

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

УДК 621.1

**ПОГОДЖЕНО**  
Директор ІНІ енергетики,  
автоматики і  
енергозбереження

**ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ**  
В.о. завідувача кафедри  
інженерії енергосистем

\_\_\_\_\_ /Каплун В.В./  
(підпис)

\_\_\_\_\_ /Антипов Є.О./  
(підпис)

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

**МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на тему: «Проект реконструкції виробничо-опалювальної котельні потужністю 1 МВт»

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»  
(код і назва)

Освітня програма Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент  
(назва)

Орієнтація освітньої програми \_\_\_\_\_  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

**Гарант освітньої програми**

Д.т.н., професор  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Горобець В.Г.  
(ПІБ)

**Керівник магістерської  
кваліфікаційної роботи**

К.т.н., доцент  
(науковий ступінь та вчене звання)

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Троханяк В.І.  
(ПІБ)

**Виконав**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Щербина Т.В.  
(ПІБ)

**КИЇВ – 2024**

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ  
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ  
ІНІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

ЗАТВЕРДЖУЮ  
В.о. завідувача кафедри  
інженерії енергосистем

к.т.н доцент \_\_\_\_\_ Антипов Є.О.  
(ступінь, звання) (підпис) (ПІБ)  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ  
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ**

**Щербині Тарасу Володимировичу**  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»  
(код і назва)

Освітня програма Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент  
(назва)

Орієнтація освітньої програми \_\_\_\_\_ освітньо-професійна \_\_\_\_\_  
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської роботи **«Проект реконструкції виробничо-опалювальної котельні потужністю 1 МВт»**

затверджена наказом ректора Національного університету біоресурсів і природокористування України від «19» грудня 2023 р. № 2334 С

Термін подання завершеної роботи на кафедру 2024.11.15  
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської роботи \_\_\_\_\_

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ З ВОДОГРІЙНИМИ ТА ПАРОВИМИ КОТЛАМИ;
2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЕЛЬНИХ АГРЕГАТІВ;
3. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК;
4. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ;

Перелік графічного матеріалу: презентація виконана в програмному забезпеченні MS Power Point

Дата видачі завдання «19» грудня 2023 р.

Керівник магістерської роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

Троханяк В.І.  
(ПІБ)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_  
(підпис)

Щербина Т.В.  
(ПІБ)

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	6
РОЗДІЛ 1. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ З ВОДОГРІЙНИМИ І ПАРОВИМИ КОТЛАМИ.....	6
1.1. Вихідні дані.....	6
1.2. Розрахунок теплової схеми .....	8
РОЗДІЛ 2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЕЛЬНИХ АГРЕГАТІВ.....	21
2.1. Розрахунок обсягів та ентальпій продуктів згоряння .....	21
2.2. Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння.....	24
2.3. Тепловий розрахунок котельного агрегату Е- 50-1,4ГМ .....	27
2.3.1. Визначення коефіцієнта корисної дії та витрати пального котлоагрегату.....	27
2.3.2. Тепловий розрахунок камери згоряння .....	31
2.3.3. Розрахунок конвективного пучка казана.....	38
2.3.4. Розрахунок водяного економайзера .....	45
2.3.5. Перевірка теплового балансу.....	48
2.4. Тепловий розрахунок котельного агрегату КВГМ-23,26-150 .....	49
2.4.1. Визначення коефіцієнта корисної дії та витрати пального котлоагрегату.....	49
2.4.3. Розрахунок конвективного пучка котла .....	61
2.4.4. Перевірка теплового балансу.....	66
РОЗДІЛ 3. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК .....	67
3.1. Аеродинамічний розрахунок газового тракту котельного агрегату Е-50-1,4 ГМ.....	67
3.1.1. Розрахунок тяги при спалюванні природного газу .....	67
3.2. Аеродинамічний розрахунок газового тракту котельного агрегату КВГМ-23, 26-150.....	69
3.2.1. Розрахунок тяги при спалюванні природного газу .....	69
РОЗДІЛ 4. ВИБІР ОБЛАДНАННЯ.....	72

4.1. Вибір димососу та вентилятора.....	72
4.2. Вибір насосів .....	77
4.4. Вибір підігрівачів.....	79
ВИСНОВОК.....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	82

## ВСТУП

Магістерська кваліфікаційна робота викладена на 82 сторінках, таблиць 5, рисунків 2, кількість використаної літератури - 20 джерел.

*Об'єктом дослідження* – це виробничо-опалювальна котельня.

*Предмет дослідження* – виробничо-опалювальна котельня.

*Методи дослідження* – теоретичні розрахунки виробничо-опалювальної котельні, використання літературних джерел.

У воєнний та післявоєнний періоди в Україні відновлення та розбудова критичної інфраструктури буде спрямована на розширення міст, будуються нові будівлі, а потужності існуючих котелень для централізованого теплопостачання вже не вистачає, постає питання про будівництво нових районних котелень. Отже, тема даного дипломного проекту є актуальною.

У роботі розроблено районну котельню встановленою потужністю 1 МВт для забезпечення споживачів теплового навантаження у вигляді пари та гарячої води. Котельня призначена для вироблення та постачання паром промислового підприємства. У магістерській кваліфікаційній роботі представлений розрахунок теплової схеми котельні з вибором числа та типу котлів, що встановлюються, тепловий розрахунок та аеродинамічний розрахунок котельних агрегатів, а також розрахунок та вибір водопідготовчої установки.

**Ключові слова:** котельня, аеродинаміка, повітропровід, водогрійний котел, паровий котел.

# РОЗДІЛ 1

## РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ З ВОДОГРІЙНИМИ І ПАРОВИМИ КОТЛАМИ

### 1.1. Вихідні дані

Таблиця 1.1

#### Вихідні дані для розрахунку

Найменування	Позначення	Обґрунтування	Режими*		
			1	2	3
1	2	3	4	5	6
1. Витрата пари на технологічні потреби, т/год	$D_m$	поставлено	6 1	6 1	6 1
2. Розрахункова потужність на опалення та вентиляцію, МВт	$Q_{ov}$	поставлено	33	19,5 5	0
3. Розрахункова потужність на гаряче водопостачання, МВт	$Q_{zв}$	поставлено	9	9	6,3
4. Розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С	$t_{po}$	СНП	-24	-24	-
5. Розрахункова температура зовнішнього повітря для вентиляції, °С	$t_{pe}$	СНП	-11	-11	-
6. Температура повітря всередині приміщення, °С	$t_{вн}$	СНП	18	18	-
7. Температура мережної води в прямому трубопроводі, °С	$t_1$	поставлено	150	100,5	70
8. Температура мережної води у зворотному трубопроводі, °С	$t_2$	поставлено	70	53,1	42
9. Температура гарячої води в місці розбору, °С	$t_{zв}$	СНП	55	55	55
10. Частка повернення конденсату від зовнішніх споживачів, %	$\beta$	поставлено	75	75	75
11. Ентальпія свіжої пари, кДж/кг(1,4 МПа)	$h'_{poy}$	[2]	28 15	28 15	28 15
12. Ентальпія редукованої пари, кДж/кг (0,6 МПа)	$h''_{poy}$	[2]	2805	2805	2805

## Продовження таблиці 1.1

Найменування	Узна-чення	Обосно-вання	Режими*		
			1	2	3
13. Температура сирі води, °С	$t_{св}$	[1]	5	5	15
14. Температура живильної води, °С	$t_{пв}$	[1]	104	104	104
15. Ентальпія поживної води, кДж/кг	$h_{пв}$	[2]	437	437	437
16. Безперервне продування котлів, %	$P_{пр}$	[1]	3	3	3
17. Ентальпія котлової води, кДж/кг	$h_{кв}$	[2]	8 30	8 30	8 30
18. Ентальпія продувної води, що виходить із сепаратора безперервного продування, кДж/кг	$h'_{раси}$	[2]	437	437	437
19. Ентальпія пари, що виходить із розширювача безперервного продування, кДж/кг	$h''_{раси}$	[2]	269 0	269 0	269 0
20. Температура води після ХВО, °С	$t'_{хов}$	[1]	30	30	30
21. Температура підживлювальної води, °С	$t_{под}$	[1]	70	70	70
22. Ентальпія підживлювальної води, кДж/кг	$h_{под}$	[2]	294	294	294
23. Температура конденсату повернута споживачами, °С	$t_{к}$	поставлено	8 0	8 0	8 0
24. Ентальпія конденсату, кДж/кг	$h_{к}$	[2]	3 36	3 36	3 36
25. Температура продувної води, що скидається в дренаж, °С	$t_{пр}$	[1]	50	50	50
26. Ентальпія конденсату (при $P = 0,6$ МПа), кДж/кг	$h^k_{роу}$	[2]	670	670	670
27. ККД підігрівача	$\eta$	[1]	0,98	0,98	0,98
28. Витік води в тепломережі, %	$k_{ум}$	[1]	1,5	1,5	1,5
29. Ентальпія хімоочищеної води після підігрівача підп. води	$h''_{дсв}$	[2]	336	336	336
30. Ентальпія підживлювальної води на виході з деаератора, кДж/кг	$h'_{дсв}$	[2]	437	437	437

- \* 1-- максимально зимовий режим
- 2-- режим найбільш холодного місяця
- 3-- річний режим

## 1.2. Розрахунок теплової схеми

Коефіцієнт зниження витрати теплоти на опалення та вентиляцію для 2 режими:

$$k_{ov} = \frac{t_{вн} - t_{pв}}{t_{вн} - t_{pо}}, \quad (1.1)$$

де  $t_{pв}, t_{pо}$  - розрахункові температури зовнішнього повітря на вентиляцію і опалення відповідно для 2 режими , приймаємо за табл . 1.1;

$$k_{ov} = \frac{18 - (-6,9)}{18 - (-24)} = 0,593$$

Температура мережної води на потреби опалення та вентиляції в лінії подачі для 2 режими:

$$t_1 = 18 + 64,5 \cdot k_{iv}^{0,8} + 67,5 \cdot k_{ov}, \text{ про } 3 \quad (1.2)$$

$$t_1 = 18 + 64,5 \cdot 0,593^{0,8} + 67,5 \cdot 0,593 = 100,5 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Температура зворотної мережної води після систем опалення та вентиляції:

$$t_2 = t_1 - 80 \cdot k_{ov}, \text{ про } 3 \quad (1.3)$$

$$t_2 = 100,5 - 80 \cdot 0,593 = 53,1 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Витрата води на гаряче водопостачання:

$$G_{zg} = \frac{860 \cdot Q_{zg}}{t_{zg} - t_{cg}}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.4)$$

$$1. G_{zg} = \frac{860 \cdot 9}{55 - 5} = 154,8 \text{ Т/ГОД} = 43 \text{ кг/с};$$

$$3. G_{zg} = \frac{860 \cdot 6,3}{55 - 15} = 135,45 \text{ Т/ГОД} = 37,63 \text{ кг/с}.$$

Витрата мережної води на опалення та вентиляцію:

$$G_{og} = \frac{860 \cdot Q_{og}}{t_1 - t_2}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.5)$$

$$1. G_{og} = \frac{860 \cdot 33}{150 - 70} = 354,75 \text{ Т/ГОД} = 98,54 \text{ кг/с};$$

$$2. G_{og} = \frac{860 \cdot 19,55}{100,5 - 53,1} = 354,7 \text{ Т/ГОД} = 98,52 \text{ кг/с};$$

$$3. G_{og} = \frac{860 \cdot 0}{70 - 42} = 0 \text{ Т/ГОД}.$$

Витрата мережної води:

$$G = G_{og} + G_{zg}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.6)$$

$$1. G = 354,75 + 154,8 = 509,55 \text{ Т/ГОД} = 141,54 \text{ кг/с};$$

$$3. G = 0 + 135,45 = 135,45 \text{ Т/ГОД} = 37,63 \text{ кг/с}.$$

Витрата пари на підігрівач гарячого водопостачання (визначається тільки для режимів, при яких підігрівач перебуває в роботі):

$$D_{ncv} = \frac{4,2 \cdot G \cdot (t_{zg} - t_{cg})}{\eta \cdot (h_{poy}^{ll} - h_k)}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.7)$$

$$D_{ncv} = \frac{4,2 \cdot 135,45 \cdot (55 - 15)}{0,98 \cdot (2805 - 670)} = 10,87 \text{ Т/ГОД}$$

Витік води в теплових мережах:

$$G_{ym} = 0,01 \cdot k_{ym} \cdot G, \text{ Т/ГОД} \quad (1.8)$$

де  $k_{mc}$  - Втрати води в системі теплоспоживачів, % обсягу теплових мереж, приймається рівною 1,5%;

$$1. G_{yt} = 0,01 \cdot 1,5 \cdot 509,55 = 7,64 \text{ Т/ГОД} = 2,12 \text{ кг/с};$$

$$3. G_{yt} = 0,01 \cdot 1,5 \cdot 135,45 = 2,03 \text{ Т/ГОД} = 0,56 \text{ кг/с}.$$

Кількість підживлювальної води, необхідна для покриття потреб гарячого водопостачання та витоків у тепловій мережі:

$$G_{підп} = G_{гв} + G_{yt}, \text{ Т / ГОД} \quad (1.9)$$

$$1. G_{підп} = 154,8 + 7,64 = 162,44 \text{ Т/ГОД} = 45,12 \text{ кг/с};$$

$$3. G_{підп} = 135,45 + 2,03 = 137,48 \text{ Т/ГОД} = 38,19 \text{ кг/с}.$$

Кількість теплоти, внесена з підживлювальною водою:

$$Q_{подп} = 0,00116 \cdot G_{подп} \cdot t_{под}, \text{ МВт} \quad (1.10)$$

$$1. Q_{подп} = 0,00116 \cdot 162,44 \cdot 70 = 13,19 \text{ МВт};$$

$$3. Q_{подп} = 0,00116 \cdot 137,48 \cdot 70 = 11,16 \text{ МВт}.$$

Теплове навантаження водопідігрівальної установки:

$$Q_{вну} = Q_{ов} + Q_{св} + 0,00116 \cdot G_{ym} \cdot (t_{mc}^{cp} - t_{св}) - Q_{подп}, \text{ МВт} \quad (1.11)$$

де  $t_{mc}^{cp} = \frac{t_1 - t_2}{2}$  - середня температура мережевої води в тепломережі, °С

$$1. t_{\text{дн}}^{\text{н}} = \frac{150 + 70}{2} = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$2. t_{\text{мс}}^{\text{ср}} = \frac{100,5 + 53,1}{2} = 76,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тоді :

$$1. Q_{\text{вну}} = 33 + 9 + 0,00116 \cdot 7,64 \cdot (110 - 5) - 13,19 = 29,74 \text{ МВт};$$

$$2. Q_{\text{вну}} = 19,55 + 9 + 0,00116 \cdot 7,64 \cdot (76,8 - 5) - 13,19 = 12,09 \text{ МВт}.$$

Витрата пари на деаератор підживлювальної води:

$$D_{\text{дсв}} = \frac{G_{\text{подн}} \cdot (h'_{\text{дсв}} - h''_{\text{дсв}}) \cdot \eta}{h''_{\text{роу}} - h'_{\text{дсв}}}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.12)$$

$$1. D_{\text{дсв}} = \frac{162,44 \cdot (437 - 336) \cdot 0,98}{2805 - 437} = 6,79 \text{ Т/ГОД} = 1,89 \text{ кг/с};$$

$$3. D_{\text{дсв}} = \frac{137,48 \cdot (437 - 336) \cdot 0,98}{2805 - 437} = 5,75 \text{ Т/ГОД} = 1,59 \text{ кг/с}.$$

Витрата хімічно очищеної води на деаератор підживлювальної води:

$$G_{\text{дсв}}^{\text{хов}} = G_{\text{подн}} - D_{\text{дсв}}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.13)$$

$$1. G_{\text{дсв}}^{\text{хов}} = 162,44 - 6,79 = 155,65 \text{ Т/ГОД} = 43,24 \text{ кг/с};$$

$$3. G_{\text{дсв}}^{\text{хов}} = 137,48 - 5,75 = 131,73 \text{ Т/ГОД} = 36,59 \text{ кг/с}.$$

Температура хімічно очищеної води після охолоджувача підживлювальної води:

$$t_{\text{охл}}'' = \frac{G_{\text{подн}} \cdot (h'_{\text{дсв}} - h_{\text{под}})}{4,2 \cdot G_{\text{дсв}}^{\text{хов}}} + t_{\text{хов}}', \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (1.14)$$

$$1. t_{\text{охл}}'' = \frac{162,44 \cdot (437 - 294) \cdot 0,98}{4,2 \cdot 155,65} + 30 = 65 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$3. t''_{oxl} = \frac{137,48 \cdot (437 - 294) \cdot 0,98}{4,2 \cdot 131,73} + 30 = 65^{\circ}\text{C}.$$

Витрата пари на підігрівач хімічно очищеної води, що надходить у деаератор підживлювальної води:

$$D_{под}^{xov} = \frac{G_{дсв}^{xov} \cdot (h''_{дсв} - 4,2 \cdot t''_{oxl})}{(h''_{роу} - h^k_{роу}) \cdot \eta} \text{ Т/ГОД} \quad (1.15)$$

$$1. D_{под}^{xov} = \frac{155,65 \cdot (336 - 4,2 \cdot 65)}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 4,69 \text{ Т/ГОД} = 1,302 \text{ кг/с};$$

$$3. D_{под}^{xov} = \frac{131,73 \cdot (336 - 4,2 \cdot 65)}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 3,97 \text{ Т/ГОД} = 1,103 \text{ кг/с}.$$

Витрата сиріє води на ХВО для підживлення теплової мережі:

$$G_{св}^{mc} = k_{xво} \cdot G_{дсв}^{xov}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.16)$$

де  $k_{дai} = 1,25$  - Збільшення витрати сиріє води у зв'язку з витратою її на власні потреби ХВО;

$$1. G_{св}^{mc} = 1,25 \cdot 155,65 = 194,56 \text{ Т/ГОД} = 54,04 \text{ кг/с};$$

$$3. G_{св}^{mc} = 1,25 \cdot 131,73 = 164,66 \text{ Т/ГОД} = 45,74 \text{ кг/с}.$$

Витрата пари на підігрівач сиріє води, що спрямовується на ХВО для підживлення теплової мережі:

$$D_{под}^{св} = \frac{G_{св}^{mc} \cdot (t'_{xov} - t_{св}) \cdot 4,2}{(h''_{роу} - h^k_{роу}) \cdot \eta}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.17)$$

$$3. D_{под}^{св} = \frac{164,66 \cdot (30 - 15) \cdot 4,2}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 4,96 \text{ Т/ГОД} = 1,38 \text{ кг/с}.$$

Сумарна витрата редукованої пари зовнішнім споживачам:

$$D''_{poy} = D_m + D_{ocv} + D_{nod}^{xov} + D_{nod}^{cv}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.18)$$

1.  $D''_{poy} = 0 + 6,79 + 4,69 + 9,76 = 21,24 \text{ Т/ГОД} = 5,9 \text{ кг/с};$
3.  $D''_{poy} = 0 + 5,75 + 3,97 + 4,96 = 14,68 \text{ Т/ГОД} = 4,08 \text{ кг/с}.$

Сумарна витрата свіжої пари зовнішнім споживачам:

$$D_{вн} = \frac{D''_{poy} \cdot (h''_{poy} - h'_{ocv})}{h'_{poy} \cdot \eta - h'_{ocv}} + D'_m, \text{ Т/ГОД} \quad (1.19)$$

1.  $D_{вн} = \frac{21,24 \cdot (2805 - 437)}{2815 \cdot 0,98 - 437} + 61 = 82,66 \text{ Т/ГОД} = 22,96 \text{ кг/с};$
3.  $D_{вн} = \frac{14,68 \cdot (2805 - 437)}{2815 \cdot 0,98 - 437} + 61 = 75,9 \text{ Т/ГОД} = 21,08 \text{ кг/с}.$

Витрата пари на власні потреби котельні за попередньою оцінкою:

$$D_{сн} = 0,01 \cdot k_{сн} \cdot D_{вн}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.20)$$

де  $k_{сн}$  - витрата пари на власні потреби, % сумарної витрати свіжої пари зовнішніми споживачами, приймається попередньо 8%.

1.  $D_{сн} = 0,01 \cdot 8 \cdot 82,66 = 6,61 \text{ Т/ГОД} = 1,836 \text{ кг/с};$
3.  $D_{сн} = 0,01 \cdot 8 \cdot 75,9 = 6,07 \text{ Т/ГОД} = 1,686 \text{ кг/с}.$

Паропродуктивність котельні за попередньою оцінкою з урахуванням теплов теплоти в циклі:

$$D = \frac{D_{\text{вн}} + D_{\text{сн}}}{1 - 0,01 \cdot k_{\kappa}}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.21)$$

де  $k_{\kappa}$  - втрати пари в циклі котельні, приймаємо 3%;

$$1. D = \frac{82,66 + 6,61}{1 - 0,01 \cdot 3} = 92,03 \text{ Т/ГОД} = 25,56 \text{ кг/с};$$

$$3. D = \frac{75,9 + 6,07}{1 - 0,01 \cdot 3} = 84,51 \text{ Т/ГОД} = 23,48 \text{ кг/с}.$$

Кількість котлової води, що надходить у розширювач з безперервним продуванням:

$$G_{\text{пр}} = 0,01 \cdot P_{\text{пр}} \cdot D, \text{ Т/ГОД} \quad (1.22)$$

де  $P_{\text{пр}}$  - Коефіцієнт безперервної продування, приймаємо за даними таблиці 1.1.1.

$$1. G_{\text{пр}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 92,03 = 2,76 \text{ Т/ГОД} = 0,77 \text{ кг/с};$$

$$3. G_{\text{пр}} = 0,01 \cdot 3 \cdot 84,51 = 2,54 \text{ Т/ГОД} = 0,71 \text{ кг/с}.$$

Кількість пари, що утворилася в розширювачі безперервного продування:

$$D_{\text{расш}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{кв}} - h'_{\text{расш}})}{\chi \cdot (h''_{\text{расш}} - h'_{\text{расш}})}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.23)$$

де  $\chi$  - ступінь сухості пари, приймаємо  $\chi = 0,98$

$h'_{\text{розш}}$  - ентальпія відсепарованої потокової води, кДж/кг;

$h''_{\text{розш}}$  - ентальпія пари, що виходить з розширювача, кДж/кг;

$$1. D_{\text{расш}} = \frac{2,76 \cdot (830 - 437)}{0,98 \cdot (2690 - 437)} = 0,491 \text{ Т/ГОД} = 0,136 \text{ кг/с};$$

$$3. D_{\text{расш}} = \frac{2,54 \cdot (830 - 437)}{0,98 \cdot (2690 - 437)} = 0,452 \text{ Т/ГОД} = 0,126 \text{ кг/с}.$$

Кількість води на виході з розширювача безперервного продування:

$$G_{раси} = G_{пр} - D_{раси}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.24)$$

1.  $G_{раси} = 2,76 - 0,491 = 2,269 \text{ Т/ГОД} = 0,63 \text{ кг/с};$
2.  $G_{раси} = 2,54 - 0,452 = 2,088 \text{ Т/ГОД} = 0,58 \text{ кг/с}.$

Втрати конденсату зовнішніми виробничими споживачами:

$$G_{к}^{nom} = (1 - \beta) \cdot (D_m + D'_m), \text{ Т/ГОД} \quad (1.25)$$

1.  $G_{к}^{nom} = (1 - 0,75) \cdot (61 + 0) = 15,25 \text{ Т/ГОД} = 4,24 \text{ кг/с};$

Втрати конденсату в циклі котельні:

$$G_{к}^{ком} = 0,01 \cdot K_{к} \cdot D, \text{ Т/ГОД} \quad (1.26)$$

1.  $G_{к}^{ком} = 0,01 \cdot 3 \cdot 92,03 = 2,761 \text{ Т/ГОД} = 0,767 \text{ кг/с};$
2.  $G_{к}^{ком} = 0,01 \cdot 3 \cdot 84,51 = 2,535 \text{ Т/ГОД} = 0,704 \text{ кг/с}.$

Витрата хімічно очищеної води, що надходить в деаератор живильної води:

$$G_{хов} = G_{к}^{nom} + G_{к}^{ком} + D_{дсв}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.27)$$

1.  $G_{хов} = 15,25 + 2,761 + 6,79 = 24,801 \text{ Т/ГОД} = 6,89 \text{ кг/с};$
2.  $G_{хов} = 15,25 + 2,535 + 5,75 = 23,535 \text{ Т/ГОД} = 6,54 \text{ кг/с}.$

Витрата сирії води, що надходить на хімводоочищення:

$$G_{св} = 1,25 \cdot G_{хов}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.28)$$

1.  $G_{св} = 1,25 \cdot 24,801 = 31 \text{ Т/ГОД} = 8,61 \text{ кг/с};$
3.  $G_{св} = 1,25 \cdot 23,535 = 29,42 \text{ Т/ГОД} = 8,17 \text{ кг/с}.$

Температура сирії води після охолоджувача безперервного продування:

$$t_{cв}^l = t_{cв} + \frac{G_{расш} \cdot (h'_{расш} - 4,2 \cdot t_{np})}{4,2 \cdot G_{cв}}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.29)$$

$$1. t_{cв}^l = 5 + \frac{2,269 \cdot (437 - 4,2 \cdot 50)}{4,2 \cdot 31} = 8,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$2. t_{cв}^l = 5 + \frac{2,269 \cdot (437 - 4,2 \cdot 50)}{4,2 \cdot 31} = 8,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$3. t_{cв}^l = 15 + \frac{2,088 \cdot (437 - 4,2 \cdot 50)}{4,2 \cdot 29,42} = 18,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Витрата пари на підігрівач сирії води, що надходить на хімводоочищення:

$$D_{нод}^{cв} = G_{cв} \cdot \frac{4,2 \cdot (t'_{хов} - t'_{cв})}{(h''_{роу} - h^k_{роу}) \cdot \eta}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.30)$$

$$1. D_{нод}^{cв} = 31 \cdot \frac{4,2 \cdot (30 - 8,9)}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 1,313 \text{ Т/ГОД} = 0,36 \text{ кг/с};$$

$$2. D_{нод}^{cв} = 29,42 \cdot \frac{4,2 \cdot (30 - 18,8)}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 0,661 \text{ Т/ГОД} = 0,18 \text{ кг/с}.$$

Витрата пари на підігрівач хімічно очищеної води, встановлений перед деаератором живильної води:

$$D_{хов} = \frac{G_{хов} \cdot (h''_{нод} - h''_{хов})}{(h''_{роу} - h^k_{роу}) \cdot \eta}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.31)$$

де  $h''_{хов}$  - ентальпія хімічно очищеної води перед підігрівачем, визначена при температурі 28 °С (зниження температури хімічно очищеної води в процесі її підготовки прийнято 2 °С), кДж/кг;

$h''_{нод}$  - ентальпія хімічно очищеної води після підігрівача, визначена за температури 80 °С, кДж/кг.

$$1. D_{хов} = \frac{24,801 \cdot (4,2 \cdot 80 - 4,2 \cdot 28)}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 2,59 \text{ Т/ГОД} = 0,72 \text{ кг/с};$$

$$2. D_{хов} = \frac{23,535 \cdot (4,2 \cdot 80 - 4,2 \cdot 28)}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 2,46 \text{ т/год} = 0,68 \text{ кг/с.}$$

Кількість конденсату, який повертається зовнішніми виробничими споживачами:

$$G_{\kappa}^{6H} = 0,01 \cdot \beta \cdot D_m, \text{ т/год} \quad (1.32)$$

$$1. G_{\kappa}^{6H} = 0,01 \cdot 70 \cdot 61 = 42,7 \text{ т/год} = 11,86 \text{ кг/с};$$

$$2. G_{\kappa}^{6H} = 0,01 \cdot 70 \cdot 61 = 42,7 \text{ т/год} = 11,86 \text{ кг/с.}$$

Сумарна кількість води і пари, що надходить в деаератор поживної води, без урахування пари, що гріє:

$$G_{\delta}^{n6} = G_{\kappa}^{6H} + G_{хов} + D_{раси} + D_{под}^{с6} + D_{хов}, \text{ т/год} \quad (1.33)$$

де  $D_{хов}$  – витрата пари на підігрівач хімоочищеної води, встановленого перед деаератором живильної води

$$D_{хов} = G_{хов} \cdot \frac{h_{\kappa} - h_{хов}^l}{(h_{роу}^l - h_{роу}^{\kappa}) \cdot \eta}, \text{ т/год} \quad (1.34)$$

де  $h_{хив}^{\kappa}$  - ентальпія хімоочищеної води;

$$1. D_{хов} = 24,801 \cdot \frac{336 - 30 \cdot 4,2}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 2,49 \text{ т/год} = 0,692 \text{ кг/с};$$

$$2. D_{хов} = 23,535 \cdot \frac{336 - 30 \cdot 4,2}{(2805 - 670) \cdot 0,98} = 2,36 \text{ т/год} = 0,66 \text{ кг/с};$$

$$1. G_{\delta}^{n6} = 42,7 + 24,801 + 0,491 + 1,313 + 2,49 = 71,79 \text{ т/год} = 19,94 \text{ кг/с};$$

$$2. G_{\delta}^{ng} = 42,7 + 23,535 + 0,452 + 0,661 + 2,46 = 69,81 \text{ Т/ГОД} = 19,39 \text{ КГ/С.}$$

Середня температура води в деаераторі без урахування пари, що гріє:

$$t'_{\delta} = \frac{G_{\kappa}^{gh} \cdot h_{\kappa}^{gh} + G_{xov} \cdot h_{\text{под}}^{xov} + D_{раси} \cdot h_{раси} + h_{\kappa}^{poy} \cdot (D_{\text{под}}^{c6} + D_{xov})}{4,2 \cdot G_{\delta}^{ng}}, \text{ } ^{\circ}\text{C} \quad (1.35)$$

$$1. t'_{\delta} = \frac{42,7 \cdot 336 + 24,081 \cdot 336 + 0,491 \cdot 2690 + 670 \cdot (1,313 + 2,49)}{4,2 \cdot 71,79} = 88,05 \text{ } ^{\circ}\text{C};$$

$$2. t'_{\delta} = \frac{42,7 \cdot 336 + 23,535 \cdot 336 + 0,452 \cdot 2690 + 670 \cdot (0,661 + 2,46)}{4,2 \cdot 69,81} = 87,18 \text{ } ^{\circ}\text{C.}$$

Витрата пари, що гріє, на деаератор поживної води:

$$D_{\delta}^{ng} = \frac{G_{\delta}^{ng} \cdot (h_{ng} - 4,2 \cdot t'_{\delta})}{(h_{poy}'' - h_{ng}) \cdot \eta}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.36)$$

$$1. D_{\delta}^{ng} = \frac{71,79 \cdot (437 - 4,2 \cdot 88,05)}{(2805 - 437) \cdot 0,98} = 2,08 \text{ Т/Ч} = 0,58 \text{ КГ/С};$$

$$2. D_{\delta}^{ng} = \frac{69,81 \cdot (437 - 4,2 \cdot 87,18)}{(2805 - 437) \cdot 0,98} = 2,13 \text{ Т/Ч} = 0,59 \text{ КГ/С.}$$

Витрата редукованої пари на власні потреби котельні:

$$D_{сн}^{poy} = D_{\delta}^{ng} + D_{\text{под}}^{c6} + D_{xov}, \text{ Т/Ч} \quad (1.37)$$

$$1. D_{сн}^{poy} = 2,08 + 1,313 + 2,49 = 5,88 \text{ Т/Ч} = 1,63 \text{ КГ/С};$$

$$2. D_{сн}^{poy} = 2,08 + 1,313 + 2,49 = 5,88 \text{ Т/Ч} = 1,63 \text{ КГ/С};$$

$$3. D_{сн}^{poy} = 2,13 + 0,661 + 2,36 = 5,15 \text{ Т/Ч} = 1,43 \text{ КГ/С.}$$

Витрата свіжої пари на власні потреби котельні:

$$D'_{сн} = \frac{D_{сн}^{poy} \cdot (h_{poy}'' - h_{ng})}{(h'_{poy} - h_{ng}) \cdot \eta}, \text{ Т/ГОД} \quad (1.38)$$

1.  $D'_{сн} = \frac{5,88 \cdot (2805 - 437)}{(2815 - 437) \cdot 0,98} = 5,97$  т/ч = 1,66 кг/с;
2.  $D'_{сн} = \frac{5,15 \cdot (2805 - 437)}{(2815 - 437) \cdot 0,98} = 5,23$  т/ч = 1,452 кг/с.

Дійсна паропроодуктивність котельної

$$D_k = \frac{D_{вн} + D'_{сн}}{1 - 0,01 \cdot K_k}, \quad \text{т/год} \quad (1.39)$$

1.  $D_k = \frac{82,66 + 5,97}{1 - 0,01 \cdot 3} = 91,37$  т/ч = 25,38 кг/с;
2.  $D_k = \frac{82,66 + 5,97}{1 - 0,01 \cdot 3} = 91,37$  т/ч = 25,38 кг/с;
3.  $D_k = \frac{75,9 + 5,23}{1 - 0,01 \cdot 3} = 83,64$  т/ч = 23,23 кг/с.

Нев'язки:

$$\Delta D = \frac{D - D_k}{D} \cdot 100, \quad \% \quad (1.40)$$

1.  $\Delta D = \frac{92,03 - 91,37}{92,03} \cdot 100 = 0,72$  %;
2.  $\Delta D = \frac{92,03 - 91,37}{95,41} \cdot 100 = 0,72$  %;
3.  $\Delta D = \frac{84,51 - 83,84}{84,51} \cdot 100 = 0,79$  %.

Сумарна витрата редукованої пари:

$$D_{\Sigma \text{роу}} = D''_{\text{роу}} + D'_{сн}, \quad \text{т/ч} \quad (1.41)$$

1.  $D_{\Sigma \text{роу}} = 21,24 + 5,88 = 27,12$  т/ч = 7,53 кг/с;
2.  $D_{\Sigma \text{роу}} = 14,68 + 5,15 = 19,83$  т/ч = 5,51 кг/с.

Кількість води, що впорскується в РОУ:

$$G_{\text{поу}} = D_{\Sigma\text{поу}} \cdot \frac{h'_{\text{поу}} - h''_{\text{поу}}}{h'_{\text{поу}} - h_{\text{нс}}}, \quad \text{Т/ч} \quad (1.42)$$

$$1. \quad G_{\text{поу}} = 27,12 \cdot \frac{2815 - 2805}{2815 - 437} = 0,114 \quad \text{Т/ч} = 0,032 \quad \text{кг/с};$$

$$2. \quad G_{\text{поу}} = 19,83 \cdot \frac{2815 - 2805}{2815 - 437} = 0,083 \quad \text{Т/ч} = 0,023 \quad \text{кг/с}.$$

Моделювання теплової схеми котельні закінчено, так як небаланс із попередньо прийнятою паропродуктивністю котельні менше 3%.

В результаті розрахунку до установки приймаються три однотипні парові котлоагрегати (один у резерві) Е-50-1,4ГМ паропродуктивністю по 50 т/год (13,9 кг/с) кожен з номінальними параметрами пари: надлишковий тиск 1,4 МПа, температурою пара 225 °С. Також для покриття навантажень опалення, вентиляції та ГВП встановлені два водогрійні котлоагрегати КВГМ-23,26-150 номінальною теплопродуктивністю 23,26 МВт.

## РОЗДІЛ 2

### ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОТЕЛЬНИХ АГРЕГАТИВ

#### 2.1. Розрахунок обсягів та ентальпій продуктів згоряння

Як основний вид палива прийнято за завданням природний газ.

Склад природного газу в % за обсягом, наводимо в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

#### Склад природного газу в % за обсягом

Метан	Етан	Пропан	Бутан	Пентан	Азот	Диоксид вуглецю	Кисень
CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
97,785	0,979	0,278	0,091	0,011	0,81	0,037	0,009

Нижча теплота згоряння робочої маси палива  $Q_{н\ p} = 33603,8$  кДж/м<sup>3</sup> (8020 ккал/м<sup>3</sup>); щільність за нормальних умов  $\rho_T = 0,73$  кг/м<sup>3</sup>.

При тепловому розрахунку парового котла визначаємо теоретичні та дійсні обсяги повітря та продуктів згоряння.

Теоретичний обсяг повітря, необхідного для згоряння палива при спалюванні газу при  $\alpha = 1$  визначаємо за формулою:

$$V^o = 0,0476 \cdot \left[ 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (2.1)$$

де  $m$  – число атомів вуглецю;

$n$  – число атомів водню

$$V^o = 0,0476 \cdot \left[ 0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + 1,5 \cdot 0 + \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 97,785 + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 0,979 + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) \cdot 0,278 + \right. \\ \left. + \left( 4 + \frac{10}{4} \right) \cdot 0,091 + \left( 5 + \frac{12}{4} \right) \cdot 0,011 - 0,013 \right] = 9,571 \text{ м}^3 / \text{м}^3$$

Теоретичний обсяг продуктів згоряння:

- теоретичний обсяг водяної пари:

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot \left[ H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_{z.m.} \right] + 0,0161 \cdot V^o \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (2.2)$$

де  $d_{г.тл.}$  - Вологовміст газоподібного палива, віднесений до  $1 \text{ м}^3$  сухого газу,  $\text{г}/\text{м}^3$   
; приймаємо  $d_{г.тл.} = 10 \text{ г}/\text{м}^3$

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \left[ 0 + 0 + \frac{4}{2} \cdot 97,785 + \frac{6}{2} \cdot 0,979 + \frac{8}{2} \cdot 0,278 + \frac{10}{2} \cdot 0,091 + \right. \\ \left. 3 \text{ м}^3/\text{м}^3 \right]$$

- теоретичний обсяг азоту:

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V^o + \frac{N_2}{100}, \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (2.3)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 9,571 + \frac{0,81}{100} = 7,569 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

- теоретичний обсяг триатомних газів:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [CO_2 + CO + H_2S + \sum m \cdot C_m H_n], \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (2.4)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [0,037 + 0 + 0 + 1 \cdot 97,785 + 2 \cdot 0,979 + 3 \cdot 0,278 + 4 \cdot 0,091 + 5 \cdot 0,011] = 1,01 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

- теоретичний обсяг продуктів згоряння:

$$V_z^o = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o, \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (2.5)$$

$$V_z^o = 1,01 + 7,569 + 2,168 = 10,747 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Дійсні обсяги продуктів згоряння розраховуються з урахуванням коефіцієнта надлишку повітря в топці  $\alpha_T$  та обсягів присосів повітря газоходами котельного агрегату. Коефіцієнт надлишку повітря на виході з топки котла приймаємо для камерної топки при спалюванні газу рівним 1,05 [1], величину присосів повітря  $\Delta\alpha_T$  в газоходах котлоагрегату при номінальному навантаженні приймаємо рівним [1]:

- конвективний пучок казана  $\Delta\alpha_K = 0,05$ ;
- чавунний економайзер з обшивкою  $\Delta\alpha_{ЭК} = 0,1$ ;
- сталевий газохід (на кожні 10м довжини)  $\Delta\alpha_T = 0,01$ .

Справжній сумарний обсяг продуктів згоряння газу визначаємо (при середньому коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha_{CP}$  в газоході для кожної поверхні нагріву) за формулою:

$$V_T = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + (\alpha_{CP} - 1) \cdot V^o + V_{H_2O}^o + 0.0161(\alpha_{CP} - 1) \cdot V^o, \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (2.6)$$

Розрахунок дійсних обсягів продуктів згоряння та їх складів газоходами наводимо на прикладі топки, результати зводимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2

### Розрахунок дійсних обсягів продуктів згоряння та їх складів газоходами

Величина	Розрахункова формула	Теоретичні обсяги $V^o = 9.571$ ; $V_{N_2}^o = 7.569$ $V_{RO_2} = 1.01$ ; $V_{H_2O}^o = 2.168$		
		Газохід		
		топка	Конвективний пучок	економайзер
Коефіцієнт надлишку повітря після поверхні нагрівання	$\alpha_i = \alpha_T + \sum_1^i \Delta\alpha_i$ $\alpha_i = 1,05 + 0$	1,05	1,1	1,2

## Продовження таблиці 2.2

Величина	Розрахункова формула	Теоретичні обсяги		
		$V^o = 9.571; V_{N_2}^o = 7.569$		
		$V_{RO_2} = 1.01; V_{H_2O}^o = 2.168$		
		Газохід		
		топка	Конвективний пучок	економізер
Середній коефіцієнт надлишку повітря у газоході	$\alpha_{cp} = \frac{\alpha' + \alpha''}{2}$ $\alpha_{\dot{n}\delta} = \frac{1,05 + 1,05}{2}$	1,05	1,075	1,15
Надмірна кількість повітря · м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$V_{изб}^e = V^o \cdot (\alpha_{cp} - 1)$ $V_{\dot{e}c\dot{a}}^{\dot{a}} = 9,571 \cdot (1,05 - 1)$	0,479	0,718	1,436
Об'єм водяної пари, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0.0161 \cdot (\alpha_{\dot{n}\delta} - 1) \cdot V^i$ $V_{H_2O} = 2.168 +$ $+ 0.0161 \cdot (1,05 - 1) \cdot 9,571$	2,176	2,18	2,191
Повний обсяг продуктів згоряння, м <sup>3</sup> /м <sup>3</sup>	$V_{\Sigma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + (\alpha_{cp} - 1) \cdot V^o +$ $+ V_{H_2O}^o + 0.0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V^o$ $V_{\dot{a}} = 1,01 + 7,569 + (1,05 - 1) \cdot 9,571 +$ $+ 2,168 + 0.0161 \cdot (1,05 - 1) \cdot 9,571$	11,234	11,477	12,206
Об'ємна частка триатомних газів	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Sigma}}$ $r_{RO_2} = \frac{1,01}{11,234}$	0,09	0,088	0,083
Об'ємна частка водяної пари	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Sigma}}$ $r_{H_2O} = \frac{2,168}{11,234}$	0,193	0,189	0,178
Сумарна об'ємна частка	$r_{\Pi} = r_{H_2O} + r_{RO_2}$ $r_{\dot{i}} = 0,193 + 0,09$	0,283	0,277	0,261

**2.2. Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння**

Ентальпію теоретичного об'єму повітря для всього обраного діапазону температур обчислюємо за формулою:

$$H_B^o = V^o(ct)_B, \text{кДж/кг} \quad (2.7)$$

де  $(ct)_B$  - ентальпія  $1\text{ м}^3$  повітря, [1]

Ентальпію теоретичного обсягу продуктів згоряння для всього вибраного діапазону температур визначаємо за формулою:

$$H_\Gamma^o = V_{\text{RO}_2}(ct)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^o(ct)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^o(ct)_{\text{H}_2\text{O}}, \text{кДж/м}^3 \quad (2.8)$$

де  $(ct)_{\text{RO}_2}, (ct)_{\text{N}_2}, (ct)_{\text{H}_2\text{O}}$  - ентальпія  $1\text{ м}^3$  триатомних газів, теоретичного об'єму азоту і водяної пари [1], кДж/м<sup>3</sup>.

Ентальпію надмірної кількості повітря для всього обраного діапазону температур  $t$  визначаємо за формулою:

$$H_{\text{изб}}^o = (\alpha - 1) \cdot H_B^o, \text{кДж/м}^3 \quad (2.9)$$

Ентальпію продуктів згоряння при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha \geq 1$  визначаємо за такою формулою:

$$H = H_\Gamma^o + H_{\text{изб}}^B + H_{\text{зл}}, \text{кДж/м}^3 \quad (2.10)$$

де  $H_{\text{зл}}$  - ентальпія золи: для газу  $H_{\text{зл}} = 0$ .

Результати розрахунків ентальпій повітря та продуктів згоряння газоходами котлоагрегату зводимо в таблицю 2.3.

Для складання таблиці інтервал температур приймаємо рівним  $100\text{ С}$ .

Таблиця 2.3

**Результати розрахунків ентальпій повітря та продуктів згорання  
газоходами котлоагрегату**

O, про C	$H_B^o$ , кДж/м <sup>3</sup>	$H_r^o$ , кДж/м <sup>3</sup>	$H_r = H_r^o + (\alpha - 1)H_B^o$ , кДж/м <sup>3</sup>					
			Топка 1,05		Конвективний пучок $\alpha_k = 1,1$		Економайзер $\alpha_{эк} = 1,2$	
			$H_r$	$\Delta H_r$	$H_r$	$\Delta H_r$	$H_r$	$\Delta H_r$
100	1270,07	1485,49	1548,99		1612,50		1739,50	
200	2556,41	2998,17	3125,99	1577,00	3253,81	1641,32	3509,46	1769,95
300	3866,68	4547,85	4741,18	1615,19	4934,52	1680,70	5321,19	1811,73
400	5201,84	6143,86	6403,95	1662,77	6664,04	1729,52	7184,23	1863,04
500	6568,58	7779,64	8108,07	1704,11	8436,49	1772,45	9093,35	1909,13
600	7966,90	9445,70	9844,04	1735,98	10242,39	1805,90	11039,08	1945,73
700	9406,38	11159,89	11630,21	1786,16	12100,53	1858,14	13041,16	2002,08
800	10853,51	12928,32	13470,99	1840,79	14013,67	1913,14	15099,02	2057,86
900	12300,65	14732,78	15347,81	1876,82	15962,85	1949,18	17192,91	2093,89
1000	13787,98	16568,80	17258,20	1910,39	17947,60	1984,75	19326,40	2133,49
1100	15315,51	18409,07	19174,84	1916,64	19940,62	1993,02	21472,17	2145,77
1200	16843,05	20262,68	21104,83	1929,99	21946,98	2006,36	23631,29	2159,12
1300	18370,58	22166,29	23084,82	1979,99	24003,35	2056,37	25840,41	2209,12
1400	19938,31	24105,93	25102,85	2018,03	26099,76	2096,42	28093,60	2253,19
1500	21506,04	26032,00	27107,30	2004,45	28182,60	2082,84	30333,21	2239,61
1600	23073,77	27989,85	29143,54	2036,24	30297,23	2114,63	32604,61	2271,40
1700	24641,50	29961,06	31193,13	2049,59	32425,21	2127,98	34889,36	2284,75
1800	26209,23	31941,37	33251,83	2058,69	34562,29	2137,08	37183,21	2293,85
1900	27817,15	33953,46	35344,32	2092,49	36735,18	2172,89	39516,89	2333,68
2000	29425,08	35956,23	37427,48	2083,16	38898,73	2163,55	41841,24	2324,35
2100	31033,01	37981,67	39533,32	2105,84	41084,97	2186,24	44188,27	2347,03
2200	32640,94	40797,14	42429,18	2895,86	44061,23	2976,26	47325,32	3137,05

## 2.3. Тепловий розрахунок котельного агрегату Е- 50-1,4ГМ

### 2.3.1. Визначення коефіцієнта корисної дії та витрати пального котлоагрегату

Тепловий баланс парогенератора характеризує рівність між приходом та витратою тепла. Теплова ефективність котлоагрегату, досконалість його роботи характеризується коефіцієнтом корисної дії.

Прибуткова частина теплового балансу в більшості випадків визначається за формулою:

$$Q_{\text{прих.}} = Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{ф.т.}} + Q_{\text{т.в.}} + Q_{\text{пар}}, \text{ кДж/м}^3 \text{ (ккал/м}^3\text{)} \quad (2.11)$$

де  $Q_p^p$  - теплота, що розташовується;

$Q_n^p$  - нижча теплота згоряння палива, для газу приймаємо;

$Q_n^c$  - нижча теплота згоряння сухої маси газу, кДж/м<sup>3</sup>; приймаємо за вихідними даними для газу  $Q_n^c = 33603,8 \text{ кДж/м}^3 \text{ (8020 ккал/м}^3\text{)}$ ;

$Q_{\text{ф.т.}}$  - фізичне тепло палива: приймаємо  $Q_{\text{ф.т.}} = 0$ , оскільки паливо-газ;

$Q_{\text{в.в.}}$  - фізичне тепло повітря, що подається в топку котла при підігріві його поза котлоагрегатом: приймаємо  $Q_{\text{вт.}} = 0$ , оскільки повітря перед подачею в котлоагрегат додатково не підігрівається;

$Q_{\text{пар.}}$  - теплота, що вноситься до котлоагрегату при поровому розпилюванні рідкого палива, кДж/кг: приймаємо  $Q_{\text{пар.}} = 0$ , оскільки газ палива.

Тепло для котлоагрегату Е-50-1,4ГМ, що розташоване, становить:

$$Q_{\text{прих.}} = Q_p^p = 33603,8 \text{ кДж/м}^3 \text{ (8020 ккал/м}^3\text{)}.$$

Витратна частина теплового балансу котлоагрегату складається з наступних складових:

$$Q_{\text{расх.}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (2.12)$$

Тепловий баланс котла складається стосовно встановленого теплового режиму, а втрати теплоти виражаються у відсотках теплоти:

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p^p} \quad (2.13)$$

Розділивши рівняння (2.12) на  $Q_p^p$ , отримаємо його в наступному вигляді:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + \sum q_6 \quad (2.14)$$

де  $q_1$  - Корисно використана в котлоагрегаті теплота;

$q_2$  – втрата теплоти з газами, що йдуть;

$q_3$  – втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння палива;

$q_4$  – втрата теплоти від механічної неповноти згоряння палива;

$q_5$  – втрата теплоти від зовнішнього охолодження;

$\sum q_6 = q_{\text{бшл.}} + q_{\text{бохл}}$  – втрата теплоти від фізичної теплоти, що міститься в шлаку, що видалається, і від втрат на охолодження панелей і балок, не включених в циркуляційний контур котла;

$q_{\text{бшл.}} = 0$ , оскільки паливо газ;

$q_{\text{бохл}} = 0$ , так як охолодження елементів котлоагрегату Е-50-1,4ГМ не передбачається його конструкцією.

ККД бруто котельного агрегату визначається за рівнянням зворотного балансу:

$$\eta_{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\% \quad (2.15)$$

Втрата теплоти з газами  $q_2$  розраховуємо за формулою:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} \cdot 100 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{xв}^o) \cdot (100 - q_4)}{Q_p} \% \quad (2.16)$$

де  $H_{yx}$  - ентальпія газів, що йдуть з котлоагрегату, визначається з таблиці 2.1 при відповідних значеннях  $\alpha_{yx}$  і обраній температурі газів, що йдуть,  $\text{кДж/м}^3$ ; приймаємо попередньо температуру газів, що йдуть,  $T_{yx} = 150$  про С,  $\alpha_{yx} = 1,2$ ;

$$H_{yx} = 2624,5 \text{ кДж/м}^3;$$

$H_{x.в.}^o$  - ентальпія теоретичного об'єму холодного повітря при температурі 30 про С, визначаємо за формулою:

$$H_{x.в.}^o = 39,8 \cdot V_a^o, \text{ кДж/м}^3 \quad (2.17)$$

$$H_{x.в.}^o = 39,8 \cdot 9,571 = 380,93 \text{ кДж/м}^3$$

Втрати теплоти від хімічного недопалу  $q_3$  для газу дорівнює 0,5 % [1]

Втрати теплоти від механічного недопалу  $q_4$  для газу приймаємо  $q_4 = 0$ .

Визначаємо  $q_2$ :

$$q_2 = \frac{(2624,5 - 1,2 \cdot 380,93) \cdot (100 - 0)}{33603,8} = 6,44\%.$$

Втрати теплоти від зовнішнього охолодження  $q_5$  визначаємо за такою формулою:

$$q_5 = q_{5ном} \cdot \frac{D_{ном}}{D}, \% \quad (2.18)$$

де  $q_{5ном}$  - втрати теплоти від зовнішнього охолодження при номінальному навантаженні парового котла: для котла Е-50-1,4 ГМ  $q_{5ном} = 1,25\%$  [1];

$D_{ном}$  - номінальне навантаження парового казана, т/год;

$D$  - розрахункове навантаження парового котла, т/год

$$q_5 = 1,25\%.$$

Коефіцієнт корисної дії котлоагрегату:

$$\eta_{ка\ бр} = 100 - (6,44 + 0,5 + 0 + 1,25 + 0) = 91,81\%.$$

Сумарну втрату тепла в котлоагрегаті визначаємо за такою формулою:

$$\sum q = q_2 + q_3 + q_5, \quad \% \quad (2.19)$$

$$\sum q = 6,44 + 0,5 + 1,25 = 8,19\%.$$

Для наступних розрахунків визначаємо коефіцієнт втрати теплоти:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{ка} - q_5}, \quad (2.20)$$

$$\varphi = 1 - \frac{1,25}{91,81 - 1,25} = 0,986.$$

Повна кількість теплоти, корисно відданої в котельному агрегаті, визначається за формулою:

$$Q_{ка} = D(h_n - h_{н\epsilon}) + D_{пр} (h_{к\epsilon} - h_{н\epsilon}), \text{ КВт} \quad (2.21)$$

де  $D$  - Паропроодуктивність котлоагрегату;

$h_n$  - ентальпія пари при  $P = 1,4$  МПа;

$h_n = 2815$  кДж/кг [2];

$h_{пв}$  - ентальпія поживної води при  $P = 1,4$  МПа і  $t_{пв} = 104$  про°;

$h_{пв} = 437$  кДж/кг [2];

$h_{кв}$  - ентальпія котлової води при  $P = 1,4$  МПа та  $t_{кв} = 198,1$  про° С;

$h_{кв} = 830$  кДж/кг [2];

$D_{пр}$  - кількість продувної води, визначається за формулою:

$$D_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{100} \cdot D, \text{ т/год} \quad (2.22)$$

де  $P_{\text{пр}}$  - величина відсотка безперервного продування: приймаємо  $P_{\text{пр}} = 3\%$

$$D_{\text{пр}} = \frac{3}{100} \cdot 50 = 1,5 \text{ т / год}$$

$$Q_{\text{ка}} = 50000 \cdot (2815 - 437) + 1500 \cdot (830 - 437) = 118310500 \text{ ГДж / ч} = 32754,22 \text{ кВт}$$

Витрата палива, що подається в топку котлоагрегату, визначаємо за формулою:

$$B = \frac{Q_{\text{ка}}}{Q_{\text{р}}^{\text{п}} \cdot \eta_{\text{ка}}}, \text{ м}^3/\text{год} (\text{м}^3 / \text{с}) \quad (2.23)$$

$$B = \frac{118310500}{33603,8 \cdot 0,9181} = 3834,82 \text{ м}^3 / \text{ч} = 1,065 \text{ м}^3 / \text{с}$$

### 2.3.2. Тепловий розрахунок камери згоряння

Перевірочний розрахунок камери згоряння полягає у визначенні дійсної температури димових газів на виході з камери згоряння котлоагрегату  $O_{\text{т}}''$  за формулою:

$$O_{\text{т}}'' = \frac{T_{\text{а}}}{M \left( \frac{5,67 \cdot \psi_{\text{ср}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot \alpha_{\text{т}} \cdot T_{\text{а}}^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_{\text{р}} \cdot V_{\text{ср}}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.24)$$

де  $T_{\text{а}}$  - Абсолютна теоретична температура продуктів згоряння, К;

$M$  - параметр, що враховує розподілу температур по висоті топки;

- $\varphi$  - Коефіцієнт збереження теплоти;
- $Y_p$  - розрахункова витрата палива, м<sup>3</sup>/с;
- $F_{ст}$  - площа поверхні стін топки, м<sup>2</sup>;
- $\psi_{ср}$  - Середнє значення коефіцієнта теплової ефективності екранів;
- $\alpha_T$  - ступінь чорноти топки;
- $V_{ср}$  – середня сумарна теплоємність продуктів згоряння 1 м<sup>3</sup>палива в інтервалі температур  $O_a - O_T''$ , кДж/(кг К);
- $5,67 \cdot 10^{-8}$  - Коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м<sup>2</sup> К<sup>4</sup>).

Для визначення дійсної температури  $O_T''$ , попередньо задаємося її значенням відповідно до рекомендацій [1]  $O_m'' = 1200^\circ C$ . За прийнятою температурою газів на виході з топки та адіабатичної температури згоряння палива Про а визначаємо теплові втрати, а за прийнятою  $O_T''$  - випромінювальні характеристики газів. Потім за відомими геометричними характеристиками камери топки отримуємо розрахунковим шляхом дійсну температуру на виході з топки.

Перевірочний розрахунок топки проводимо в наступній послідовності.

Для прийнятої попередньо температури  $O_m'' = 1200^\circ C$  визначаємо ентальпію продуктів згоряння на виході з топки за таблицею 2.1  $H_m'' = 21104,83$  кДж/м<sup>3</sup>.

Корисне тепловиділення в топці підраховує за формулою:

$$Q_T = Q_p^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B + rH_{г.отб} - Q_{в.вн}, \text{ кДж/м}^3 \quad (2.25)$$

де  $Q_B$  - теплота, що вноситься в топку повітрям: для котлів не мають підігрівача повітря визначається за формулою:

$$Q_B = \alpha_m \cdot H_{хв}^o, \text{ кДж/м}^3 \quad (2.26)$$

$$Q_B = 1,05 \cdot 380,93 = 399,97 \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{\text{ст.вн.}}$  – теплота, внесена в котлоагрегат з повітрям, що надходить до нього, підігрітим поза агрегатом: приймаємо  $Q_{\text{в.вн}} = 0$ ;

$rH_{\text{г.відб.}}$  - Теплота рециркулюючих продуктів згоряння: приймаємо  $rH_{\text{г.отб.}} = 0$ , оскільки конструкцією котла Е-50-1,4ГМ рециркуляція димових газів не передбачається

$$Q_m = 33603,8 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0 - 0}{100 - 0} + 399,97 + 0 - 0 = 33835,75 \text{ кДж/м}^3.$$

Теоретичну (адіабатну) Про температуру горіння визначаємо за величиною корисного тепловиділення в топці  $Q_{\text{т}} = H_{\text{а}}$ .

За таблицею 2.1 за  $H_{\text{а}} = 33835,75 \text{ кДж/м}^3$  визначаємо Про  $\theta_{\text{а}} = 1827,91 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$T_{\text{а}} = \theta_{\text{а}} + 273 = 1827,91 + 273 = 2100,91 \text{ }^\circ\text{K}.$$

Визначаємо параметр М залежно від відносного положення максимуму температури полум'я за висотою топки ( $x_{\text{т}}$ ) при спалюванні газу за формулою:

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_{\text{т}}, \quad (2.27)$$

$$x_{\text{т}} = \frac{H_{\text{г}}}{H_{\text{т}}}, \quad (2.28)$$

де  $H_{\text{г}}$  - відстань від подавання топки до осі пальника, м;

$H_{\text{т}}$  – відстань від подавання топки до середини вихідного вікна топки, м;

Для котла Е-50-1,4ГМ  $x_{\text{т}} = 1$ .

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot 1 = 0,34.$$

Коефіцієнт теплової ефективності екранів визначаємо за такою формулою:

$$\varphi = x \cdot \xi, \quad (2.29)$$

де  $\xi$  - Коефіцієнт, що враховує зниження тепловосприйняття екранів внаслідок забрудненості або закриття ізоляцією поверхонь; приймаємо  $\xi = 0,65$  [1];

$x$  – умовний коефіцієнт екранування; визначаємо по номограмі [1] при  $S = d$  67 мм= 60 мм: так як  $S / d = 67/60 = 1,12$ , то  $x = 0,98$ ;

$$\varphi = 0,98 \cdot 0,65 = 0,64$$

Визначаємо ефективну товщину ізолюючого шару в топці:

$$S = 3,6 \cdot \frac{V_{\tau}}{F_{\text{ст}}}, \text{ м} \quad (2.30)$$

де  $V_{\tau}$ ,  $F_{\text{ст}}$  - об'єм і поверхню стін камери топки,  $\text{м}^3$  і  $\text{м}^2$ . Визначаємо за конструкторською документацією на котел Е-50-1,4ГМ.

$$V_{\tau} = 133 \text{ м}^3 F_{\text{ст}} = 158 \text{ м}^2$$

$$S = 3,6 \cdot \frac{133}{158} = 3,03 \text{ м.}$$

Коефіцієнт ослаблення променів для полум'я, що світиться, складається з коефіцієнтів ослаблення променів триатомними газами ( $k_r$ ) і сажистими частинками ( $k_c$ ) і при спалюванні газу визначається за формулою:

$$k = k_r \cdot r_{\text{п}} + k_c, \quad (\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1} \quad (2.31)$$

де  $r_{\text{п}}$  - Сумарна об'ємна частка триатомних газів: визначається з таблиці 2.2.

$$r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,283$$

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами  $k_r$  визначаємо за такою формулою:

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \sqrt{p_{II} \cdot S}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000} \right), (m \cdot MPa)^{-1} \quad (2.32)$$

де  $p_{II}$  - Парціальний тиск триатомних газів;

$$p_{II} = r_p \cdot p, MPa \quad (2.33)$$

де  $p$  - тиск в камері топки котлоагрегату, що працює без продування:  $p = 0,1$  МПа [1];

$T_T''$  - абсолютна температура газів на виході з камери згоряння, До (рівна прийнятої за попередньою оцінкою)

$$T_m'' = O_m'' + 273 = 1200 + 273 = 1473 \text{ К}$$

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16 \cdot \sqrt{0,0283 \cdot 3,03}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{1473}{1000} \right) = 4,9 \frac{1}{m \cdot MPa}$$

Коефіцієнт ослаблення променів сажистими частинками визначаємо за такою формулою:

$$k_c = 0,3(2 - \alpha_T) \left( 1,6 \frac{T_T''}{1000} - 0,5 \right) \frac{C^p}{H^p}, (m \cdot MPa)^{-1} \quad (2.34)$$

Де  $\frac{C^p}{H^p}$  - співвідношення вмісту вуглецю та водню в робочій масі палива: для газового палива приймається:

$$\frac{C^p}{H^p} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (2.3.2.12)$$

$$\frac{C_p}{H_p} = 0,12 \cdot \left( \frac{1}{4} \cdot 97,785 + \frac{2}{6} \cdot 0,979 + \frac{3}{8} \cdot 0,278 + \frac{4}{10} \cdot 0,091 + \frac{5}{12} \cdot 0,011 \right) = 2,99$$

$$k_c = 0,3(2 - 1,05) \left( 1,6 \cdot \frac{1473}{1000} - 0,5 \right) \cdot 2,99 = 1,58 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}$$

$$k = 4,9 \cdot 0,283 + 1,58 = 2,97 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}$$

Ступінь чорноти смолоскипа ( $a_\phi$ ) для газоподібного палива визначається за формулою:

$$a_\phi = m \cdot a_{cb} + (1 - m) \cdot a_r \quad (2.35)$$

де  $a_{cb}$  - ступінь чорноти частини факела, що світиться, визначаємо за формулою:

$$a_{cb} = 1 - e^{-(k_r \cdot r_n + k_c)ps} \quad (2.36)$$

$a_r$  - ступінь чорноти не світяться триатомними газами, визначається за формулою:

$$a_r = 1 - e^{-k_r \cdot r_n \cdot ps}; \quad (2.37)$$

$m$  – коефіцієнт, що характеризує частку топкового об'єму заповненого частиною факела, що світиться.

Визначаємо питоме навантаження об'єму топки:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_u^p}{V_m}, \quad \text{кВт/м}^3 \quad (2.38)$$

$$q_v = \frac{1,065 \cdot 33603,8}{133} = 269,1 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}$$

тоді  $m = 0,195 [1]$ .

$$a_{ce} = 1 - e^{-(4,9 \cdot 0,283 + 1,58) \cdot 0,13,03} = 0,593$$

$$a_r = 1 - e^{-4,9 \cdot 0,283 \cdot 0,13,03} = 0,34$$

$$a_\phi = 0,195 \cdot 0,593 + (1 - 0,195) \cdot 0,34 = 0,389$$

Ступінь чорноти топки при спалюванні газу визначається за такою формулою:

$$a_m = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{cp}} \quad (2.39)$$

$$a_m = \frac{0,389}{0,389 + (1 - 0,389) \cdot 0,64} = 0,49$$

Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння на  $1\text{ м}^3$  газоподібного палива:

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_T - H_T''}{T_a - T_T''}, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \text{ К}) \quad (2.40)$$

$$V_{c_{cp}} = \frac{33835,75 - 21104,83}{2100,91 - 1473} = 20,28 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$$

Визначаємо дійсну температуру на виході з топки,  $^{\text{про}}$ :

$$O_m'' = \frac{2100,91}{0,34 \cdot \left( \frac{5,67 \cdot 0,64 \cdot 158 \cdot 0,49 \cdot 2100,91^3}{10^{11} \cdot 0,986 \cdot 1,065 \cdot 20,28} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1260 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Так як розбіжність між отриманою температурою  $O_m'' = 1260 \text{ } ^\circ\text{C}$  і раніше прийнятої на виході з топки не перевищує  $\pm 100 \text{ } ^\circ\text{C}$ , то розрахунок вважається

закінченим і отриману температуру приймаємо для подальшого розрахунку, як температуру на виході з топки.

$$H_m'' = 22292,83 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

$$q_{cm} = \frac{B_p \cdot Q_m}{F_{cm}} = \frac{1,056 \cdot 33835,75}{158} = 226,14 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

### 2.3.3. Розрахунок конвективного пучка труб котла

Конвективні поверхні нагріву парового котла відіграють важливу роль у процесі отримання пари, а також використання теплоти продуктів згоряння, що залишають топкову камеру.

При розрахунку конвективних поверхонь нагріву використовуються рівняння теплопередачі та рівняння теплового балансу. Для розрахунку задаємося температурою продуктів згоряння після поверхні нагрівання, що розраховується, а потім уточнюємо її шляхом послідовних наближень. У зв'язку з цим розрахунок ведемо для двох значень температури продуктів згоряння після газоходу, що розраховується. Розрахунок виробляємо для  $1 \text{ м}^3$  спалюваного газу за нормальних умов.

Розрахунок конвективних поверхонь котла ведемо в наступній послідовності .

За кресленням котлоагрегату визначаємо наступні конструктивні характеристики газоходу:

- площа поверхні нагріву  $H = 376 \text{ м}^2$ ;
- поперечний крок труб  $S_1 = 120 \text{ мм}$ ;
- поздовжній крок труб  $S_2 = 120 \text{ мм}$ ;
- число труб у ряді  $z_1 = 132 \text{ шт.}$ ;
- число рядів труб у процесі продуктів згоряння  $z_2 = 10 \text{ прим.}$ ;
- зовнішній діаметр та товщина стінки труби  $d = 60 \times 3 \text{ мм}$ ;

- площа живого перерізу для проходження продуктів згоряння  $F = 2,9 \text{ м}^2$ .

Підраховуємо відносний крок:

- Поперечний  $\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{120}{60} = 2$ ;

- поздовжній  $\sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{120}{60} = 2$ .

Попередньо приймаємо два значення температури продуктів згоряння після газоходу, що розраховується:  $O_1'' = 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $O_2'' = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Весь подальший розрахунок ведемо для двох попередньо прийнятих температур .

Визначаємо теплоту, віддану продуктами згоряння за рівнянням теплового балансу:

$$Q_6 = \varphi \cdot (H' - H'' + \Delta\alpha_k \cdot H_{\text{пр.в.}}^{\circ}), \text{ кДж/м}^3 \quad (2.41)$$

де  $\varphi = 0,98$  - Коефіцієнт збереження теплоти;

$H'$  – ентальпія продуктів згоряння перед поверхнею нагріву; приймаємо з розрахунку камери топки  $H' = H_{\tau}'' = 22292,83 \text{ кДж/м}^3$  при  $O_{\tau}'' = 1260 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$H''$  - ентальпія продуктів згоряння після конвективного пучка, приймаємо з таблиці 2.1 при:

$$O_1'' = 500 \text{ }^\circ\text{C} \quad H_1'' = 8436,49 \text{ кДж/м}^3,$$

$$O_2'' = 250 \text{ }^\circ\text{C} \quad H_2'' = 4094,166 \text{ кДж/м}^3;$$

$\Delta\alpha_k = 0,05$  - Присмоктування повітря в конвективному пучку;

$H_{\text{пр.в.}}^{\circ}$  – ентальпія присмоктуваного повітря при  $t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

$$H_{\text{пр.в.}}^{\circ} = H_{\text{х.в.}}^{\circ} = 380,93 \text{ кДж/м}^3;$$

$$O_{\sigma(1)} = 0,98 \cdot (22292,83 - 8436,49 + 0,05 \cdot 380,93) = 14069,258 \text{ кДж/м}^3$$

$$O_{\sigma(2)} = 0,98 \cdot (22292,83 - 4094,166 + 0,05 \cdot 380,93) = 18332,346 \text{ кДж/м}^3$$

Розрахункову температуру потоку продуктів згоряння в конвективному газоході визначаємо за формулою:

$$O = \frac{O' + O''}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.42)$$

$$O_{(1)} = \frac{1260 + 500}{2} = 880 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$O_{(2)} = \frac{1260 + 250}{2} = 755 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температурний напір:

$$\Delta t = O - t_{\text{к}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.43)$$

де  $t_{\text{до}}$  - Температура охолоджуючого середовища:  $t_{\text{до}} = 198,1 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\Delta t_{(1)} = 880 - 198,1 = 681,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{(2)} = 755 - 198,1 = 556,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Підраховуємо середню швидкість продуктів згоряння на поверхні нагріву:

$$w_{\text{r}} = \frac{B_{\text{p}} \cdot V_{\text{r}} \cdot (O + 273)}{F \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (2.44)$$

$$w_{z(1)} = \frac{1,065 \cdot 10,747 \cdot (880 + 273)}{2,9 \cdot 273} = 16,7 \text{ м/с}$$

$$w_{z(2)} = \frac{1,065 \cdot 10,747 \cdot (755 + 273)}{2,9 \cdot 273} = 14,86 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від продуктів згоряння до поверхні нагріву при поперечному обмиванні коридорних пучків за формулою:

$$\alpha_k = \alpha_H \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_\phi, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}) \quad (2.45)$$

де  $\alpha_H$  - Коефіцієнт тепловіддачі:  $\alpha_H = 105 \text{ Вт}/\text{м}^2 \text{ К} [1]$ ;

$z$  – поправка на число рядів труб по ходу продуктів згоряння :

$$z = 1,0 [1];$$

$c_s$  - поправка на компоновання пучка:  $c_s = 1,0 [1]$ ;

$c_\phi$  - коефіцієнт, що враховує вплив фізичних параметрів потоку:

$$c_{\phi(1)} = 1,03, c_{\phi(2)} = 1,05 [1];$$

$$\alpha_{k(1)} = 105 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,03 = 108,15 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_{k(2)} = 105 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,05 = 110,25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Обчислюємо ступінь чорноти газового потоку (а). При цьому попередньо обчислюємо сумарну оптичну товщину:

$$kps = (k_r \cdot r_{II} + k_{зл} \cdot \mu) \cdot ps \quad (2.46)$$

де  $s$  - Товщина випромінюючого шару: для гладкотрубних пучків визначаємо за формулою:

$$s = 0,9d \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right), \text{ м} \quad (2.47)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,12 \cdot 0,12}{0,06^2} - 1 \right) = 0,221 \text{ м};$$

де  $k_{зл.}$  - Коефіцієнт ослаблення променів золотими частинками: приймаємо при спалюванні газу до  $зл. = 0$ ;

$\mu$  - Концентрація золотих частинок, приймаємо  $\mu = 0$ ;

$p$ -тиск у газоході: приймаємо для котлів без надування рівним  $0,1$  МПа;

$k_r$  – коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, визначаємо за такою формулою:

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \sqrt{p_n \cdot S}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T''}{1000} \right) \quad (2.48)$$

де  $p_n = r_n \cdot p = 0,277 \cdot 0,1 = 0,0277$ ;

$$r_{H_2O} = 0,189 ;$$

$$k_{z(1)} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,189}{3,16 \sqrt{0,0277 \cdot 0,221}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{773}{1000} \right) = 30,54$$

$$k_{z(2)} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,189}{3,16 \sqrt{0,0277 \cdot 0,221}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{523}{1000} \right) = 34,5$$

$$kps_{(1)} = (30,54 \cdot 0,277 + 0 \cdot 0) \cdot 0,1 \cdot 0,221 = 0,187$$

$$kps_{(2)} = (34,5 \cdot 0,277 + 0 \cdot 0) \cdot 0,1 \cdot 0,221 = 0,211$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_n$ , що враховує передачу теплоти випромінюванням:

$$\alpha_n = \alpha_n \cdot a \cdot c_r, \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (2.49)$$

де  $\alpha_n$  - Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м<sup>2</sup> К [1];

$a$  – ступінь чорноти продуктів згоряння:  $a_{(1)} = 0,175$ ,  $a_{(2)} = 0,185$  [1];

$c_r$  - коефіцієнт, що враховує температуру стінки [1]

Для визначення  $\alpha_n$  і з обчислюємо температуру забрудненої стінки, °С:

$$t_3 = t + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.50)$$

де  $t$  – середня температура навколишнього середовища, приймаємо для парових котлів рівної температури насичення  $t_1 = 198,1 \text{ } ^\circ\text{C}$  при  $P = 1,4 \text{ Мпа}$ ;

$\Delta t$  - при спалюванні газу приймаємо рівною  $25 \text{ } ^\circ\text{C}$  [1];

$$t_3 = 198,1 + 25 = 223,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тоді

$$\alpha_{н(1)} = 137 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}, c_{\varepsilon(1)} = 0,985$$

$$\alpha_{н(2)} = 108 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}, c_{\varepsilon(2)} = 0,97$$

$$\alpha_{л(1)} = 137 \cdot 0,175 \cdot 0,985 = 23,62 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

$$\alpha_{л(2)} = 108 \cdot 0,185 \cdot 0,97 = 19,38 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Підраховуємо сумарний коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до поверхні нагріву:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_l), \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (2.51)$$

де  $\xi$  - коефіцієнт використання, що враховує зменшення теплосприйняття поверхні нагріву, приймаємо  $\xi = 0,95$  [1]

$$\alpha_{1(1)} = 0,95 \cdot (108,15 + 23,62) = 125,18 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

$$\alpha_{1(2)} = 0,95 \cdot (110,25 + 19,38) = 123,15 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \psi \cdot \alpha_1, \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (2.52)$$

де  $\psi$  - Коефіцієнт теплової ефективності:  $\psi = 0,85[1]$

$$k_{(1)} = 0,85 \cdot 125,18 = 106,4 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

$$k_{(2)} = 0,85 \cdot 123,15 = 104,68 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$$

Визначаємо кількість теплоти, сприйняту поверхнею нагріву:

$$Q_T = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{V_p \cdot 10^3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (2.53)$$

де  $\Delta t$  - температурний напір для конвективної поверхні нагріву, визначаємо за такою формулою:

$$\Delta t = \frac{O' - O''}{2,31g \frac{O' - t_{\text{кип}}}{O'' - t_{\text{кип}}}}, \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.54)$$

де  $t_{\text{кип}} = t_1 = 198,1 \text{ }^\circ\text{C}$  при  $P_1 = 1,4 \text{ МПа}$ ;

$$\Delta t_1 = \frac{1260 - 500}{2,31g \frac{1260 - 198,1}{500 - 198,1}} = 605,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = \frac{1260 - 250}{2,31g \frac{1260 - 198,1}{250 - 198,1}} = 355,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{m(1)} = \frac{106,4 \cdot 376 \cdot 605,1}{1,065 \cdot 10^3} = 29494,25 \text{ кДж/м}^3$$

$$Q_{m(2)} = \frac{104,68 \cdot 376 \cdot 355,7}{1,065 \cdot 10^3} = 16134,244 \text{ кДж/м}^3$$

За прийнятими двома значеннями температури  $O''_{(1)}$  та  $O''_{(2)}$  отриманими двома значеннями  $Q_6$  і  $Q_T$  будемо графік залежності  $Q = f(O'')$ .

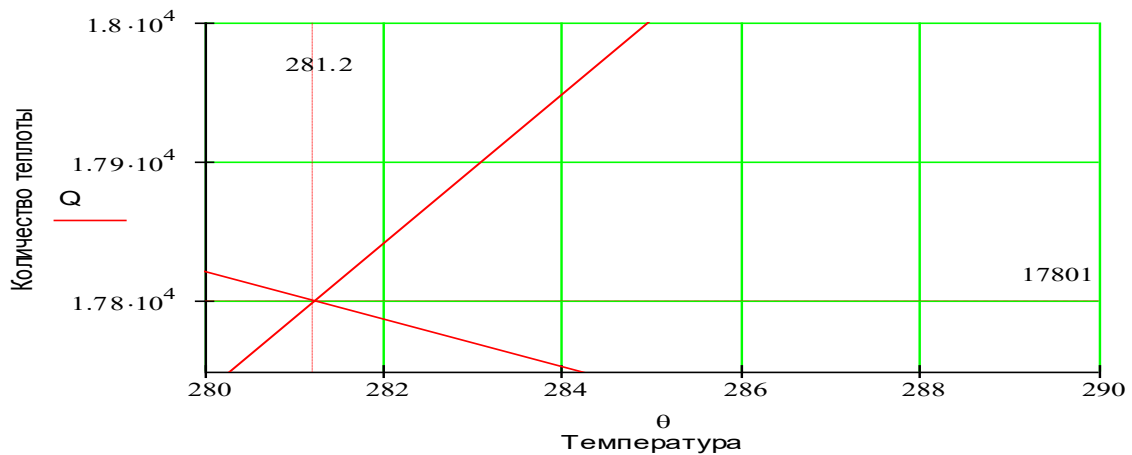


Рис.2.1. Графічне визначення розрахункової температури  $Q = f(\theta)$

Оскільки отримане значення  $O_p = 281,2$  °C відрізняється від однієї з прийнятих попередньо значень  $O_1'' = 500$  °C,  $O_2'' = 250$  °C лише на 50 °C, то перерахунок не производим.

$$Q_{m(p)} = 17801 \text{ кДж/м}^3$$

### 2.3.4. Розрахунок водяного економайзера

У зв'язку з тим, що як вид палива прийнятий природний газ і паровий котел працює при  $P_{\text{раб.}} = 1,4$  МПа, то відповідно до рекомендації ЦКТИ приймаємо до встановлення чавунний економайзер.

Розрахунок економайзера проводимо у наступній послідовності.

За рівнянням теплового балансу визначаємо кількість теплоти, яке повинні віддати продукти згоряння при прийнятій температурі газів, що йдуть:

$$Q_6 = \varphi \cdot (H'_{\text{ЭК}} - H''_{\text{ЭК}} + \Delta\alpha_{\text{ЭК}} \cdot H_{\text{В}}^0), \text{ кДж/м}^3 \quad (2.55)$$

де  $H'_{\text{ЭК}}$  – ентальпія продуктів згоряння на вході в економайзер,

$$H'_{\text{ЭК}} = H_{\text{К}}'' = 4976,96 \text{ кДж/м}^3 \text{ при } O_{\text{К}}'' = 281,2 \text{ °C};$$

$H''_{\text{ЭК}}$  - ентальпія газів, що йдуть, приймаємо по прийнятій  $O_{\text{УХ}} = 150$  °C,

$$\alpha_{\text{эк}} = 1,2, \quad H''_{\text{эк}} = 2624,5 \text{ кДж/м}^3;$$

$\Delta\alpha_{\text{эк}} = 0,1$  - присос повітря в економайзері;

$H^{\circ}_B = 380,93 \text{ кДж/м}^3$  – ентальпія теоретичної кількості повітря;

$\varphi = 0,98$  - Коефіцієнт збереження теплоти;

$$Q_6 = 0,98 \cdot (4976,96 - 2624,5 + 0,1 \cdot 380,93) = 2342,74 \text{ кДж/м}^3$$

Прирівнюючи теплоту, віддану продуктами згорання, теплоті, сприйнятої водою у водяному економайзері, визначаємо ентальпію води після водяного економайзера:

$$h''_{\text{эк}} = \frac{B_p \cdot Q_6}{D + D_{\text{пр}}} + h'_{\text{эк}}, \text{ кДж/кг} \quad (2.56)$$

де  $h'_{\text{эк}}$  - ентальпія води на вході в економайзер, приймаємо з вихідних даних  $h'_{\text{эк}} = 437 \text{ кДж / кг}$  ;

Д-паропроодуктивність котла:  $D = 50 \text{ т/год} = 13,89 \text{ кг/с}$ ;

$D_{\text{пр}}$  - Витрата продувної води, приймаємо з розрахунку схеми котельні для 1-го котла:  $D_{\text{пр}} = 1,38 \text{ т/год} = 0,383 \text{ кг/с}$ ;

$$h''_{\text{эк}} = \frac{1,065 \cdot 2342,74}{13,89 + 0,383} + 437 = 611,8 \text{ кДж/кг}$$

При  $h''_{\text{эк}} = 611,8 \text{ кДж/кг}$   $t''_{\text{эк}} = 145,2^{\circ}\text{C}$  [2]

Так як температура води після економії йзера  $t''_{\text{эк}} \leq t_{\text{кип}}$  ( $198,1 - 145,1 = 53 > 20^{\circ}\text{C}$ ), то приймаємо до установки чавунний економайзер типу ЕБ1 - 808І з трубами ОТІ.

Визначаємо температурний тиск у економайзері:

$$\Delta t = \frac{O'_{\text{эк}} + O''_{\text{эк}}}{2} - \frac{t'_{\text{эк}} + t''_{\text{эк}}}{2}, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.57)$$

$$\Delta t = \frac{281,2 + 150}{2} - \frac{145,1 + 104,2}{2} = 90,95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Вибираємо конструктивні характеристики прийнятого до встановлення економайзера:

- довжина трубки  $l_{\text{тр}} = 3000$  мм;
- внутрішній діаметр трубки та товщина стінки  $d = 60 \times 8$  мм;
- кількість труб у ряді  $z_1 = 9$  шт.;
- площу живого перерізу проходу продуктів згоряння  $F_{\text{тр.}} = 0,283$  м<sup>2</sup>;
- площа поверхні нагріву  $F_{\text{н}} = 4,878$  м<sup>2</sup>.

Визначаємо дійсну швидкість продуктів згоряння в економайзері:

$$w = \frac{B_p \cdot V_r \cdot (O_{\text{эк}} + 273)}{F_{\text{эк}} \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (2.58)$$

де  $F_{\text{эк}}$  – площа живого перерізу для проходів продуктів згоряння:

$$F_{\text{эк}} = z_1 \cdot F_{\text{тр}} = 9 \cdot 0,283 = 2,547 \text{ м}^2$$

$O_{\text{эк}}$  – середньоарифметична температура продуктів згоряння в економайзері:

$$O_{\text{эк}} = \frac{O'_{\text{эк}} + O''_{\text{эк}}}{2} = \frac{281,2 + 150}{2} = 215,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$w_2 = \frac{1,065 \cdot 12,206 \cdot (215,6 + 273)}{2,547 \cdot 273} = 9,13 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі [1]:

$$k = k_{\text{н}} \cdot c_v \quad (2.59)$$

$$k_{\text{н}} = 34 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}, c_v = 1,021,$$

$$k = 34 \cdot 1,021 = 34,71 \text{ Вт/ м}^2\text{К}.$$

Визначаємо площу поверхні економайзера:

$$H_{\text{эк}} = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{б}} \cdot B_p}{k \cdot \Delta t}, \text{ м}^2 \quad (2.60)$$

$$H_{\text{эк}} = \frac{10^3 \cdot 2342,74 \cdot 1,065}{34,71 \cdot 90,95} = 790,34 \text{ м}^2$$

По отриманій поверхні нагріву економайзера остаточно встановлюємо його конструктивні характеристики:

- загальна кількість труб

$$n = \frac{H_{\text{эк}}}{H_{\text{тр}}} = \frac{790,34}{4,878} = 162 \text{ шт.}; \quad (2.61)$$

- Число рядів

$$m = \frac{n}{z_1} = \frac{162}{9} = 18 \text{ шт.} \quad (2.62)$$

### 2.3.5. Перевірка теплового балансу

Розрахунок вважається вірним якщо виконується така умова [1]:

$$\left| \frac{\Delta Q \cdot 100}{Q_p \cdot \eta_{\text{бр}}} \right| \leq 0,5\% \quad (2.63)$$

$$\Delta Q = Q_p \cdot \eta_{\text{бр}} - (Q_{\text{л}} + Q_{\text{кп}} + Q_{\text{эк}}) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (2.64)$$

де  $Q_{\text{л}}, Q_{\text{кп}}, Q_{\text{эк}}$  – кількості теплоти, сприйняті променевосприймаючими поверхнями топки, котельними пучками та економайзером;

$$Q_{\text{л}} = \varphi \cdot (Q_{\text{н}}^p - H_{\text{м}}'') \quad , \text{ кДж/м}^3 \quad (2.65)$$

$$Q_{\text{л}} = 0,986 \cdot (33603,8 - 22292,83) = 10757,43 \text{ кДж/м}^3$$

$$\Delta Q = 33603,8 \cdot 0,9181 - (10757,43 + 17801 + 2342,74) \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = -127,62$$

Тоді

$$\left| \frac{\Delta Q \cdot 100}{Q_p \cdot \eta_{\text{бр}}} \right| = \left| \frac{127,62 \cdot 100}{33603,8 \cdot 0,9181} \right| = 0,41\% \leq 0,5\%$$

## 2.4. Тепловий розрахунок котельного агрегату КВГМ-23,26-150

### 2.4.1. Визначення коефіцієнта корисної дії та витрати пального котлоагрегату

Тепловий баланс парогенератора характеризує рівність між приходом та витратою тепла. Теплова ефективність котлоагрегату, досконалість його роботи характеризується коефіцієнтом корисної дії.

Прибуткова частина теплового балансу в більшості випадків визначається за формулою:

$$Q_{\text{прих.}} = Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{ф.т.}} + Q_{\text{т.в.}} + Q_{\text{пар}}, \text{ кДж/м}^3 \text{ (ккал/м}^3\text{)} \quad (2.66)$$

де  $Q_p^p$  - теплота, що розташовується;

$Q_n^p$  - нижча теплота згоряння палива, для газу приймаємо;

$Q_n^c$  - нижча теплота згоряння сухої маси газу, кДж/м<sup>3</sup>; приймаємо за вихідними даними для газу  $Q_n^c = 33603,8 \text{ кДж/м}^3 \text{ (8020 ккал/м}^3\text{)}$ ;

$Q_{\text{ф.т.}}$  - фізичне тепло палива: приймаємо  $Q_{\text{ф.т.}} = 0$ , оскільки паливо-газ;

$Q_{\text{т.в.}}$  - фізичне тепло повітря, що подається в топку котла при підігріві його поза котлоагрегатом: приймаємо  $Q_{\text{т.в.}} = 0$ , оскільки повітря перед подачею в котлоагрегат додатково не підігрівається;

$Q_{\text{пар.}}$  - теплота, що вноситься до котлоагрегату при поровому розпилюванні рідкого палива, кДж/кг: приймаємо  $Q_{\text{пар.}} = 0$ , оскільки газ палива.

Наявна теплота для котлоагрегату КВГМ-23,26-150 складає:

$$Q_{\text{прих.}} = Q_p^p = 33603,8 \text{ кДж/м}^3 \text{ (8020 ккал/м}^3\text{)}.$$

Витратна частина теплового балансу котлоагрегату складається з наступних складових:

$$Q_{\text{расх.}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (2.67)$$

Тепловий баланс котла складається стосовно встановленого теплового режиму, а втрати теплоти виражаються у відсотках теплоти:

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_p^p} \quad (2.68)$$

Розділивши рівняння (2.67) на  $Q_p^p$ , отримаємо його в наступному вигляді:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + \sum q_6 \quad (2.69)$$

де  $q_1$  - Корисно використана в котлоагрегаті теплота;

$q_2$  – втрата теплоти з газами, що йдуть;

$q_3$  – втрата теплоти від хімічної неповноти згоряння палива;

$q_4$  – втрата теплоти від механічної неповноти згоряння палива;

$q_5$  – втрата теплоти від зовнішнього охолодження;

$\sum q_6 = q_{6\text{шл.}} + q_{6\text{охл}}$  - втрата теплоти від фізичної теплоти, що міститься в шлаку, що видаляється, і від втрат на охолодження панелей і балок, не включених в циркуляційний контур котла;

$q_{6\text{шл.}} = 0$ , оскільки паливо газ;

$q_{6ox} = 0$ , так як охолодження елементів котлоагрегату КВГМ-23,26-150 не передбачається його конструкцією.

ККД бруто котельного агрегату визначається за рівнянням зворотного балансу:

$$\eta_{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)\% \quad (2.70)$$

Втрата теплоти з газами  $q_2$  розраховуємо за формулою:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} \cdot 100 = \frac{(H_{yx} - \alpha_{yx} \cdot H_{xв}^o) \cdot (100 - q_4)}{Q_p} \% \quad (2.71)$$

де  $H_{yx}$  - ентальпія газів, що йдуть з котлоагрегату, визначається з таблиці 2.2.1 при відповідних значеннях  $\alpha_{yx}$  і обраній температурі газів, що йдуть,  $\text{кДж/м}^3$ ; приймаємо попередньо температуру газів, що йдуть,  $T_{yx} = 155$   $^{\circ}\text{C}$ ,  $\alpha_{yx} = 1,2$ ;

$$H_{yx} = 2713 \text{ кДж/м}^3;$$

$H_{x.в.}^o$  - ентальпія теоретичного об'єму холодного повітря при температурі 30  $^{\circ}\text{C}$ , визначаємо за формулою:

$$H_{x.в.}^o = 39,8 \cdot V_e^o, \text{ кДж/м}^3 \quad (2.72)$$

$$H_{x.в.}^o = 39,8 \cdot 9,571 = 380,93 \text{ кДж/м}^3$$

Втрати теплоти від хімічного недопалу  $q_3$  для газу дорівнює 0,5 % [1].

Втрати теплоти від механічного недопалу  $q_4$  для газу приймаємо  $q_4 = 0$ .

Визначаємо  $q_2$ :

$$q_2 = \frac{(2713 - 1,2 \cdot 380,93) \cdot (100 - 0)}{33603,8} = 6,71\%.$$

Втрати теплоти від зовнішнього охолодження  $q_5$  визначаємо за такою формулою:

$$q_5 = q_{5\text{ном}} \cdot \frac{N_{\text{ном}}}{N}, \% \quad (2.73)$$

де  $q_{5\text{ном}}$  - втрати теплоти від зовнішнього охолодження при номінальному навантаженні водогрійного котла: для котла КВГМ-23,26-150  $q_{5\text{ном}} = 0,9511\%$  [1];

$N_{\text{ном}}$  - номінальне навантаження водогрійного казана, т/год;

$N$  - розрахункове навантаження водогрійного котла, т/год

$$q_5 = 0,9511\%.$$

Коефіцієнт корисної дії котлоагрегату:

$$\eta_{\text{кабр}} = 100 - (6,71 + 0,5 + 0 + 0,9511 + 0) = 91,8\%.$$

Сумарну втрату тепла в котлоагрегаті визначаємо за такою формулою:

$$\sum q = q_2 + q_3 + q_5, \quad \% \quad (2.74)$$

$$\sum q = 6,71 + 0,5 + 0,9511 = 8,16\%.$$

Для наступних розрахунків визначаємо коефіцієнт втрати теплоти:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{\text{ка}} - q_5}, \quad (2.75)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,9511}{91,8 - 0,9511} = 0,99.$$

Повна кількість теплоти, корисно відданої в котельному агрегаті, визначається за формулою:

$$Q_{ка} = G_v \cdot (h_{зв} - h_{хв}), \text{ кВт} \quad (2.76)$$

де  $G_v$  - витрата води через водогрійний котел: для КВГМ-23,26-150  $G = 247 \text{ т/год} = 68,61 \text{ кг/с}$

$h_{зв}$  - ентальпія гарячої води на виході з котла ( $150 \text{ }^\circ\text{C}$ ), кДж / кг;

$h_{хв}$  - ентальпія холодної води на вході в котел ( $70 \text{ }^\circ\text{C}$ ), кДж / кг;

$$Q_{ка} = 68,61 \cdot (628,5 - 293,3) = 22998,44 \text{ кВт}$$

Витрата палива, що подається в топку котлоагрегату, визначаємо за формулою :

$$B = \frac{Q_{ка}}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}}, \text{ м}^3 / \text{ГОД} (\text{м}^3/\text{с}) \quad (2.77)$$

$$B = \frac{22998,44}{33603,8 \cdot 0,918} = 0,698 \text{ м}^3 / \text{с} = 2511,6 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

#### 2.4.2. Тепловий розрахунок камери згоряння

Перевірочний розрахунок камери згоряння полягає у визначенні дійсної температури димових газів на виході з камери згоряння котлоагрегату  $O_T''$  за формулою:

$$O_T'' = \frac{T_a}{M \left( \frac{5,67 \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ст} \cdot \alpha_T \cdot T_a^3}{10^{11} \cdot \phi \cdot B_p \cdot V_{ср}} \right)^{0,6} + 1} - 273, \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.78)$$

де  $T_a$  - Абсолютна теоретична температура продуктів згоряння, К;

$M$  - параметр, що враховує розподілу температур по висоті топки ;

$\varphi$  - Коефіцієнт збереження теплоти;

$Y_p$  - розрахункова витрата палива,  $m^3/c$ ;

$F_{ст}$  - площа поверхні стін топки,  $m^2$ ;

$\psi_{ср}$  - Середнє значення коефіцієнта теплової ефективності екранів;

$\alpha_T$  - ступінь чорноти топки;

$V_{ср}$  – середня сумарна теплоємність продуктів згоряння  $1 m^3$  палива в інтервалі температур  $O_a - O_T''$ ,  $kJ/(kg K)$ ;

$5,67 \cdot 10^{-8}$  - Коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла,  $W/(m^2 K^4)$ .

Для визначення дійсної температури  $O_T''$ , попередньо задаємося її значенням відповідно до рекомендацій [1]  $O_m'' = 1100^\circ C$ . За прийнятою температурою газів на виході з топки та адіабатичної температури згоряння палива Про а визначаємо теплові втрати, а за прийнятою  $O_T''$  - випромінювальні характеристики газів. Потім за відомими геометричними характеристиками камери топки отримуємо розрахунковим шляхом дійсну температуру на виході з топки.

Перевірочний розрахунок топки проводимо в наступній послідовності.

Для прийнятої попередньо температури  $O_m'' = 1100^\circ C$  визначаємо ентальпію продуктів згоряння на виході з топки за таблицею 2.1  $H_m'' = 19890,7 kJ/m^3$ .

Корисне тепловиділення в топці підраховує за формулою:

$$Q_T = Q_P^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B + rH_{г.отб} - Q_{в.вн}, kJ/m^3 \quad (2.79)$$

де  $Q_B$  - теплота, що вноситься в топку повітрям: для котлів не мають підігрівача повітря визначається за формулою:

$$Q_B = \alpha_m \cdot H_{хв}^o, kJ/m^3 \quad (2.80)$$

$$Q_g = 1,05 \cdot 380,93 = 399,97 \text{ кДж/м}^3$$

$Q_{\text{ст.вн.}}$  - теплота, внесена в котлоагрегат з повітрям, що надходить до нього, підігрітим поза агрегатом: приймаємо  $Q_{\text{в.вн}} = 0$ , так як повітря перед котлом КВГМ-30-150 в проекті не підігрівається;

$rH_{\text{г.відб.}}$  - Теплота рециркулюючих продуктів згоряння: приймаємо  $rH_{\text{г.отб.}} = 0$ , оскільки конструкцією котла КВГМ-23,26-150 рециркуляція димових газів не передбачається

$$Q_m = 33603,8 \cdot \frac{100 - 0,5 - 0 - 0}{100 - 0} + 399,97 + 0 - 0 = 33835,75 \text{ кДж/м}^3.$$

Теоретичну (адіабатну)  $Про_{\text{температуру}}$  горіння визначаємо за величиною корисного тепловиділення в топці  $Q_{\text{т}} = H_{\text{а}}$ .

За таблицею 2.2.1 за  $H_{\text{а}} = 33835,75 \text{ кДж/м}^3$  визначаємо  $Про_{\text{а}} = 1827,91 \text{ }^\circ\text{C}$ .

$$T_{\text{а}} = \theta_{\text{а}} + 273 = 1827,91 + 273 = 2100,91 \text{ }^\circ\text{K}.$$

Визначаємо параметр  $M$  залежно від відносного положення максимуму температури полум'я за висотою топки ( $x_{\text{т}}$ ) при спалюванні газу за формулою:

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_{\text{т}}, \quad (2.81)$$

$$x_{\text{т}} = \frac{H_{\text{г}}}{H_{\text{т}}}, \quad (2.82)$$

де  $H_{\text{г}}$  - відстань від подавання топки до осі пальника, м;

$H_{\text{т}}$  - відстань від подавання топки до середини вихідного вікна топки, м;

Для котла КВГМ-23,26 відстань  $H_{\text{г}} = H_{\text{т}}$  тоді  $x_{\text{т}} = 0,53$ .

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot 0,53 = 0,44.$$

Коефіцієнт теплової ефективності екранів визначаємо за такою формулою:

$$\varphi = x \cdot \xi, \quad (2.83)$$

де  $\xi$  - Коефіцієнт, що враховує зниження тепловосприйняття екранів внаслідок забрудненості або закриття ізоляцією поверхонь; приймаємо  $\xi = 0,65$  [1];

$x$  – умовний коефіцієнт екранування; визначаємо по номограмі [1] при  $S = 64$  мм,  $d = 60$  мм,  $S / d = 64/60 = 1,07$ , тоді  $x = 0,98$  ;

$$\varphi = 0,98 \cdot 0,65 = 0,64$$

Визначаємо ефективну товщину ізолюючого шару в топці:

$$S = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{ст}}, \text{ м} \quad (2.84)$$

де  $V_T$  ,  $F_{ст}$  - об'єм і поверхню стін камери топки,  $\text{м}^3$  і  $\text{м}^2$  . Визначаємо за конструкторською документацією на котел КВГМ-23,26-150.

$$V_T = 61,5 \text{ м}^3 F_{ст} = 106,6 \text{ м}^2$$

$$S = 3,6 \cdot \frac{61,5}{106,6} = 2,077 \text{ м}.$$

Коефіцієнт ослаблення променів для полум'я, що світиться, складається з коефіцієнтів ослаблення променів триатомними газами ( $k_r$ ) і сажистими частинками ( $k_c$ ) і при спалюванні газу визначається за формулою:

$$k = k_r \cdot r_{\Pi} + k_c, \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1} \quad (2.85)$$

де  $r_{\Pi}$  - Сумарна об'ємна частка триатомних газів: визначається з таблиці 2.2.

$$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,283$$

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами  $k_r$  визначаємо за такою формулою:

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_{II}} \cdot S} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000} \right), \quad (м \cdot МПа)^{-1} \quad (2.86)$$

де  $p_{II}$  – парціальний тиск триатомних газів;

$$p_{II} = r_p \cdot p, \quad МПа \quad (2.4.2.10)$$

де  $p$  – тиск в камері топки котлоагрегату, що працює без продування:  $p = 0,1$  МПа,  
 $p_{II} = 0,272 \cdot 0,1 = 0,0272$  [1];

$T_T''$  – абсолютна температура газів на виході з камери згоряння, До (рівна прийнятої за попередньою оцінкою)

$$T_m'' = O_m'' + 273 = 1100 + 273 = 1373 \text{ К}$$

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16 \cdot \sqrt{0,0272} \cdot 2,077} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1373}{1000} \right) = 6,64 \frac{1}{м \cdot МПа}$$

Коефіцієнт ослаблення променів сажистими частинками визначаємо за такою формулою:

$$k_c = 0,3(2 - \alpha_T) \left( 1,6 \frac{T_T''}{1000} - 0,5 \right) \frac{C^p}{H^p}, \quad (м \cdot МПа)^{-1} \quad (2.87)$$

Де  $\frac{C^p}{H^p}$  – співвідношення вмісту вуглецю та водню в робочій масі палива: для газового палива приймається:

$$\frac{C^p}{H^p} = 0,12 \sum \frac{m}{n} C_m H_n, \quad (2.88)$$

$$\frac{C_p}{H_p} = 0,12 \cdot \left( \frac{1}{4} \cdot 97,785 + \frac{2}{6} \cdot 0,979 + \frac{3}{8} \cdot 0,278 + \frac{4}{10} \cdot 0,091 + \frac{5}{12} \cdot 0,011 \right) = 2,99$$

$$k_c = 0,3(2 - 1,05) \left( 1,6 \cdot \frac{1373}{1000} - 0,5 \right) \cdot 2,99 = 1,45 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}$$

$$k = 6,64 \cdot 0,283 + 1,45 = 3,33 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}$$

Ступінь чорноти смолоскипа ( $a_\phi$ ) для газоподібного палива визначається за формулою:

$$a_\phi = m \cdot a_{\text{св}} + (1 - m) \cdot a_r \quad (2.89)$$

де  $a_{\text{св}}$  - ступінь чорноти частини факела, що світиться, визначаємо за формулою:

$$a_{\text{св}} = 1 - e^{-(k_r \cdot r_n + k_c) \cdot ps} \quad (2.90)$$

$a_r$  - ступінь чорноти не світяться триатомними газами, визначається за формулою:

$$a_r = 1 - e^{-k_r \cdot r_n \cdot ps}; \quad (2.91)$$

$m$  – коефіцієнт, що характеризує частку топкового об'єму заповненого частиною факела, що світиться.

Визначаємо питоме навантаження об'єму топки:

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_n^p}{V_m}, \text{ кВТ/м}^3 \quad (2.92)$$

$$q_v = \frac{0,698 \cdot 33603,8}{61,5} = 381,39 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}$$

тоді  $m = 0,171[1]$ .

$$a_{ce} = 1 - e^{-(6,64 \cdot 0,283 + 1,45) \cdot 0,1 \cdot 2,077} = 0,499$$

$$a_r = 1 - e^{-6,64 \cdot 0,283 \cdot 0,1 \cdot 2,077} = 0,323$$

$$a_\phi = 0,171 \cdot 0,499 + (1 - 0,171) \cdot 0,323 = 0,353$$

Ступінь чорноти топки при спалюванні газу визначається за такою формулою:

$$a_m = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \psi_{cp}} \quad (2.93)$$

$$a_m = \frac{0,353}{0,353 + (1 - 0,353) \cdot 0,64} = 0,46$$

Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння на  $1 \text{ м}^3$  газоподібного палива:

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_T - H_T''}{T_a - T_T''}, \text{ кДж}/(\text{м}^3 \text{ К}) \quad (2.94)$$

$$V_{c_{cp}} = \frac{33835,75 - 19890,7}{2100,91 - 1373} = 19,16 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$$

Визначаємо дійсну температуру на виході з топки, про :

$$O_m'' = \frac{2100,91}{0,34 \cdot \left( \frac{5,67 \cdot 0,64 \cdot 106,6 \cdot 0,46 \cdot 2100,91^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 0,698 \cdot 19,16} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1241 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Так як розрахункова температура  $O_m'' = 1241$  °C на виході з камери топки відрізняється від раніше прийнятої більш ніж на 100 пр°C, то уточнюємо значення  $V_{c\text{cp}}$  і  $\alpha_\phi$  за отриманим раніше значенням температури.

Уточнюємо значення  $H_m'' = 21104,83$  кДж/м<sup>3</sup> при  $O_T'' = 1200$  °C (1373K).

Коефіцієнт ослаблення променів для світящого полум'я:

$$\begin{aligned} \kappa &= 6,14 \cdot 0,272 + 1,58 = 3,25 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}, \\ k_\varepsilon &= \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16 \sqrt{0,0272 \cdot 2,077}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{1473}{1000} \right) = 6,14 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}, \\ k_c &= 0,3(2 - 1,05) \left( 1,6 \cdot \frac{1473}{1000} - 0,5 \right) \cdot 2,99 = 1,58 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}. \end{aligned}$$

Уточнюємо значення ступеня чорноти смолоскипа:

$$\begin{aligned} a_\phi &= 0,171 \cdot 0,498 + (1 - 0,171) \cdot 0,302 = 0,336 \\ a_{ce} &= 1 - e^{-(6,14 \cdot 0,283 + 1,58) \cdot 0,12,077} = 0,498 \\ a_r &= 1 - e^{-6,14 \cdot 0,283 \cdot 0,12,077} = 0,302. \end{aligned}$$

Ступінь чорноти топки:

$$a_m = \frac{0,336}{0,336 + (1 - 0,336) \cdot 0,64} = 0,44.$$

Середня сумарна теплоємність продуктів згорання:

$$V_{c\text{cp}} = \frac{33835,75 - 21104,83}{2100,91 - 1473} = 20,28 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{K}}.$$

Температура на виході з топки:

$$O_m'' = \frac{2100,91}{0,34 \cdot \left( \frac{5,67 \cdot 0,64 \cdot 106,6 \cdot 0,44 \cdot 2100,91^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 0,698 \cdot 20,28} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1266 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Так як розрахункова уточнена температура  $O_m'' = 1266 \text{ } ^\circ\text{C}$  на виході з топки відрізняється від раніше прийнятої всього на  $25 \text{ } ^\circ\text{C}$ , то отриману температуру приймаємо для подальшого розрахунку, як температуру на виході з топки.

$$H_m'' = 21519,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

$$q_{cm} = \frac{B_p \cdot Q_m}{F_{cm}} = \frac{0,698 \cdot 33835,75}{106,6} = 221,6 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

### 2.4.3. Розрахунок конвективного пучка труб котла

Розрахунок конвективних поверхонь котла ведемо в наступній послідовності:

За кресленням котлоагрегату визначаємо наступні конструктивні характеристики газоходу:

- площа поверхні нагріву одного конвективного пучка  $H = 203,3 \text{ м}^2$ ;
- поперечний крок труб  $S_1 = 64 \text{ мм}$ ;
- поздовжній крок труб  $S_2 = 40 \text{ мм}$ ;
- число труб у ряді  $z_1 = 46 \text{ шт.}$ ;
- число рядів труб у процесі продуктів згоряння  $z_2 = 14 \text{ шт.}$ ;
- зовнішній діаметр та товщина стінки труби  $d = 28 \times 3 \text{ мм}$ ;
- площа живого перерізу проходу продуктів згоряння  $F = 1,94 \text{ м}^2$ .

Підраховуємо відносний крок:

$$\text{- Поперечний } \sigma_1 = \frac{S_1}{d} = \frac{64}{28} = 2,286;$$

$$\text{- поздовжній } \sigma_2 = \frac{S_2}{d} = \frac{40}{28} = 1,43.$$

Попередньо приймаємо значення температури продуктів згоряння після газоходу, що розраховується:  $O_1'' = 155 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Визначаємо теплоту, віддану продуктами згоряння за рівнянням теплового балансу:

$$Q_{\delta} = \varphi \cdot (H' - H'' + \Delta\alpha_{\kappa} \cdot H_{\text{пр.в.}}^{\circ}), \text{ кДж/м}^3 \quad (2.95)$$

де  $\varphi = 0,99$  - Коефіцієнт збереження теплоти;

$H'$  - ентальпія продуктів згоряння перед поверхнею нагріву; приймаємо з розрахунку камери топки  $H' = H_{\tau}'' = 21519,1 \text{ кДж/м}^3$  при  $O_m'' = 1266 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

$H''$  - ентальпія продуктів згоряння після конвективного пучка, приймаємо з таблиці 2.2.1 при  $O_1'' = 155 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $H_1'' = 2713 \text{ кДж/м}^3$ ;

$\Delta\alpha_{\kappa} = 0,05$  - присмоктування повітря в конвективному пучку;

$H^{\text{про}}_{\text{пр.в.}}$  - ентальпія присмоктаного повітря при  $t = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,

$H^{\text{про}}_{\text{пр.в.}} = H^{\circ}_{\text{х.в.}} = 380,93 \text{ кДж/м}^3$ ;

$$Q_{\delta} = 0,99 \cdot (21519,1 - 2713 + 0,05 \cdot 380,93) = 18599,2 \text{ кДж/м}^3,$$

Розрахункову температуру потоку продуктів згоряння в конвективному газі обході визначаємо за формулою:

$$O = \frac{O' + O''}{2}, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.96)$$

$$O = \frac{1266 + 155}{2} = 710,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо температурний напір:

$$\Delta t = O - t_{\kappa}, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2.97)$$

де  $t_{до}$  – температура охолоджуючого середовища: для водогрійного котла,  $t_{до} = 110$  °C

$$\Delta t = 710,5 - 85 = 625,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Підраховуємо середню швидкість продуктів згоряння в поверхні нагрівання:

$$w_2 = \frac{B_p \cdot V_2 \cdot (O + 273)}{F \cdot 273}, \text{ м/с} \quad (2.98)$$

$$w_2 = \frac{0,698 \cdot 11,477 \cdot (710,5 + 273)}{1,94 \cdot 273} = 14,876 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від продуктів згоряння до поверхні нагріву при поперечному обмиванні коридорних пучків за формулою:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot c_z \cdot c_s \cdot c_\phi, \text{ Вт/(м}^2\text{ К)} \quad (2.99)$$

де  $\alpha_n$  - Коефіцієнт тепловіддачі визначається за номограмі [1],  $\alpha_n = 112,5$  Вт/м<sup>2</sup> К;

$c_z$  – поправка на число рядів труб у процесі продуктів згоряння, визначаємо по номограмі [1],  $c_z = 0,98$ ;

$c_s$  - поправка на компоновання пучка, визначаємо по номограмі [1],  $c_s = 1,0$ ;

$c_\phi$  - коефіцієнт, що враховує вплив фізичних параметрів потоку, визначаємо по номограмі [1]  $c_\phi = 1,07$  :

$$\alpha_k = 112,5 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1,07 = 117,98 \text{ Вт/(м}^2\text{ К)}$$

Обчислюємо ступінь чорноти газового потоку (а). При цьому попередньо обчислюємо сумарну оптичну товщину:

$$kps = (k_r \cdot r_n + k_{зл} \cdot \mu) \cdot ps, \quad (2.100)$$

де  $s$  - Товщина випромінюючого шару, для гладкотрубних пучків визначаємо за формулою:

$$s = 0,9d \cdot \left( \frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right), \text{ м} \quad (2.4.3.7)$$

$$s = 0,9 \cdot 0,028 \cdot \left( \frac{4}{3,14} \cdot \frac{0,064 \cdot 0,04}{0,028^2} - 1 \right) = 0,08 \text{ м};$$

де  $k_{зл}$  - Коефіцієнт ослаблення променів золовими частинками, приймаємо при спалюванні газу  $k_{зл} = 0$ ;

$\mu$  - Концентрація золових частинок, приймаємо  $\mu = 0$ ;

$p$  - тиск у газоході, приймаємо для котлів без надування рівним 0,1 МПа;

$k_r$  – коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, визначаємо за такою формулою:

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \sqrt{p_n \cdot S}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{T''}{1000} \right), \quad (2.4.3.8)$$

де  $p_n = r_n \cdot p = 0,277 \cdot 0,1 = 0,0277$ ;  $r_{H_2O} = 0,189$ ;

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,193}{3,16 \sqrt{0,0277 \cdot 0,08}} - 1 \right) \left( 1 - 0,37 \frac{428}{1000} \right) = 60,76,$$

$$kps = (60,76 \cdot 0,277 + 0 \cdot 0) \cdot 0,1 \cdot 0,08 = 0,135,$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_n$ , що враховує передачу теплоти випромінюванням:

$$\alpha_{\text{л}} = \alpha_{\text{н}} \cdot a \cdot c_{\text{г}}, \text{Вт/м}^2 \text{К} \quad (2.101)$$

де  $\alpha_{\text{н}}$  - Коефіцієнт тепловіддачі, визначаємо по номограмі [1],  $\text{Вт/м}^2 \text{К}$ ;

$a$  - ступінь чорноти продуктів згоряння, визначаємо по номограмі [1]:  $a = 0,11$ ;

$c_{\text{г}}$  - коефіцієнт, що враховує температуру стінки, визначаємо по номограмі [1].

Для визначення  $\alpha_{\text{н}}$  і  $c$  обчислюємо температуру забрудненої стінки:

$$t_3 = t + \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.102)$$

де  $t$  - Середня температура навколишнього середовища,  $t_1 = 85 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

$\Delta t$  - при спалюванні газу приймаємо рівною  $25 \text{ } ^\circ\text{C}$  [1];

$$t_3 = 85 + 25 = 110 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\alpha_{\text{н}} = 100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad c_{\text{г}} = 0,98,$$

$$\alpha_{\text{л}} = 100 \cdot 0,11 \cdot 1 = 11 \text{ Вт/м}^2 \text{К},$$

Підраховуємо сумарний коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до поверхні нагріву:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}), \text{ Вт/м}^2 \text{К} \quad (2.103)$$

де  $\xi$  - Коефіцієнт використання, що враховує зменшення тепловосприйняття поверхні нагріву, приймаємо  $\xi = 0,95$  [1];

$$\alpha_1 = 0,95 \cdot (117,98 + 11) = 122,54 \text{ Вт/м}^2 \text{К},$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \psi \cdot \alpha_1, \text{ Вт/м}^2 \text{ К} \quad (2.104)$$

де  $\psi$  - Коефіцієнт теплової ефективності:  $\psi = 0,85 [1]$ ;

$$k = 0,85 \cdot 122,54 = 104,16 \text{ Вт/м}^2 \text{ К},$$

Визначаємо кількість теплоти, сприйняту поверхню нагріву:

$$Q_r = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B_p \cdot 10^3}, \text{ кДж/м}^3 \quad (2.105)$$

$$Q_m = \frac{104,16 \cdot 203,3 \cdot 625,5}{0,698 \cdot 10^3} = 18977,679 \text{ кДж/м}^3,$$

#### 2.4.4. Перевірка теплового балансу

Розрахунок вважається вірним, якщо виконується така умова [1]:

$$\left| \frac{\Delta Q \cdot 100}{Q_p \cdot \eta_{\text{бп}}} \right| \leq 0,5\% \quad (2.106)$$

$$\Delta Q = B_p \cdot [Q_p^p \cdot \eta - (Q_l + Q_k)], \quad (2.107)$$

де  $Q_l, Q_k$  – кількості теплоти, сприйняті променевосприймаючими поверхнями топки та котельними пучками;

$$Q_l = \phi \cdot (Q_n^p - H_m^h), \text{ кДж/м}^3 \quad (2.108)$$

$$Q_l = 0,99 \cdot (33603,8 - 21519,1) = 11963,853 \text{ кДж/м}^3$$

$$\Delta Q = 0,698 \cdot [33603,8 \cdot 0,918 - (11963,853 + 18977,679)] = -65,084$$

Тоді

$$\left| \frac{\Delta Q \cdot 100}{Q_p \cdot \eta_{\text{бп}}} \right| = \left| \frac{-110,568 \cdot 100}{33603,8 \cdot 0,918} \right| = 0,21\% \leq 0,5\%$$

## РОЗДІЛ 3

### АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

#### 3.1. Аеродинамічний розрахунок газового тракту котельного агрегату Е-50-1,4 ГМ

##### 3.1.1. Розрахунок тяги при спалюванні природного газу

Розрахунок тяги при спалюванні природного газу здійснений згідно з існуючою методикою та представлений у вигляді таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

#### Розрахунок тяги при спалюванні природного газу

Розрахована величина	Позначення	Розмірність	Формула чи обґрунтування	Посилання	Значення
Топка					
Розрідження	$h_t$	кг/м <sup>2</sup>	приймаємо	[ 3 ]	2
Поворот із топки в конвективний газохід (90°)					
Секундний об'єм газів	$V_c$	м <sup>3</sup> /с	$\frac{B_p \cdot V_z}{3600} \cdot \frac{V + 273}{273}$	-	$\frac{3834,82 \cdot 11,234}{3600} \cdot \frac{1260 + 273}{273} = 67,19$
Живий переріз газоходу	F	м <sup>2</sup>	$0,785 \cdot d_{вн}^2$	тепловий розрахунок	2,9
Швидкість газів	W	м/с	$\frac{V_c}{F}$	[3]	$67,19 / 2,9 = 23,17$
Коефіцієнт опору повороту з урахуванням входу в трубу	$\xi$	-	$\xi_{пов} + \kappa \Delta \xi_0 \cdot B \cdot C$	[ 3 ]	$1,4 + 1,41 \cdot 1 \cdot 1 = 2,81$
Динамічний тиск	$h_d$	кг/м <sup>2</sup>	-	[1]	0,2
Опір повороту	$h_{пов}$	кг/м <sup>2</sup>	$\xi \cdot h_d$	-	$2,81 \cdot 0,2 = 0,56$
Конвективний пучок					
Секундний об'єм газів	$V_c$	м <sup>3</sup> /с	$\frac{B_p \cdot V_z}{3600} \cdot \frac{V + 273}{273}$	-	$\frac{3834,82 \cdot 11,477}{3600} \cdot \frac{721 + 273}{273} = 44,5$

## Продовження таблиці 3.1

Живий переріз труби	F	м <sup>2</sup>	$F = \frac{z \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4}$	[ 3 ]	$\frac{1320 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2}{4} = 3,73$
Швидкість газів	W	м/с	$V_c / F$	[ 3 ]	$\frac{44,5}{3,73} = 11,93$
Динамічний тиск	h <sub>д</sub>	кг/м <sup>2</sup>	-	[ 1 ]	3,8
Число Рейнольдса	Re	-	-	[ 1 ]	12178
Коефіцієнт опору	λ	-	$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{\text{Re}}}$	[ 1 ]	$\frac{0,316}{\sqrt[4]{12178}} = 0,0301$
Опір тертя	$\Delta h_{\text{тр1}}$	кг/м <sup>2</sup>	$\lambda \frac{l}{d_s} \cdot h_0$	[ 1 ]	$0,0301 \cdot \frac{3,1}{0,06} \cdot 3,8 = 5,9$
Вихід із конвективної частини (90°)					
Секундний обсяг	V <sub>с</sub>	м <sup>3</sup> /с	$\frac{B_p \cdot V_z}{3600} \cdot \frac{V + 273}{273}$	-	$\frac{3834,82 \cdot 12,206}{3600} \cdot \frac{281 + 273}{273} = 26,38$
Живий переріз каналу	F	м <sup>2</sup>	-	конструкти вне	2,5
Швидкість газів	W	м/с	$V_c / F$	-	10,55
Динамічний тиск	h <sub>д</sub>	кг/м <sup>2</sup>	-	[ 1 ]	4
Коефіцієнт опору повороту з урахуванням входу в трубу	ξ	-	$\xi_{\text{пов}} + \kappa \Delta \xi_0 \cdot B \cdot C$	[ 3 ]	1,4 + 1,4 · 1 · 1 = 2,81
Опір повороту	h <sub>пов</sub>	кг/м <sup>2</sup>	$\xi \cdot h_{\text{д}}$	-	2,81 · 4 = 11,24
Опір збираючого короба					
Секундний обсяг	V <sub>с</sub>	м <sup>3</sup> /с	$\frac{B_p \cdot V_z}{3600} \cdot \frac{V + 273}{273}$	-	$\frac{3834,82 \cdot 19,15}{3600} \cdot \frac{281 + 273}{273} = 41,39$
Живий переріз відведення	F	м <sup>2</sup>	-	конструкти вне	3,9
Швидкість газів	W	м/с	$V_c / F$	-	10,61
Динамічний тиск	h <sub>д</sub>	кг/м <sup>2</sup>	-	[ 1 ]	2
Місцевий опір	$\Delta h_{\text{м}}$	кг/м <sup>2</sup>	$\sum \xi \cdot h_0$	-	5,401 · 2 = 10,802

Коефіцієнти опорів [1]:

- Поворот на 90° між газоходом і збираючим коробом:

$$z = \kappa \Delta \xi_0 \cdot B \cdot C = 1,4 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,4$$

- збираючий короб з двостороннім торцевим підведенням:

$$\xi = 1,1 + 0,7 \left( \frac{F_{\text{нод}}}{F_{\text{отв}}} \right)^2 \quad (3.1)$$

$$\xi = 1,1 + 0,7 \left( \frac{0,015}{0,353} \right)^2 = 1,101,$$

де 1,1 - коефіцієнт, що враховує звуження перерізу в коробі

- Поворот на 90 ° між коробом і економайзером:  $\xi = 1,4$

- Поворот на 90 ° між економайзером і прямим каналом:  $\xi = 1,4$

- повністю відкритий шибер:  $\xi = 0,1$

Сумарний коефіцієнт опорів:

$$\sum \xi = 1,4 + 1,101 + 1,4 + 1,4 + 0,1 = 5,401$$

Сумарний опір газового тракту:

$$\sum h = h_m + h_{\text{ноб}_1} + \Delta h_{\text{мп}} + h_{\text{ноб}_2} + \Delta h_m, \text{Па} \quad (3.2)$$

$$\sum h = 20 + 5,6 + 59 + 112,4 + 108,02 = 305,02 \text{Па}$$

## **3.2. Аеродинамічний розрахунок газового тракту котельного агрегату КВГМ-23, 26-150**

### **3.2.1. Розрахунок тяги при спалюванні природного газу**

Розрахунок тяги при спалюванні природного газу здійснено згідно з існуючою методикою та представлений у вигляді – таблиці 3.2.

## Розрахунок тяги при спалюванні природного газу

Розрахована величина	Позначення	Розмірність	Формула чи обґрунтування	Посилання	Значення
Топка					
Розрідження	$h_T$	кг/м <sup>2</sup>	приймаємо	[ 3 ]	2
Поворот із топки в конвективний газохід (180°)					
Секундний об'єм газів	$V_c$	м <sup>3</sup> /с	$\frac{B_p \cdot V_z}{3600} \cdot \frac{O_m + 273}{273}$	-	$\frac{2511,6 \cdot 11,234}{3600} \cdot \frac{1266 + 273}{273} = 29,56$
Живий переріз газоходу	F	м <sup>2</sup>	$0,785 \cdot d_{вн}^2$	тепловий розрахунок	1,94
Швидкість газів	W	м/с	$\frac{V_c}{F}$	[3]	$29,56 / 1,94 = 15,23$
Коефіцієнт опору повороту з урахуванням входу в трубу	$\xi$	-	$\xi_{нов} + \kappa \Delta \xi_0 \cdot B \cdot C$	[ 3 ]	$2 + 1,4 \cdot 1 \cdot 1 = 3,4$
Динамічний тиск	$h_D$	кг/м <sup>2</sup>	-	[ 1 ]	0,21
Опір повороту	$h_{пов}$	кг/м <sup>2</sup>	$\xi \cdot h_D$	-	$3,4 \cdot 0,21 = 0,714$
Конвективний пучок					
Секундний об'єм газів	$V_c$	м <sup>3</sup> /с	$\frac{B_p \cdot V_z}{3600} \cdot \frac{V + 273}{273}$	-	$\frac{2511,6 \cdot 11,477}{3600} \cdot \frac{710,5 + 273}{273} = 28,85$
Живий переріз труби	F	м <sup>2</sup>	$F = \frac{z \cdot \pi \cdot d_{вн}^2}{4}$	[ 3 ]	1,94
Швидкість газів	W	м/с	$\frac{V_c}{F}$	[ 3 ]	$\frac{28,85}{1,94} = 14,87$
Динамічний тиск	$h_D$	кг/м <sup>2</sup>	-	[ 1 ]	3,6
Число Рейнольдса	Re	-	-	[ 1 ]	9436
Коефіцієнт опору	$\lambda$	-	$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}}$	[ 1 ]	$\frac{0,316}{\sqrt[4]{9436}} = 0,032$

Опір тертя	$\Delta h_{mp_1}$	кг/м <sup>2</sup>	$\lambda \frac{l}{d_s} \cdot h_0$	[ 1 ]	$0,032 \cdot \frac{3,126}{0,022} \cdot 3,6 = 16,37$
Вихід із конвективної частини (90 <sup>0</sup> )					
Секундний обсяг	$V_c$	м <sup>3</sup> /с	$\frac{B_p \cdot V_z}{3600} \cdot \frac{V + 273}{273}$	-	$\frac{2511,6 \cdot 12,206}{3600} \cdot \frac{155 + 273}{273} = 13,35$
Живий переріз каналу	F	м <sup>2</sup>	-	конструктивне	1,65
Швидкість газів	W	м/с	$V_c / F$	-	8,1
Динамічний тиск	$h_d$	кг/м <sup>2</sup>	-	[ 1 ]	5
Коефіцієнт опору повороту з урахуванням входу в трубу	$\xi$	-	$\xi_{нов} + \kappa \Delta \xi_0 \cdot B \cdot C$	[ 3 ]	$1 + 1,4 \cdot 1 \cdot 1 = 2,4$
Опір повороту	$h_{пов}$	кг/м <sup>2</sup>	$\xi \cdot h_d$	-	$2,4 \cdot 5 = 12$

Сумарний опір газового тракту:

$$\sum h = h_m + h_{нов_1} + \Delta h_{mp} + h_{нов_2}, Pa \quad (3.3)$$

$$\sum h = 20 + 7,14 + 163,7 + 120 = 310,84 Pa$$

## РОЗДІЛ 4

### ВИБІР ОБЛАДНАННЯ

#### 4.1. Вибір димососу та вентилятора

Для парового казана Е-50-1,4ГМ:

Об'єм димових газів, що проходять через димосос :

$$V_{\text{дым}} = B_p \cdot (V_{z,yx} + \Delta\alpha \cdot V_0) \cdot \frac{\theta_{yx} + 273}{273}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.1)$$

де  $B_p$  – розрахункова витрата палива,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$V_{z,yx}$  – обсяг газів, що йдуть,  $V_{z,yx} = 12,206 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

$\Delta\alpha$  – коефіцієнт присмоктування повітря,  $\Delta\alpha = 0,1$ ;

$V^0$  – теоретична кількість повітря,  $V^0 = 9,571 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

$\theta_{yx}$  – температура газів, що йдуть,  $\theta_{yx} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$$V_{\text{дым}} = 1,065 \cdot (12,206 + 0,1 \cdot 9,571) \cdot \frac{150 + 273}{273} = 21,72 \cdot \text{м}^3/\text{с}$$

Продуктивність димососу:

$$V_p = \beta_1 \cdot V_{\text{дым}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.2)$$

де  $\beta_1$  – коефіцієнт запасу за продуктивністю:  $\beta_1 = 1,05 [1]$ ;

$$V_p = 1,05 \cdot 21,72 = 22,81 \text{ м}^3/\text{с}$$

Розрахунковий повний напір димососу:

$$H_n = \beta_2 \cdot (\Delta h_{KV} - H_c), \text{Па} \quad (4.3)$$

де  $\beta_2$  - Коефіцієнт запасу по натиску,  $\beta_2 = 1,05$  [1];

$\Delta H_c$  - Самотяг димової труби;

$\Delta h_{KV}$  – повний опір котельної установки, кгс/м<sup>2</sup>;

$$\Delta h_{KV} = \Delta h_{эк} + \sum h, \text{Па} \quad (4.4)$$

де  $\Delta h_{эк}$  – опір економайзера, Па:

$$\Delta h_{эк} = 0,5 \cdot n \cdot \frac{w_{cp}^2}{2} \rho_r + \sum \Delta h, \text{Па} \quad (4.5)$$

де  $n$  – число труб економайзера Па;

$w_{cp}$  – середня швидкість газів в економайзері, м/с:

$$w_{cp} = \frac{B_p \cdot V_z \cdot (\theta_{cp} + 273)}{F \cdot 273}, \text{м/с} \quad (4.6)$$

$$\text{де } \theta_{cp} = \frac{150 + 281,2}{2} = 215,6^\circ\text{C}$$

$$w_{cp} = \frac{1,065 \cdot 12,206 \cdot (215,6 + 273)}{2,547 \cdot 273} = 9,13 \text{ м/с}$$

$\sum \Delta h$  - Втрати з місцевими опорами:

$$\sum \Delta h = 2 \cdot \frac{w_{cp}^2}{2} \cdot \rho_z, \text{Па} \quad (4.7)$$

де  $\rho_{\Gamma}$  – щільність газу при середній температурі:

$$\rho_{\Gamma} = 1,34 \frac{273}{273 + 215,6} = 0,749, \text{ кг} / \text{ м}^3$$

$$\sum \Delta h = 2 \cdot \frac{9,13^2}{2} \cdot 0,749 = 62,43 \text{ Па}$$

$$\Delta h_{\text{эк}} = 0,5 \cdot 162 \cdot \frac{9,13^2}{2} \cdot 0,749 + 62,43 = 2591,02 \text{ Па}$$

$\sum h$  – сумарний опір газового тракту, визначається п. 3;

$$\Delta h_{\text{кУ}} = 2591,02 + 305,02 = 2896,04 \text{ Па}$$

$$H_n = 1,05 \cdot (2896,04 - 0) = 3040,84 \text{ Па}$$

Перерахунок напору на температуру середовища, що переміщується, зазначеної в довіднику:

$$H_p = H_n \frac{273 + \theta_{yx}}{273 + \theta_{xap}}, \text{ кгс} / \text{ м}^2$$

де  $\theta_{xap}$  – температура для якої складена наведена напірна характеристика;

$$\theta_{xap} = 200^{\circ} \text{ C};$$

$$H_p = \frac{273 + 150}{273 + 200} \cdot 3040,84 = 2719,4 \text{ Па}$$

Потужність споживана димососом:

$$N = \frac{V_p \cdot H_p}{\eta_o \cdot 1000}, \text{ кВт} \quad (4.8)$$

$$N = \frac{22,81 \cdot 2719,4}{0,82 \cdot 1000} = 75,6 \text{ кВт}$$

Розрахункова потужність електродвигуна:

$$N_{\text{де}} = N \cdot \beta_3, \text{ кВт} \quad (4.9)$$

де  $\beta_3$  - Коефіцієнт запасу:  $\beta_3 = 1,05 [1]$ ;

$$N_{\text{де}} = 75,6 \cdot 1,05 = 79,4 \text{ кВт}$$

Приймаємо до встановлення димосос типу ДН-17 [4];

ККД-82%;

Напір-2,88 кПа;

Продуктивність- $73 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}$ ;

Двигун АТЗ-355 S 6 (160 кВт)

Визначаємо кількість холодного повітря:

$$V_{\text{хв}} = B_p \cdot \beta_1 \cdot V_0 \cdot (\alpha_m - \Delta\alpha_m) \cdot \frac{273 + t_{\text{хв}}}{273}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.10)$$

де  $\beta_1$  – коефіцієнт запасу за продуктивністю  $\beta_1 = 1,05 [1]$ ;

$t_{\text{хв}}$  – температура холодного повітря  $t_{\text{хв}} = 30^0 \text{ C}$  ;

$$V_{\text{хв}} = 1,05 \cdot 1,065 \cdot 9,571 \cdot (1,05 - 0,05) \cdot \frac{30 + 273}{273} = 11,88 \text{ м}^3/\text{с}$$

Повний розрахунковий напір вентилятора:

$$H_p = \beta_2 \cdot (\Delta h_r + \Delta h_{\text{возд.}}), \text{ Па} \quad (4.11)$$

де  $\Delta h_{\Gamma}$  – опір пальника, приймаємо  $\Delta h_{\Gamma} = 784,8 \text{ Па}$ ;

$\Delta h_{\text{возд.}}$  – опір повітроводу, приймаємо  $\Delta h_{\text{возд.}} = 196,2 \text{ Па}$ ;

$\beta_2$  – коефіцієнт запасу за натиском,  $\beta_2 = 1,1$ ;

$$H_p = 1,1 \cdot (784,8 + 196,2) = 1079 \text{ Па}$$

Потужність двигуна вентилятора:

$$N_{\text{дв}} = \frac{V_p \cdot H_p \cdot \kappa}{\eta_d \cdot 1000}, \text{ кВт} \quad (4.12)$$

$$N_{\text{дв}} = \frac{11,88 \cdot 1079 \cdot 1,1}{0,83 \cdot 1000} = 16,98 \text{ кВт}$$

Розрахункова потужність двигуна вентилятора:

$$N^{\text{расч}}_{\text{дв}} = N_{\text{дв}} \cdot \beta_3, \text{ кВт} \quad (4.13)$$

де  $\beta_3$  -коефіцієнт запасу,  $\beta_3 = 1,05$  [1];

$$N^{\text{расч}}_{\text{дв}} = 16,98 \cdot 1,05 = 17,83 \text{ кВт}$$

Приймаємо до встановлення вентилятор типу ВДН-15 [4];

ККД -83%;

Напір-3,5 кПа;

Продуктивність- $50 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{год}$ ;

Двигун АТ2-92-8 (55кВт).

Для водогрійного котла КВГМ-23,26-150:

Здійснюючи аналогічний розрахунок, приймаємо до встановлення:

- 1) Димосос типу ДН-17 [4];  
 ККД-83%;  
 Напір-2,88 кПа;  
 Продуктивність- $73 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{Год}$ ;  
 Двигун А О 2-92-8 (55 кВт).
- 2) Вентилятор типу ВДН-15 [4];  
 ККД -83%;  
 Н апор-3.5 кПа;  
 Продуктивність- $50 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{Год}$ ;  
 Двигун АТ2-92-6 (75 кВт).

#### 4.2. Вибір насосів

Поживні насоси вибираються на подачу поживної води за максимальної потужності котельні із запасом 10 %. Розрахунковий напір живильного насоса повинен перевищувати тиск пари на виході з котла з урахуванням втрат тиску в тракті та необхідної висоти підйому води.

$$p_{\text{НАС}} = 1,1 \cdot (p_K \cdot (1 + \Delta p) + p_{\text{ЭК}} + p_{\text{ТР}}^{\text{НАГ}} + p_{\text{ТР}}^{\text{ВС}} + p_{\text{С.В.}} - p_D), \text{ Мпа} \quad (4.14)$$

де  $p_K = 1,3 \text{ МПа}$  - надлишковий тиск у барабані котла;

$\Delta p$  - запас тиску на відкриття запобіжних клапанів, приймається рівним 5%  $p_K$ ;

$p_{\text{ЭК}} = 0,17 \text{ МПа}$  – опір водяного економайзера, прийнято;

$p_{\text{ТР}}^{\text{НАГ}} = 0,2 \text{ МПа}$  – опір поживних трубопроводів від насоса до котла з урахуванням опору АРП, прийнято;

$p_{\text{ТР}}^{\text{ВС}} = 0,01 \text{ МПа}$  – опір всмоктувальних трубопроводів, прийнято;

$p_{\text{С.В.}} = 0,03 \text{ МПа}$  – тиск стовпа води від осі деаераторів до осі барабана котла прийнято;

$p_D = 0,12 \text{ МПа}$  – тиск води у деаераторі котла;

$$p_{\text{НАС}} = 1,1 \cdot (1,3 \cdot (1 + 0,05) + 0,17 + 0,2 + 0,01 + 0,03 - 0,1) = 1,82 \text{ МПа}$$

Продуктивність живильного насосу:

$$D_{\text{ПН}} = 1,1 \cdot n \cdot (D_{\text{П}}^{\text{НОМ}} + D_{\text{ПР}} + D_{\text{РОУ}}), \text{ Т/ГОД} \quad (4.15)$$

де  $n=2$  - кількість парових казанів у котельні;

$D_{\text{П}}^{\text{НОМ}}=50$  т/год – номінальна паропроодуктивність котла;

$D_{\text{ПР}}=2,76$  т/год – витрата пари на продування, визначений у п. 1.2;

$D_{\text{РОУ}}=0,114$  т/год – витрата поживної води на РВУ, визначений у п. 1.2;

$$D_{\text{ПН}} = 1,1 \cdot 2 \cdot (50 + 2,76 + 0,114) = 116,32 \text{ т/год}$$

Вибираються 3 живильні електронасоси (два робочих зі 100%-ою подачею, третій - резервний) марки ПЭ65-28 [16].

Мережеві насоси також вибираються за продуктивністю та напором. Сумарна продуктивність насосів вибирається з розрахунку забезпечення максимальної витрати мережної води при виході з експлуатації одного насоса. У котельнях встановлюється не менше двох насосів.

$$G_{\text{св}} = \frac{(Q_{\text{ос}} + Q_{\text{св}})}{(t_1 - t_2)}, \text{ Т/ГОД} \quad (4.16)$$

$$G_{\text{св}} = 509,55 \text{ м}^3 / \text{год}$$

До установки вибираються 3 насоси ЦНС(Г)1800-128 [16] з характеристиками:

продуктивність  $Q = 180 \text{ м}^3/\text{год}$ ;

тиск  $H = 128 \text{ м. вод. ст.}$

Також підбираємо до встановлення в тепловій схемі котельні 2 рециркуляційні насоси ЦН 160/112б [16], 3 підживлювальні насоси ЦНС(Г)60-66

[16], 2 конденсатні насоси Кс-50-55-1 [16] та 2 циркуляційні насоси на ГВП К(М)150-125-315 [4].

У схемі хімоводоочищення підбираємо до встановлення 2 насоси вихідної води ЦНС(Г) 38-44 [16], 2 насоси регенераційного розчину К(М)65-50-160а [19].

#### 4.4. Вибір підігрівачів

Мережеві підігрівачі вибираються необхідною площею поверхні нагрівання.

Поверхня нагріву підігрівача:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{CP}}, \text{ м}^2 \quad (4.17)$$

де  $Q=42$  МВт – максимальне навантаження опалення та гарячого водопостачання;

$k$  - Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м<sup>2</sup>К, для водоводяних підігрівачів по [1] вибирається рівним 2200 Вт/м<sup>2</sup>К;

$\Delta t_{CP}$  - Середня різниця температур між теплоносіями в підігрівачі, °С;

$$\Delta t_{CP} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{2,31g \frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}} = \frac{80 - 5}{2,31g \frac{80}{5}} = 27 \text{ °С}; \quad (4.18)$$

Площа поверхні нагріву теплообмінника:

$$F = \frac{42 \cdot 10^6}{2200 \cdot 27 \cdot 0,98} = 721,5 \text{ м}^2.$$

Так як по СНиП П-35-76 число встановлюваних підігрівачів для систем опалення та вентиляції повинно бути не менше двох, вибираються 2 водоводяні теплообмінники ВВТ-800-30-25 з площею поверхні нагріву 800 м<sup>2</sup> [6].

Підбираємо також до встановлення 2 пароводяних теплообмінника на ГВП ПП1-76-7-І V [4], а також 2 пароводяні теплообмінники хімічно очищеної води ПП1-108-7-І V.

## ВИСНОВОК

При виконанні магістерської кваліфікаційної роботи було здійснено розрахунок виробничо-опалювальної котельні встановленою потужністю 1,15 МВт, за результатами якого було прийнято до встановлення три парові котли Е-50-1,4ГМ і два водогрійні котли КВГМ-23,26-150, що працюють на природному газі.

Було здійснено розрахунок необхідної витрати газу для покриття заданого навантаження, виконано теплові розрахунки топок, газоходів котлів, конструктивний розрахунок економайзера (розрахунок хвостових поверхонь котельного агрегату) та перевірка теплового балансу, а також зроблено вибір допоміжного обладнання. Для надійної та безпечної експлуатації котлоагрегатів застосовані схеми автоматичного контролю та регулювання процесів. У проекті відображені питання техніки безпеки та охорони навколишнього середовища, здійснено розрахунок основних техніко-економічних показників, в результаті яких було визначено собівартість теплоти, що відпускається, у розмірі 119864,354 грн/Гкал (що менше собівартості теплоти, що відпускається, в середньому по Україні) і термін окупності 10 років.

Ухвалене проектне рішення дозволяє повністю задовольнити виробничі потреби в парі та гарячій воді, а також забезпечити безперебійне та якісне теплопостачання підприємств та споживачів житлово-комунального сектору.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Степанов Д. В. Котельні установки промислових підприємств : навчальний посібник / Д. В. Степанов, Є. С. Корженко, Л. А. Боднар – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 120 с
2. Конспект лекцій з дисципліни «Технічна термодинаміка та теплопередача» / Б. В. Димо, П. А. Пацурковський, О. А. Єпіфанов, О. К. Чередніченко. – Миколаїв : НУК, 2022. – 169 с..
3. Котельні установки : навчальний посібник / С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов, Л. А. Боднар. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 185 с.
4. Курсовое проектирование по теплотехнике и применению теплоты в сельском хозяйстве: Учебн. пособие для вузов / Драганов Б.Х., Ковалев С.А., Лазоренко В.А. и др.; Под ред. Драганова Б.Х. – М.: Агропромиздат, 1991 – 176 с.
5. Лопатеві насоси : навчальний посібник / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко . – Суми : Сумський державний університет, 2021. – 293 с
6. Габа К.О. Водопідготовка. Конспект лекцій. – К.КНУБА, 2021. – 72 с
7. Теплопостачання : навчальний посібник / О. Д. Панкевич, О. І. Ободяньська, О. В. Титко . – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 85 с.
8. Математичне моделювання теплових процесів в енергетиці та промисловості. Практикум [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів третього рівня вищої освіти (PhD) спеціальності 144 «Теплоенергетика» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: Д. В. Риндюк, В. А. Пешко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 75 с.
9. Гончар В. Ф., Тищенко Л. П. Електрообладнання, автоматизація сільськогосподарських агрегатів і установок : навчальний посібник – Київ: Вища школа, 1989. – 343 с.
10. Маляренко В. А. Енергетичні установки : навчальний посібник – Харків: Видавництво САГА, 2008. – 319 с

11. Кашенко П. С. Електротехнологія : навчально-методичний посібник – НМЦ, 2007. – 285 с.
12. Автоматизація технологічних процесів і систем автоматичного керування: Навчальний посібник / Барало О. В., Самойленко П. Г., Гранат С. Є., Ковальов В. О. – Київ: Аграрна освіта, 2010. – 557 с.
13. Теплова ізоляція та енергоефективність будівель: ДБН В.2.6–31:2021. – [Чинні від 2022–01–31] // Мінбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2022. – 23 с. – (Державні будівельні норми України).
14. Горобець В.Г. Теплоенергетичні установки і системи: [Навчальний посібник] – К.: ЦП «Компринт», 2018. – 380 с.
15. Сафонов А.П. Збірник завдань з теплофікації та теплових мереж. М: Енергія, 1985.
16. Прядко М.О., Павелко В.І., Василенко С.М. Теплові мережі: Навчальний посібник / За ред. Прядка М.О. – К.: Алерта, 2005. -227с.
17. Теплопостачання : навчальний посібник / О. Д. Панкевич, О. І. Ободяньська, О. В. Титко . – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 85 с.
18. Теплотехніка: підручник / Б. Х. Драганов, О. С. Бессараб, А. А. Долінський, В. О. Лазоренко, А. В. Міщенко, О. В. Шеліманова ; за ред. Б. Х. Драганова ; 2-е вид., перероб. і доп. - К. : ІНКОС, 2005. - 400 с.
19. Основи теплової енергетики: конспект лекцій [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за спеціальністю 105 Прикладна фізика та наноматеріали / А. В. Борисенко, В. А. Пешко. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 149 с.
20. Теплоенергетичні установки. [Конспект лекцій]. Харків. ДБТУ; уклад.: С.О. Поляшенко, О.В. Єсіпов.– Харків: 2023.–109 с.