГЗК) і керуючого імпульсного клапана (ІПК) прямої дії;
- 4) запобіжні пристрої з руйнівними мембранами (мембранні запобіжні пристрої);
- 5) інші пристрої, застосування яких узгоджено з Держнаглядом України.

Конструкція пружинного клапана повинна виключати можливість затяжки пружини понад встановлену величину, а пружина повинна бути захищена від неприпустимого нагрівання (охолодження) і безпосередньо дії робочого середовища, якщо вона погано впливає на матеріал пружини.

Конструкція пружинного клапана повинна передбачати пристрій для перевірки справності дії клапана в робочому стані способом примусового відкриття його під час роботи.

Допускається встановлення запобіжних клапанів без пристосування для примусового відкриття, якщо останнє є небажаним за властивостями середовища (вибухонебезпечно, горюче, а також речовини 1 і 2 класу небезпеки) або за умовами технологічного процесу. В цьому випадку перевірка спрацювання клапана повинна здійснюватися на стендах.

Пропускна здатність запобіжного клапана визначається відповідно до ГОСТ 12.2.085 «Судини працюють під тиском. Запобіжні клапани. Вимоги безпеки».

Запобіжні пристрої повинні встановлюватися на патрубках або

					КМ 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

8.11 Шум при роботі агрегату

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

Таблиця 8.1 - Нормування за граничним спектром шуму

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

					<i>КМ 11.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		83

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

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

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

					<i>КМ 11.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		84

8.12 Розрахунок шумоізоляції

У виробничому приміщенні, в якому рівень шуму 90 дБ, планується зробити звуковбирну облицювання стін і стелі для зниження шуму до 75 дБ. Площа стін $S_{\text{стен}} = 280 \text{ м}^2$, площа стелі $S_{\text{потолка}} = 250 \text{ м}^2$, площа підлоги - $S_{\text{пол}} = 250 \text{ м}^2$. Середній коефіцієнт звукопоглинання в приміщенні до облицювання дорівнює 0,1. Коефіцієнт звукопоглинання використаної облицювання 0,9. Визначити зниження шуму після використання облицювання.

Зниження шуму в приміщенні в результаті використання облицювання з більш високим коефіцієнтом звукопоглинання, можна визначити за формулою:

$$\Delta L_{\text{обл}} = 10 \lg \frac{B_2}{B_1}, \quad (8.4)$$

де B_1 і B_2 - постійні приміщення відповідно до і після облицювання

У загальному випадку:

$$B = \frac{A}{1 - \alpha_{\text{ср}}}, \quad (8.5)$$

де A - еквівалентна площа звукопоглинання, $A = S_{\text{пов}} \cdot \alpha_{\text{ср}}$;

$\alpha_{\text{ср}}$ - середній коефіцієнт звукопоглинання внутрішніх поверхонь приміщення площею $S_{\text{пов}}$

$$S_{\text{пов}} = S_{\text{пол}} + S_{\text{ст}} + S_{\text{пот}} = 250 + 280 + 250 = 780 \text{ м}^2$$

де $S_{\text{пол}}$ - площа підлоги;

$S_{\text{ст}}$ - площа стін;

$S_{\text{пот}}$ - площа стелі.

Еквівалентна площа до облицювання становить:

$$A_1 = S_{\text{пов}} \cdot \alpha_{\text{ср1}} = 780 \cdot 0,1 = 78 \text{ м}^2$$

Постійна приміщення до облицювання становить:

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Ястребова Н. А. Технология компрессоростроения / Н. А. Ястребова и др. – М. : Машиностроение, 1987. – 334 с.
2. Теория и расчет турбокомпрессоров: Учеб. пособие для студентов вузов машиностроительных специальностей./ К.П.Селезнев, Ю.Б.Галеркин и др.; под общей редакцией К.П.Селезнева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 392с.
3. Сердюков С. Г., Ходорков И. Л. Типовой мини завод по производству сжиженного природного газа на газоредуцирующих станциях (ГРС) магистральных газопроводов // Холодильный бизнес. 2001. № 6. С. 36–38.
4. Бармин И.В., Кунис И.Д. Сжиженный природный газ вчера, сегодня, завтра – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009 – 256с.: ил.
5. Кальченко, В. Н. Природный газ в народном хозяйстве УССР [Текст] / В. Н. Кальченко. – К. : Гос. изд-во техн. лит-ры УССР, 1961. – 120 с. – 0-26.
6. Кириллов Н. Г. Сжиженный природный газ: области применения и технологии производства // Холодильный бизнес. 2002. № 6. С. 8–11.
7. Зворотні напрямні апарати відцентрових компресорів [Текст]: навч. посіб. /М. В. Калінкевич, А. М. Калашніков. — Суми: СумДУ, 2010. — 128 с.
8. Рид Р., Праусниц., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие/ Пер. с англ. под ред. Б. И. Соколова. -3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1982. -592 с., ил. – Нью-Йорк, 1977.

					KM 11.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

9. Юдин Е.Я. Охрана труда в машиностроении. Уч. для вузов. М., «Машиностроение», 1976.
10. Хмельницкий Ю. В. Методические указания по оформлению текстовых документов / Ю. В. Хмельницкий – Сумы : Изд-во СумГУ, 1997. – 42 с.
11. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис – Л. : Машиностроение, 1981. – 350 с.
12. Богданов С. Н. Холодильная техника: Свойства веществ / С. Н. Богданов и др. – Л. : Машиностроение, 1976. – 166 с.
13. Чистяков Ф. М. Центробежные компрессорные машины / Ф. М. Чистяков и др. – М. : Машиностроение, 1969. – 326 с.
14. Варіантний розрахунок відцентрового компресора [Текст]: навч. посіб. /М. В. Калінкевич. — Суми: СумДУ, 2008. — 55 с.
15. Справочник проектировщика. Защита от шума. Под ред. Е.Я.Юдина. М.: Стройиздат, 1974.
16. Методичні вказівки до виконання контрольної роботи з курсу “Основи охорони праці” для студентів економічних спеціальностей заочної форми навчання/Укладач А. Ф. Денисенко. – Суми Вид-во СумДУ, 200 –50 с
17. Ваняшов А. Д., Кустиков Г. Г. Расчет и конструирование центробежных компрессорных машин: Учеб. Пособие. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. – 208с.

					<i>КМ 11.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		88