

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

«До захисту допущено»  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Сергій ВАНЄЄВ  
(підпис)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**на здобуття освітнього ступеня бакалавр**  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,  
освітньо-професійної програми «Опалення, вентиляція, кондиціонування повітря  
та штучний холод»

на тему: «Розроблення когенераційної паротурбінної установки»

Здобувача групи ХК-01/1 оп Іванова Гордія Олегович

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

\_\_\_\_\_

(підпис)

Гордій ІВАНОВ

(Ім'я та ПРІЗВИЩЕ здобувача)

Керівник завідувач кафедри ТТФ, доц., к.т.н., Сергій ВАНЄЄВ

Суми – 2024

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ І ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ.....	5
2. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ.....	18
3. РОЗРАХУНОК І РОЗРОБЛЕННЯ КОНДЕНСАТОРА СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ.....	27
4. ПІДБІР КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ І ЖИВІЛЬНОГО НАСОСУ.....	46
5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	49
ВИСНОВКИ.....	52
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	53

					<i>Б142 01.00.00.00 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Іванов</i>				<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>	<i>Ванєєв</i>				3		54
<i>Реценз.</i>					<i>СумДУ, гр. ХК-01/1оп</i>		
<i>Н. контр.</i>	<i>Ванєєв</i>						
<i>Затв.</i>	<i>Ванєєв</i>						
<b>Розроблення когенераційної паротурбінної установки</b>							

## ВСТУП

Згідно закону України «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу» [1] когенерація (комбіноване виробництво електричної та теплової енергії) – це спосіб одночасного виробництва електричної та теплової енергії в межах одного технологічного процесу; когенераційна установка – це комплекс обладнання, що працює за способом комбінованого виробництва електричної і теплової енергії або перетворює скидний енергетичний потенціал технологічних процесів в електричну та теплову енергію. Цей закон передбачає пільги для виробників з комбінованим циклом виробництва тепла та електроенергії.

В умовах безперервного зростання цін на енергоносії, граничного стану зносу обладнання теплових електростанцій та комунального теплопостачання, введеного в експлуатацію у 1950-1970 р.р., та високого рівня енерговитратності економіки України, що значною мірою залежить від умов імпорту нафти та природного газу, дедалі більше актуальним стає застосування малих енергогенеруючих систем у споживачів. Світовою спільнотою визнано визначальну роль децентралізації енергетики та створення малих локальних енергоустановок – як шляхи виходу з наростаючої енергетичної кризи. Насичення економіки незалежними розподіленими енергоджерелами, як свідчить міжнародний досвід, веде до зниження вартості енергії, підвищення конкурентоспроможності підприємств та енергетичної безпеки країни.

В Енергетичні стратегії України до 2050 року» [2] враховано що одним із пріоритетів є децентралізація генерації електроенергії по всій території країни для поліпшення стійкості та надійності енергозабезпечення.

Слід зазначити, що розширення децентралізації енергозбереження потребує вирішення принаймні двох основних проблем:

- суттєвого підвищення ефективності (коефіцієнта використання енергії палива) малих енергоустановок потужністю до 1 МВт за рахунок реалізації нових схем (технологій) перетворення енергії та принципів когенерації;

										Лист
										3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Б142 01.00.00.00 ПЗ

- раціонального використання в малих енергоустановках різних місцевих, дешевших палив та теплоносіїв, у тому числі й нетрадиційних.

Газотурбінні і газопоршневі двигуни малої потужності, що поставляються на ринок енергії, не можуть повною мірою задовольнити запити споживачів за багатьма експлуатаційними показниками і, тим більше, - за рівнем широкої багатопаливності. У зв'язку з цим особливо привабливим напрямком є розробка автономних паротурбінних установок (ПТУ) малої потужності як ресурсозберігаючих джерел електро- та теплопостачання промислових і комунальних підприємств. ПТУ мають низку незаперечних переваг: можливість використання широкого спектру палив і теплоносіїв, високий ресурс, надійність і простота експлуатації, помірна вартість переобладнання існуючих котельнь. В даний час ПТУ малої потужності знаходить застосування тільки на окремих підприємствах для вироблення додаткової електроенергії на власні потреби, іноді – для комбінованого виробництва електричної та теплової енергії.

Метою роботи є розрахунок когенераційної паротурбінної установки і проектування конденсатору цієї установки.

В роботі поставлені наступні основні задачі:

- виконати розрахунок циклу і основних параметрів когенераційної паротурбінної установки;
- розрахувати параметри вихрової парової турбіни;
- розрахувати і розробити конденсатор системи теплопостачання;
- виконання розділу з охорони праці.

Паротурбінна установка призначена для використання на підприємствах (наприклад агропідприємствах) для вироблення, в основному, теплової енергії Електричної енергії при цьому виробляється відносно незначна кількість для потреб підприємства (25-30 кВт).

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

# 1. РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ І ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

## 1.1. Схема і принцип дії паротурбінної установки

Схема простої паротурбінної установки показана на рис 1.1.

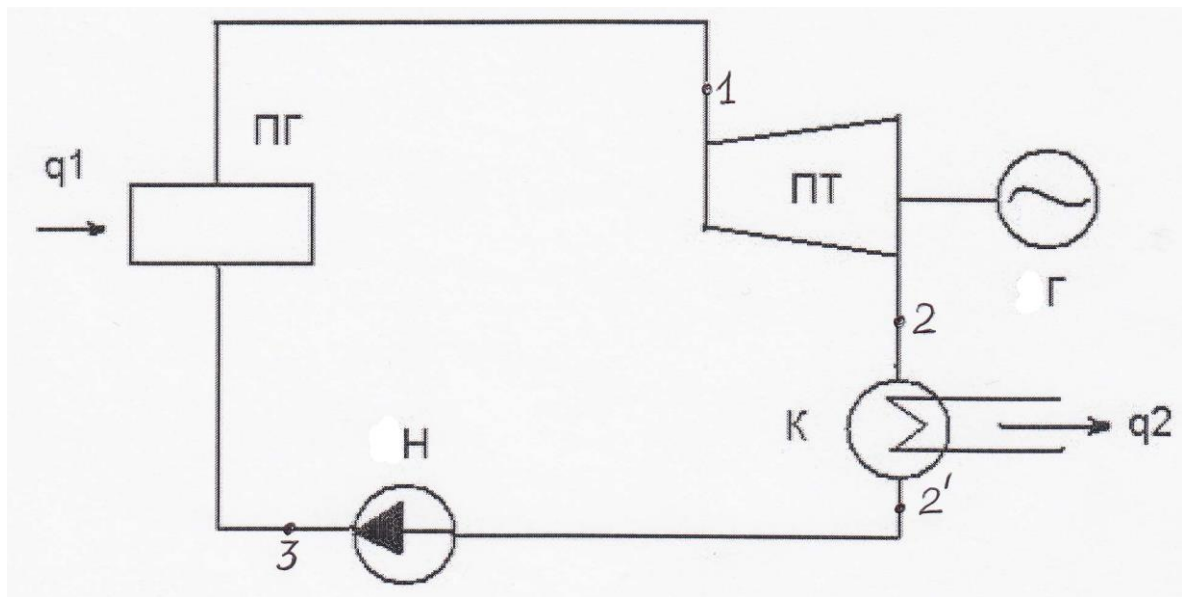


Рис. 1.1 – Схема паротурбінної установки:

ПТ - парова турбіна; Г - електрогенератор; К - конденсатор;  
Н - живильний насос; ПГ - парогенератор (котельний агрегат)

### Принцип роботи ПТУ на перегрітій парі.

Перегріта пара після парогенератора надходить в парову турбіну, в якій вона розширюється, і її тиск зменшується від  $p_1$  до  $p_2$ . Потенційна енергія тиску пари в турбіні перетворюється в технічну роботу на валу турбіни. Ця робота далі може бути перетворена в електроенергію за допомогою електрогенератора або використана для приводу різних машин (наприклад: компресорів, вентиляторів, насосів тощо).

Розширена пара після турбіни під тиском  $p_2$  надходить в конденсатор, в якому від неї відводиться теплота в кількості  $q_2$  за допомогою охолоджуючої

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

води, що подається в конденсатор з навколишнього середовища конденсатним насосом. У конденсаторі пара конденсується, перетворюючись на рідину в стані насичення (кипляча рідина).

Ця рідина живильним насосом під тиском  $p_1$  подається в парогенератор, що складається зазвичай з трьох секцій: економайзера (підігрівача води), випарника (парового котла), пароперегрівача. В економайзері рідина підігрівається до стану насичення, у випарнику рідина випаровується, перетворюючись в суху насичену пару, і в пароперегрівачі ця пара перегрівається до стану перегрітої пари. В парогенераторе до рідини і пари підводиться теплота в кількості  $q_1$ .

Потім перегріта пара надходить в турбіну і цикл повторюється.

Таким чином, цикл ПТУ складається з чотирьох основних процесів:

1. Розширення пари в паровій турбіні.
2. Охолодження пари в конденсаторі.
3. Підвищення тиску води в насосі.
4. Нагрівання робочого тіла (води) до стану пари в парогенераторі.

Переваги ПТУ:

- великий ресурс роботи;
- надійність;
- порівняльна простота експлуатації;
- можливість використання різних палив (це тепловий двигун зовнішнього згорання).

Недоліки ПТУ:

- низька ефективність;
- ускладнення конструкції при підвищенні ефективності;
- необхідність водопідготовки;
- висока вартість;
- великий термін окупності установки.

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

## Вихідні дані:

$m_D=1$  т/год=0.278 кг/с – масова витрата водяної пари (продуктивність парогенератора);

$t_1 = t_n=158,84^\circ\text{C}$ - температура пари на вході в турбіну;

$P_1=0,6$  МПа- тиск пари на вході в турбіну;

$P_2=0,15$  МПа- тиск пари на виході з турбіни (тиск в конденсаторі);

$\eta_{oi}^T=0,45$  - відносний внутрішній ККД турбіни вихрової турбіни;

$\eta_{oi}^H=0,75$  - відносний внутрішній ККД живильного насосу;

$\eta_{мех} = 0,97$  - механічний ККД паротурбінної установки;

$\eta_{EG} = 0,98$  - ККД електрогенератора.

## 1.2 Термодинамічна модель циклу ПТУ

1.2.1 Розглянемо перший закон термодинаміки для відкритої термодинамічної системи стосовно до елементів ПТУ:

$$q_{зовн} = (h_2 - h_1) + l_{тех} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot (H_2 - H_1)$$

1) Застосуємо цей закон для турбіни (процес 1-2):

Допущення:

- процес адіабатний  $\rightarrow q_{зовн} \cong 0$ ,

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \cong 0; \quad g \cdot (H_2 - H_1) \cong 0,$$

тоді:  $0 = (h_2 - h_1) + l_{мех} + 0 + 0 \Rightarrow l_{мех} = h_1 - h_2 = l_m$  - питома технічна робота турбіни.

									Лист
									7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Б142 01.00.00.00 ПЗ

2) Для насосу (процес 3-4):

Допущення:

- процес адіабатний  $\rightarrow q_{зовн} \cong 0$

$$\frac{c_4^2 - c_3^2}{2} \cong 0; \quad g \cdot (H_4 - H_3) \cong 0; \quad l_n = -l_{mex},$$

тоді:  $0 = (h_4 - h_3) - l_n + 0 + 0 \Rightarrow l_n = h_4 - h_3$  - питома технічна робота насосу.

Розглянемо закон збереження механічної енергії:

$$-l_{mex} = \int_{P_1}^{P_2} v dp + l_{мер} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot (H_2 - H_1),$$

$$P_4 = P_1; \quad P_3 = P_2$$

$$l_H = \int_{P_3=P_2}^{P_4=P_1} v dp + \psi_{34}.$$

- для ізоентропного підвищення тиску в насосі (процес 3-4s):

$$l_{HS} = \int_{P_3=P_2}^{P_4=P_1} v dp = v_3 \cdot (P_1 - P_2) - \text{питома робота ідеального насосу,}$$

$$\text{тоді: } l = \frac{l_{HS}}{\eta_{oi}^H} = \frac{v_3 \cdot (P_1 - P_2)}{\eta_{oi}^H}.$$

3) Для утилізаційного парогенератора (процес 4-B'-B''-1):

Допущення:

$$l_{mex} = 0; \quad \frac{c_1^2 - c_4^2}{2} \cong 0; \quad g \cdot (H_1 - H_2) \cong 0;$$

$$q_{зовн} = q_1 = q_{(4-B'-B''-1)} = q_{ек} + q_{вст.} + q_{н.л.} = q_{4-B'} + q_{B'-B''} + q_{B''-1}$$

де  $q_{ек} = q_{4-B'}$  - питома теплота, яка підводиться в економайзер;

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		



$q_{\text{вип}} = q_{B'-B''}$  - питома теплота, яка підводиться до робочого тіла в випарник;

$q_{\text{н.п.}} = q_{B''-1}$  - питома теплота, яка підводиться в пароперегрівач.

$$q_1 = (h_1 - h_4) + 0 + 0 + 0 \Rightarrow q_1 = h_1 - h_4 = h_1 - (h_3 + l_H) = (h_1 - h_3) - l_H.$$

4) Для конденсатора (процес 2-3):

Допущення:

$$l_{\text{мех}} = 0; \quad \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} \cong 0; \quad g \cdot (H_3 - H_2) \cong 0; \quad q_{\text{зовн}} = -q_2;$$

$-q_2 = (h_3 - h_2) + 0 + 0 + 0 \Rightarrow q_2 = h_2 - h_3$  - питома теплота, яка відведена в конденсаторі,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ .

1.2.2 Відносний внутрішній ККД:

- для турбіни:

$$\eta_{oi}^T = \frac{l_T}{l_{TS}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2S}},$$

де  $l_{TS} = h_1 - h_{2S}$  - питома робота турбіни в ізоентропному процесі 1-2s або питома робота в ідеальній турбіні,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ ;

- для насосу:

$$\eta_{oi}^H = \frac{l_{TS}}{l_T} = \frac{h_{4S} - h_3}{h_4 - h_3} = \frac{v_3 \cdot (P_1 - P_2)}{h_1 - h_3}.$$

1.2.3 Питома внутрішня робота циклу:

$$l_i = l_T - l_H = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) = (h_1 - h_2) - l_H.$$

1.2.4 Внутрішній ККД циклу:

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



1) По  $h,s$  – діаграмі знаходимо точку 1 (по тиску  $P_1 = 0,6$  МПа і температурі  $t_1 = 158,84^\circ\text{C}$ ) (рис. 1.3):

Для цієї точки:  $h_1 = 2756,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - питома ентальпія на вході в турбіну,

$S_1 = 6,7609 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$  - питома ентропія на вході в турбіну.

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

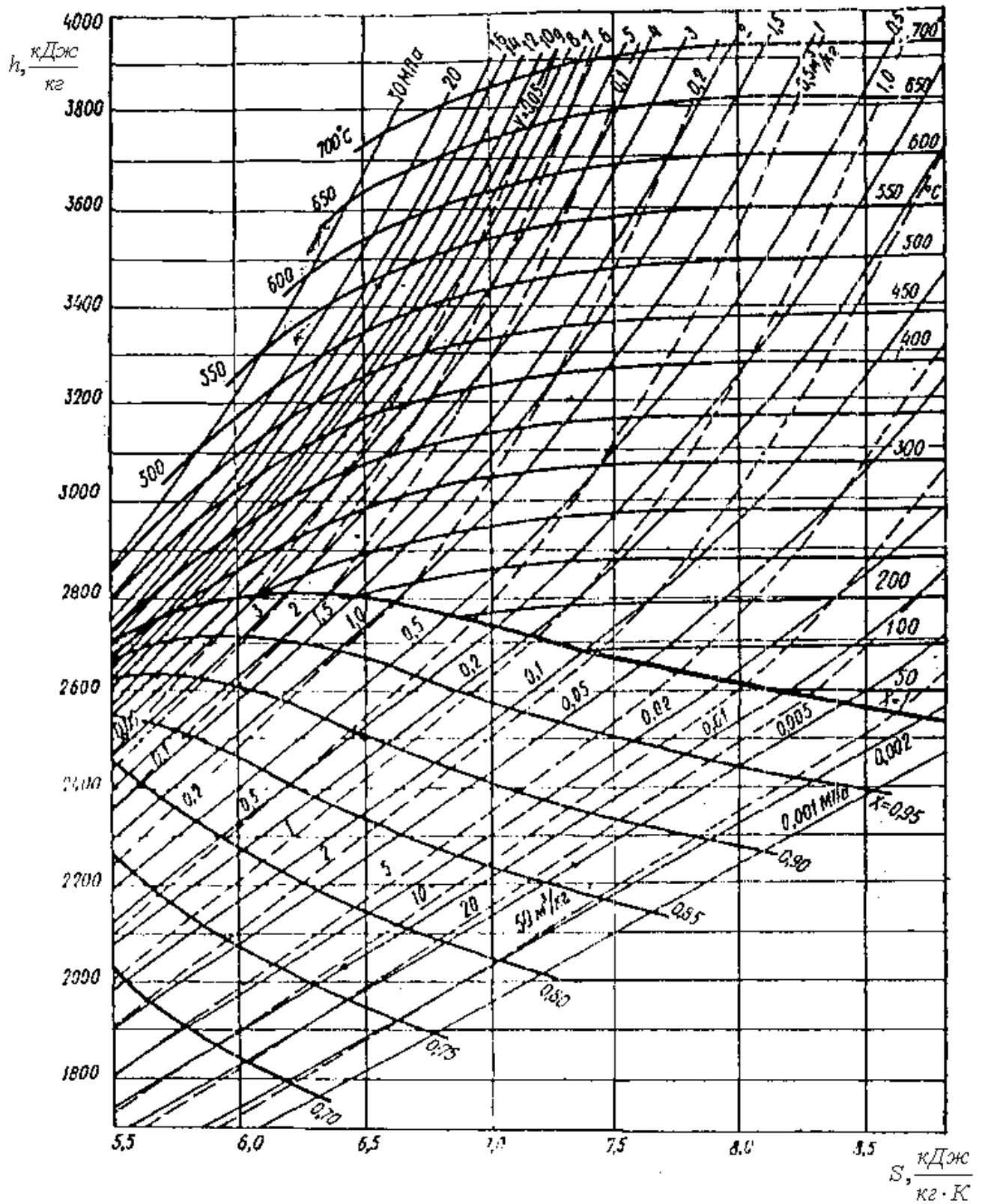


Рисунок 1.3 -  $h,s$ -діаграма діаграма водяної пари

2) Розглянемо процес 1-2s. Для цього процесу  $s_{2s} = s_1$ . Точку 2s знаходимо на перетині ізентропи  $s_{2s} = s_1$  і ізобари  $P_2 = 0,15$  МПа.

Для цієї точки:  $h_{2s} = 2525 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - питома ентальпія на виході із турбіни в ізоентропному процесі  $s_{2s} = s_1 = 6,7609 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ .

3) Знаходимо точку 2:

З рівняння для відносного внутрішнього ККД  $\eta_{oi}^T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$  визначаємо  $h_2$ :

$h_2 = h_1 - \eta_{oi}^T (h_1 - h_{2s}) = 2756,9 - 0,45 \cdot (2756,9 - 2525) = 2652,5 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$  - питома ентальпія на виході із турбіни в дійсному процесі 1-2.

Точку 2 знаходимо на перетині ліній  $h_2$  і ізобари  $P_2 = 0,15 \text{ МПа}$ ,  $t_2 = 111,37^\circ\text{C}$ ,  $s_2 = 7,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ ,  $x_2 = 0,98$ ;

4) Визначаємо параметри на виході з конденсатора (на вході в насос) в точці 2' (див. табл. 1.1):

Ці параметри визначаємо з таблиці термодинамічних властивостей води і водяної пари в стані насичення. При  $P_3 = P_2 = 0,15 \text{ МПа}$  - тиск води на вході в насос (на виході з конденсатора):

$t_2 = t_H = 111,37^\circ\text{C}$  - температура на вході в насос;

$v_{2'} = 0,001 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  - питома об'єм на вході в насос;

$h_{2'} = 467,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - питома ентальпія на вході в насос;

$s_{2'} = 1,4336 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$  - питома ентропія на вході в насос.

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

Таблиця 1.1 - Термодинамічні властивості води і пари в стані насичення

$P, \text{ МПа}$	$t_{\text{н}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$v', \text{ м}^3/\text{кг}$	$v'', \text{ м}^3/\text{кг}$	$i', \text{ кДж/кг}$	$i'', \text{ кДж/кг}$	$S', \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$S'', \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$
0,0010	6,936	0,0010001	130,04	29,18	2513,4	0,1053	8,9749
0,0015	13,001	0,0010007	88,38	54,61	2524,7	0,1952	8,8268
0,0020	17,486	0,0010014	67,24	73,40	2533,1	0,2603	8,7227
0,0025	21,071	0,0010021	54,42	88,36	2539,5	0,3119	8,6424
0,0030	24,078	0,0010028	45,77	100,93	2545,3	0,3547	8,5784
0,0035	26,674	0,0010035	39,56	111,81	2549,9	0,3912	8,5222
0,0040	28,95	0,0010042	34,93	121,33	2553,7	0,4225	8,4737
0,005	32,89	0,0010054	28,24	137,79	2560,9	0,4764	8,3943
0,010	45,82	0,0010102	14,70	191,84	2583,9	0,6496	8,1494
0,020	60,08	0,0010171	7,652	251,48	2609,2	0,8324	7,9075
0,025	64,99	0,0010198	6,201	272,03	2617,6	0,8934	7,8300
0,030	69,12	0,0010223	5,232	289,30	2624,6	0,9441	7,7673
0,04	75,87	0,0010264	3,999	317,62	2636,3	1,0261	7,6710
0,05	81,33	0,0010299	3,243	340,53	2645,2	1,0912	7,5923
0,10	99,62	0,0010432	1,696	417,47	2674,9	1,3026	7,3579
0,20	120,23	0,0010606	0,8860	504,74	2706,8	1,5306	7,1279
0,30	133,54	0,0010733	0,6055	561,7	2725,5	1,6716	6,9922
0,5	151,84	0,0010927	0,3749	640,1	2748,8	1,8605	6,8221
0,6	158,84	0,0011009	0,3156	670,7	2756,9	1,9311	6,7609
0,7	164,96	0,0011081	0,2728	697,2	2763,7	1,9923	6,7090
0,8	170,41	0,0011149	0,2403	670,9	2769,0	2,0461	6,6630
0,9	175,36	0,0011213	0,2149	742,7	2773,7	2,0945	6,6223
1,0	179,88	0,0011273	0,1945	762,4	2777,8	2,1383	6,5867
1,5	198,28	0,0011538	0,1317	844,5	2791,8	2,3148	6,4458
2,0	212,37	0,0011768	0,09961	908,6	2799,2	2,4471	6,3411
3,0	233,83	0,0012164	0,06663	1008,4	2803,1	2,6455	6,1859
4,0	250,33	0,0012520	0,04977	1087,5	2800,6	2,7965	6,0689
5,0	263,91	0,0012858	0,03943	1154,2	2793,9	2,9210	5,9739
6,0	275,56	0,0013185	0,03243	1213,9	2784,4	3,0276	5,8894
7,0	285,80	0,0013510	0,02738	1267,6	2772,3	3,1221	5,8143
8,0	294,98	0,0013838	0,02352	1317,3	2758,6	3,2079	5,7448
9,0	303,31	0,0014174	0,02049	1363,9	2742,6	3,2866	5,6783
10,0	310,96	0,0014522	0,01803	1407,9	2724,8	3,3601	5,6147
12,0	324,64	0,001527	0,01426	1491,1	2684,6	3,4966	5,4930
14,0	336,63	0,001611	0,01149	1570,8	2637,9	3,6233	5,3731
16,0	347,32	0,001710	0,009319	1649,6	2581,7	3,7456	5,2478
18,0	356,96	0,001839	0,007505	1732,2	2510,6	3,8708	5,1054
20,0	365,72	0,00203	0,00586	1826,8	2410,3	4,0147	4,9280
22,0	373,71	0,00269	0,00378	2009,7	2195,6	4,2943	4,5815
22,115	374,12	0,003147	0,003147	2095,2	2095,2	4,4237	4,4237

5) Визначаємо параметри на виході з насосу в точці 3:

$$v_3 \cong v_{2'} = 0,001 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} - \text{питомий об'єм на виході з насосу.}$$

Із рівняння для відносного внутрішнього ККД насосу

$$\eta_{oi}^H = \frac{l_{HS}}{l_H} = \frac{v_{2'} \cdot (P_1 - P_2)}{h_3 - h_{2'}}$$

визначаємо питому ентальпію води на виході з насосу

$$\begin{aligned} h_3 &= h_{2'} + l_H = h_{2'} + \frac{l_{3s}}{\eta_{oi}^H} = h_3 + \frac{v_{2'} \cdot (P_1 - P_2)}{\eta_{oi}^H} \\ &= 467,19 \cdot 10^3 + \frac{0,001 \cdot (0,6 - 0,15) \cdot 10^6}{0,75} = 467,79 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Так як  $h_4 - h_3 = C_{\text{вод}} \cdot (T_4 - T_3)$ , то температура води на виході з насосу

$$T_3 = T_{2'} + \frac{h_3 - h_{2'}}{C_{\text{вода}}} = 384,52 + \frac{(467,79 - 467,19) \cdot 10^3}{4,19 \cdot 10^3} = 384,66 \text{ К} = 111,51^\circ\text{C},$$

де  $C_{\text{вод}} = 4,19 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  - масова теплоємність води.

Зміна питомої ентропії:

$$\Delta s = s_3 - s_{2'} = \int_{T_{2'}}^{T_3} \frac{\delta q}{T} = \int_{T_{2'}}^{T_3} \frac{C_{\text{вод}} dT}{T} = C_{\text{вод}} \cdot \ln \frac{T_3}{T_{2'}} \Rightarrow s_3 = s_{2'} + \Delta s = 4,19 \cdot 10^3 \cdot$$

$$\ln \frac{384,66}{384,52} = 0,000376 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Питома ентропія на виході з насосу.

$$s_3 = s_{2'} + \Delta s = 1,4336 + 0,000376 = 1,433976 \approx 1,434 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

б) Параметри в точці 4 визначаються з таблиці термодинамічних властивостей води і пари при  $P_1 = 0,6 \text{ МПа}$  для киплячої рідини:

$T_4 = 158,84^\circ\text{C}$  - температура на вході в випарник;

$v_4 = 0,001 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  - питомий об'єм на вході в випарник;

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Б142 01.00.00.00 ПЗ

$h_4 = 670,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - питома ентальпія на вході в випарник;

$s_4 = 1,9311 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$  - питома ентропія на вході в випарник.

7) Параметри в т. 5 визначаються з таблиці термодинамічних властивостей води і пари при  $P_1 = 0,6$  МПа для сухої насиченої пари:

$T_5 = 158,84$  °С - температура на виході з випарника;

$v_5 = 0,3156 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  - питома об'єм на виході з випарника;

$h_5 = 2756,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - питома ентальпія на виході з випарника;

$s_5 = 6,76 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$  - питома ентропія на виході з випарника.

#### 1.4 Визначення показників ПТУ

Питома ідеальна робота насоса:

$$l_{HS} = v_{2'} \cdot (P_1 - P_2) = 0,001 \cdot (0,6 - 0,15) \cdot 10^6 = 0,45 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питома дійсна робота насоса:

$$l_H = \frac{l_{HS}}{\eta_{oi}^H} = \frac{0,45}{0,75} = 0,6 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питома ідеальна робота турбіни:

$$l_{TS} = h_1 - h_{2S} = 2756,9 - 2525 = 231,9 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питома дійсна робота турбіни:

$$l_T = l_{TS} \cdot \eta_{oi}^T = 231,9 \cdot 0,45 = 104,355 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питома внутрішня робота циклу:

$$l_i = l_T - l_H = 104,355 - 0,6 = 103,755 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Термічний ККД оборотного (теоретичного) циклу Ренкіна:

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16



$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_{2S}) - l_{HS}}{(h_1 - h_3) - l_{HS}} = \frac{(2756,9 - 2525) - 0,45}{(2756,9 - 467,13) - 0,45} = 0,1011$$

Внутрішній ККД циклу:

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} = \frac{l_T - l_H}{q_1} = \frac{(i_1 - i_2) - l_H}{i_1 - i_3} = \frac{(i_1 - i_2) - l_H}{(i_1 - i_{2'}) - l_H} = \frac{(2756,9 - 2652,5) - 0,6}{(2756,9 - 467,19) - 0,6} = 0,0454$$

Ефективний ККД циклу:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_H = \eta_{ПТУ} = 0,0454 \cdot 0,97 = 0,044$$

Теплова потужність парогенератора:

$$\dot{Q}_1 = (h_1 - h_4) \cdot m_{\Pi} = (2756,9 - 467,19) \cdot 0,278 = 636,5 \text{ (кВт)}$$

Ефективна потужність ПТУ:

$$N_e = l_i \cdot \eta_m \cdot m_{\Pi} = 103,755 \cdot 0,97 \cdot 0,278 = 28 \text{ (кВт)} = 0,028 \text{ (МВт)}$$

Вибираємо електрогенератор потужністю 30 кВт. ККД електрогенератора 0,905.

Електрична потужність турбогенератора

$$N_{ел} = N_e \cdot \eta_{ел} = 28 \cdot 0,905 = 25,34 \text{ (кВт)}$$

Результати розрахунків основних параметрів циклу і показників ПТУ надані в таблиці 1.2

Таблиця 1.2 – Основні параметри циклу і показники ПТУ

$t_1$	$p_1$	$p_2$	$h_1$	$h_2$	$h_3$	$l_T$	$l_H$	$l_i$	$N_{eПТУ}$	$m_{\Pi}$	$\eta_i$	$\eta_{eПТУ}$
$^{\circ}C$	МПа	МПа	кДж/кг						МВт	кг/с		
158,84	0,6	0,15	2756,9	2652,5	467,13	104,355	0,6	103,755	0,028	0,278	0,0454	0,044

## 2. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ

В якості парової турбіни розглянемо вихрову турбіну. Вихрові розширювальні машини можуть ефективно застосовуватися в турбодетандерних і турбогенераторних установках потужністю до 500 кВт [3-6], а також в когенераційних енергоустановках для ресурсозберігаючого електро- та теплопостачання для різних галузей промисловості та комунального господарства, в турбостартерах, системах управління, в турбокомпресорних та насосних установках тощо.

На рис. 2.1 показана конструктивна схема вихрової розширювальної турбомашини із зовнішнім периферійним каналом. Машина складається з сопла 1, робочого колеса 5 корпусу 3, в якому виконаний робочий канал 2 і вихідний отвір. Між соплом та вихідним отвором встановлений відсікач 6. Робоче тіло надходить через сопло 1 (рис. 2.1) у проточну частину, що утворена каналом 2 корпусу 3 і міжлопатковими каналами 4 робочого колеса 5. Робоче колесо обертається в корпусі з малими радіальними і торцевими зазорами. З проточної частини газ відводиться через вихідний отвір. Потенціальна енергія стиснутого газу перетворюється на кінетичну енергію частково в соплі, а частково в каналі корпусу та міжлопаткових каналах робочого колеса. При переміщенні частинок у міжлопаткових каналах робочого колеса змінюється напрям і величина їх швидкості та момент кількості руху, в результаті на лопатках з'являються сили, що приводять колесо в рух. Таким чином при взаємодії потоку газу з лопатками робочого колеса відбувається перетворення кінетичної енергії на механічну роботу на валу турбіни. Середня колова складова швидкості (середньовитратна швидкість) робочого тіла в каналі більша за колову швидкість робочого колеса. Частинки газу в проточній частині розширювальної машини рухаються за спіралеподібною траєкторією від входу до виходу проточної частини, багаторазово взаємодіючи з лопатками робочого колеса і поступово віддаючи йому енергію. Ця поздовжньо-вихрова течія є базовою при обміні енергією між

						Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			18

потокон газу в каналі корпусу і лопатками робочого колеса, і чим інтенсивніше вона організована, тим вища ефективність машини.

Середня колова складова швидкості (середньовитратна швидкість) робочого тіла в каналі більша за колову швидкість робочого колеса. Частинки газу в проточній частині розширювальної машини рухаються за спіралеподібною траєкторією від входу до виходу проточної частини, багаторазово взаємодіючи з лопатками робочого колеса і поступово віддаючи йому енергію. Ця поздовжньо-вихрова течія є базовою при обміні енергією між потоком газу в каналі корпусу і лопатками робочого колеса, і чим інтенсивніше вона організована, тим вища ефективність машини.

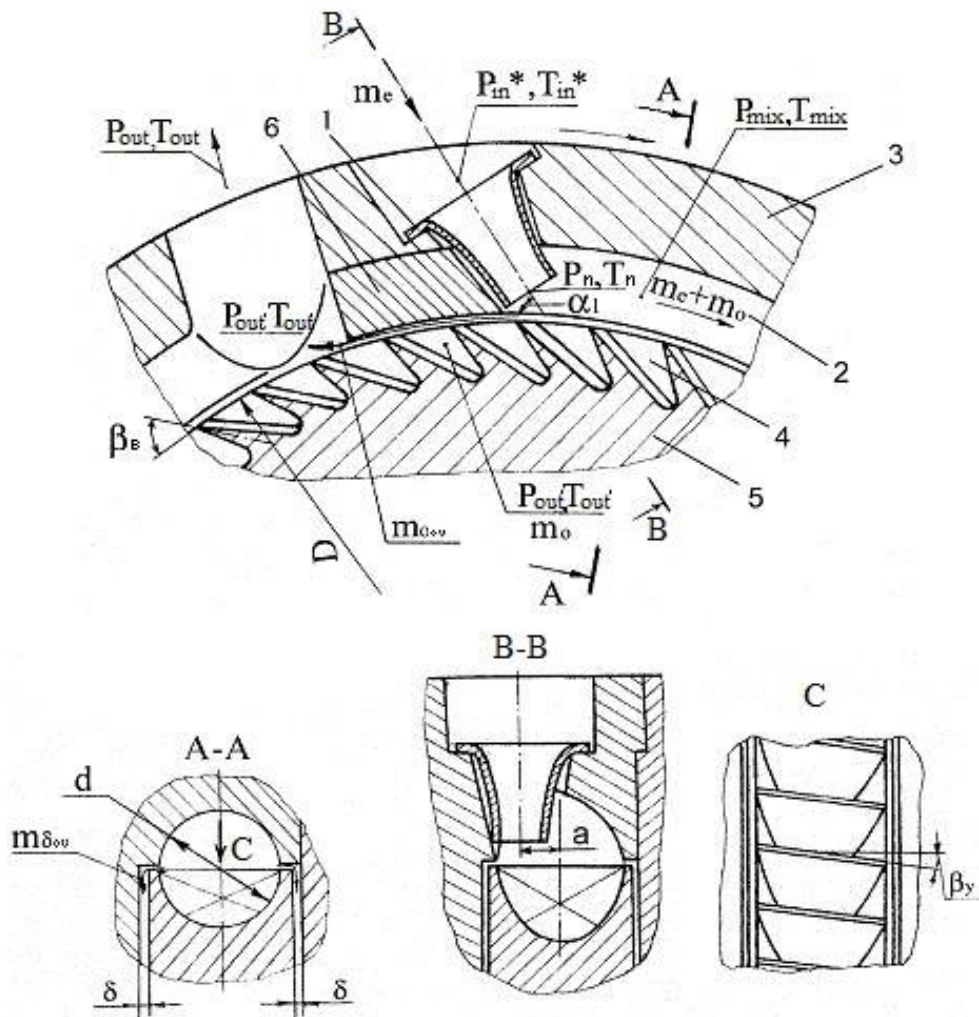


Рисунок 2.1 - Схема вихрового ступеня з зовнішнім периферійним каналом.

										Лист
										19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

У порівнянні з осьовою і доцентровою вихрова розширювальна машина має просту та технологічну конструкцію, невисоку собівартість і забезпечує стабільні вихідні характеристики при високій надійності й невимогливій експлуатації. В області малих витрат, малих потужностей, вихрова розширювальна машина, при інших рівних умовах (потужність, габарити, ККД), часто дозволяє виключити основний недолік осьових і відцентрових турбін, а також струминно-реактивних розширювальних машин – високооборотність. Це дозволяє відмовитися від застосування редукторів при конструюванні пневмоагрегатів, що суттєво знижує вартість, підвищує надійність машин та скорочує витрати на їх обслуговування.

### Вихідні дані

$P_{\text{вх}} = 0,6$  МПа - тиск на вході;

$P_{\text{вих}} = 0,15$  МПа - тиск на виході;

$T_{\text{вх}} = 432$  К - температура на вході;

$G=1$  т/год= $0,278$  кг/с – масова витрата;

робоче тіло – пара;

$R = 462$  Дж/(кг · К) - газова стала;

$k = 1,135$  - показник адіабати.

### Розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Попередній розрахунок газодинамічних і геометричних параметрів

Ступінь пониження тиску в вихровій турбіні:

$$\pi_T = \frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вих}}};$$

$$\pi_T = \frac{0,6}{0,15} = 4$$

Критичне відношення тисків

					<i>Б142 01.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						20
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,135}{1,135 + 1}} \cdot 462 \cdot 278 = 460,6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Так як розрахункова швидкість на виході з сопла незначно вище критичної швидкості, то прийmemo її рівною критичній швидкості 460,6 м/с. При цьому тиск на виході з сопла дорівнює критичному тиску:

$$p_c = p_{кр} = \beta_{кр} \cdot p_{вх} = 0,5774 \cdot 600000 = 346440 \text{Па}$$

Площа вихідного перерізу одного сопла (всього два сопла):

$$f_c = \frac{G \cdot \sqrt{R \cdot T_{ex}}}{2 \cdot p_{ex} \cdot B}$$

де  $B = f(k) = \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$  – стала, що залежить від виду газу;

$$B = f(k) = \sqrt{k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = \sqrt{1,135 \left( \frac{2}{1,135+1} \right)^{\frac{1,135+1}{1,135-1}}} = 0,6356$$

$$f_c = \frac{0,278 \cdot \sqrt{462 \cdot 432}}{2 \cdot 600000 \cdot 0,6356} = 0,0001628 \text{ м}^2$$

Діаметр вихідного перерізу сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}};$$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001628}{3,14}} = 0,0144 \text{ м}$$

Діаметр меридіонального перетину проточної частини:

$$d_{пр.ч} = \frac{d_c}{\bar{d}_c},$$

де  $\bar{d}_c$  - відносний діаметр сопла:

$$\bar{d}_c = 0,25 \div 0,38;$$

$$d_{пр.ч} = \frac{0,0144}{0,35} = 0,0411 \text{ м.}$$

Зовнішній діаметр робочого колеса:

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D_{\text{кол}} = \frac{d_{\text{пр.ч}}}{\bar{d}_{\text{пр.ч}}},$$

де  $\bar{d}_{\text{пр.ч}}$  - відносний діаметр проточної частини:

$$\bar{d}_{\text{пр.ч}} = 0,05 \div 0,07;$$

$$D_{\text{кол}} = \frac{0,0411}{0,0146} = 0,685 \text{ м.}$$

Рекомендовані значення приведеної окружної швидкості робочого колеса для двопотокової схеми проточної частини  $\bar{u}=0.14-0.18$  [3]. Тоді окружна швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі при  $\bar{u}=0.16$ :

$$u_1 = \bar{u} \cdot C_s = 0,16 \cdot 714,25 = 114,28 \text{ м/с}$$

де  $C_s$  - ізоентропна швидкість витікання, характеризує питому роботу РТМ:

$$C_s = \sqrt{2 \cdot h_s} = \sqrt{2 \cdot 255075} = 714,25 \text{ м/с.}$$

Частота обертання колеса турбіни

$$n_T = \frac{60 \cdot u_1}{\pi \cdot D_{\text{кол}}} = \frac{60 \cdot 114,28}{3,14 \cdot 0,685} = 3188 \text{ об/хв}$$

Для стандартної частоти обертання валу електрогенератора 3000 об/хв і розрахованого зовнішнього діаметру робочого колеса 0,685 м отримуємо окружну швидкість робочого колеса на зовнішньому діаметрі

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{кол}} \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,685 \cdot 3000}{60} = 107,545 \text{ м/с}$$

Тоді приведена окружна швидкість робочого колеса

$$\bar{u} = \frac{u_1}{C_s} = \frac{107,545}{714,25} = 0,151$$

Значення  $\bar{u}$  знаходиться в діапазоні, що рекомендується.

Критерій Маха:

$$M_u = \frac{u_1}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}};$$

$$M_u = \frac{109,17}{\sqrt{1,135 \cdot 462 \cdot 278}} = 0,29$$

Приймаємо число лопаток  $z = 48$ .

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Крок лопаток:

$$t = \frac{\pi \cdot D_{\text{кол}}}{z}$$

$$t = \frac{\pi \cdot (D_{\text{кол}} - 1)}{z};$$

$$t = \frac{3,14 \cdot 0,685}{48} = 0,045 \text{ м}$$

Довжина розділювача  $L_{\text{РОЗ}}$ :

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot t;$$

$$L_{\text{РОЗ}} = 2 \cdot 0,045 = 0,09 \text{ м.}$$

Кутова протяжність розділювача  $\theta_{\text{РОЗ}}$ :

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot L_{\text{РОЗ}}}{D_{\text{кол}}};$$

$$\theta_{\text{РОЗ}} = \frac{2 \cdot 0,09}{0,695} = 0,256 \text{ рад} = 16,675 \text{ град}$$

Температура на виході з турбіни:

$$T_{\text{вих}} = T_{\text{вх}} - \Delta T,$$

де  $\Delta T$  - різниця температур між входом і виходом:

$$\Delta T = \eta_s \cdot \Delta T_s,$$

$$\Delta T_s = T_{\text{вх}} - T_{\text{вихS}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{T_{\text{вх}}}{\left(\frac{p_{\text{вх}}}{p_{\text{вих}}}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

$$T_{\text{вихS}} = \frac{432}{\left(\frac{0,6}{0,15}\right)^{\frac{1,135-1}{1,135}}} = 358 \text{ К}$$

$$\Delta T_s = 432 - 358 = 74 \text{ К}$$

$$\Delta T = 0,44 \cdot 74 = 32,56 \text{ К}$$

$$T_{\text{вих}} = 432 - 32,56 = 399,44 \text{ К}$$

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Розрахунок вхідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вх}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вх}}},$$

де  $C_{\text{тр}} \approx 40 \text{ м/с}$  - швидкість газу в патрубку;

$\rho_{\text{вх}}$  - початкова густина:

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{R \cdot T_{\text{вх}}};$$

$$\rho_{\text{вх}} = \frac{0,6 \cdot 10^6}{462 \cdot 432} = 3,006 \text{ кг/м}^3$$

$$f_{\text{вх}} = \frac{0,278}{40 \cdot 3,006} = 0,002312 \text{ м}^2$$

Діаметр патрубку:

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вх}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вх}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,002312}{3,14}} = 0,054 \text{ м.}$$

Розрахунок вихідного патрубку

Площа перерізу патрубку:

$$f_{\text{вих}} = \frac{G}{C_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{вих}}};$$

де  $\rho_{\text{вих}}$  - кінцева густина:

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{p_{\text{вих}}}{R \cdot T_{\text{вих}}};$$

$$\rho_{\text{вих}} = \frac{0,15 \cdot 10^6}{462 \cdot 399,44} = 0,813 \text{ кг/м}^3$$

$$f_{\text{вих}} = \frac{0,278}{40 \cdot 0,813} = 0,008549 \text{ м}^2$$

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Діаметр патрубкa:

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot f_{\text{вих}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{вих}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,008549}{3,14}} = 0,104 \text{ м.}$$

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3 РОЗРАХУНОК І РОЗРОБЛЕННЯ КОНДЕНСАТОРА СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Конденсатор системи тепlopостачання, що входить до складу паротурбінної установки (міні-ТЕЦ), призначений для конденсації вологи з пари, що надходить з турбогенераторного агрегату. Теплота конденсації відводиться водою із системи тепlopостачання, температура якої при цьому зростає від  $t_{w1}$  до  $t_{w2}$ , а степiнь сухості пари зменшується від початкової величини  $X_{II} = 0,98$  до кінцевої  $X_K = 0$  (кипляча вода, що виходить з конденсатора, подається в живильний насос).

В якості конденсатора для даної паротурбінної енергоустановки був прийнятий горизонтальний кожухотрубний багатоходовий конденсатор з гладкотрубною решіткою із сталевих труб, що розташовуються по сторонах правильних шестикутників концентричних. Такий теплообмінний апарат забезпечує досить великий питомий тепловий потiк, простоту конструкції, виготовлення, монтажу та очищення від забруднень, порівняно низьку вартість виготовлення та металомісткість, досить високу ефективність. Тепле і холодне середовище рухається в конденсаторі протитечією для підвищення коефіцієнта теплопередачі.

Як критерій оптимізації розглядалися ексергетичний ККД конденсатора та його металомісткість.

Послідовність теплового, гідромеханічного і розрахунків міцності представлена у вигляді алгоритму розрахунку з вихідними даними які наведені нижче.

#### 3.1 Вихідні дані:

- Витрата пари;  $G_{II} = 0,287 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

– тиск пари  $p_{II} = 1,5, \text{бар}$  ;

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Б142 01.00.00.00 ПЗ

- Початковий степінь сухості пари  $X_{II} = 0,98$  ;
- кінцевий степінь сухості пари  $X_K = 0$  ;
- Початкова температура охолоджувальної води  $t_{w1} = 18, ^\circ C$  ;
- Кінцева температура охолоджувальної води  $t_{w2} = 90, ^\circ C$  ;
- Зовнішній діаметр труб в апараті  $d = 0,014; 0,028$  м;
- Товщина стінки труби  $\delta = 0,001; 0,002$ , м;
- Шорсткість труб в апараті  $\Delta = 0,1 \cdot 10^{-3}$ , м;
- рекомендоване відношення довжини апарата до його діаметру  $(l/D) = 12$  ;
- Поверхня труб гладка, в апараті розташовуються по сторонах правильних концентричних шестикутників;
- Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труб  $\lambda_{ст} = 58, \frac{Вт}{м \cdot К}$ ;
- Товщина стінки апарату  $\delta_{ap} = 0,005$ , м;
- Температура навколишнього середовища  $t_{oc} = 0, ^\circ C$ ;
- Щільність матеріалу апарату  $\rho = 7800, \frac{кг}{м^3}$ ;
- атмосферний тиск  $p_{oc} = 101325$ , Па;
- Постійна газова повітря  $R_{oc} = 287, \frac{Дж}{кг \cdot К}$ .

### 3.2 Тепловий розрахунок

1) За тиском пари  $p_{II} = 0,15$  МПа визначаємо температуру конденсації пари  $t_k = 111,37^\circ C$  та його теплофізичні властивості:

- Питому ентальпію насиченої пари  $i'' = 2693,9, \frac{кДж}{кг}$ ;
- Питому ентальпію насиченої води  $i' = 467,13, \frac{кДж}{кг}$ ;
- питому ентропію насиченої пари  $s'' = 7,2032, \frac{кДж}{кг \cdot К}$ ;
- Питому ентропію насиченої води  $s' = 1,4336, \frac{кДж}{кг \cdot К}$ ;
- густина насиченої пари  $\rho'' = 0,8623, \frac{кг}{м^3}$ ;
- Коефіцієнт динамічної в'язкості насиченої пари  $\mu''_{II} = 12,46 \cdot 10^{-6}, Па \cdot с$ ;

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Коефіцієнт теплопровідності насиченої пари  $\lambda''_{\text{п}} = 0,02489, \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ ;
  - Питома (масова) теплоємність насиченої пари  $c''_{\text{п}} = 2,177, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ ;
  - Густина насиченої води  $\rho' = 949,7, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;
  - Коефіцієнт динамічної в'язкості насиченої води  $\mu'_{\text{п}} = 259 \cdot 10^{-6}, \text{Па} \cdot \text{с}$ ;
  - Коефіцієнт теплопровідності насиченої води  $\lambda'_{\text{п}} = 0,685, \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ ;
  - Питома (масова) теплоємність насиченої води  $c'_{\text{п}} = 4,233, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ ;
  - критерій Прандтля насиченої пари  $Pr''_{\text{п}} = 1,09$ ;
  - критерій Прандтля насиченої води  $Pr'_{\text{п}} = 1,6$ ;
- 2) Середня температура води, що охолоджує, °С ,

$$t_w = 0,5 \cdot (t_{w1} + t_{w2}) = 0,5 \cdot (18 + 90) = 54.$$

3) Теплофізичні властивості охолоджувальної води за температури  $t_w$  :

- Питома (масова) теплоємність води  $c_w = 4,19, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ ;
- Коефіцієнт динамічної в'язкості води  $\mu_w = 366 \cdot 10^{-6}, \text{Па} \cdot \text{с}$ ;
- Густина води  $\rho_w = 1000, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;
- Коефіцієнт теплопровідності води  $\lambda_w = 0,676, \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ ;
- Критерій Прандтля води  $Pr_w = 2,21$ .

4) Питома ентальпія пари на вході в конденсатор,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  ,

$$i_1 = i'' = i' + X_{\text{п}}(i'' - i') = 467,13 + 0,98 \cdot (2693,9 - 467,13) = 2649,4.$$

5) Питома ентальпія пари на виході з конденсатора,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  , -

$$i_2 = i' = 467,13.$$

6) Різниця питомих ентальпій пари в конденсаторі,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  ,

$$\Delta i = i_2 - i_1 = 2649,4 - 467,13 = 2182,3.$$

7) Питома ентропія пари на вході в конденсатор,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$  ,

$$s_1 = s' + X_{\text{п}}(s'' - s') = 1,4336 + 0,98 \cdot (7,2248 - 1,4336) = 7,109.$$

					<i>Б142 01.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

8) Питома ентропія пари на виході з конденсатора,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ ,

$$s_2 = s' = 1,4336.$$

9) Тепловий потік у конденсаторі, кВт

$$\dot{Q}_k = G_{\text{п}} \cdot \Delta i = 0,278 \cdot 2182,3 = 606,8.$$

10) Масова витрата охолоджувальної води,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ,

$$G_w = \frac{\dot{Q}_k}{c_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})} = \frac{606,8}{4,19 \cdot (90 - 18)} = 2,01.$$

11) Середній логарифмічний температурний тиск в апараті, °С [36, 37]

$$\theta_m = \frac{(t_k - t_{w1}) - (t_k - t_{w2})}{\ln\left(\frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}\right)} = \frac{(111,37 - 18) - (111,37 - 90)}{\ln\left(\frac{111,37 - 18}{111,37 - 90}\right)} = 78,88.$$

12) Приймаємо труби в конденсаторі 14x1 мм. Внутрішній діаметр труб в апараті м

$$d_{\text{вн}} = d - 2 \cdot \delta = 0,014 - 2 \cdot 0,001 = 0,012.$$

13) Приймаємо швидкість води  $w_w = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .

14) Число труб в одному ході апарату, шт,

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot w_w} = \frac{4 \cdot 2,01}{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,012^2 \cdot 1} = 17,78.$$

Отримане значення округляємо до  $n_1 = 18$ .

15) Уточнюємо швидкість води в трубах апарату,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ ,

$$w_w = \frac{4 \cdot G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot n_1} = \frac{4 \cdot 2,01}{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,012^2 \cdot 18} = 0,99.$$

16) Критерій Рейнольдса для води

$$\text{Re}_w = \frac{w_w \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho_w}{\mu_w} = \frac{0,99 \cdot 0,012 \cdot 1000}{0,000355} = 33465.$$

17) Критерій Нуссельта для води

$$\text{Nu}_w = 0,021 \cdot \text{Re}_w^{0,8} \cdot \text{Pr}_w^{0,43} \cdot \varepsilon_l = 0,021 \cdot 33465^{0,8} \cdot 2,21^{0,43} = 123,02,$$

де  $\varepsilon_l = 1$  при  $l/d_{\text{вн}} > 50$ .

										Лист
										30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						



У результаті – величина температурного напору між парою та стінкою труби  $\theta_{\Pi} = 71,0$  (округлюємо до другого знаку після коми) та величина питомого теплового потоку  $q_{\text{ВН}} = 8338, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ .

24) Температура стінки труби,  $^{\circ}\text{C}$

$$t_{cm} = t_k - \theta_{\Pi} = 111,37 - 71 = 40,37.$$

25) Критерій Прандтля води при температурі стінки труби  $\text{Pr}_{\text{ст}}$ .

26) Уточнений критерій Нуссельта води

$$\text{Nu}'_w = \text{Nu}_w \cdot \left(\frac{\text{Pr}_w}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0,25} = 123,02 \cdot (1,05)^{0,25} = 124,5,$$

де  $\left(\frac{\text{Pr}_w}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)$ - множник, що враховує напрям теплового потоку, приймаємо рівним 1,05, так як температура рідини і стінки не сильно відрізняється

27) Уточнений коефіцієнт тепловіддачі води,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

$$\alpha'_w = \frac{\text{Nu}'_w \cdot \lambda_w}{d_{\text{ВН}}} = \frac{124,5 \cdot 0,676}{0,012} = 7013,5.$$

28) Повторне уточнення величини  $q_{\text{ВН}}$  шляхом повторного розв'язання системи рівнянь п.п. 21 та 22 практично не змінює результат.

29) Коефіцієнт тепловіддачі пари,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

$$\alpha_{\Pi} = \frac{q_{\text{ВН}}}{\theta_{\Pi}} \cdot \frac{d_{\text{ВН}}}{d} = \frac{8338}{71,0} \cdot \frac{0,012}{0,014} = 100,66.$$

30) Температурний напір між водою та стінкою труби,  $^{\circ}\text{C}$

$$\theta_w = \theta_m - \theta_{\Pi} = 78,88 - 71 = 7,88.$$

31) Коефіцієнт теплопередачі апарату, приведений до площі внутрішньої поверхні апарату,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

$$k = \frac{q_{\text{ВН}}}{\theta_m} = \frac{8338}{78,88} = 105,7.$$

32) Площа теплообмінної поверхні, приведена до внутрішньої поверхні апарату,  $\text{м}^2$

$$F_{\text{ВН}} = \frac{\dot{Q}_k}{k \cdot \theta_m} = \frac{606800}{105,7 \cdot 78,88} = 72,78.$$

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32





14) Число труб в одном ходу аппарата, шт,

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{BH}^2 \cdot w_w} = \frac{4 \cdot 2,01}{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,012^2 \cdot 0,5} = 35,56.$$

Отримане значення округляємо до  $n_1 = 36$ .

15) Уточнюємо швидкість води в трубах аппарата,  $\frac{м}{с}$ ,

$$w_w = \frac{4 \cdot G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{BH}^2 \cdot n_1} = \frac{4 \cdot 2,01}{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,012^2 \cdot 36} = 0,51.$$

16) Критерій Рейнольдса для води

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_{BH} \cdot \rho_w}{\mu_w} = \frac{0,51 \cdot 0,012 \cdot 1000}{0,000355} = 17239.$$

17) Критерій Нуссельта для води

$$Nu_w = 0,021 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \varepsilon_l = 0,021 \cdot 17239^{0,8} \cdot 2,21^{0,43} = 72,36,$$

де  $\varepsilon_l = 1$  при  $l/d_{BH} > 50$ .

18) Коэффициент тепловіддачі води до стін труб,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ ,

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{BH}} = \frac{72,36 \cdot 0,674}{0,012} = 4064,4.$$

19) Середня степінь сухості в апараті

$$X = 0,5 \cdot (X_{II} + X_K) = 0,5 \cdot (0,98 + 1) = 0,99.$$

20) Теплофізичні властивості вологої пари при степені сухості  $X$

- густина вологої пари,  $\frac{кг}{м^3}$ ,

$$\rho_{II} = \rho' \cdot (1 - X) + \rho'' \cdot X = 949,7 \cdot (1 - 0,99) + 0,8623 \cdot 0,99 = 10,35;$$

- Коэффициент динамічної в'язкості вологої пари,  $Па \cdot с$ ,

$$\mu_{II} = \mu'_{II} \cdot (1 - X) + \mu''_{II} \cdot X = 259 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 0,99) + 12,46 \cdot 10^{-6} \cdot 0,99 = 14,925 \cdot 10^{-6};$$

- Коэффициент теплопроводності вологої пари,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ ,

$$\lambda_{II} = \lambda'_{II} \cdot (1 - X) + \lambda''_{II} \cdot X = 0,685 \cdot (1 - 0,99) + 0,02489 \cdot 0,99 = 0,0315.$$

- Питомая (масовая) теплоємність вологої пари,  $\frac{кДж}{кг \cdot К}$ ,

$$c_{II} = c'_{II} \cdot (1 - X) + c''_{II} \cdot X = 4,233 \cdot (1 - 0,99) + 2,177 \cdot 0,99 = 2,198.$$

										Лист
										34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						





Округлюємо до найближчого цілого (мм) кратного 10 і отримуємо зовнішній діаметр корпусу  $D_k = 460$ .

37') Довжина однієї труби решітки, м

$$l = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH} \cdot n} = \frac{73,54}{\pi \cdot 0,012 \cdot 363} = 5,38.$$

38') Відношення  $\frac{l}{D_k} = \frac{5,3}{0,42} = 12,62$ .

39') Число ходів по воді, шт

$$z = \frac{n}{n_1} = \frac{363}{36} = 10,1.$$

Округлюємо до найближчого цілого  $z = 10$ .

Ряд із недостатнім числом труб розміщуємо у верхній частині кожуха.

**Для порівняння виконаємо розрахунок конденсатора для труби 28x2 мм.**

Тоді внутрішній діаметр труби в апараті  $m$

$$d_{BH} = d - 2 \cdot \delta = 0,028 - 2 \cdot 0,002 = 0,024,$$

тобто у два рази більше, ніж у попередніх розрахунках.

Далі робимо перерахунок, починаючи з п. 13).

13") Приймаємо швидкість води  $w_w = 0,25 \frac{m}{c}$ .

14") Число труб в одному ході апарату, *шт*,

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{BH}^2 \cdot w_w} = \frac{4 \cdot 2,01}{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,024^2 \cdot 0,25} = 17,78.$$

Отримане значення округляємо до  $n_1 = 18$ .

15") Уточнюємо швидкість води в трубах апарату,  $\frac{m}{c}$ ,

$$w_w = \frac{4 \cdot G_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot d_{BH}^2 \cdot n_1} = \frac{4 \cdot 2,01}{3,14 \cdot 1000 \cdot 0,024^2 \cdot 18} = 0,25.$$

16") Критерій Рейнольдса для води

$$Re_w = \frac{w_w \cdot d_{BH} \cdot \rho_w}{\mu_w} = \frac{0,25 \cdot 0,024 \cdot 1000}{0,000355} = 16901.$$

17") Критерій Нуссельта для води

									Лист
									37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$Nu_w = 0,021 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,43} \cdot \varepsilon_l = 0,021 \cdot 16901^{0,8} \cdot 2,21^{0,43} = 71,2,$$

де  $\varepsilon_l = 1$  при  $l/d_{вн} > 50$ .

18") Коефіцієнт тепловіддачі води до стін труб,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ ,

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{вн}} = \frac{71,2 \cdot 0,674}{0,024} = 1999,5.$$

19") Середня степінь сухості в апараті

$$X = 0,5 \cdot (X_{\Pi} + X_K) = 0,5 \cdot (0,98 + 1) = 0,99.$$

20") Теплофізичні властивості вологої пари при степені сухості  $X$

- густина вологої пари,  $\frac{кг}{м^3}$ ,

$$\rho_{\Pi} = \rho' \cdot (1 - X) + \rho'' \cdot X = 949,7 \cdot (1 - 0,99) + 0,8623 \cdot 0,99 = 10,35;$$

- Коефіцієнт динамічної в'язкості вологої пари,  $Па \cdot с$ ,

$$\mu_{\Pi} = \mu'_{\Pi} \cdot (1 - X) + \mu''_{\Pi} \cdot X = 259 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 0,99) + 12,46 \cdot 10^{-6} \cdot 0,99 = 14,925 \cdot 10^{-6};$$

- Коефіцієнт теплопровідності вологої пари,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ ,

$$\lambda_{\Pi} = \lambda'_{\Pi} \cdot (1 - X) + \lambda''_{\Pi} \cdot X = 0,685 \cdot (1 - 0,99) + 0,02489 \cdot 0,99 = 0,0315.$$

- Питома (масова) теплоємність вологої пари,  $\frac{кДж}{кг \cdot К}$ ,

$$c_{\Pi} = c'_{\Pi} \cdot (1 - X) + c''_{\Pi} \cdot X = 4,233 \cdot (1 - 0,99) + 2,177 \cdot 0,99 = 2,198.$$

21") Питомий тепловий потік по парі, приведений до площі внутрішньої поверхні апарату,  $\frac{Вт}{м^2}$ ,

$$q_{\Pi \text{ вн}} = 0,72 \cdot \left( \frac{\Delta i \cdot \rho_{\Pi}^2 \cdot \lambda_{\Pi}^3 \cdot g}{\mu_{\Pi} \cdot d} \right)^{0,25} \cdot n_1^{-0,167} \cdot \theta_{\Pi}^{0,75} = 0,72 \cdot \left( \frac{2182300 \cdot 10,35^2 \cdot 0,0315^3 \cdot 9,81}{14,925 \cdot 10^{-6} \cdot 0,012} \right)^{0,25} \cdot 18^{-0,167} \cdot \theta_{\Pi}^{0,75} = 285,9 \cdot \theta_{\Pi}^{0,75},$$

де  $g = 9,81 \frac{м}{с^2}$  - прискорення вільного падіння.

22") Питомий тепловий потік по воді, приведений до площі внутрішньої поверхні апарату,  $\frac{Вт}{м^2}$ ,

$$q_{w \text{ вн}} = \frac{\theta_{\Gamma} - \theta_{\Pi}}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_{отл}}{\lambda_{отл}}} = \frac{\theta_{\Gamma} - \theta_{\Pi}}{\frac{1}{\alpha_w} + 0,0008} = \frac{78,88 - \theta_{\Pi}}{\frac{1}{1999,5} + 0,0008} = \frac{78,88 - \theta_{\Pi}}{0,00130},$$

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38



32") Площа теплообмінної поверхні, приведена до внутрішньої поверхні апарату, м<sup>2</sup>

$$F_{\text{вн}} = \frac{\dot{Q}_k}{k \cdot \theta_m} = \frac{606800}{87,61 \cdot 78,88} = 87,806.$$

### 3.3 Конструктивний розрахунок

33") Горизонтальний крок труб, м

$$s = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 0,028 = 0,042.$$

34") Число горизонтальних рядів труб в апараті, шт

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{Q}_k}{q_{\text{вн}} \cdot s \cdot d_{\text{вн}} \cdot (l/D)}} = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{606800}{6911 \cdot 0,042 \cdot 0,024 \cdot 12}} = 14,52.$$

Округлюємо до найближчого цілого та отримуємо  $m_{ок} = 15$ .

35") Загальна кількість труб в апараті, шт

$$n = 0,75 \cdot m^2 + 0,25 = 0,75 \cdot 15^2 + 0,25 = 169.$$

36") Діаметр трубної решітки, м

$$D = m \cdot s = 14,52 \cdot 0,042 = 0,6098.$$

Округлюємо до найближчого цілого (мм) кратного 10 і отримуємо зовнішній діаметр корпусу  $D_k = 610$ .

37") Довжина однієї труби решітки, м

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot n} = \frac{87,806}{\pi \cdot 0,024 \cdot 169} = 6,89.$$

38") Відношення  $\frac{l}{D_k} = \frac{6,89}{0,61} = 11,3$ .

39") Число ходів по воді, шт

$$z = \frac{n}{n_1} = \frac{169}{18} = 9,4.$$

Округлюємо до найближчого цілого  $z = 9$ .

Ряд із недостатнім числом труб розміщуємо у верхній частині кожуха.

**Приймаємо  $z = 8$ .**

Тоді при  $n_1 = 18$  маємо  $n = z \cdot n_1 = 144$  і

									Лист
									40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					



$$l = \frac{F_{\text{ВН}}}{\pi \cdot d_{\text{ВН}} \cdot n} = \frac{87,806}{\pi \cdot 0,024 \cdot 144} = 8,09$$

Відношення  $\frac{l}{D_{\text{к}}} = \frac{8,09}{0,61} = 13,26.$

Число горизонтальних рядів труб в апараті, шт

$$m = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{\dot{Q}_k}{q_{\text{ВН}} \cdot s \cdot d_{\text{ВН}} \cdot (l/D)}} = 0,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{606800}{6911 \cdot 0,042 \cdot 0,024 \cdot 13,26}} = 14,04.$$

Округлюємо до найближчого цілого та отримуємо  $m_{\text{ок}} = 14.$

Загальна кількість труб в апараті, шт

$$n = 0,75 \cdot m^2 + 0,25 = 0,75 \cdot 14^2 + 0,25 = 147.$$

Діаметр трубної решітки, м

$$D = m \cdot s = 14 \cdot 0,042 = 0,588.$$

Округлюємо до найближчого цілого (мм) кратного 10 і отримуємо зовнішній діаметр корпусу  $D_{\text{к}} = 590.$

$$l = \frac{F_{\text{ВН}}}{\pi \cdot d_{\text{ВН}} \cdot n} = \frac{87,806}{\pi \cdot 0,024 \cdot 147} = 7,93.$$

Відношення  $\frac{l}{D_{\text{к}}} = \frac{7,93}{0,59} = 13,43.$

Число ходів по воді, шт

$$z = \frac{n}{n_1} = \frac{147}{18} = 8,16.$$

Округлюємо до найближчого цілого  $z = 8.$

Ряд із недостатнім числом труб розміщуємо у верхній частині кожуха.

### 3.4 Гідродинамічний розрахунок

*Міжтрубний простір*

51) Відстань між перегородками в апараті, м

$$l_{\text{п}} = 0,8 \cdot D_{\text{к}} = 0,8 \cdot 0,590 = 0,472.$$

52) Кількість поперечних перегородок в апараті

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$x' = \frac{l}{l_{\Pi}} = \frac{7,93}{0,472} = 16,8.$$

Отримане значення округляємо до найближчого цілого та отримуємо кількість перегородок  $x=17$ .

53) Уточнена відстань між перегородками, м

$$l_{\Pi}^{yt} = \frac{l}{x} = \frac{7,93}{17} = 0,466$$

54) Площа прохідного перерізу корпусу, не зайнята трубами в поздовжньому напрямку,  $m^2$ ,

$$F_{\text{прод}} = \frac{\pi}{4} \cdot \left( (D_k - 2 \cdot \delta_{ap})^2 - d^2 \cdot n \right) = \frac{\pi}{4} \cdot \left( (0,59 - 2 \cdot 0,005)^2 - 0,028^2 \cdot 147 \right) = 0,1488.$$

55) Швидкість поздовжнього обтікання труб парою,  $\frac{m}{c}$

$$w_{\text{прод}} = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{\Pi} \cdot F_{\text{прод}}} = \frac{0,278}{10,35 \cdot 0,1488} = 0,18.$$

Швидкість пари на вході в решітку труб, м/с

$$w''_{\text{прод}} = \frac{G_{\Pi}}{\rho''_{\Pi} \cdot F_{\text{прод}}} = \frac{0,278}{0,8623 \cdot 0,1488} = 2,17.$$

56) Умовна кількість рядів труб у поздовжньому напрямку

$$z_{\text{прод}} = 0,3 \cdot m_{ok} = 0,3 \cdot 14 = 4,2..$$

57) Втрати тиску при поздовжньому обтіканні труб, Па

$$\Delta p_{\text{прод}} = \zeta_{\text{прод}} \cdot z_{\text{прод}} \cdot \frac{\rho_{\Pi} \cdot w_{\text{прод}}^2}{2}.$$

58) Площа поздовжнього перерізу корпусу, не зайнята трубами у поперечному напрямку,  $m^2$

$$F_{\text{поп}} = \frac{l}{x} \cdot (D_k - m_{ok} \cdot d) = \frac{7,93}{17} \cdot (0,588 - 14 \cdot 0,028) = 0,0914.$$

59) Швидкість поперечного обтікання труб парою,  $\frac{m}{c}$

$$w_{\text{поп}} = \frac{G_{\Pi}}{\rho_{\Pi} \cdot F_{\text{поп}}} = \frac{0,278}{10,35 \cdot 0,0914} = 0,294.$$

Швидкість поперечного обтікання труб на вході в решітку труб, м/с

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$$w''_{\text{поп}} = \frac{G_{\Pi}}{\rho''_{\Pi} \cdot F_{\text{поп}}} = \frac{0,278}{0,8623 \cdot 0,0914} = 3,53.$$

60) Втрати тиску при поперечному обтіканні труб, Па

$$\Delta p_{\text{поп}} = (x + 1) \cdot z \cdot \zeta_{\text{поп}} \cdot \frac{\rho_{\Pi} \cdot w_{\text{поп}}^2}{2} = (17 + 1) \cdot 4,2 \cdot 0,2 \cdot \frac{10,35 \cdot 0,294^2}{2} = 6,76.$$

61) Місцеві втрати при вході та виході з міжтрубного простору, Па

$$\Delta p_{\text{мест.}} = (\zeta_{\text{вх}} + x \cdot \zeta_{\text{пов}} + \zeta_{\text{вых}}) \cdot \frac{\rho_{\Pi} \cdot w_{\Pi}^2}{2} = (1 + 17 \cdot 1,5 + 2,5) \cdot \frac{10,35 \cdot 0,294^2}{2} = 12,97.$$

У разі поперечного обтікання опір тертя поздовжньому обтіканні труб становить незначну частку місцевих опорів, тому повний опір пучків:

62) Загальні втрати тиску під час руху пари по міжтрубному простору, Па

$$\Delta p_{\Pi} = \Delta p_{\text{поп}} + \Delta p_{\text{мест}} = 6,76 + 12,97 = 19,73.$$

#### *Трубний простір*

63) Коефіцієнт гідравлічного тертя по воді (трубний простір)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 \cdot \left( \frac{68}{\text{Re}_w} + \frac{4}{d_{\text{вн}}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( \frac{68}{16901} + \frac{0,1}{0,024} \right)^{0,25} = 0,15.$$

65) Опір тертю по воді в апараті, Па

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho_w \cdot w_w^2}{2} = 0,15 \cdot \frac{7,93 \cdot 8}{0,024} \cdot \frac{1000 \cdot 0,25^2}{2} = 12391.$$

66) Сумарний коефіцієнт місцевих опорів на апараті

$$\zeta = a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3 = 9 \cdot 1,5 + 9 \cdot 1,5 + 7 \cdot 2,3 = 43,1,$$

де  $a = z + 1$  - Число вхідних камер ( $\zeta_1 = 1,5$ );

$b = z + 1$  - Число вхідних камер ( $\zeta_2 = 1,5$ );

$c = z - 1$  - Число вхідних камер ( $\zeta_3 = 2,5$ );

67) Місцевий опір тертю в апараті, Па

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \cdot \frac{\rho_w \cdot w_w^2}{2} = 43,1 \cdot \frac{1000 \cdot 0,25^2}{2} = 1347.$$

68) Сумарний гідравлічний опір конденсатора по воді, Па, [37]

$$\Delta p_w = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} = 12391 + 1347 = 13738.$$

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

69) Подача водяного насоса,  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$

$$Q_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{2,01}{1000} = 0,00201.$$

70) Напір насоса, м

$$H_w = \frac{\Delta p_w}{\rho_w \cdot g} = \frac{13738}{1000 \cdot 9,81} = 1,4.$$

71) Потужність, що споживається насосом, кВт

$$N_w = \frac{Q_w \cdot H_w \cdot \rho_w \cdot g}{1000 \cdot \eta_n} = \frac{0,00201 \cdot 1,4 \cdot 1000 \cdot 9,81}{1000 \cdot 0,75} = 0,037.$$

### 3.5 Розрахунок міцності

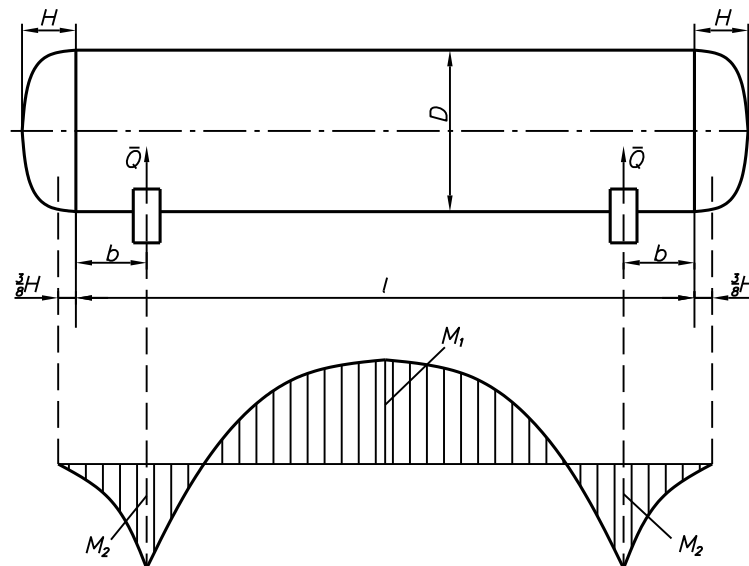


Рис. 3.1 – Розрахункова схема конденсатора при розрахунку міцності

72) Середній діаметр корпусу, м

$$D_{cp} = D_k - \delta_{ап} = 0,59 - 0,005 = 0,585.$$

73) Висота кришок, м

$$H = 0,25 \cdot D_k = 0,25 \cdot 0,59 = 0,1475.$$

74) Відстань між опорою та кінцем труб, м

$$b = 0,2 \cdot l = 0,2 \cdot 7,93 = 1,586.$$

75) Розрахункова довжина апарату, м

$$l_p = l + 0,75 \cdot H = 7,93 + 0,75 \cdot 0,1475 = 8,0775.$$

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		44

76) Допустима напруга для матеріалу - сталь 20, МПа,

$$[\sigma] = 148,4 - 0,06412 \cdot 111,37 = 140,86.$$

77) Розрахунковий тиск, МПа

$$p_R = p_{\Pi} = 0,15.$$

78) Пробний тиск, МПа

$$p_{\text{пр}} = 1,5 \cdot p_R = 1,5 \cdot 0,15 = 0,225.$$

79) Середній діаметр труби апарату, м

$$d_{\text{ср}} = d - \delta = 0,028 - 0,002 = 0,026.$$

80) Коефіцієнт міцності зварного шва

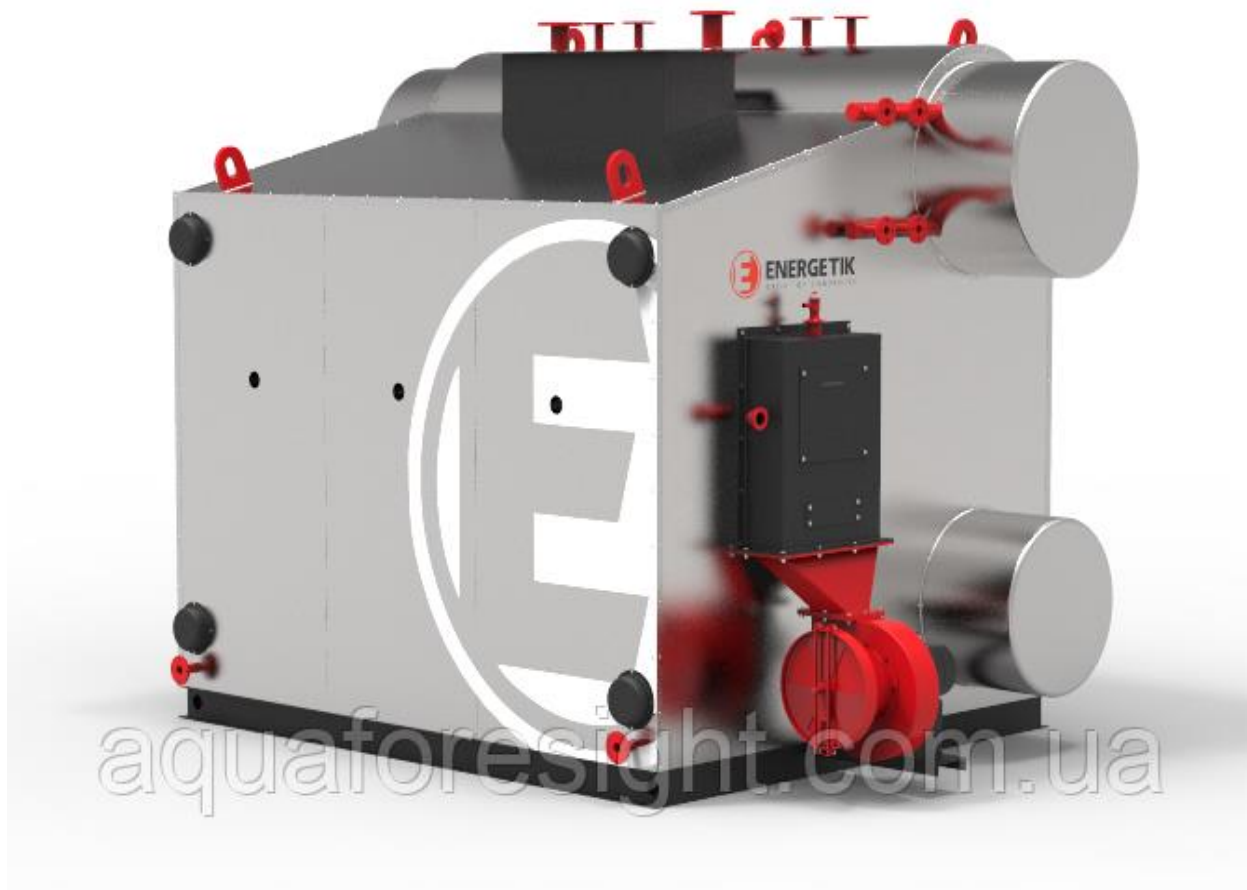
$$\varphi_p = 0,9.$$

81) Розрахункова товщина стінки обічайки, м , [37]

$$s_R = \frac{p_R \cdot D_k}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p - p_R} + 0,004 = \frac{0,15 \cdot 0,59}{2 \cdot 140,86 \cdot 0,9 - 0,15} + 0,004 = 0,0043.$$

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

#### 4 ПІДБІР КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТУ І ЖИВІЛЬНОГО НАСОСУ



#### Котельний агрегат

##### Характеристики та опис

- Основні
  - Виробник - [Енергетик](#)
  - Країна виробник - Україна
  - Гарантійний термін - 12 міс
  - Тип промислового котла за видом теплоносія - Паровий

Належить до типу вертикально-водотрубних, двох барабанних, газо-щільних котлів.

Призначений для вироблення насиченої пари тиску 0,8 МПа, що використовується для виробничих та топкових потреб промисловості та сільського господарства.;

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

Поставляється у зібраному вигляді, зі змонтованим допоміжним обладнанням, системою автоматичного керування та автоматичної безпеки. Котел виконуються газо-щільним із полегшеною теплоізоляцією, зовні покритою декоративною обшивкою з тонколистової сталі. Система автоматичного керування забезпечує виконання наступних функцій:

- підтримка в заданих межах рівня води в казані;
- захист котла при підвищенні тиску пари вище допустимого, спуску води нижче аварійного нижчого рівня, короткому замиканні або перевантаженні електродвигунів;
- подачу звукової сигналізації при спуску води нижче нижчого аварійного рівня,
- перевищення рівня води в котлі вище за верхній аварійний рівень, підвищення тиску пари вище за допустимий;
- світлову сигналізацію положення рівня води та наявності напруги у мережі.

Обсяг поставки: паровий котел Е-1,0-0,9 Г-3 (Е), живильний насос з електроприводом фірми «LOWARA», дутьовий вентилятор ВД-2,7, димосос з електроприводом Д-3,5 М, газовий пальник ( плавного або позиційного регулювання), арматура в межах котла, система автоматичного керування "Альфа-М", контрольно-вимірювальні прилади, сходи з майданчиком.

З паровим котлом покупцеві передається паспорт котла, комплект креслень, технічний опис та інструкція та експлуатації, комплект креслень для ремонту. У процесі експлуатації котли забезпечуються необхідними запасними частинами за бажанням покупця.

Паровий котел Е-1,0-0,9Г-3 (Е) відрізняються високою надійністю, економічністю, ступенем автоматизації, може експлуатуватися в будь-яких кліматичних умовах, що у поєднанні з мінімальними витратами на пусконаладжувальні роботи, простотою та зручністю в експлуатації забезпечує покупцю значний економічний ефект від його використання.

Високий технічний рівень котлів, забезпечується як сучасними

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

конструкторськими рішеннями, так і прогресивною технологією їх виготовлення.

При максимальному навантаженні котел спалює 83,5 м<sup>3</sup>/год газу.

**Технічні характеристики (паровий котел Е1,0-0,9 М-3(Е))**

Номинальна продуктивність, т/год	1,0
Робочий тиск пари, МПа	0,8
Розрахункове паливо	Природний газ
Температура живильної води, З	50
Коефіцієнт корисної дії. %. не менш	91
Встановлена електрична потужність, кВт	6,0
Маса котла, кг, не більше	4300
Габарити, мм, не більше:	
Довжина	4200
Ширина	2350
Висота	2900

Живильний насос з електроприводом фірми «LOWARA» входить у склад котельного агрегату.

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



## 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Паротурбінні установки є одними з ключових компонентів теплових електростанцій та інших промислових об'єктів, де виробляється електроенергія або виконується технологічний процес з використанням пари.

При експлуатації паротурбінної установки забезпечується:

- надійність роботи основного і допоміжного обладнання;
- готовність прийняття номінального електричного і теплового навантаження;
- Нормативні показники економічності основного і допоміжного обладнання.

Система регулювання турбіни задовольняє наступні вимоги:

- стійко витримує задане електричне і теплове навантаження;
- стійко стримує турбіну на холостому ході з номінальною частотою обертання ротора при номінальних і пускових параметрах пари;
- забезпечує можливість плавної зміни електричного і теплового навантаження при дії на механізм управління турбіною;

Оскільки паротурбінні установки працюють при високих температурах і тисках, охорона праці в таких умовах є критично важливою для забезпечення безпеки персоналу і надійної роботи обладнання.

### **Основні ризики та небезпеки:**

Термічні опіки: робота з парою високої температури та гарячими поверхнями турбіни і трубопроводів. Можливість контакту з гарячою парою при витоках або розгерметизації системи.

Механічні травми: обертові частини турбіни, що можуть спричинити травмування.

Небезпека падіння важких інструментів або частин обладнання під час ремонту і обслуговування.

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49



- **Повторний інструктаж:**

Проводиться регулярно для всіх працівників для оновлення знань та ознайомлення з новими нормативними документами.

- **Цільовий інструктаж:**

Проводиться у випадках змін в технологічному процесі, перед виконанням ремонтних робіт або при введенні в експлуатацію нового обладнання.

**Навчання і атестація:**

Працівники проходять навчання та атестацію для підтвердження знань і навичок безпечної роботи з паротурбінною установкою.

**Екстрені заходи, план дій при аваріях:**

Розробка і впровадження плану дій при аварійних ситуаціях, таких як вибухи, пожежі, витоки пари. Регулярні тренування та навчання персоналу щодо дій у разі аварії.

**Евакуація:**

Визначення маршрутів евакуації та розміщення відповідних знаків і вказівників. Перевірка доступності евакуаційних виходів і їх справності.

**Перша допомога:**

Наявність медичних засобів і навчання персоналу наданню першої допомоги при опіках, травмах та інших нещасних випадках.

Організація швидкого доступу до медичних установ у випадку серйозних травм.

**Заключення**

Охорона праці на паротурбінних установках є важливою складовою забезпечення безпеки персоналу та ефективної експлуатації обладнання. Виконання всіх зазначених заходів дозволяє мінімізувати ризики, пов'язані з експлуатацією високотемпературних і високотискових систем, та запобігти нещасним випадкам і аваріям.

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

## ВИСНОВКИ

В роботі виконано розрахунок когенераційної паротурбінної установка, призначеної для використання на підприємствах (наприклад агропідприємствах) для вироблення, в основному, теплової енергії. Електричної енергії при цьому виробляється відносно незначна кількість для потреб підприємства.

1. Виконано розрахунок параметрів циклу паротурбінної установки.
2. Виконано розрахунок парової турбіни, в якості якої використовується вихрова турбіна.
3. Виконано розрахунок і дослідження конденсатора установки, а також його проектування.
4. Виконано розділ з охорони праці.

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



7. Когенераційні технології в малій енергетиці / В. А. Маляренко, О. Л. Шубенко, С. Ю. Андреев, М. Ю. Бабак, О. В. Сенецький.

8. Теплотехнічні процеси та установки розрахунок кожухотрубного теплообмінника / В. І. Шкляр, В. В. Дубровська.

9. Маляренко В.А. Енергетичні установки. Загальний курс: Навчальний посібник. – 2-е видання Х: «Видавництво САГА», 2008. – 320 с.

10. Про затвердження Правил охорони праці під час експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових мереж і тепловикористовувальних установок:

<https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z2127-13#Text>

11. Охорона праці в теплоенергетиці: підруч. / С.А.Гавриш, А.С. Гавриш. – Вид. 2-ге, переробл. й доповн. - К.: Талком, 2020. 589с. ISBN 978-617-7832-10-1

12. Охорона праці та цивільний захист: підручник / О. Г. Левченко, О. І. Полукаров, В. В. Зацарний, Ю. О. Полукаров, О. В. Землянська. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 420 с.

					Б142 01.00.00.00 ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		