

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

02.04 – МР. 175 «с» 2021.02.01 027 ПЗ

ВОВЧАК ВІКТОР ВОЛОДИМИРОВИЧ

2021

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ІНЖЕНЕРЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри
теплоенергетики

к.т.н., доцент.

Антипов Є.О.

(підпис)

2021 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Вовчаку Віктору Володимировичу

Спеціальність 141 – електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Освітня програма Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: роботи: „Проект системи ГВП ферми ВРХ агрофірми «Перлина Поділля» Білогірського р-ну Хмельницької обл. з використанням енергії Сонця ”

затверджена наказом ректора НУБіП України від 1.02.2021 № 175”С”

Термін подання завершеної роботи на кафедру 15. 11 . 2021

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи

«Правила улаштування електроустановок»; «Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів»; «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів».

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз виробничо-господарської діяльності та стану електрифікації агрофірми «Перлина Поділля»

2. Визначити необхідну теплову потужність та витрати опалювально-вентиляційне устаткування робочих приміщень довільного залу «ЯЛИНКА» ферми ВРХ.

3. Розрахувати електропривід вентилятора ВЦ4-75-6,3

4. Розробити проект сонячної системи гарячого водопостачання на базі вакуумованих трубчастих сонячних колекторів

5. Обґрунтувати заходи з монтажу та налагодження обладнання геліоустановки.

7. Виконати техніко-економічне обґрунтування проекту

Дата видачі завдання 02.02.2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Шеліманова О.В.

(підпис)

(ПІБ)

Завдання прийняв до виконання

Вовчак В.В.

(підпис)

(ПІБ)

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, термінів.....

Вступ.....

1. Характеристика об'єкту проектування.....

2. Розрахунок теплової потужності та вибір опалювально-
-вентиляційного устаткування робочих приміщень доїльного
залу «ЯЛИНКА» ферми ВРХ.....

2.1. Тепловий баланс ферми ВРХ для холодного періоду.....

2.2. Теплові надходження до будівлі ферми.....

2.3. Теплові втрати приміщення ферми.....

2.4. Розрахунок та вибір калориферної установки.....

2.5 Теплотехнічні параметри тваринницького комплексу.....

3. Електрична частина проекту. Розрахунок вентилятора.....

3.1. Короткий опис функціональної і кінематичної схем установки.....

3.2. Обробка навантажувальної діаграми установки.....

3.3. Попередній вибір електродвигуна за потужністю та частотою обертання.....

3.4. Розрахунок і побудова механічної характеристики електродвигуна.....

3.5. Розрахунок і побудова механічної характеристики робочої машини.....

3.6. Визначення тривалості пуску електродвигуна і побудова

його навантажувальної діаграми.....

3.7. Перевірка вибраного двигуна за тепловим режимом під час пуску.....

3.8. Перевірка вибраного двигуна на пусковий момент.....

3.9. Перевірка вибраного двигуна на переважувальну здатність.....

3.10. Вибір електродвигуна за електричною модифікацією, конструктивним,
та кліматичним виконанням, ступенем захисту від дії
навколишнього середовища.....

3.11. Опис функцій, розробка та опис роботи схеми керування
електроприводом установки.....

3.12. Вибір апаратів керування і захисту, інших елементів
схеми автоматизованого керування, низьковольтного комплектного
пристрою та силових електропроводок.....

3.13. Перелік елементів електричної схеми.....

4. Розробка проекту сонячної системи гарячого водоостачання.....

4.1. Загальна характеристика.....

4.2. Визначення теплової потужності системи ГВПІ на технологічні
потреби доїльного залу ферми ВРХ.....

4.3. Розрахунок сонячної системи гарячого водоостачання доїльного залу....

4.4. Вибір основного обладнання СГВ.....

5. Основи експлуатації геліоустановок.....

Висновки.....

Список використаної літератури.....

НУВІП УКРАЇНИ

ВСТУП

В загальному енергетичному балансі сільських районів теплова енергія відіграє провідну роль. Тому розвиток теплопостачання, розробка та експлуатація високоефективного теплотехнічного обладнання стає однією з умов підвищення рівня сільськогосподарського виробництва.

Наявність великої кількості автономних джерел теплоти та велика розсосередженість споживачів теплової енергії в сільській місцевості обумовлюють розвиток децентралізованих систем теплопостачання.

Децентралізоване теплопостачання є одним із засобів економії палива як при новому будівництві, так і при реконструкції існуючих будівель.

Перективним шляхом енергозбереження є використання поновлюваних джерел енергії, серед яких особливе місце посідає енергія Сонця, користуватись якою можна цілорічно. При це свідчить досвід таких європейських країн, як Австрія та Німеччина, кліматичні умови яких подібні до українських.

Саме сонячні системи знайшли своє застосування в даній роботі для досягнення її мети – підвищення ефективності роботи системи гарячого водопостачання ферми.

Об'єктом проектування є доїльний зал ферми на 250 голів ВРХ, який знаходиться в селі Юрівка, Білогірського району, Хмельницької області.

Предметом проектування є розробка системи гарячого водопостачання з використанням енергії Сонця.

Основні задачі роботи.

1. Аналіз виробничо-господарської діяльності та стану електрифікації об'єкта проектування.

2. Розрахунок та вибір опалювально-вентиляційне устаткування робочих приміщень доїльного залу «ЯЛИНКА» ферми ВРХ.

3. Розробка проекту сонячної системи гарячого водопостачання на базі вакуумованих трубчастих сонячних колекторів

4. Оцінка економічної ефективності проекту.

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА ПРОЕКТУВАННЯ.

1.1. Загальна інформація ТОВ НВ агрофірми «Перлина Поділля»

Завдання полягає в розробці системи енергопостачання агрофірми «Перлина Поділля», а саме фермерського господарства в с. Юрівка, Білогірського району, Хмельницької області.

Хмельницька область – це область, яка знаходиться на західній частині України, яку створили 22 вересня 1937 року. Територія цієї області становить 20629 км², яка становить 3,4 % загальної площі України. Населення складає 1274409 тисяч осіб (станом на 01.09.2021). Центр області – місто Хмельницький.

Білогірський район створений 7 березня 1923 року, а центр являє собою селище міського типу Білогір'я. Площа району становить 776 км², а населення – 25866 людей.

Білогір'я – це один з найосновніших сільськогосподарських районів Хмельниччини, на якому розташовані виробники тваринницької та рослинницької діяльності.

Характеристика земельного резерву складає 776 км², з яких, 647 км² є сільськогосподарські угіддя, з них:

- рілля, 498 км²;
 - ліси, 76 км²;
 - забудовані землі, 23 км²;
 - землі водного фонду, 14 км²;
 - інші землі, 16 км².
- Загальна кількість промислових формувань 55 одиниць, з них:
- приватних підприємств, 6;
 - господарських товариств, 17;
 - фермерських господарств, 32.

Головна тваринницька продукція складає наступне:

– м'ясо, 1820 тонн;

– молоко, 13472 тонн.

У Білогірському районі вдалося стабілізувати і поступово нарощувати виробництво продукції різних видів. В секторі тваринництва спостерігається зростання для задоволення потреб населення, збільшення продуктивності тваринництва.

У господарствах району постійно поліпшується селекційно-племінна робота з метою підвищення продуктивного та ефективного потенціалу тварин, впровадження передових технологій в утримання молочного стада, зокрема цехова система, безприв'язне утримання, використання сучасних доїльних залів.

Серед найбільш вдалих аграрних підприємств Білогірського району є ферма “Перлина поділля” яка розташована в с. Юрівка.

С. Юрівка розташована 12 км від районного центру Білогір'я.



Рис. 1.1. Юрівка на карті Google maps

Основні відомості про село наведені в таблиці 1.1.

Таблица 1.1.

Основні дані

Населення	432 особи (2001)
Площа	0,176 км ²
Густина населення	2454,55 осіб/км ²
Поштовий індекс	30225
Телефонний код	+ 380 3841
Географічні дані	
Географічні координати	50° 03' 35" пн. ш., 26° 23' 26" сх. д.
Водойми	р. Тростянка

Ферма розпочала свою діяльність у 2012 році після реконструкції комплексу. Сьогодні в господарстві обробляється майже 2700 га землі. Впроваджуючи новітні технології, закупаючи сучасне обладнання, компанія постійно розширює межі свого бізнесу, а також можливість отримати якісний продукт. Також вони займаються вирощуванням сільськогосподарських культур і тваринництвом, забезпечуючи роботою односельчан і жителів сусідніх сіл. Адже працювати за сучасними технологіями не тільки вигідно, але і приємно.

У 2013 році реконструйований корівник в ФГ «Перлина Поділля» на 250 дійних корів. Також на території комплексу була встановлена програма управління сталом «Уніформа - Аргі». Варто відзначити, що надій становить 28 літрів на корову, тоді як в інших господарствах цей показник становив лише 22 літр. Також в господарстві вирощують до 515 голів великої рогатої худоби.



Рис. 1.2. ФГ «Перлина Поділля»



Рис. 1.3. Одне із приміщень ферми

1.2. Система тепlopостачання будівель фермерського господарства

В бакалаврському проекті розглядається питання енергопостачання комплексу будівель «Перлина Поділля», розташування яких показано на рис. 1.4, а технічні характеристики споруд наведені в таблиці 1.2.

Витрати теплоти на опалення приміщення Q_o (кВт), визначаємо з формули:

$$Q_o = q_o \cdot V \cdot (t_b - t_3^o) \cdot 10^{-3} \quad (1.1)$$

де q_o , Вт/(м³·К) – питома опалювальна характеристика будівлі; вибираємо відповідно до даних [14], від соціального призначення та об'єму будівлі;

V , м³ – об'єм будівлі за зовнішніми вимірами;

t_b , °С – температура внутрішнього повітря; вибираємо згідно даних [14], залежно від соціального призначення будівлі;

t_o , °С – розрахункова температура зовнішнього повітря при проектуванні опалення;

Теплова потужність системи вентиляції приміщення Q_v (кВт), визначаємо з формули:

$$Q_v = q_v \cdot V \cdot (t_b - t_3^v) \cdot 10^{-3} \quad (1.2)$$

де q_v , Вт/(м³·К) – питома вентиляційна характеристика приміщення; вибираємо відповідно до даних [13, 14], залежно від об'єму приміщення;

V , м³ – об'єм будівлі за зовнішніми розмірами;

t_b , °С – температура внутрішнього повітря; вибираємо згідно даних [13, 14], залежно від соціального призначення будівлі;

t_v , °С – розрахункова температура зовнішнього повітря при проектуванні вентиляції;

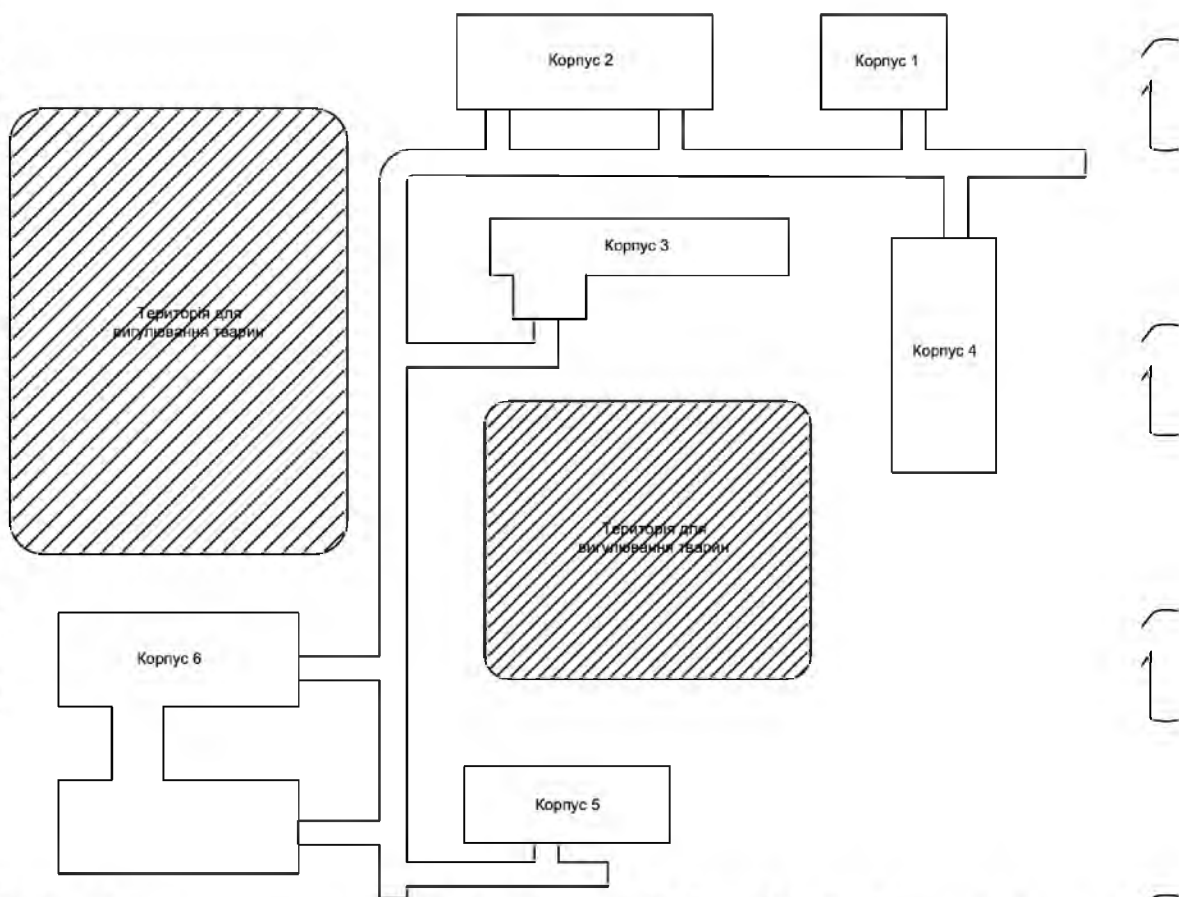


Рис. 1.4. Агропромислові будівлі ферми

1 – Ремонтна майстерня; 2 – авто парк;

3 – адміністративна будівля; 4 – цех виготовлення кормів;

5 – доїльний зал; 6 – корівник та молодняк

Таблиця 1.2
Характеристика споживачів теплової енергії фермерського господарства

№ п/п	Найменування приміщення	Об'єм споруди, м ³	Площа (в плані), м ²	Кільк.
1	Ремонтна майстерня	140	46,7	1
2	Дараж	785	238	1
3	Адміністративна будівля	400	133,3	1
4	Цех виготовлення кормів ВРХ	150	480	1
5	Доїльний зал	3543,8	775	1
6	Корівник та мслодняк	4900	1042,5	1

Визначаємо втрати теплоти на гаряче водопостачання для виробничих та адміністративних приміщень, згідно з нормами витрат гарячої води [16].

Середня теплова потужність Q_{hm} (кВт), системи гарячого водопостачання розраховують за формулою:

$$Q_{hm} = \frac{1,2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (55 - t_{x.v.}) \cdot c_p}{24 \cdot 3600} \quad (1.3)$$

де c_p кДж/(кг · К) – питома теплоємність води; $c_p = 4,19$ кДж/(кг · К);

a, b , кг/доба – середня за добу норма споживання гарячої води з температурою 55 °С на 1-ну людину;

m – розрахункова кількість людей;

$t_{x.v.}$, °С – температура холодної води для опалювального сезону; $t_{x.v.} = 5$ °С;

Максимальна теплова потужність системи гарячого водопостачання, кВт:

$$Q_{h \max} = k_{\text{нер}} \cdot Q_{hm} \quad (1.4)$$

де $k_{\text{нер}}$ – коефіцієнт нерівномірності споживання гарячої води на протязі доби;

згідно з даних [18] для сільської місцевості $k_{\text{нер}} = 2,5$.

Теплова потужність систем гарячого водопостачання в літньому періоді $Q_{h \max}^s$, кВт:

$$Q_{h \max}^s = \alpha \cdot Q_{hm} \cdot \frac{55 - t_{x.v.}^s}{55 - t_{x.v.}} \quad (1.5)$$

де α – коефіцієнт, що враховує зміну середніх втрат води на гаряче водопостачання в неопалювальному періоді; для житлових будинків $\alpha = 0,8$;

$t_{x.v.}^s$, °С – температура холодної води в неопалювальний період; приймаємо $t_{x.v.}^s =$

15 °С теплової потужності систем опалення і вентиляції будівель фермерського

господарства приведені в табл.1.3 та табл.1.4.

Таблиця 1.3

Теплові потужності систем опалення та вентиляції будівельних споруд фермерського господарства

№ п/п	Найменування приміщення	V , м ³	$t_{в}$, °C	q_o , Вт	q_v , Вт	Q_o , кВт	Q_v , кВт
				$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{K}}$		
1	Ремонтна майстерня	140	16	0,708	0,233	0,8	0,8
2	Гараж	785	40	0,33	1,187	8,3	29,9
3	Адміністративна будівля	400	18	0,567	0,105	9,1	1,2
4	Цех виготовлення кормів ВРХ	150	18	0,567	0,105	3,4	0,4
5	Корівник та приміщення для молодняка	4900	12	1,15		186	118,3
ВСЬОГО:						210,6	150,6

Таблиця 1.4

Теплові потужності систем гарячого водопостачання будівельних споруд фермерського господарства

№ п/п	Найменування приміщення	a, b , кг/доба	m	Теплова потужність, кВт	
				період	
				$Q_{h \max}$	$Q_{h \max}^S$
1	Ремонтна майстерня	30	5	1,26	0,84
2	Авто парк	11	4	0,56	0,17
3	Адміністративна будівля	5	10	0,42	0,28
4	Цех виготовлення кормів ВРХ	3	4	1,85	2,34
5	Корівник та молодняка	6	250	18,8	5,6
ВСЬОГО:				22,89	9,23

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ ТА ВИБІР
ОПАЛЮВАЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО УСТАТКУВАННЯ РОБОЧИХ
ПРИМІЩЕНЬ ДОЇЛЬНОГО ЗАЛУ «ЯЛИНКА» ФЕРМИ ВРХ

Завдання дипломного проекту магістра наступне, визначення теплової потужності опалювально-вентиляційного обладнання корпусу №5, а саме доїльного залу.

Максимальна потужність систем вентиляції та опалення об'єкта знаходиться шляхом розрахунку повітрообміну і теплового балансу господарського приміщення на холодний період року відповідно до нормативних параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, водяної пари, вуглекислого газу, тепло, що виділяється тваринами.

Згідно з нормами проектування систем опалення [9,10], розрахункові параметри зовнішнього повітря приймаються (таблиця 2.1.):

— під час проектування опалення – параметри Б;

— під час проектування вентиляції:

- для теплого періоду – параметри А;
- для холодного періоду – параметри Б – в будівлях для великого рогатого скоту для районів з температурою найхолодніших 5 днів менше ніж $10\text{ }^{\circ}\text{C}$; для таких будівель, які розробляються для інших кліматичних районів, використовуються параметри А;
- для перехідного періоду;
 - температура повітря $10\text{ }^{\circ}\text{C}$;
 - відносна вологість 70 %

Таблиця 2.1.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря при проектуванні систем опалення та вентиляції будівель для Хмельницької області [17]

Найменування параметру	Період року	
	теплий	холодний
Географічна широта, град. с. ш.	51	
Барометричний тиск, ГПа	990	
Зона клімату	нормальна	
Тривалість опалювального періоду, доба	187	
Середня температура за опалювальний період, °С	-1,1	
Кількість градусо-днів опалювального періоду S	3572	
Параметр А:		
– температура, °С	23,7	-10
– теплоємність, кДж/кг	53,6	-6,7
– швидкість вітру, м/с	1,0	5,3
Параметр Б:		
– температура, °С	28,7	-22
– теплоємність, кДж/кг	56,1	-20,7
– швидкість вітру, м/с	1,0	4,2

Розрахункові дані всередині будівлі, волого-, тепло-, та газовиділення тварин вибираються згідно з діючими норма технологічного проектування тваринницьких господарств [14, 15]. Відхилення допускається ± 2 °С від розрахункових температур.

Кожне приміщення, в якому будуть міститися корови, має бути обладнано вентиляцією, що відповідає таким вимогам повітрообміну (на 1 центнер маси тварин) [14]:

– для холодного періоду року:

○ для телят – $18 \text{ м}^3/\text{год}$;

○ для дорослих тварин – 15 м³/год;
для теплого періоду року:
○ для телят – 100 м³/год;
○ для дорослих тварин – 70 м³/год.

Відповідні параметри повітря в приміщенні повинні бути забезпечені в
робочій зоні для тварин, висота якої для великої рогатої худоби складає на рівні
1,5 м.

Нормативні параметри мікроклімату приведені для перехідного та
холодного періодів року (при температурі зовнішнього повітря менше 10°C). Для
теплого періоду року (10°C і більше) температура не повинна бути більшою ніж
5°C при розрахунках літніх температур навколишнього повітря при проектуванні
вентиляції.

Відносна вологість повітря в приміщеннях утримання ВРХ може бути
знижена до мінімального рівня 40%, але при цьому всі інші параметри повітря
мають бути забезпечені.

2.1. Тепловий баланс ферми ВРХ для холодного періоду

Розрахунок потужності системи опалення приміщень ведеться для систем
повітряного опалення, що відповідає холодній пори року з системою примусової
вентиляції.

Вихідні дані для розрахунку потужності систем опалення та вентиляції
тваринницьких ферм:

– тип приміщення ферми – доїльний зал;

– тип тварин – дійні корови;

– рівень лактації – 10 л/доба;

– маса тварини – 500 кг;

– кількість голів – 250;

– тип системи опалення – повітряна, яка поєднана з припливною
вентиляцією;

– технічні параметри будівлі ферми:

- об'єм ферми – 3643,6 м³;
 - площа поверхні – 775 м²;
- розрахункові параметри зовнішнього повітря:

- температура $t_o = -22$ °С;
- відносна вологість $\varphi_o = 70$ %;

розрахункові параметри внутрішнього повітря:

- температура $t_b = 17$ °С;
- відносна вологість $\varphi_b = 60$ %;

Теплова потужність опалювальної системи Q_o (кВт), визначається з рівняння теплового балансу доїльної кімнати для холодної пори року:

$$Q_o = Q_{т.втр} + Q_b + Q_{вип} + Q_{інф} - Q_{тв} - Q_{осв} \quad (2.1)$$

де $Q_{т.втр}$, кВт – теплові втрати приміщення через огореджувальні будівельні конструкції;

Q_b , кВт – тепловий потік, який витрачається на нагрів примивного повітря;

$Q_{вип}$, кВт – тепловий потік на випаровування вологи з відкритих та змочених поверхонь;

$Q_{інф}$, кВт – тепловий потік на нагрів інфільтрованого повітря;

$Q_{тв}$, кВт – тепловий потік, який виділяється тваринами;

$Q_{осв}$, кВт – тепловий потік від електроосвітлення.

2.2. Теплові надходження до будівлі ферми

2.2.1. Теплові надходження від тварин $Q_{тв}$ (кВт) у холодний період року обумовлюються вільним тепловиділеннями та визначаються за формулою:

$$Q_{тв} = K'_t \cdot q \cdot n \cdot 10^{-3} \quad (2.2)$$

де K'_t – температурний коефіцієнт вільних тепловиділень, при $t_b = 12$ °С, $K'_t = 0,95$ [8];

q , Вт – тепловий потік вільних тепловиділень однією твариною, $q = 463$ Вт;

n – кількість корів, $n = 250$.

$$Q_{ТВ} = 0,95 \cdot 463 \cdot 250 \cdot 10^{-3} = 110 \text{ кВт.}$$

3.2.2. Теплові надходження від електроосвітлення $Q_{одв}$ (кВт):

$$Q_{осв} = 3,72 \text{ кВт}$$

2.3. Теплові втрати приміщення ферми

2.3.1 Теплова потужність систем опалення для нагрівання вентиляційного повітря Q_B (Вт) визначається за формулою:

$$Q_B = 0,28 \cdot c_p \cdot \rho \cdot L_B \cdot (t_B - t_o) \quad (2.3)$$

де c_p , кДж/(кг · К) – питома ізобарна теплоємність повітря, $c_p = 1,0 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

ρ , кг/м³ – густина внутрішнього повітря;

L_B , м³/год – витрати вентиляційного повітря,

t_B, t_o , °С – розрахункові температури припливного (нагрітого) та зовнішнього повітря.

Визначаємо кількість вентиляційного повітря, необхідного для видалення поганих речовин, що потрапляють у приміщення від корів.

Вологовиділення тваринами $W_{ТВ}$ (г/год) розраховується за допомогою такої формули:

$$W_{ТВ} = K_t'' \cdot W \cdot n \quad (2.4)$$

де K_t'' – температурний коефіцієнт вологовиділень, при $t_B = 12$ °С, $K_t'' = 1,104$ [14];

W , г/год – вологовиділення однією твариною, $W = 303$ г/год [14];

n – кількість корів, $n = 250$.

$$W_{ТВ} = 1,104 \cdot 303 \cdot 250 \cdot 10^{-3} = 83,6 \text{ кг/год}$$

Кількість вуглекислого газу V_{CO_2} (л/год) що виділяється тваринами, визначається наступним чином:

$$V_{CO_2} = K_t''' \cdot V'_{CO_2} \cdot n \quad (2.5)$$

де K_t''' – температурний коефіцієнт викиду вуглекислого газу, $K_t''' = 1,04$

[14];

V'_{CO_2} , л/год – кількість вуглекислого газу, яке виділяється однією твариною,

$V'_{CO_2} = 110$ л/год [14];

n – кількість корів, $n = 250$.

Виконавши розрахунок отримаємо:

$$V_{CO_2} = 1,04 \cdot 110 \cdot 250 = 28600 \text{ л/год}$$

Витрати вентиляційного повітря L_v (м³/год) визначається за умови

видалення з будівлі:

• водяної пари

$$L_v = \frac{W}{\rho \cdot (d_v - d_o)} \quad (2.6)$$

де W , г/год – сумарні вологовиділення всередині будівлі;

ρ , кг/м³ – густина внутрішнього повітря, $\rho = 1,2$ кг/м³;

d_v, d_o , г/(кг с.п) – вологовміст внутрішнього та зовнішнього повітря

Сумарні вологовиділення в приміщенні W (г/год) визначаємо за допомогою формули:

$$W = W_{ТВ} + W_{М.П.} \quad (2.7)$$

де $W_{М.П.}$, г/год – вологовиділення всередині приміщення з відкритих та змочених поверхонь, приймається $W_{М.П.} = 0,1 \cdot W_{ТВ} = 0,1 \cdot 83,6 = 8,36$ г/год.

$$W = (83,6 + 8,36) \cdot 10^3 = 92000 \text{ г/год}$$

Вологовміст зовнішнього d_o та внутрішнього d_v повітря визначаємо за h – d

діаграмою вологості повітря:

$$d_o = 0,5 \text{ г/(кг с.п)};$$

$$d_v = 5 \text{ г/(кг с.п)}.$$

Витрати вентиляційного повітря, для видалення з приміщення водяної пари,

становлять:

$$L_o = \frac{92000}{1,2 \cdot (5 - 0,5)} = 17037 \text{ м}^3/\text{год}$$

• вуглекислого газу

$$L_B = \frac{V_{CO_2}}{C_{гр} - C_o} \quad (2.8)$$

де $C_{гр}$, л/м³ – гранично допустима концентрація вуглекислого газу всередині

будівлі, відповідно до [14] $C_{гр} = 2$ л/м³;

C_o , л/м³ – концентрація вуглекислого газу в зовнішньому повітрі;
приймаємо $C_o = 0,3$ л/м³ [14].

$$L_B = \frac{28600}{2 - 0,3} = 16824 \text{ л/м}^3$$

Витрати на вентиляційне повітря відповідно до мінімального повітрообміну обчислюються за формулою:

$$L_{в} = 1 \cdot m \quad (2.9)$$

де 1, м³/год – мінімальні норми повітрообміну на 1 центнер маси тварини,

для холодного періоду року для ВРХ $1 = 15$ м³/год;

m , ц – маса тварини, $m = 500 \times 250 = 125000$ кг = 1250 ц;

Згідно норми мінімального повітрообміну необхідні витрати вентиляційного повітря становлять:

$$L_B = 18750 \text{ м}^3/\text{год}$$

За формулою (3.3) визначимо теплову потужність системи на підігрів вентиляційного повітря:

$$Q_{в} = 0,28 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 18750 \cdot (12 + 22) = 192 \text{ кВт}$$

2.3.2 Теплові втрати системи опалення на випаровування вологи з відкритих

і зволжених поверхонь робочого приміщення $Q_{вип}$ (кВт) визначаються за формулою:

$$Q_{вип} = 0,69 \cdot W_{м.д.} \quad (2.10)$$

Для нашої роботи:

$$Q_{вип} = 5,8 \text{ кВт}$$

2.3.3 Теплові втрати через огорожувальні конструкції розраховуються виходячи з наступних технічних характеристик будівлі тваринницької ферми:

обсяг приміщень для утримання тварин: 1440 м³;

зовнішні несучі огорожувальні конструкції: встановлення у дві цеглини з внутрішньої штукатуркою;

– габарити технологічних приміщень ферми (за зовнішніми вимірами):
12 x 40 м²;

переkritтя: дерев'яні на залізобетонному каркасі (збірні ребристі залізобетонні плити) з пароізоляцією (один шар покрівельного матеріалу рубероїду) та утеплювачем (мінеральна вата);

– покрівля: азбестоцементні листи на дерев'яних підлогах і дерев'яних кроквах,

підлога: керамзитобетон товщиною 0,15 м;

віконні блоки: склопакети, площа блоку – 1,2 м², кількість блоків – 80 штук.

Теплові втрати $Q_{\text{т.втр}}$, (кВт) розраховані для кожної огорожувальної конструкції корпусу обчислюється за формулою:

$$Q_{\text{т.втр}} = \frac{1}{R} \cdot A \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{о}}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n \cdot 10^{-3} \quad (2.11)$$

де A , м² – площа поверхні огорожувальної конструкції;

$t_{\text{в}}/t_{\text{о}}$ – розрахункові температури повітря в приміщенні та на вулиці;

n – коефіцієнт, що залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції щодо зовнішнього повітря, визначається відповідно до [10];

β – додаткові теплові втрати (у відсотках від основних теплових втрат), які враховуються для зовнішніх вертикальних і похилих поверхонь

Термічний опір огороження R (м²·°С)/Вт визначається для кожної структури як сума:

$$R = R_{\text{в}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_{\text{в}} \quad (2.12)$$

де $R_{зв}, R_{вн}$ ($\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$) – термічний опір тепловіддачі від зовнішньої та внутрішньої поверхонь конструкції;

δ_i , м – товщина шару;

λ_i , $\text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ – теплопровідність пошарового матеріалу;

n – кількість шарів у будівельній конструкції.

Тепловтрати через незольовану підлогу визначають окремими зонами – смугами шириною 2 (м), паралельними зовнішнім стінам.

Загальні втрати через підлогу $Q_{п}$ (кВт) розраховується за допомогою формули:

$$Q_{п} = \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{R_i} (t_{в} - t_{о}) \cdot 10^3 \quad (2.13)$$

де F_i , м^2 – площа однієї зони;

R_i , ($\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$) – опір теплопередачі відповідних зон, для першої зони $R_i = 2,1$ ($\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$), для другої $R_i = 4,3$ ($\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$), для третьої $R_i = 8,6$ ($\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$), для решти підлоги $R_i = 14,2$ ($\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$);

n – кількість зон.

Розраховані втрати тепла, описані за вищеведеною методикою, для будівлі ферми загальною площею $12 \times 40 \text{ м}^2 = 480$ (за зовнішніми габаритами); складають:

$$Q_{т.втр} = 29 \text{ кВт.}$$

2.3.4 У нормах проектування тваринницьких комплексів, рекомендується приймати тепловтрати будівлі на обігрів інфільтрованого повітря $Q_{інф}$ (кВт) у стандартах проектування тваринницьких комплексів [6, 9, 8] на рівні 30% тепловтрат за рахунок огорожувальних конструкцій:

$$Q_{інф} = 0,3 \cdot Q_{т.втр} = 8,7 \text{ кВт}$$

З рівняння теплового балансу господарської будівлі (2.1) для холодного періоду року за розрахунковими параметрами внутрішнього та зовнішнього

повітря визначаємо максимальну теплову потужність системи повітряного опалення, сумісну з системою вентиляції $Q_{ОВС}$ (кВт):

$$Q_{ОВС} = 52 \text{ кВт}$$

2.4 Розрахунок та вибір калориферної установки

Припливне повітря для цілей опалення та вентиляції нагрівається у водонагрівачах, основним теплоносієм є гаряча вода з теплових мереж котельні фермі.

В якості основного теплообмінника системи опалення та вентиляції приймаємо сталевий пластинчастий калорифер типу КВБ. Підігрівачі цього типу випускаються двох типів: середній КВБ – С і великий КВБ – П і мають чотири трубопроводи для теплоносія при русі повітря; водопровідні труби розташовані за коридором – зміщеним типом (осі труб зміщені відносно один одного на 0,5 діаметра).

Вхідні дані для розрахунку обладнання:

- максимальні витрати навколишнього повітря $L_{\text{вент}}^{\Sigma}$ (м³/год), при розрахунковій температурі навколишнього повітря;
- температура нагрітого (припливного) повітря $t_{\text{по}}$ (°С) після нагрівачів при розрахунковій температурі навколишнього повітря,
- розрахункові параметри навколишнього повітря:

- температура $t_o = -22$ °С;
- відносна вологість $\phi_o = 70$ %;
- вміст вологи $d_o = 0,5$ г/(кг с.п.).

- розрахункові параметри повітря в приміщенні:

- температура $t_b = 12$ °С;
- відносна вологість $\phi_b = 60$ %;

○ вміст вологи $d_b = 5$ г/(кг с.п.).

– розрахункові параметри теплоносія в тепловій мережі:

○ температура води в трубопроводі подачі $t_{10} = 90$ °С,

○ температура води у зворотному трубопроводі $t_{20} = 70$ °С.

Максимальні витрати зовнішнього повітряного потоку $L_{\text{вент}}^{\Sigma}$ (м³/год), який потрібно нагрівати в установці радіатора, визначається з урахуванням засмоктування повітря в повітропровод при його транспортуванні в господарські будівлі:

$$L_{\text{вент}}^{\Sigma} = n_{\text{п}} \cdot L_{\text{в}} \quad (2.14)$$

де $n_{\text{п}}$ – поправочний коефіцієнт для всмоктування повітря в повітропровод, для сталевих каналів довжиною більше 50 м $n_{\text{п}} = 1,15$ [9];

$L_{\text{в}}$, м³/год – розрахунковий обмін повітря за холодний період, $L_{\text{в}} =$

3750 м³/год.

Загальна ефективність припливної вентиляції:

$$L_{\text{вент}}^{\Sigma} = 4312,5 \text{ м}^3/\text{год}$$

Температура нагрітого (припливного) повітря $t_{\text{го}}$ (°С) при розрахункових параметрах навколишнього повітря визначається графоаналітичним методом з використанням $h - d$ діаграми вологості повітря [5, 14]. Значення параметра $t_{\text{го}}$ при одночасному потоці тепло – та вологообміну розраховується за таких умов

стабілізація температури та відносної вологості повітря в приміщенні $t_{\text{в}} =$

12 °С, $\varphi_{\text{в}} = 60$ %;

– постійний вміст вологи навколишнього повітря при нагріванні в обігрівачі

до $d_0 = 0,5$ г/кг.

У графіко – аналітичних розрахунках використовується кутовий коефіцієнт процесів зміни повітря ε (кДж, кг):

$$\varepsilon = 3600 \cdot \frac{Q_{\text{надл}}}{W_{\text{ТВ}}} \quad (2.15)$$

де $Q_{\text{надл}}$, Вт – надлишок тепла в приміщенні при розрахунковій температурі навколишнього середовища для холодного періоду, розраховується з рівняння теплового балансу підсобним приміщень (формула 2.1) для відповідного періоду, при $t_o = -22 \text{ }^\circ\text{C}$, $Q_{\text{надл}} = -2827$;

$W_{\text{ТВ}}$, кг/год – вологовиділення тварин для холодного періоду. За попередніми оцінками $W_{\text{ТВ}} = 83,6$ кг/год.

Кутловий коефіцієнт для обчислених параметрів $\varepsilon_0 = -68,6$ кДж/кг.

За цих умов розрахунку температура нагрітого (припливного) повітря після теплообмінника $t_{\text{го}} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$.

Кількість тепла Q_k , кВт для нагрівання зовнішнього повітря до температури $t_{\text{в}}$ обчислюється за формулою:

$$Q_k = 0,278 \cdot L_{\text{вент}} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\text{в}} - t_o) \cdot 10^{-3} \quad (2.16)$$

де ρ , кг/м³ – щільність повітря в приміщенні при розрахунковій температурі $\rho = 1,2$ кг/м³;

c , кДж/(кг · К) – масова теплоємність повітря;

Кількість тепла для нагріву повітря вентиляції при розрахунковій температурі навколишнього повітря:

$$Q_k = 48,9 \text{ кВт}$$

Площа поперечного перерізу нагрівача для проходження повітря $f_{\text{п}}$ (м²) обчислюється за формулою:

$$f_{\text{п}} = \frac{L_{\text{вент}} \cdot \rho}{3600 \cdot \rho v} \quad (2.17)$$

де ρ , кг/м³ – щільність повітря в приміщенні при розрахунковій температурі $\rho = 1,2$ кг/м³;

ρv , кг/(м² · с) – масова швидкість повітря, відповідно до рекомендацій [10]

приймаємо $\rho v = 8$ кг/(м² · с).

Розрахувавши, отримуємо $f_{\text{п}} = 0,17969$ м².

Відповідно до визначеної площі $f_{\text{п}}$, відповідно до проектних характеристик нагрівачів типу КВБ різних моделей [14, 15] приймаємо:

– основний нагрівач – теплообмінник сталевий пластинчастий типу КВБ – С № 4;

– теплотехнічні характеристики підігрівача КВБ – С № 4;

– площа поперечного перерізу повітряного каналу $f_{\text{пд}} = 0,1786 \text{ м}^2$;

– площа поперечного перерізу для проходу теплоносія (води) $f_{\text{т}} = 0,000868 \text{ м}^2$;

– площа підігріву $f_{\text{п}} = 14,67 \text{ м}^2$

Фактична (дійсна) масова швидкість повітря $(\rho v)_{\text{д}}$ (кг/(м²·с)) для обраного типу нагрівача визначається за формулою:

$$(\rho v)_{\text{д}} = \frac{L_{\text{в}} \cdot \rho}{3600 \cdot f_{\text{пд}}} \quad (2.18)$$

Отримуємо:

$$(\rho v)_{\text{д}} = 8,05 \text{ (кг/(м}^2 \cdot \text{с))}$$

Швидкість теплоносія в патрубках теплообмінника w (м/с) за послідовною схемою теплообмінника визначається за формулою:

$$w = \frac{Q_{\text{к}}}{c_{\text{р}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot (\tau_{10} - \tau_{20})} \quad (2.19)$$

де $\rho_{\text{в}}$, кг/м³ – щільність теплоносія при середній температурі води, $\rho_{\text{в}} = 970,2 \text{ кг/м}^3$;

$c_{\text{р}}$, кДж/(кг·К) – питома теплоємність води, $c_{\text{р}} = 4,187 \text{ кДж/(кг·К)}$;

$\tau_{10}, \tau_{20}, ^\circ\text{C}$ – температура теплоносія в трубопроводі подачі та повернення теплової мережі відповідно.

Обчисливши, отримаємо:

$$w = 0,195 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі нагрівача K (Вт/(м²·К)) за допомогою формули

$$K = a \cdot (\rho v)^n \cdot w^k \quad (2.20)$$

де a, n, r – коефіцієнти, що залежать від конструкції обігрівача; для калориферу типу КВБ – П: $a = 21,85$, $n = 0,35$, $r = 0,13$ [14].

Коефіцієнт тепловіддачі нагрівача згідно з умовами розрахунку

$$K = 36,66 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Необхідна площа поверхні нагрівання калорифера $A_{\text{п}}$ (м^2) для системи опалення та вентиляції тваринницької ферми розраховується за формулою:

$$A_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{ОВС}} \cdot 10^{-3}}{K \cdot (\tau_{\text{сер}} - t_{\text{сер}})} \quad (2.21)$$

де $Q_{\text{ОВС}}$, кВт – теплова потужність системи опалення та вентиляції;

$\tau_{\text{сер}}$, $^{\circ}\text{C}$ – середня температура теплоносія, $\tau_{\text{сер}} = \frac{\tau_{10} + \tau_{20}}{2} = 82,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{сер}}$, $^{\circ}\text{C}$ – середня температура повітря, $t_{\text{сер}} = \frac{t_{10} + t_{20}}{2} = 82,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$A_{\text{п}} = 87,094 \text{ м}^2$$

Вибираємо 6 нагрівачів типу КВБ – С №4 з послідовним підключенням по воді.

Фактична (дійсна) площа обігріву опалювальної установки $A_{\text{д}} = 88,02 \text{ м}^2$

Маржа (запас) на нагрівальній поверхні становить $\sim 1\% < 10\%$, що відповідає вимогам [14].

Визначаємо гідравлічні характеристики нагрівача.

Аеродинамічний опір припливного повітря теплообмінника $\Delta P_{\text{п}}$ (Па) розраховується за формулою:

$$\Delta P_{\text{п}} = N \cdot b \cdot (\rho v)^m \quad (2.23)$$

де b, m – коефіцієнти, які залежать від конструкції обігрівача; для теплообмінника типу КВБ – С №4: $b = 5,9$, $m = 1,525$ [14];

N – кількість теплообмінників в рядку, $N = 6$.

$$\Delta P_{\text{п}} = 141,9 \cdot 6 = 926,9 \text{ Па}$$

Втрати тиску теплоносія (води) $P_{\text{т}}$ (Па) за схемою послідовного включення групи нагрівачів можна визначити за емпіричною формулою [14]:

$$\Delta P_{\text{т}} = (\Delta P_{\text{т}}^{\text{н}} + 400) \cdot N \quad (2.24)$$

де $\Delta P'_T$, Па – втрати тиску теплоносія одного теплообмінника, для нагрівача КВБ – С №4, $\Delta P'_T \cong 2000$ Па [14].

Для установки нагрівача втрати тиску теплоносія становлять:

$$P_n = 12000 \text{ Па}$$

При експлуатації систем опалення та вентиляції необхідно передбачити ряд заходів щодо запобігання обмерзанню обігрівачів у холодний період. Для систем вентиляції тваринницьких комплексів рекомендується наступний алгоритм роботи системи автоматичного захисту водних теплообмінників від низьких температур навколишнього середовища [14]:

– при запуску системи вентиляції спочатку нагрівається обігрівач, а потім запускається двигун вентилятора по команді реле часу; при виключенні системи – зворотний порядок: спочатку вмикається вентилятор, а потім – обігрівач;

– при роботі системи вентиляції, при зниженні температури нагрітого повітря нижче 8°C (або температури теплоносія в зворотному трубопроводі нижче 20°C):

- вентилятор виключається;
 - закривається ізолюючий вентиль від подачі зовнішнього повітря у вентиляційну камеру;
 - клапан подачі теплоносія закривається;
- технічне обладнання системи автоматичного захисту (дилатометричні датчики – реле типу ТУДЕ – 1, регулюючі клапани з відповідними приводами) установлені на зворотному трубопроводі теплової вузла.

2.3 Теплотехнічні параметри тваринницького комплексу

Для тваринницької ферми зі значними надходженнями тепла від тварин необхідно визначити межу температури навколишнього середовища, для якого існує тепловий баланс у співвідношенні між тепловтратами будівлі технологічного комплексу і надходження тепла від тварин.

Вирухуємо граничну температуру навколишнього повітря $t_{o,гр}$ (°C) за формулою:

$$t_{o,гр} = t_B - \frac{Q_{ТВ} - Q_{Вип}}{Q_{Т.Втр} + Q_B} \cdot (t_B - t_o) \quad (2.25)$$

Згідно до початкових умов проектування одержуємо:

$$t_{o,гр} = 1,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

За даними [14], визначаємо наступні параметри опалювального сезону для тваринницького господарства:

тривалість опалювального сезону $n_o^{ТВ} = 123$ доби;

середня температура опалювального сезону $t_{o,сеп}^{ТВ} = -4,2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Середня (протягом опалювального сезону) теплова потужність систем опалення та вентиляції ферми $Q_{ОВС,сеп}$ (кВт) обчислюється за допомогою формули:

$$Q_{ОВС,сеп} = Q_{ОВС} \cdot \frac{t_B - t_{o,сеп}^{ТВ}}{t_B - t_o} \quad (2.26)$$

Річне витрата енергії тваринницьких ферм на опалення та вентиляції $Q_{ОВС,рік}^{ТВ}$ (ГДж). Визначається в залежності від максимальної температури опалювального сезону за формулою:

$$Q_{ОВС,рік}^{ТВ} = 3,6 \cdot \left[(Q_{Т.Втр} + Q_B) \cdot \frac{t_B - t_{o,сеп}^{ТВ}}{t_B - t_o} + Q_{Вип} - Q_{ТВ} \right] \cdot z_o \cdot n_o^{ТВ} \quad (2.27)$$

Велика рогата худоба є значним споживачем тепла у вигляді гарячої води для утримання та подівлі тварин. Середня теплова потужність систем гарячого водопостачання за опалювальний сезон, Q_{hm} (кВт) розраховується за допомогою формули:

$$Q_{hm} = \sum_{i=1}^N \frac{c_p \cdot b_i \cdot N \cdot (t_r - t_{х.в.})}{24 \cdot 3600} \quad (2.28)$$

де c_p , кДж/(кг · К) – питома теплоємність води, $c_p = 4,19$ кДж/(кг · К);

b_i , кг/добу – середньодобове споживання гарячої води тваринами розрахункової групи, $b_i = 10$ кг/добу;

N – кількість голів;

t_r , °С – температура гарячої води, $t_r = 55$ °С;

$t_{х.в.}$, °С – температура холодної води для опалювального сезону, $t_{х.в.} = 5$ °С.

Максимальна теплова потужність систем гарячої води розраховується за допомогою формули:

$$Q_{h \max} = k_{\text{нер}} \cdot Q_{hm} \quad (2.29)$$

де $k_{\text{нер}}$ – коефіцієнт нерівномірного споживання гарячої води протягом доби, для тваринницьких підприємств $k_{\text{нер}} = 2,5$ [8].

Теплова потужність систем гарячого водопостачання влітку, $Q_{h \max}^S$ (кВт):

$$Q_{h \max}^S = \alpha \cdot Q_{hm} \frac{55 - t_{х.в.}^S}{55 - t_{х.в.}} \quad (2.30)$$

де α – коефіцієнт, що враховує зміну середнього споживання води на споживання гарячої води протягом неопалювального періоду, для тваринницьких підприємств $\alpha = 1,0$;

$t_{х.в.}^S$ – температура холодної води в неопалювальний період, прийнято $t_{х.в.}^S = 15$ °С;

Річне споживання тепла, $Q_h^{\text{рік}}$ (ГДж), для потреб тваринницького комплексу гаряча вода визначається за допомогою формулою:

$$Q_h^{\text{рік}} = 3,6 \cdot [Q_{hm} \cdot n_{\text{ОВС}}^{\text{ТВ}} \cdot z_o + Q_{hm}^S \cdot z_o \cdot (350 - n_{\text{ОВС}}^{\text{ТВ}})] \cdot 10^{-3}$$

НУБІП України

РОЗДІЛ 3. ЕЛЕКТРИЧНА ЧАСТИНА ПРОЄКТУ РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯТОРА

3.1. Опис функціональної і кінематичної схем установки

Відцентровий вентилятор являє собою обертову лопатеву машину, яка через відцентрових сил, що виникають під час обертання, збільшує питому енергію повітря або інших газів, викликаючи їх безперервний потік при амаксимальному стисненні.

Вентилятор ВЦ4-75-6,3, який призначений для переміщення повітря або інших неагресивних газових сумішей з вмістом пилу або інших твердих часток не більше 100 мг/м^3 та температурою не більше 80°C .

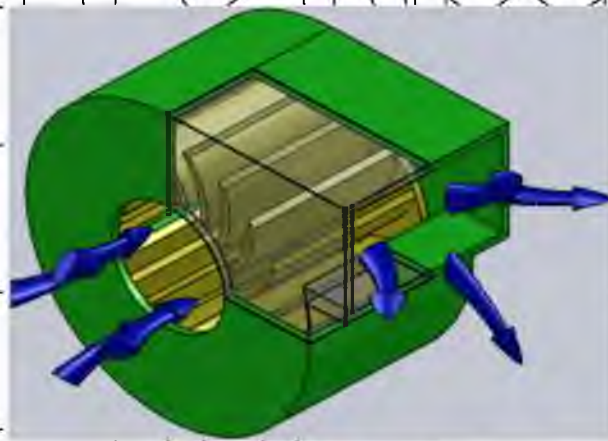


Рис. 3.1. Зовнішній вигляд відцентрового вентилятора

Таблиця 3.1.

Технічні характеристики вентилятора

Марка	ВЦ4-75-6,3
Продуктивність, м ³ /год:	00
✓ номінальна	9330
✓ у робочій зоні	9330 – 13950

Довгий тиск, Па:	833
✓ номінальний	833
у робочій зоні	373
Максимальний ККД	0,82
Частота обертання робочого колеса, об/хв.	1440
Маса, кг	140,2
Електродвигун:	
✓ номінальна потужність, кВт	3,0

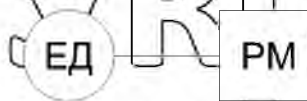


Рис. 3.2. Схема кінематична

3.2 Обробка навантажувальної діаграми установки

Діаграма навантаження робочої машини – це залежність потужності або моменту статичного опору машини від часу.

Навантажувальна характеристика електродвигуна - це залежність потужності, моменту або струму двигуна від часу.

За навантажувальною діаграмою визначаємо, що режим роботи електродвигуна тривалий з постійним навантаженням. Навантажувальна діаграма представелна на рис. 3.1.

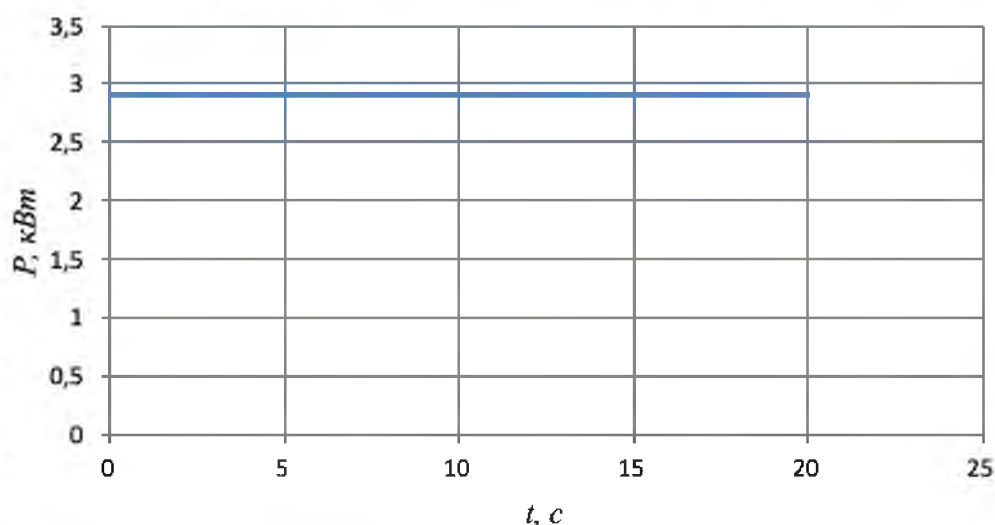


Рис. 3.3. Навантажувальна діаграма електродвигуна.

Визначаємо потужність вентилятора за допомогою формули, кВт:

$$P_B = \frac{L \cdot p \cdot 10^{-3}}{\eta_{\text{вен}} \cdot 3600} \quad (3.1)$$

де, L – продуктивність вентилятора, м³/год.;

p – напір вентилятора, Па;

$\eta_{\text{вен}}$ – ККД вентилятора;

$$P_B = \frac{9330 \cdot 833 \cdot 10^{-3}}{0,82 \cdot 3600} = 2,63 \text{ (кВт)}.$$

Визначаємо потужність електродвигуна вентилятора за формулою, кВт:

$$P_{\text{дв}} = \frac{K_3 \cdot L_1 \cdot p}{\eta_{\text{вен}} \cdot \eta_{\text{пер}} \cdot 3600} \quad (3.2)$$

де, K_3 – коефіцієнт запасу потужності на пусковий момент;

L – продуктивність вентилятора, м³/год.;

p – напір вентилятора, Па;

$\eta_{\text{вен}}$ – ККД вентилятора;

$\eta_{\text{пер}}$ – ККД передачі.

$$P_{\text{дв}} = \frac{1,1 \cdot 2,63}{1} = 2,89 \text{ (кВт)}$$

3.3. Попередній вибір електродвигуна за потужністю та

частотою обертання

Номинальну потужність двигуна визначаємо з умови.

$$P_{\text{ном}} \geq P_{\text{дв}} \quad (3.3)$$

$$3 > 2,89 \text{ (кВт)}.$$

Вибираємо двигун АИР100S4У3.

Таблиця 3.2.

Технічні характеристики двигуна

Номінальна потужність, кВт	3
Частота обертання, об/хв.	1410
Номінальний струм, А	6,7
ККД, %	82
cosφ	0,83
Кратність пускового моменту	2,0
Кратність мінімального моменту	1,6
Кратність максимального моменту	2,2
Кратність пускового струму	7,0
Момент інерції, кг·м ²	0,0087
Маса, кг	23

3.4. Розрахунок і побудова механічної характеристики електродвигуна

Механічну характеристику електродвигуна будемо за п'ятьма характерними точками:

Координати точки 1: $s = 0; M_1 = 0;$

Координати точки 2:

$$M_2 = M_H = 9550 \cdot \frac{P_H}{n_H} = 9550 \cdot \frac{3}{1410} = 20,32 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.4)$$

$$s_2 = s_H = \frac{n_0 - n_H}{n_0} = \frac{1500 - 1410}{1500} = 0,06 \quad (3.5)$$

Координати точки 3:

$$M_3 = M_K = M_H \cdot \mu_K = 2,2 \cdot 20,32 = 44,70 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.6)$$

$$s_3 = s_k = \frac{s_{\text{ном}} + \sqrt{s_{\text{ном}} \cdot \frac{\mu_K - 1}{\mu_1 - 1}}}{1 + \sqrt{s_{\text{ном}} \cdot \frac{\mu_K - 1}{\mu_1 - 1}}} = \frac{0,06 + \sqrt{0,06 \cdot \frac{2,2 - 1}{1,1 - 1}}}{1 + \sqrt{0,06 \cdot \frac{2,2 - 1}{1,1 - 1}}} = 0,49 \quad (3.7)$$

НУБІП України

$$\mu_1 = \frac{M_k}{M_{пуск}} = \frac{2,2}{2} = 1,1 \quad (3.8)$$

Координати точки 4:

$$M_4 = M_H \cdot \mu_{мін} = 20,32 \cdot 1,6 = 32,51 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.9)$$

НУБІП України

Координати точки 5:

$$M_4 = M_H \cdot \mu_{пуск} = 20,32 \cdot 2 = 40,64 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.10)$$

НУБІП України

Координати механічної характеристики $s = f(M')$ з урахуванням допустимих відхилень моментів:

1) $s = 0; M' = 0 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$;

2) $s_H = 0,06; M'_H = 20,32 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$;

3) $s_k = 0,49; M'_k = 20,32 \cdot M_k = 0,9 \cdot 44,70 = 40,23 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$ (3.11)

4) $s_{мін} = 0,8; M'_{мін} = 0,8 \cdot M_{мін} = 0,8 \cdot 32,52 = 26 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$ (3.12)

5) $s_n = 1; M'_n = 0,85 \cdot M_n = M'_{мін} = 0,85 \cdot 40,64 = 34,54 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$ (3.13)

Координати механічної характеристики $s = f(M'')$ з урахуванням допустимих відхилень напруги (-5%):

НУБІП України

1) $s = 0; M'' = 0 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$;

2) $s_H = 0,06; M''_H = (0,95)^2 \cdot M'_H = (0,95)^2 \cdot 20,32 = 18,34 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$;

(3.14)

НУБІП України

3) $s_k = 0,49; M''_k = (0,95)^2 \cdot M'_k = (0,95)^2 \cdot 40,23 = 36,31 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$;

(3.15)

НУБІП України

4) $s_{мін} = 0,8; M''_{мін} = (0,95)^2 \cdot M'_{мін} = (0,95)^2 \cdot 26 = 23,47 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$;

(3.16)

$$5) s_n = 1; M_n'' = (0,95)^2 \cdot M_n' = (0,95)^2 \cdot 34,54 = 31,17 \text{ (Н} \cdot \text{м)}. \quad (3.17)$$

Результати заносимо до таблиці 3.3

Таблиця 3.3.

Розрахункові дані для побудови механічної характеристики електродвигуна

s	0	0,06	0,49	0,8	1
ω , рад/с	157	147,58	80,07	31,4	0
M , (Н·м)	0	20,32	44,70	32,51	40,64
M' , (Н·м)	0	20,32	40,23	26	34,54
M'' , (Н·м)	0	18,34	36,31	23,47	31,17

3.5. Розрахунок і побудова механічної характеристики робочої машини

Механічною характеристикою робочої машини – це залежність моменту статичного опору, який вона створює, від кутової швидкості ведучого валу.

Механічна характеристика робочої машини описується рівнянням:

$$M_c = M_0 + (M_{сн} - M_0) \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_H}\right)^2, \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.18)$$

де, M_0 – початковий момент, (Н·м):

$$M_0 = 0,1 \cdot M_{сн} = 0,1 \cdot 19,57 = 1,96 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.19)$$

ω ; ω_H – задане і номінальне значення кутової швидкості, c^{-1} ;

$M_{сн}$ – момент статичних опорів при номінальній швидкості, (Н·м):

$$M_{сн} = 9550 \cdot \frac{P_{дв}}{n_H} = 9550 \cdot \frac{2,89}{1410} = 19,57 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.20)$$

де, $P_{дв}$ – номінальна потужність робочої машини, кВт;

n_H – номінальна швидкість обертання робочої машини, об/хв.

$$\omega_H = \frac{\pi \cdot n_H}{30} = \frac{3,14 \cdot 1410}{30} = 147,58 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (3.21)$$

Для побудови механічної характеристики при $x = 2$ складаємо таблицю 3.4.

Таблиця 3.4.

ω , рад/с	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
M_c , Н·м	1,96	2,04	2,28	2,68	3,25	3,98	4,87	5,92	7,13	8,51	10,05	11,74	13,6	15,62	17,81	20,15	22,66

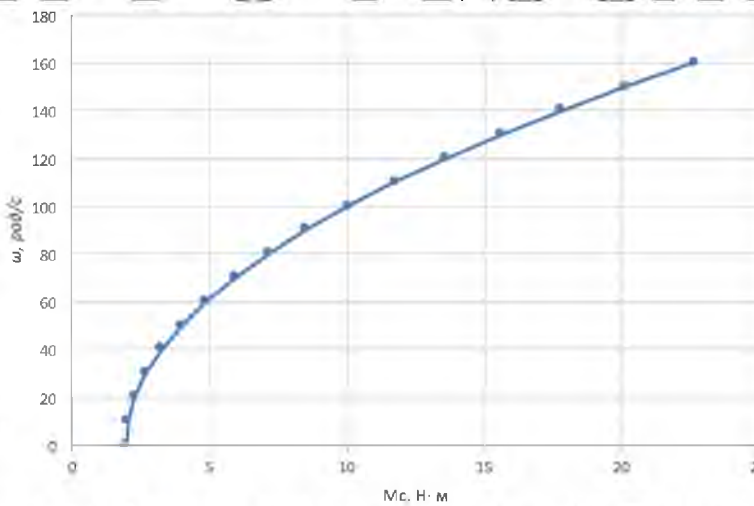


Рис. 3.4. Механічна характеристика робочої машини.

3.6. Визначення тривалості пуску електродвигуна і побудова його

навантажувальної діаграми

Знаходимо динамічний момент привода.

$$M_{\text{дин}} = M_{\text{дв}} - M_c = 31,17 - 1,96 = 29,21 \text{ (Н·м)} \quad (3.22)$$

Таблиця 3.5.

M'' , Н·м	31,17	27,5	24,5	23,5	25	28,5	32,5	35,5	36,5	35,5	33,5	31	28	28	19	18,34
M_c , Н·м	1,96	2,04	2,28	2,68	3,25	3,98	4,87	5,92	7,13	8,51	10,05	11,74	13,6	15,62	17,81	20,15
$M_{\text{дин}}$, Н·м	29,21	25,46	22,22	20,82	21,75	24,52	27,63	29,58	29,37	26,99	23,45	19,26	14,4	9,38	1,19	0

У середньому M_c динамічний момент на ділянках за виразом

НУБІП України

$$M_{\text{дин.сер}} = \frac{M_{\text{дин1}} + M_{\text{дин2}}}{2} = \frac{29,21 + 25,46}{2} = 27,34 \text{ (Н·м)} \quad (3.23)$$

Визначаємо приріст швидкості $\Delta\omega$ на кожній ділянці:

$$\Delta t = j_{\text{зв}} \cdot \frac{\Delta\omega}{M_{\text{дин}}} = 0,0487 \cdot \frac{10}{27,34} = 0,018 \text{ (с)} \quad (3.24)$$

НУБІП України

де, $J_{\text{зв}}$ – момент інерції, зведений до вала двигуна, (кг·м²):

$$J_{\text{зв}} = J_{\text{рот}} + J_{\text{рм.зв}} = 0,0087 + 0,04 = 0,0487 \text{ (кг·м}^2\text{)} \quad (3.25)$$

Таблиця 3.6.

$\Delta\omega$, рад/с	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	7
$M_{\text{дин.сер}}$, Н·м	27,34	25,84	21,52	21,29	23,14	26,08	28,61	29,48	28,18	25,22	21,36	16,83	11,89	5,29	0,6
Δt , с	0,018	0,020	0,023	0,023	0,021	0,019	0,017	0,017	0,017	0,019	0,023	0,029	0,041	0,092	0,57

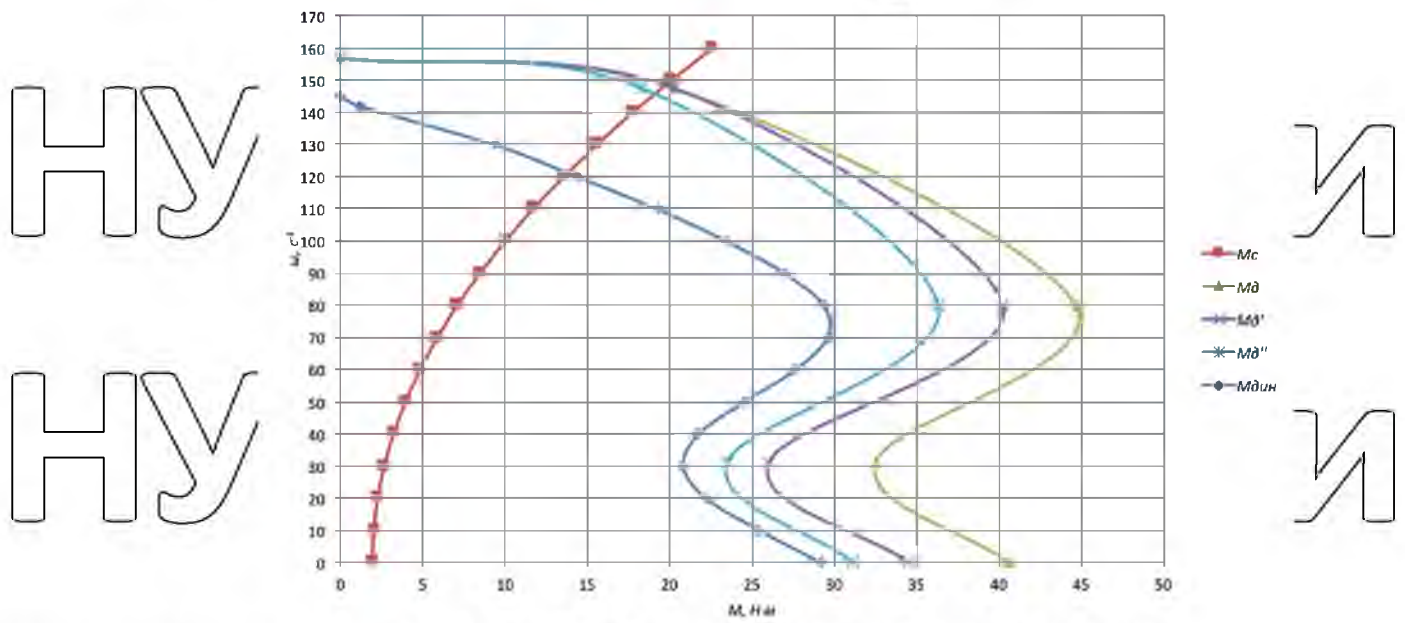


Рис. 3.5 Механічна характеристика двигуна

НУБІП України

НУБІП України

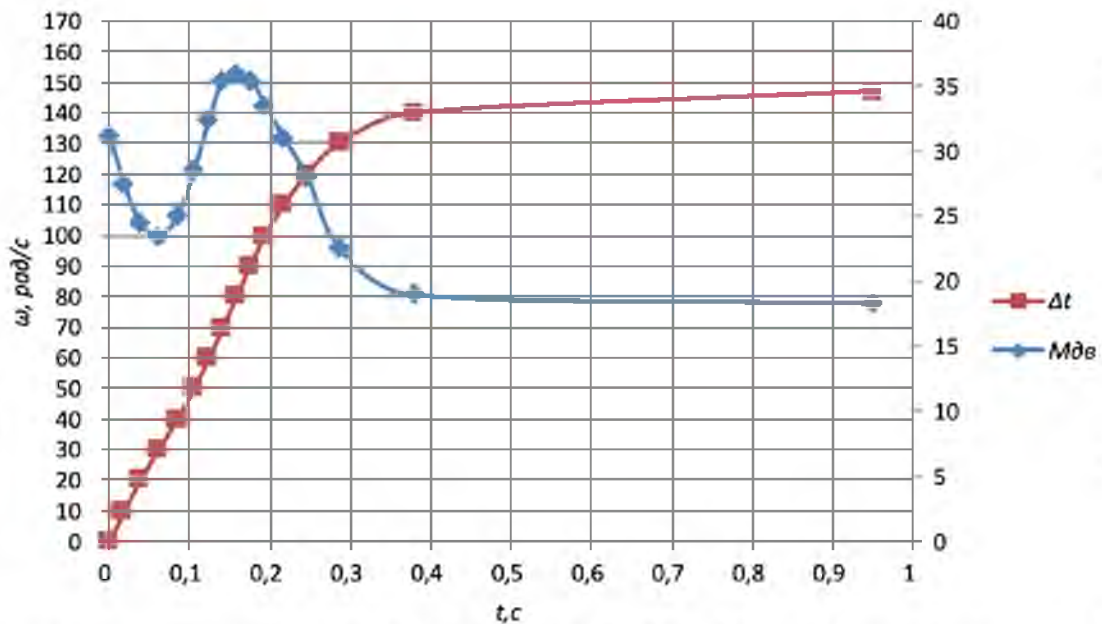


Рис. 3.6 Механічна характеристика двигуна

3.7. Перевірка вибраного двигуна за тепловим режимом під час пуску

Перевірку обраного електродвигуна на тепловий режим при пуску здійснюється за умови:

$$\tau_{\text{доп}} \geq \tau_{\text{пуск}} \quad (3.26)$$

де, $\tau_{\text{доп}}$ – допустиме перевищення температури двигуна,

$\tau_{\text{пуск}}$ – перевищення температури двигуна під час пуску.

Для двигунів серії АІР $\tau_{\text{доп}} = 80^\circ\text{C}$

Підставивши отримаємо:

$$\tau_{\text{пуск}} = V_t \cdot t_{\text{пуск}} = 7,8 \cdot 0,949 = 7,4 (^\circ\text{C}) \quad (3.27)$$

$$80 \geq 7,4 (^\circ\text{C}).$$

Умова перевірки виконано.

3.8. Перевірка вибраного двигуна на пусковий момент

Умова перевірки:

$$0,95^2 \cdot 0,85 \cdot \mu_n \cdot M_{\text{н.дв}} \geq (1,2 \dots 1,3) \cdot M_{\text{в.р.м.}} \quad (3.28)$$

де, μ_n – кратність пускового моменту електродвигуна;

$M_{н.дв}$ – номінальний момент двигуна, який визначається за каталожними даними, Н·м;

$M_{зр.р.м.}$ – момент переміщення робочої машини, зведений до валу електродвигуна.

Підставляючи дані, отримаємо:

$$0,95^2 \cdot 0,85 \cdot 2 \cdot 20,32 \geq 1,25 \cdot 1,96,$$

$$31,17 \geq 2,45 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Умова перевірки виконано.

Якщо умова не виконується, обирають двигун більшої потужності або з вищим пусковим моментом.

3.9. Перевірка вибраного двигуна на перевантажувальну здатність

Перевантажувальна здатність обраного двигуна не перевіряється, оскільки двигун працює з постійним навантаженням, яке не перевищує номінальне.

3.10. Вибір електродвигуна за електричною модифікацією, конструктивним та кліматичним виконанням, ступенем захисту від дії навколишнього середовища

Обираємо двигун основного виконання за конструктивним виконанням і способом установки IM1081:

1 – установка на упорах з опорними шитами;

08 – при будь-якому напрямі валу;

1 – з одним циліндричним кінцем вала.

За ступенем захисту IP54:

5 – захищений від будь-яких твердих предметів, в тому числі пилу;

4 – захищений від бризок будь-якого напрямку.

За кліматичними характеристиками і категорією розміщення У2.

3.11. Опис функцій, розробка та опис роботи схеми керування електроприводом установки

Схема працює в ручному та автоматичному режимах:

1) Ручний: за допомогою тумблера SA встановлюємо режим роботи схеми "Р" – ручний. Коли вмикає автоматичний вимикач QF включений, напруга на запобіжнику прикладається до ланцюга управління. При натисканні кнопки SB2 на катушку магнітного пускача KM і сигнальну лампу подається живлення.

Одночасно вмикається двигун. Натисніть кнопку SB1, щоб вимкнути двигун.

2) Автоматичний: встановіть тумблер SA в положення "А" – автомат. Роботу схеми контролюватиме датчик температури ВК (встановлений у приміщенні). При включенні автоматичного вимикача QF, подається живлення на схему, на котушці магнітного пускача KM (температура в приміщенні нижче нормованого значення) появляється напруга, або катушка KM залишається знеструмленою (температура в нормі).

Захист від короткого замикання основних кіл виконується автоматичним вимикачем QF, захист ланцюгів керування – запобіжником FU, захист двигуна від перевантаження захищається тепловим реле КК.

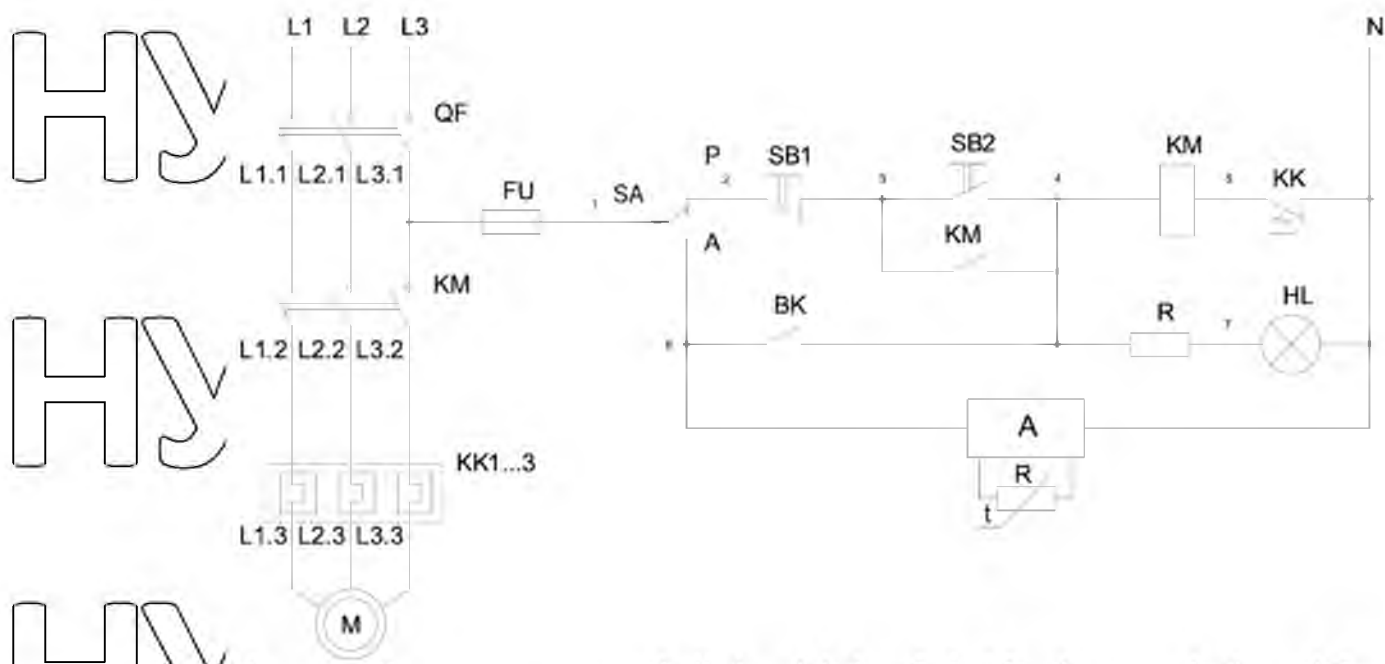


Рис. 3.7 Схеми двопозиційного регулювання температури в приміщенні

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

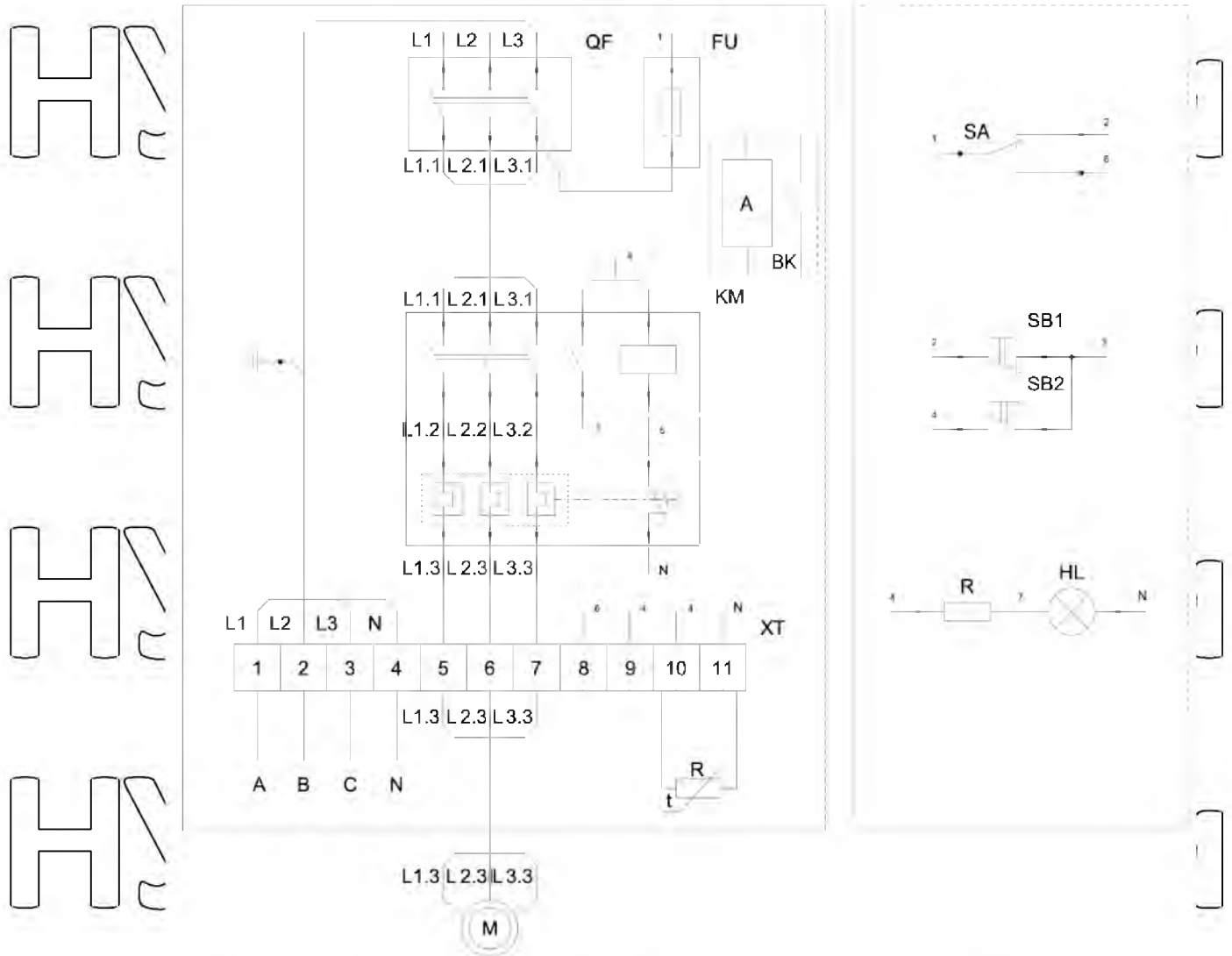


Рис. 3.8. Схема двопозиційного регулювання температури в приміщенні

3.12. Вибір апарату керування і захисту, інших елементів схеми автоматизованого керування, низьковольтного комплектного пристрою та силових електропроводок

Автоматичний вимикач вибираємо відповідно до умов:

$$U_{\text{ав.}} \geq U_{\text{мережі}} \quad (3.29)$$

$$I_{\text{ав.}} \geq I_{\text{н.дв.}} \quad (3.30)$$

$$I_{\text{н.роз.}} \geq I_{\text{н.дв.}} \quad (3.31)$$

$$I_{\text{відс.}} = K_{\text{відс.}} \cdot I_{\text{н.розч.}} \geq K_{\text{з.}} \cdot K_{\text{ру}} \cdot K_{\text{рпс.}} \cdot K_{\text{у}} \cdot I_{\text{н.дв.}} \quad (3.32)$$

де, $I_{\text{відс}}$ – струм відсічки електромагнітного розчіплювача, А;

K_z – коефіцієнт запасу, $K_z = 1,1$;

K_{py} – коефіцієнт, що враховує розкид установки теплового розчіплювача

$$K_{py} = 1,25;$$

K_{pnc} – коефіцієнт, що враховує можливе відхилення пускового струму від його каталогового значення, $K_{pnc} = 1,2$;

K_I – кратність пускового струму; 7

$I_{н.дв}$ – номінальний струм двигуна.

$380 \geq 380$ (В);

$$8 \geq 6,7$$
 (А);

$$8 \geq 6,7$$
 (А);

$I_{\text{відс}} = 10 \cdot 8 \geq 11 \cdot 1,25 \cdot 1,2 \cdot 7 \cdot 6,7$;

$$80 \geq 77,39$$
;

Умови виконуються.

Обираємо автоматичний вимикач ВА47-29 3Р 8 А х-ка С.

Автоматичний триполюсний вимикач на номінальний струм 8 з електромагнітним розчіплювачем, без допоміжних контактів, з ручним приводом.

Електромагнітний пускач вибираємо за наступними умовами:

$$U_{п.ном.} \geq U_{мережі} \quad (3.33)$$

$$I_{п.ном.р.} \geq I_{н.дв.} \quad (3.34)$$

$$I_{н.роз.} \geq I_{н.дв.} \quad (3.35)$$

$$U_{кот.ном.} \geq U_{кер.} \quad (3.36)$$

$380 \geq 380$ (В);

$9 \geq 6,7 \text{ (A)};$
 $7 \geq 6,7 \text{ (A)};$
 $220 \geq 220 \text{ (В)};$

Умови виконуються.
 Вибираємо електромагнітний пускач КМН-10911 9 А 230 В/АС-3 1 НЗ ИЭК з тепловим реле РТИ-1312 (5,5/8,0) А.

Проводи і кабелі вибираємо за умовами:

$I_{\text{доп.}} \geq I_{\text{макс.роб.}} \quad (3.37)$
 $23 \geq 6,7 \text{ (А)}$
 Умова виконується.

Для живлення двигуна вибираємо АПВ 4÷2,5 прокладений в трубі.

3.13. Перелік елементів електричної схеми

Таблиця 3.7.

Специфікація вибраного електрообладнання

Позиційне позначення	Найменування	Кількість	Примітка
FU	Запобіжник NT0	1	$I_{\text{ном.}} = 10 \text{ А}$
KK	Реле теплове РТИ-1312	1	$I_{\text{рег.}} = 5 \div 8 \text{ А}$
KM	Пускач електромагнітний КМН-10911 9 А 230 В/АС-3 1 НЗ ИЭК	1	$I_{\text{н.ном.р.}} = 9 \text{ А}$
HL	Арматура світлосигнальна ADS22DS	1	$U_{\text{ном.}} = 220 \text{ В}$
M	Двигун АИР100S4У3	1	$I_{\text{дв}} = 6,7 \text{ А}$
SB1,SB2	Кнопковий пост для СТОП, ХВ2-ВА42, для ПУСК, ХВ2-ВА61	1	-

НУБІП України

Таблиця 3.8.

Розрахункові параметри внутрішнього повітря в приміщеннях для утримання ВРХ

Групи тварин	Маса, кг	$t_p, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{в}, \%$	Норми мінімального повітрообміну на 1 кг маси, $\text{м}^3/\text{год}$	Об'єм на 1 голову, м^3	$\rho_{ов}, \text{Вт}/\text{м}^3 \cdot \text{К}$
Телята до 6 місяців	70	15	40...75	18	15	0,65
	100	15				0,7
Корови дійні	400	12	40...75	15	30	0,5
	600	15				0,45
Поросата від'ємиші	30	20	40...75	30	8	1,1
	50	20				1,0
Свиноматки супоросні	150	20	40...75	30	18	0,95
	200	20				0,9
Свині на відгодівлі	100	18	40...75	30	12	0,75
	300	18				0,8

Розраховуємо необхідну кількість вентиляторів для опалювальної і вентиляційного устаткування:

Вага корів $500 \times 250 = 125000 \text{ кг} = 1250 \text{ ц}$;

Необхідний обсяг припливного повітря $15 \times 1250 = 18750 \text{ м}^3/\text{год}$;

Продуктивність вентилятора ВЦ4-75-6,3 $9330 \text{ м}^3/\text{год}$;

Отже, вибираємо 2 вентилятора.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА ПРОЄКТУ СОНЯЧНОЇ СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

4.1. Загальна характеристика

Можливості використання цього джерела енергії для повсякденного генерування теплової енергії досить вивчені. Однак потенціал використання сонячної енергії ще далеко невичерпаний.

З одного боку, сонячне випромінювання - це безкоштовний джерело енергії, який в людському розумінні надано нам на нескінченно довгий термін, а з іншого боку - навряд чи можна застосувати для сучасних потреб і обмежений в фактичній пропозиції. Зокрема, в опалювальний сезон, коли необхідно максимальну кількість теплової енергії, сонячна енергія - мінімальна, і навпаки. Крім того, Сонце неможливо вмикати або вимикати на свій розсуд. Такі вихідні дані вимагають принципово іншого підходу до проектування енергетичних установок.

Спочатку слід визначитися, для яких цілей потрібен сонячний колектор. Як правило, сонячна систему можна використовувати в будь-якому секторі:

- гаряче водопостачання
- підтримка опалення
- вода з басейном з підігрівом

Кожен варіант можна використовувати як самостійно, так і в поєднанні один з одним, а також усі разом. Однак у комбінованих системах має бути одна пріоритетна мета, якою слід керуватися при виборі сонячного колектора.

Після визначення цілей використання можна переходити до вибору типу сонячного колектора. Я впевнений, що багато з вас чули про вічну суперечку - вакуумний чи плоский сонячний колектор. Насправді явного переможця в цій суперечці немає. Все залежить від мети використання сонячної системи, яка для кожного конкретного випадку може підходити краще або гірше. Кожна установка має свої плюси та мінуси, тому потрібно виходити з умов які нам потрібні.

НУБІП України

Як відомо, є декілька основних видів вакуумних сонячних колекторів, які суттєво відрізняються один від одного, тому було б правильніше порівняти кожен вид окремо. Для порівняння взяли 4 основних типи вакуумних трубчастих колекторів и один плоский високоефективний колектор:

НУБІП України

- Вакуумний трубний колектор з пір'яним та прямотонним тепловим каналом
- Сонячний колектор у вакуумній трубці з пір'яним поглиначем з тепловою трубою

НУБІП України

- П-подібний наскрізний вакуумний колектор з коаксіальною лампою та відбивачем
- Вакуумний ламповий сонячний колектор з коаксіальною лампою та тепловою трубою

НУБІП України

- Плоский високоефективний сонячний колектор



Рис. 4.1. Види сонячних колекторів та їх основні характеристики

НУБІП України

Багато аргументів «за» чи «проти» того чи іншого виду колектора базується на абстрактних показниках, таких як: краще сприйняття сонячного випромінювання, відсутність тепловтрат та інші. Але кожен сонячний колектор має абсолютно конкретні параметри роботи, тому потрібно розглядати та довіряти тільки цим даним для розрахунку продуктивності.

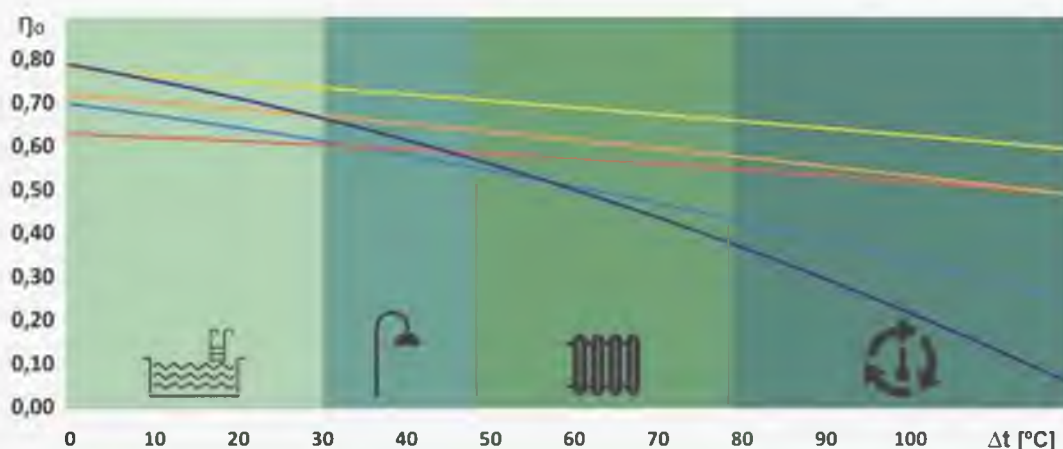


Рис. 4.2. Графік залежності коефіцієнта корисної дії від різниці температури між навколишнім повітрям і теплоносієм в сонячному колекторі

На графіку показана залежність ККД від різниці температур між навколишнім повітрям і теплоносієм в сонячному колекторі за умови, що сонячне випромінювання дорівнює 1000 Вт / м^2 . Для аналізу використовуємо середні параметри для кожного обраного типу сонячного колектора, показано на рис 4.2.

Перша зона з мінімальним перепадом температур характерна для роботи сонячного колектора для нагріву води в басейні. Режим роботи геліосистеми в другій зоні оптимальний для гарячого водопостачання круглий рік. Третя зона відповідає режиму роботи сонячних колекторів на опалювальні потреби, так як температура навколишнього середовища в період опалення найнижча. Четверта зона використовується для отримання високих температур, які використовуються для технологічних потреб. У побутовому секторі такий температурний режим роботи зустрічається вкрай рідко.

З графіка ми бачимо, що чим менше Δt , насправді це означає - чим нижче температура подачі теплоносія, тим вище ККД сонячного колектора. Тому використання низькотемпературних систем опалення типу «теплі підлоги» оптимально для сонячної системи. Газова плита і вакуумні трубчасті колектори з плоским пір'яним поглиначем володіють більш високими характеристиками при роботі з підгрівом басейну і системою гарячого водопостачання завдяки оптичними властивостями, які сприяють кращому поглинанню сонячного світла. У свою чергу, вакуумний сонячний колектор з коаксильної колбою краще працює в опалювальний сезон за рахунок кращої теплоізоляції.

Корисна енергія, яку можна отримати за допомогою колекторів, залежить від багатьох факторів. Важливо правильно оцінити витрати тепла, необхідний для покриття і відповідне співвідношення компонентів сонячної системи, щоб можна було б себе раціонально забезпечити.

В середньому на територію України припадає від $900 \text{ кВт} \cdot \text{г}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ до $1300 \text{ кВт} \cdot \text{г}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ (рис. 4.3) сонячної енергії.



Рис. 4.3. Сумарна інсоляція за рік в Україні

В середньому в Україні на 1 м^2 площі в рік, припадає приблизно $1000 \text{ кВт} \cdot \text{г}$, що відповідає енергоспоживанню близько 100 м^3 природного газу.

Крім того, значну роль відіграє вид, кут і орієнтація колекторів. Тому точність встановлення колекторів відіграє ключову роль, від цього залежить ефективність установки.

Правильно спроектовані системи сонячних колекторів за допомогою узгоджених компонентів системи можуть забезпечити приблизно 50-60% річної потреби в енергії для гарячого водопостачання води.

Близько $1/3$ загального споживання енергії в Україні припадає на опалення будівель. Енергозберігаючі будівельні технології, а також економічні системи опалення можуть значно зменшити споживання енергії, тим самим сприяючи збереженню природних ресурсів та захисту атмосфери Землі.

Інсоляція - це потік енергії, рівномірно випромінюваний Сонцем у всіх напрямках. Частина цього потоку променевої енергії потоку енергії постійно взаємодіє з Землею потужністю $1,36 \text{ кВт} \cdot \text{м}^2$.

Проходячи через земну атмосферу, сонячне випромінювання ослаблюється через ефект відображення, розсіювання і поглинання частинками пилу та молекулами газу (рис. 4.3). Частина випромінювання, яка вільно проходить через атмосферу, безпосередньо досягає поверхні Землі, це називається пряме випромінювання.

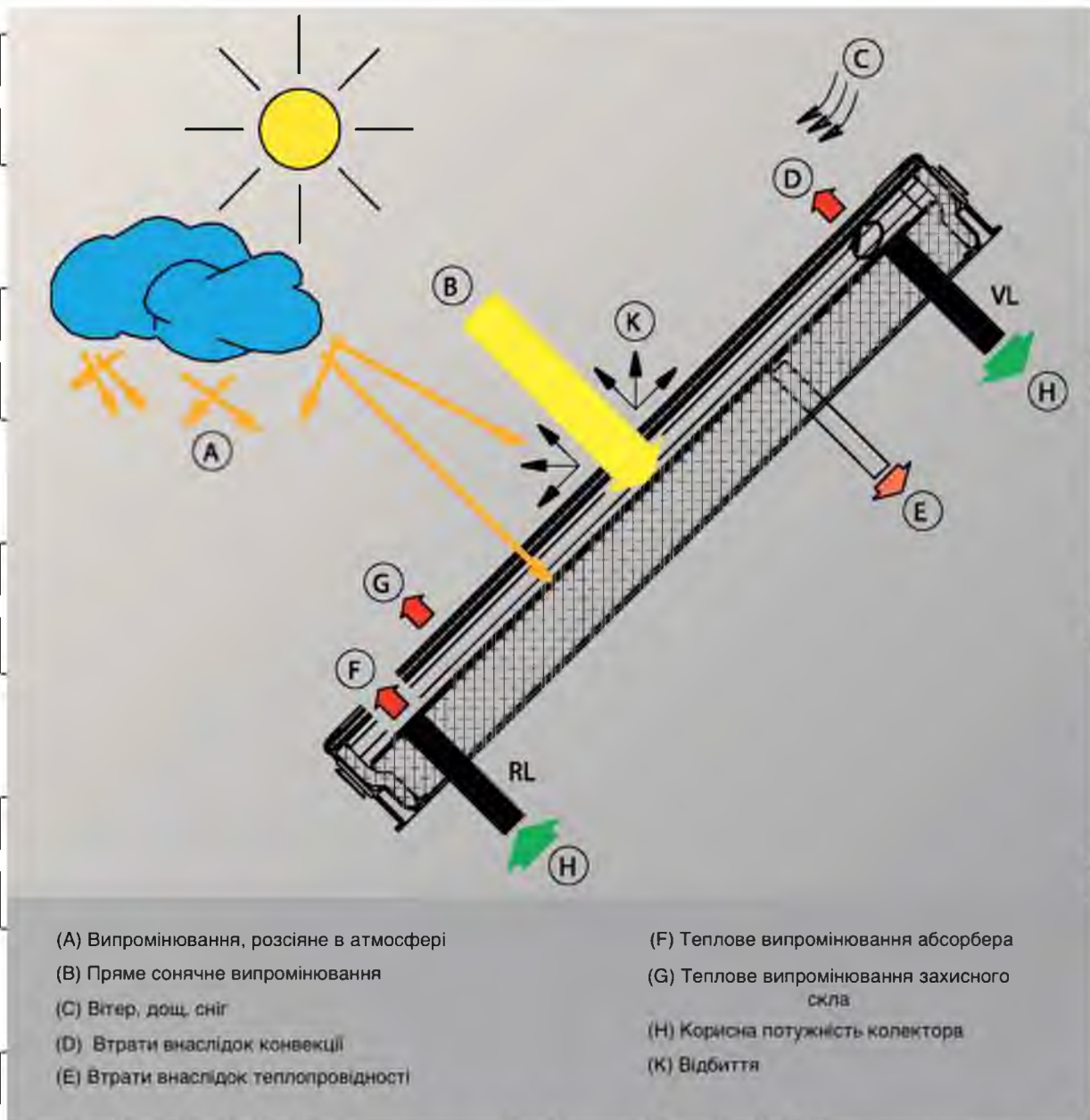


Рис. 4.4. Використання сонячного випромінювання в колекторі

Частина сонячного випромінювання, яка відбивається або поглинається частинками пилу та молекулами газу, опосередковано потрапляє на поверхню Землі, яке називається розсіяним випромінюванням.

Сума прямого і розсіяного сонячної радіації (рис. 4.5) називається сумарною радіацією. в оптимальних умовах вона може досягнути максимум $1000 \text{ Вт} \cdot \text{м}^2$.

Використовуючи сонячні колектори, в залежності їхнього виду і розміру установки, можливо використати приблизно 75% всієї сонячного випромінювання.

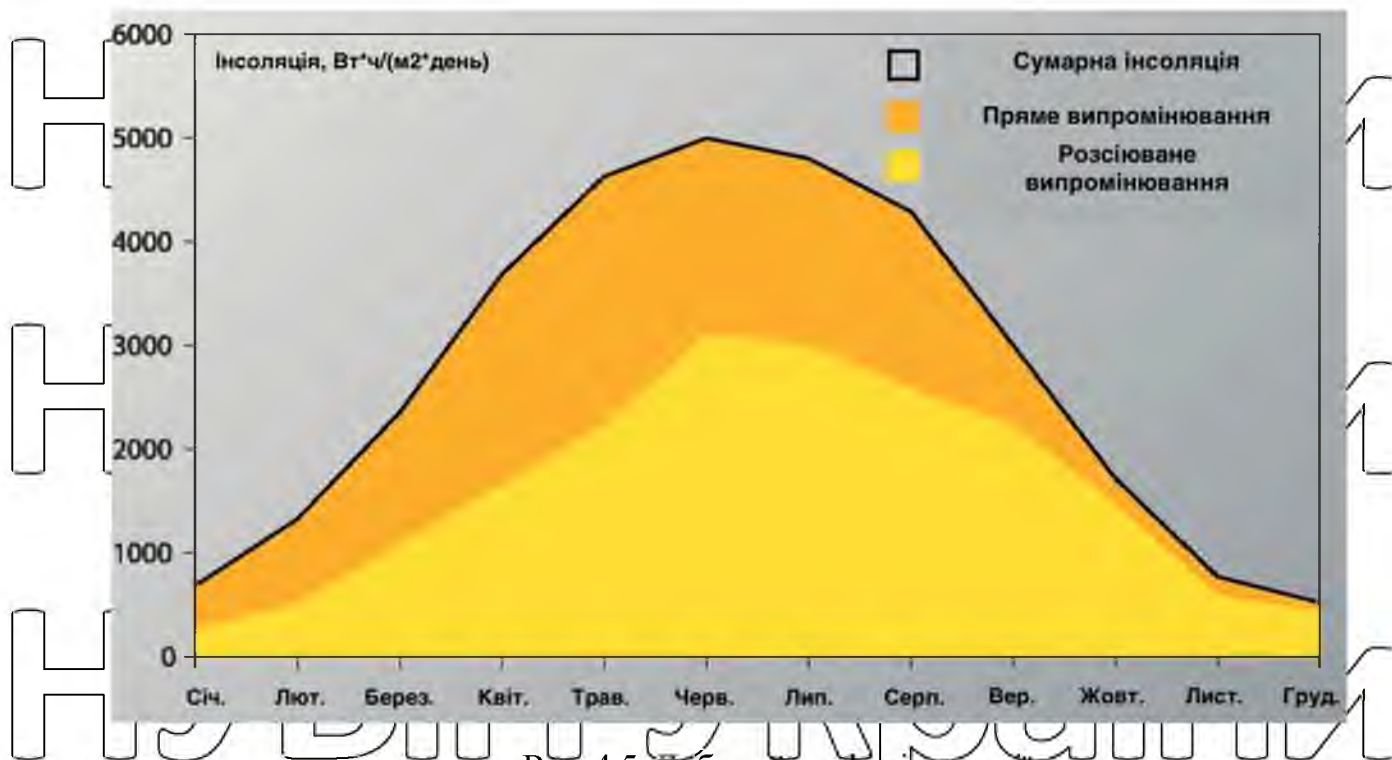


Рис. 4.5. Добовий графік інсоляції

Особливості сонячних колекторних систем. Відмінності сонячних

колекторних систем від інших систем гарячого постачання:

- Теплогенератор, вмикається і вимикається коли ви цього захотіли. Інтенсивність сонячного випромінювання не завжди співпадає з періодом, коли вам потрібно гаряча вода, або навпаки;
- Система сонячних колекторів постійно використовується в якості вторинного теплогенератора. Тому система розраховується на середньому рівні споживання влітку;
- Для оптимізації використання сонячної енергії потрібні потужні емнісні водонагрівачі;
- Системи сонячних колекторів залежить від конкретного виду, і може використовуватися у різних виробничих умовах, робота автономна та надійна.
- Під час експлуатації сонячних колекторів можливий великий діапазон температур. Взимку температури на колекторі можуть бути нижче $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, на етапі фази спорожнення більше $200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Використовуючи

вакуумні колектори на етапі спорожнення температура може перевищувати температуру навколишнього середовища (250 К);

- Температуру гарячої води у водонагрівачі може бути встановлена більше 60 °С.

На що слід звернути увагу при виборі комплектуючих для колекторного ланцюга:

- Ізоляція подачі та зворотних труб колекторного контуру повинна бути стійкою до високих температур;

- Вбудовані компоненти, такі як, вентиляційні отвори тощо, мають бути зроблені з цільного металу або мати перегородку;
- Всі матеріали мають бути витривалими до гліколю;
- Враховувати високий ступінь теплового розширення при прокладанні трубопроводів;

- Використовуйте виключно спеціальну рідину від компанії, в якій де ви придбали обладнання.

Абсорбер є найважливішим конструктивному елементом колектора, оскільки він в значній мірі визначає його ефективність. Сонячна рідина тече по каналах абсорбера, передаючи тепло водонагрівачу.

Високоєфективний поглинач характеризується наступними характерними якостями:

- високий ступінь поглинання сонячних променів;
- несуттєве відбиття тепла;
- хороше відведення тепла сонячної рідини;
- стійкість до корозії;
- короткий час підігріву.

Щоб поглинач максимально перетворював енергію сонячного світла в теплову енергію, він повинен прийняти велику кількість випромінюваної енергії в

діапазоні короткочасного, видимого спектру світла. Необхідно, щоб тривалі теплові втрати були якомога нижче. Це досягається за рахунок нанесення високоселективного шару.

Сонячна установка складається з колектора, контуру теплообміну та акумулятора тепла. Рідина циркулює в колекторі. Теплоносії нагрівається сонцем і передає енергію воді через теплообмінник, який знаходиться в баку. Вода залишається там до тих пір, поки не буде використана, тому вона має мати хорошу теплоізоляцію. У бак також можна установити електричний обігрівач, щоб при падінні температури води нижче встановленої температури, нагрівач підігрівав воду до необхідної вам температури.

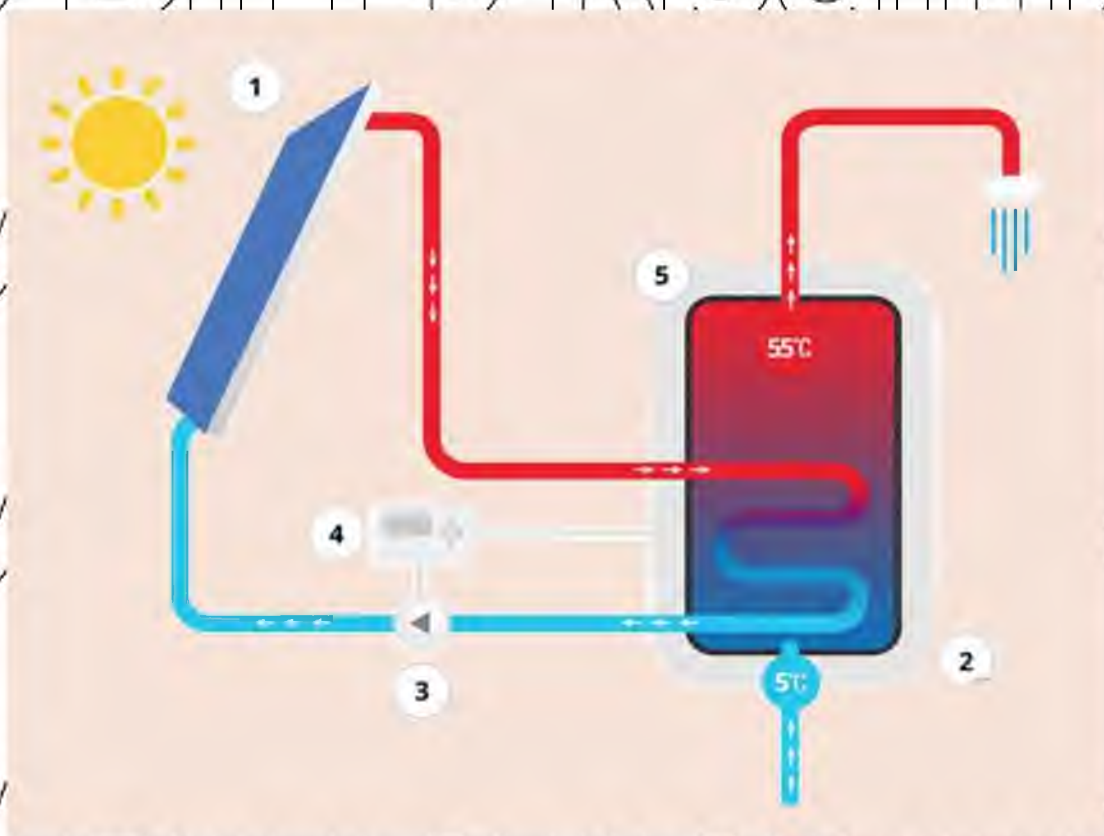


Рис. 4.6. Принципова схема роботи сонячного колектора,

1 – колектор сприймає сонячне випромінювання, 2 – бак-акумулятор вода зберігається для наступних потреб, 3 – блок управління подачею і нагріванням води, 4 – контур

теплообміну для нагріву води в баку, 5 – нагріваючий пристрій води, при недостатці сонячного випромінювання

4.2. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ СИСТЕМИ ГВП НА ТЕХНОЛОГІЧНІ ПОТРЕБИ ДОЇЛЬНОГО ЗАЛУ ФЕРМИ ВРХ

Середньодобове споживання води коровами залежать від рівня молочної продуктивності, способу та кількості разів доїння.

Норми водоспоживання для напоювання корів в залежності від рівня молочної продуктивності приведені в таблиці 4.1, на технологічні потреби при їх доїнні, переробці та зберіганні молока в таблиці 4.2.

Таблиця 4.1.

Норми витрати води на напоювання в залежності молочної продуктивності корів

Рівень молочної продуктивності корів, кг	Необхідність води на напування, л/голову		
	В період лактації	Сухостійних	В середньому на рік на голову
3000	42	35	40
3500	45	35	43
4000	50	37	48
5000	60	40	57
6000	65	42	60
7000	70	45	70

Примітка. Температура води +8, –12°C

Середня теплова потужність систем гарячої води для напоювання корів на опалювальний сезон, $Q_{гвт}^{нап}$ (кВт) визначається за формулою:

$$Q_{гвт}^{нап} = \frac{c_p \cdot b \cdot N \cdot (t_{г} - t_{к.в.})}{24 \cdot 3600} \quad (4.1)$$

де c_p , кДж/(кг · К) – питома теплоємність води, $c_p = 4,19$ кДж/(кг · К);

b , кг/доба – середньодобова норма споживання гарячої води тваринами розрахункової групи, $b = 60$ л/доба,
 M – кількість корів, $M = 250$;

t_r , °C – температура гарячої води, $t_r = 12$ °C;

$t_{x.v.}$, °C – температура холодної води для опалювального сезону, $t_{x.v.} = 5$ °C;

$$Q_{\text{нап}}^{\text{шт}} = \frac{4,19 \cdot 60 \cdot 16 \cdot (12 - 5)}{24 \cdot 3600} = 0,33 \text{ кВт.}$$

У доїльній залі гаряча вода використовується для наступних процесів:

- миття вимені;
- змив тною з доїльної залу;
- приготування дезінфікуючих засобів;
- очищення молочних продуктів;
- миття, циркуляційне миття резервуарів;
- миття молокопроводів та посуду;
- прибирання зони після доїння;
- прибирання приміщень для утримання тварин, миття годівниць та інші.

Середньодобові норми споживання води для різних статевовікових груп дійних корів представлені в таблиці 4.1.

Норми витрат води на технологічні потреби при доїнні в доїльному залі представлені в таблиці 5.2.

Таблица 4.2.

Вид продукції	Всього	Витрати води, л/корову	Прибирання
---------------	--------	------------------------	------------

	Обмивання вимені	Промивання молокопроводом та посуду	Приготування дезрозчинів	Змивання гною з переддоїльного майданчика	Прибирання молочної	Обполіскування циркуляційне промивання резервуарів	Прибирання доїльного майданчика
	$t = 40 - 45^\circ\text{C}$	$t = 35 - 65^\circ\text{C}$	$t = 55 - 65^\circ\text{C}$	$t = 4 - 6^\circ\text{C}$	$t = 4 - 6^\circ\text{C}$	$t = 55 - 65^\circ\text{C}$	$t = 4 - 6^\circ\text{C}$
3000	33/50	6/9	6/10	2/3		2/3	
3500	34/51	6/9	6/10	2/3		3/4	
4000	36/53	6/9	6/10	2/3		5/6	
5000	37/55	6/9	6/10	2/3	6,5/10	6/8	6,5/10
6000	39/57	6/9	7/11	2,5/4		6/8	
7000	40/58	6/9	7/11	2,5/4		7,5/9	3

Примітка. У чисельнику вказана норма витрат води при 2-х кратному, а знаменник при 3-х кратному доїнні

Вхідні дані для розрахунку системи гарячого водопостачання на технологічні потреби доїльного залу:

- споживач гарячої води - приміщення доїльний зал;
- поголів'я, 250;
- маса корів, кг 500;
- рівень лактації, л / добу 10;
- кількість доїнь на день, 3 рази;
- добове споживання гарячої води при температурних рівнях,

45°C, л – 13;

65°C, л – 9;

4°C, л – 25;

Середня теплова потужність систем гарячої води за опалювальний сезон, $Q_{ht}^{т.потр.}$ (кВт) розраховується за формулою:

НУБІП України

$$Q_{hm}^{т.потр.} = \sum_{i=1}^N \frac{c_p \cdot b \cdot N \cdot (t_r - t_{х.в.})}{24 \cdot 3600} \quad (4.2)$$

де c_p , кДж/(кг · К) – питома теплоємність води, $c_p = 4,19$ кДж/(кг · К);

b , кг/доба – середньодобова норма споживання гарячої води тваринами

розрахункової групи, $b = 60$ кг/доба;

N – число корів, $N = 250$;

t_r , °С – температура гарячої води;

$t_{х.в.}$, °С – температура холодної води для опалювального сезону, $t_{х.в.} = 5$ °С;

$$Q_{hm} = \frac{4,19 \cdot 9 \cdot 16 \cdot (55 - 5)}{24 \cdot 3600} + \frac{4,19 \cdot 13 \cdot 16 \cdot (65 - 5)}{24 \cdot 3600} = 0,95 \text{ кВт.}$$

Середня теплова потужність систем гарячої води за опалювальний

сезон, $Q_{hm}^{т.потр.}$ (кВт) розраховується за формулою:

$$Q_{hm} = Q_{hm}^{нап} + Q_{hm}^{т.потр.} \quad (4.3)$$

$$Q_{hm} = 0,33 + 0,95 = 1,28 \text{ кВт.}$$

Максимальна теплова потужність систем гарячого водопостачання обчислюється за формулою:

$$Q_{h \max} = k_{нер} \cdot (Q_{hm}^{нап} + Q_{hm}^{т.потр.}) \quad (4.4)$$

де $k_{нер}$ – коефіцієнт нерівномірного споживання гарячої води протягом

доби; для тваринницьких підприємств $k_{нер} = 2,5$ [8].

$$Q_{h \max} = 2,5 \cdot (0,33 + 0,95) = 3,2 \text{ кВт.}$$

Середня теплова потужність систем гарячого водоспоживання на технологічні потреби при доїнні корів для неопалювального сезону $Q_{hm}^{T.побр.S}$ (кВт) визначається за формулою:

$$Q_{hm}^{T.побр.} = \sum_{i=1}^N \frac{c_p \cdot b \cdot N \cdot (t_{\Gamma} - t_{x.B.})}{24 \cdot 3600} \quad (4.5)$$

де $t_{\Gamma}, ^\circ\text{C}$ – температура гарячої води, $t_{\Gamma} = 12^\circ\text{C}$;

$t_{x.B.}, ^\circ\text{C}$ – температура холодної води для неопалювального сезону, $t_{x.B.} = 15^\circ\text{C}$;

$$Q_{hm}^S = \frac{4,19 \cdot 9 \cdot 16 \cdot (55 - 15)}{24 \cdot 3600} + \frac{4,19 \cdot 13 \cdot 16 \cdot (65 - 15)}{24 \cdot 3600} = 0,78 \text{ кВт.}$$

4.3. РОЗРАХУНОК СОНЯЧНОЇ СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ДОЇЛЬНОГО ЗАЛУ

Вхідні дані для розрахунку сонячної системи гарячого водопостачання (ССГВ):

- споживач гарячої води – приміщення доїльний зал;
- кількість корів, 250;
- температура холодної води протягом року $t_x, ^\circ\text{C}$;
- опалювальний період, 5;
- неопалювальний період, 15;
- температура гарячої води в точках аналізу $t_{\Gamma} = 60^\circ\text{C}$;
- в опалювальний період теплоносій з параметрами $95/70^\circ\text{C}$ з районної котельні;
- в неопалювальний період, електричне опалення.
- теплова схема активної двохконтурної ССГВ;
- вид теплообмінника – емнісний бойлер;

- вид сонячного колектора, трубчастий, autoTHERM exclusiv, VTK 275/VTK 550 (Vaillant);
- розташування колектора (сонячної енергії) на даху будівлі;
- кут нахилу колектора, 40 градусів;
- напрям колектора, на південь;
- тривалість ССГВ протягом року – цілий рік;
- тип теплоносія, незамерзайка;
- циркуляція теплоносія в системі опалення ССГВ

Площа колектора A (m^2), яка працює на гаряче водопостачання, розраховується за формули:

$$A = \frac{V_{ГВ}}{q_{ГВ} \cdot \eta_T} \quad (4.6)$$

де $V_{ГВ}$ – середньодобове витрата води в системі гарячого водопостачання, л/добу;

η_T – коефіцієнт теплотрат в трубопроводі, $\eta_T = 0,8$;

$q_{ГВ}$ – середньодобова сезонна продуктивність системи гарячого водопостачання, л/($m^2 \cdot$ добу) – визначається в залежності від значення E_K – сонячного випромінювання, що випромінюється в день, $МДж/м^2$;

$$E_K = \frac{R \cdot E}{365} \quad (4.7)$$

де E – річне надходження сонячного випромінювання,

$R = 0,9$ – коефіцієнт, що враховує оптимальне розташування колектора.

Залежність середньодобової сезонної продуктивності системи гарячого водопостачання $q_{ГВ}$ від величини сумарної сонячної радіації E_K , яка випромінюється за день :

$E_{\text{кв}}, \text{МДж}/\text{м}^2 \cdot \text{д}$	4	8	12	16	20	24
$q_{\text{гв}}, \text{л}/(\text{м}^2 \cdot \text{добу})$	30	35	45	55	70	85

За нормами табл. 4.1. витрат гарячої води для корівників становить 9 л/доба для 1 корови. Тоді середньодобова витрата води в системі гарячого водопостачання господарства:

$$V_{\text{гв}} = 9 \cdot 16 \cdot 2 = 288 \text{ л/добу} \quad (4.6)$$

Річний прихід сонячного випромінювання для Вінницької області згідно до рис. 4.1.

$$E = 3890 \text{ МДж}/\text{м}^2$$

За формулою (4.7) визначають загальне сонячне випромінювання $E_{\text{к}}$, що виділяється протягом доби.

$$E_{\text{к}} = \frac{0,9 \cdot 3890}{365} = 9,59 \text{ МДж}/\text{м}^2$$

Потім з таблиці 4.4 середньодобова сезонна продуктивність системи гарячого водопостачання:

$$q_{\text{гв}} = 39 \text{ л}/(\text{м}^2 \cdot \text{добу})$$

Розраховується за формулою (4.6) площа сонячного колектора:

$$A = \frac{288}{39 \cdot 0,9} = 9,23 \text{ м}^2$$

Відповідно до рекомендацій [7, 8], об'єм бака-акумулятора визначається:

$$V = 0,06 \cdot A = 0,06 \cdot 9,23 = 0,56 \text{ м}^3$$

4.4. Вибір основного обладнання СГВ

В якості базового обладнання вибираємо трубчасті сонячні колектори виду аероTHERM exclusiv VTK 275/VTK 350 (Valiant), характеристики яких наведені в таблиці 4.4, а конструкція показана на рис. 4.5.

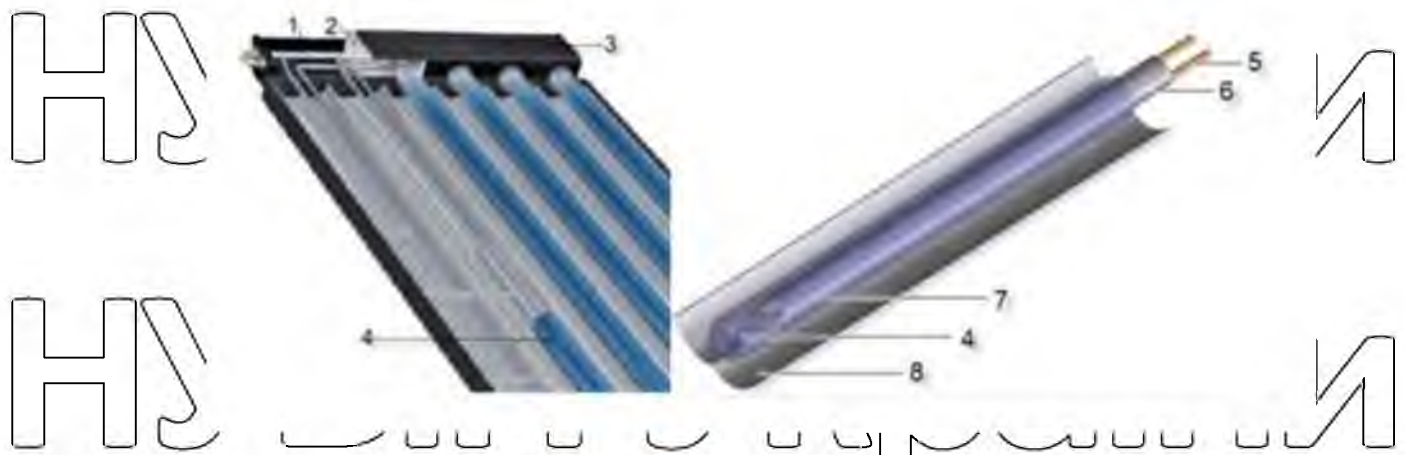


Рис. 4.5. Конструкція трубчастого сонячного колектора типу auroTHERM exclusiv VTK 275/VTK 550: 1 – збірний колектор; 2 – теплоізоляція; 3– корпус; 4 – вакуумна трубка; 5 – трубчастий теплообмінник; 6 – направляючий лоток; 7 – корпус абсорбер; 8 – поверхня, що відбиває.

Особливості обладнання:

- Колектор з вакуумом, який складається з 16 трубок в алюмінієвому корпусі;
- Високоєфективний абсорбер з вакуумом “Cermet-Aluxid”;
- Низькі тепловтрати $k_1 = 1,48 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, наявність високого вакууму 1,09 бар;
- Колектори виготовляються в Польщі.

Таблиця 4.4.

Характеристики трубчастого сонячного колектора типу auroTHERM exclusiv VTK 275/VTK 550

Найменування	Одиниці вимірювання	auroTHERM exclusiv VTK 275	auroTHERM exclusiv VTK 550
Площа	м ²	0,68	1,29
Висота	мм	1682	1682
Ширина	мм	440	768
Об'єм теплоносія (солярна рідина)	л	1,6 х	3,56 х

ф. Vaillant 5/20 ль)		$(3/4) \cdot 10^{-6}$ 6 94 + 1	$(3/4) \cdot 10^{-6}$ 6 94 + 1
З'єднувальний фітинг з плоским ущільненням	Різьба		
Температура фази спокою	°C	298	298
ККД η	%	77,3	77,3
Ефективна потужність k_1	Вт/(м ² К)	1,09	1,09
Ефективна потужність k_2	Вт/(м ² К)	0,0094	0,0094

За розрахунками вибираємо $9,23 \div 1,29 = 7,16$

Вибираємо 7 сонячних колекторів типу *duoTHERM exclusiv VTK 550* з розрахунку.

Для гарячої води вибираємо ємнісний бак *VPS 300/3 – 5* фірми *Vaillant*.

Особливості цього накопичувача:

- Універсальність, яку можна використовувати з будь-яким типом теплогенератора;
- Настільний монтаж сонячної станції та станції гарячого приготування водопостачання в безпосередній близькості від буферного бака;
- Можливість установки зовнішньої сонячної станції.

4.4 Основи експлуатації теплоустановок

Порядок робіт по введенню установки в дію показаний на рис.4.6

- 6b – термометр зворотної лінії;
- 7 – манометр;
- 8 – шаровий кран лінії зі зворотним клапаном гравітаційного типу;
- 9 – фільтр;
- 10 – резервуар рідини для геліоустановок;
- 12 – обмежувач потоку;
- 13 – циркуляційний насос контура;
- 14 – зворотний клапан гравітаційного типу зворотної лінії;
- 15 – триходовий шаровий кран зі зворотним клапаном;
- 19 – насос заповнення;
- 20 – прийомний резервуар;
- 21 – автоматична система повітровідділення Vaillant.

При введенні всієї системи в експлуатацію слід дотримуватись наступного порядку дій.

- Перевірити щільність ;
- Промити контур рідиною для геліосистем ;
- Наповнити контур рідиною для геліосистем;
- Відрегулювати об'єм потоку;
- Відрегулювати насос;
- Перевірити регулятор ;
- Відрегулювати термостатний змішувач .

Умовою тривалої готовності до експлуатації, надійності, а також довгого терміну служби є регулярне проведення оглядів/техобслуговування геліоустановки фахівцем. Ніколи не намагайтеся самостійно виконати роботи з техобслуговування на системі. Доручіть виконання цих робіт акредитованому спеціалізованому підприємству. Ми рекомендуємо для цього укласти договір про техобслуговування з акредитованим спеціалізованим підприємством.

Невиконане техобслуговування може негативно позначитися на

експлуатаційній безпеці геліоустановки й привести до матеріального збитку й травм людей.

В таблиці 4.5 нижче наведено суттєві роботи з технічного обслуговування та інтервали його проведення.

Таблиця 4.5.

Контрольний перелік для виконання технічного обслуговування

Роботи з техобслуговування	Інтервали техобслуговування
Геліоконтур	
Перевірка захисту від замерзання теплоносія (використовувати пристрій для перевірки теплоносія Vaillant)	щорічно
перевірити тиск установки	щорічно
Перевірити водневий показник рідини для геліоустановок (за допомогою паперу лакмусу, рН > 7,5)	щорічно
Перевірити функціонування циркуляційного насосу	щорічно
перевірити налаштований обсяг в геліоконтурі	щорічно
Перевірити функціонування термостатного змішувача гарячої води	щорічно
При потребі долити рідину для геліоустановок	щорічно
Колектор	
Візуальний контроль колектора, кріплення колектора та сполучних елементів	щорічно
Перевірити кріплення і конструктивні елементи колекторів на забруднення та міцну посадку	щорічно
Перевірити, чи не пошкоджена ізоляція труб	щорічно
перевірити положення щупа колектора	щорічно
Регулятор геліоустановок	
Перевірити роботу насосу (увімкн./вимкн., автоматично)	щорічно

Перевірити індикацію температури датчика	щорічно
Циркуляційна лінія/додаткове нагрівання	
Перевірити циркуляційний насос (опціонально)	щорічно
Перевірити налаштування таймеру (опціонально)	щорічно
Додаткове нагрівання: забезпечує необхідну температуру вимикання	щорічно
Комбінований накопичувач	
Очистка накопичувача гарячої питної води	щорічно
Перевірити і при необхідності замінити магнісвий анод	щорічно
При потребі перевірити анод з зовнішнім електроживленням	щорічно
При потребі видалити повітря з теплообмінника	щорічно
Перевірка патрубків на герметичність	щорічно

5. ОЦІНКА ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ССТ ВТГ

Затрачена кількість енергії на створення геліоустановки певної площі:

$$\mathcal{E}_{\text{ГУ}} = \mathcal{E}_{\text{уд}}^{\text{ГУ}} \cdot A. \text{ мДж} \quad (5.1)$$

Ефективність енерговитрат:

$$\eta = \frac{Q_{\text{пол}}^{\text{с(Г)}}}{\mathcal{E}_{\text{ГУ}}} = \frac{Q_{\text{пол}}^{\text{с(Г)}}}{5700 \cdot A}. \quad (5.2)$$

Наприклад, для площі $A=9,6 \text{ м}^2$, $Q_{\text{пол}} = 6000 \text{ МДж}$ енерговитрати на геліоустановку $\Xi_{\text{гв}} = 5700 \cdot 9,6 = 54720 \text{ МДж}$.

Ефективність енерговитрат

$$\tau = 6000/54720 = 0,11.$$

Термін окупності геліоустановки :

$$T = 54720/6000 = 9,1 \text{ років}$$

Результати розрахунків приведені в таблиці 4.3

Таблиця 5.1

Показники	9,6 м ²	11,2 м ²	12,8 м ²	16,0 м ²
Енерговитрати, МДж	54720	63840	72960	91200
Корисно використана енергія, МДж	6000	6700	7000	7600
Ефективність енерговитрат	0,11	0,10	0,09	0,08
Термін окупності, рік	9,1	9,5	10,4	12

По енерговитратам найбільш ефективною є геліоустановка площею $A = 9,6 \text{ м}^2$. По терміну окупності геліоустановки площею $9,6 \text{ м}^2$ і $11,2 \text{ м}^2$ відрізняються не більше, чим на 5%, і ці варіанти можна вважати рівнозначними.

Тоді по кількості зекономленого палива має сенс прийняти варіант геліоустановки з площею $11,2 \text{ м}^2$.

Одержані результати показують, що із зменшенням площі геліоустановки коефіцієнт ефективності росте і при мінімальній площі $r = 0,11$. Подальше зниження площі не впливає на енергетичну ефективність установки, так як вся вироблена енергія використовується повністю ($K_{исп}=1$), а корисно використана енергія і енерговитрати прямо пропорційно залежать від площі установки.

При цьому енергетична ефективність:

$$r = \frac{Q_{пол}^{с(Г)}}{5700 \cdot A} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{вуд} \cdot P_{i(s)} \cdot A}{5700 \cdot A} \cdot K_{исп}^{ГУ} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{вуд} \cdot P_{i(s)}}{5700} = \frac{620.3}{5700} = 0.11$$

Для кожної розглядової площі геліоустановки визначаються річні витрати при різних капіталовкладеннях на питому площу і економія витрат від купівлі органічного палива при різній вартості палива.

Порівняльну ефективність можна визначити за виразом:

$$\mathcal{E}_{ср} = \beta_T \cdot \Delta B_T - a \cdot K_{уд} \cdot A \quad (5.3)$$

Наприклад, при площі 11,2 м² річні витрати на геліоустановку складають

288,8 грн., якщо $K_{уд}^{ГУ} = 266,6$ грн./м² і $a = 0,1$. Економія палива на суму 440 грн.,

якщо $\beta_T = 880$ грн./т умовного палива.

При прийнятих умовах дана площа геліоустановки вважається ефективною, відносна ефективність геліоустановки.

$$\mathcal{E}_{ср} = 440 - 288,8 = 151,2 \text{ грн.}$$

Результати розрахунку приводять в табл. 4.4

Одержані дані показують, що при прийнятих умовах всі площі геліоустановки є ефективними, щорічні витрати на встановлення не перевищують

суму, що одержується від економії палива. Найбільш ефективна геліоустановка площею 11,2 м².

Таблиця 5.2

Площа, м ²	Річні витрати, грн. K _{уд} = 266,6 грн/т.у.п.	Економія палива, грн., β = 880 грн/т.у.п.	Відносна ефективність, грн
9,6	266,6	400	133,4
11,2	280	440,4	160,4
12,8	335,2	468	132,8
16	422	520	989

При цій площі очікується найменша собівартість енергії, що одержується від геліоустановки. Собівартість теплової енергії при даних затратах визначається по формулі:

$$C = \frac{I_{\text{Гу}}}{Q_{\text{пол}}} = 0,042 \text{ грн./МДж} \approx 0,15 \text{ грн./кВт}\cdot\text{год}$$

Таким чином, варіант гарячого геліоводопостачання може бути вигідним.

ВИСНОВКИ

Вид усюди магістерська робота присвячена питанням економії теплової енергії в системі теплопостачання ТОВ НВ агрофірми «Перлина Поділля», а саме для фермерського господарства у селі Юрівка, Білогірського району, Хмельницької області.

Об'єктом проектування є система енерго- та водопостачання ферми ВРХ з використанням альтернативних джерел енергії.

Потрібні параметри повітря всередині робочих приміщень корівника для молодняка ВРХ витримуються за рахунок примусової припливно-витяжної вентиляції, яка в холодний та перехідний періоди сумісна з повітряним опаленням.

Розрахунок теплового балансу приміщення корівника для холодного та перехідного періодів дозволив визначити основні теплотехнічні параметри будівлі, максимальну та середню (на протязі опалювального сезону) теплові потужності, сумарні річні потреби комплексу в тепловій енергії.

Визначена теплова потужність систем гарячого водоспоживання на напування корів та технологічні потреби при доїнні корів в доїльному залі.

В роботі спроектована активна система сонячного гарячого водопостачання на потреби при доїнні корів в доїльному залі. Вибір базового теплотехнічного обладнання – плоского сонячного колектора, емнісного бойлера – здійснювався на основі розрахунків теплового навантаження ферми на гаряче водопостачання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Будзко И.А., Зудь Н.М. Электроснабжение сельского хозяйства. М.: Агропромиздат, 1990. – 496 с.

2. Волков М.А., Волков В.А. Эксплуатация газифицированных котельных. – М.: Стройиздат, 1990. – 256 с.

3. Газовый настенный аппарат. „КОЛВИ DUO 50”. Руководство по эксплуатации. □ К.: „КОЛВИ”, 2004. □ 32 с.

4. Довідник сільського електрика / В.С. Олійник, В.М. Гайдук, В.Ф. Гончар та інш; за ред. В.С. Олійника – 3-є вид., перероб. і доп. – К.: Урожай, 1989. – 264 с.

5. Курсовое и дипломное проектирование по электроснабжению сельского хозяйства / В.Ю. Гессен, Ф.М. Ихтейман, С.Ф. Симоновский □ М.: Колос, 1981. □ 208 с.

6. Методичні вказівки до проектування систем теплопостачання, що використовують відновлювальні джерела енергії; для студентів енергетичних, механічних і технологічних спеціальностей денної та заочної форми навчання / Б.Х. Драганов, О.Ф. Вуляндра. – К.: КДУХТ, 1994. – 84 с.

7. Мхитарян Н.М. Гелио-энергетика. Системы. Технологии. Применение. К.: Наукова думка, 2002. – 317 с.

8. Системы солнечного тепло- и хладоснабжения / Р.Р. Авезов, М.А. Барский, И.М. Васильева и др.; Под ред. Э.В. Сарнацкого и С.А. Чистовича. – М.: Стройиздат, 1990. 328 с: ил.

9. СНиП 2.04.05 – 91. Отопление, вентиляция и кондиционирование. М., 1992.

10. СНиП II – 3 – 79. Строительная теплотехника. – М.: ЦИТП. – М., 1986

11. СНиП 2.04.07 – 86. Тепловые сети. М., 1994.

12. СНиП 2.04.01 – 85. Внутренний водопровод и канализация зданий. М., 1986.

13. СНиП II.35 – 76. Котельные установки. М., 1978.

14. Справочник по теплоснабжению сельского хозяйства/Л.

Герасимович, А. Цубанов, Б. Драганов и др. – Мн.: Ураджай, 1993. – 368 с.

15. Строй А.Ф. Теплоснабжение сельских населенных пунктов. М.: Агропромиздат, 1985. – 109 с.

16. Установки для создания микроклимата на животноводческих фермах/

Д.Н. Мурусидзе, А.М. Зайцев, Н.А. Степанов и др. – М.: Колос, 1979. – 327 с., ил.

17. Теплотехніка та теплопостачання. Методичні вказівки для виконання курсового проекту для студентів факультету ЕАСТ / В.О. Лазоренко, О.В.

Шеліманова □ К.: НАУ, 2000. □ 86 с.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України