

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»**

Спеціальність 142  
«Енергетичне машинобудування»  
ОП: «Системи кондиціонування і  
вентиляції повітря»  
Група БКВ - 03

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**  
**БКВ 03. 009. 000 ДП**

До дипломного проекту на тему:

- Проект системи кондиціонування і вентиляції поліграфічного  
цеху ТЕС, м. Одеса

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки  
на \_\_\_\_\_ сторінках та графічного матеріалу на \_\_\_\_\_ аркушах.

Дипломник \_\_\_\_\_ (Шкаровський М.Е.)

Керівник проекту \_\_\_\_\_ (Жихарєва Н.В.)

**Консультанти:**

з економічної частини \_\_\_\_\_ (Коробкіна О.В.)

з будівельної частини \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

з охорони праці \_\_\_\_\_ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню  
вимог ЄСКД \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

До захисту допущено  
Завідувач кафедри \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням \_\_\_\_\_ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2022 р. Протокол ЕК № \_\_\_\_\_

Оцінка ЕК \_\_\_\_\_

С секретар ЕК \_\_\_\_\_ Петушенко С.М.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»**

Спеціальність 142  
«Енергетичне машинобудування»  
ОП: «Системи кондиціонування і  
вентиляції повітря»  
Група БКВ - 03

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**  
**БКВ 03. 011. 000 ДП**

До дипломного проекту на тему:

- Проект системи кондиціонування і вентиляції поліграфічного  
цеху ТЕС, м. Одеса

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки  
на \_\_\_\_\_ сторінках та графічного матеріалу на \_\_\_\_\_ аркушах.

Дипломник \_\_\_\_\_ (Шкаровський М.Е.)

Керівник проекту \_\_\_\_\_ (Жихарєва Н.В.)

**Консультанти:**

з економічної частини \_\_\_\_\_ (Коробкіна О.В.)

з будівельної частини \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

з охорони праці \_\_\_\_\_ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню  
вимог ЄСКД \_\_\_\_\_ (Волянська С.В.)

До захисту допущено  
Завідувач кафедри \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням \_\_\_\_\_ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2022 р. Протокол ЕК № \_\_\_\_\_

Оцінка ЕК \_\_\_\_\_

С секретар ЕК \_\_\_\_\_ Петушенко С.М.

**Міністерство освіти і науки України**  
**ВСП «Одеський технічний фаховий коледж ОНТУ»**

Дата видачі завдання  
«30» грудня 2021 р.  
Дата закінчення проекту  
«01» липня 2022 р.

Затверджую  
Заступник директора з НВР  
\_\_\_\_\_ Беркань Іг.В.  
“ 30 ” грудня 2021 р.

**ЗАВДАННЯ**

**до дипломного проектування**

Прізвище, ім'я та по батькові: Шкаровський Микита.Евгенович

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»  
Спеціальність № 142 «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема дипломного проекту: **Проект системи кондиціонування і вентиляції  
поліграфічного цеху ТЕС, м. Одеса**

Стверджена наказом по коледжу від « 30 » 12 2021 р. № 306 –А2- ОД

Вихідні дані для проекту: температура літня 32 °С  
відносна вологість повітря літня 60 %

Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

**Вступ**

**1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА**

**Вступ**

**1 Загальна частина**

- 1.1 Призначення і технічна характеристика об'єкта завдання
- 1.2 Вихідні дані
- 1.3 Техніко-економічне обґрунтування проекту

**2 Технологічна частина**

- 2.1 Характеристика комфортного стану повітря
- 2.2 Обґрунтування вибору температурного режиму в приміщеннях

**3 Розрахунково-конструкторська частина**

- 3.1 Розрахункові дані
- 3.2 Планування об'єкта завдання
- 3.3 Розрахунок тепло- і вологоприпливів об'єкта завдання
- 3.4 Розрахунок системи кондиціонування повітря (прямоточної, з однією рециркуляцією, з двома рециркуляціями)
- 3.5 Вибір обладнання системи кондиціонування повітря
- 3.6 Розрахунок політропічної зрошувальної камери
- 3.7 Визначення навантаження на компресор і випарник
- 3.8 Розрахунок температурних режимів роботи холодильної машини
- 3.9 Побудова циклу холодильної машини, визначення параметрів вузлових точок
- 3.10 Тепловий розрахунок та вибір компресору
- 3.11 Тепловий розрахунок та вибір теплообмінних апаратів холодильної установки

3.12 Розрахунок та добір допоміжного обладнання

#### 4 Організаційна частина

4.1 Монтаж, ремонт, обслуговування системи кондиціонування і вентиляції повітря

4.2 Автоматизація системи кондиціонування і вентиляції повітря

#### 5 Економічна частина

#### 6 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

#### 7 Використана література

#### Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціонування

Графічний Аркуш 2. Схема центрального кондиціонерп

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

#### Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1 Загальна частина	16 - 17.05.2022
2. Технологічна частина	18.05.2022
2 Розрахунково-конструкторська частина	19 - 25.05.2022
3 Організаційна частина	26 – 27.05.2022
4 Аркуш 1, 2	28 – 31.05.2022
5 Економічна частина	01 – 06.06.2022
6 Аркуш 3	07 – 09.06.2022
7 Охорона праці	11 - 12.06.2022
Попередній захист	15.06.2022
Захист дипломного проекту	22 - 30.06.2022

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні циклової комісії спецдисциплін холодильного циклу

Протокол № 5 від “ 16” грудня 2021 р.

Завідувач кафедру \_\_\_\_\_ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту \_\_\_\_\_ ((Жихарєва Н.В.))



## ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	3
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП.....	5
2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ.....	7
2.1 Характеристика будівельних конструкцій.....	7
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	10
3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря .....	10
3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції .....	11
3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел .....	17
3.4 Розрахунок вологовиділень .....	17
3.4.2 Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги.....	18
3.5 Визначення витрати повітря систем кондиціонування повітря.....	20
3.6 Побудова в d,h-діаграмі прямих та компенсуючих процесів обробки повітря в літній та зимовий періоди.....	21
4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ.....	22
4.1. Визначення кількості та площі перетину припливних і витяжних каналів.....	23
4.2 Підбір вентиляційних каналів і решіток .....	24

					<i>БКВ 03.011.000 ДП.ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Шкваровский			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Жихарева Н.В.			1	82	
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.							

5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	26
5.1.Розрахунок повітряного охолоджувача.....	26
5.2.Розрахунок повітрянагрівача першого підігріву.....	29
6 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	33
6.1 Тепловий розрахунок компресора.....	33
6.3 Розрахунок повітряного конденсатора.....	47
7. АВТОМАТИКА.....	52
8.ОХОРОНАПРАЦІ.....	61
9. ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ.....	69
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	77

## ВСТУП

Кондиціонування повітря це сукупність інженерних систем, метою яких є створення необхідних чи оптимальних умов мікроклімату, потрібних для перебування людей чи протікання технологічних процесів в приміщеннях будинків та споруд. Вентиляція, кондиціонування та опалення приміщень повинні забезпечувати показники температури, відносної вологості, швидкості повітря в робочій зоні виробничих та допоміжних приміщень відповідно до нормативів мікроклімату. Система вентиляції забезпечує видалення повітря з приміщення і заміну його свіжим, в необхідних випадках, обробленим повітрям.

Пристрій опалення і вентиляції на поліграфічних підприємствах регламентуються галузевими правилами з техніки безпеки та виробничої санітарії. Для забезпечення санітарно-гігієнічних умов повітряного середовища у всіх виробничих і допоміжних приміщеннях повинна бути передбачена вентиляція (природна, механічна або змішана), що відповідає вимогам норм проектування промислових підприємств. На поліграфічних підприємствах кондиціонування повітря має знайти широке застосування, так як у зв'язку з впровадженням нової техніки, зокрема друкованої, що працює на підвищених швидкостях, процес друку без кондиціонування повітря ускладнюється. Крім того, технологічні процеси поліграфічного виробництва супроводжуються різними тепло і вологовиділення і викликають необхідність створювати різноманітні комбінації постійного мікроклімату. На коливання температури в приміщеннях друкарських цехів все більший вплив тепловиділення від електроприймачів, різних сушильних пристроїв і самого друкарського процесу, а також нерівномірного використання друкарського обладнання. Коливання температури порушують режим друкарського процесу і викликає швидку стомлюваність працюючих.

Друкарські цехи повинні обладнуватися пристроями для кондиціонування повітря з автоматизованим регулюванням мікроклімату, що забезпечує підтримку заданих параметрів технологічного процесу.

Технологічні процеси сучасного поліграфічного виробництва можуть супроводжуватися утворенням і виділенням пилу, шкідливих речовин,

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		4

генерацією шуму, вібрації та іншими шкідливими факторами. Генераторами статичної електрики можуть бути рухомі пилоповітряні суміші у вентиляційних повітропроводах, рухомі паперові відходи у системах пневмотранспорту. Заряди статичної електрики можуть накопичуватись при роботі ремінних передач на стрічках транспортерів внаслідок механічного тертя або на ізольованих поверхнях матеріалів та обладнання внаслідок індукційних процесів.

Основними джерелами пилу та шкідливих хімічних речовин у поліграфічному виробництві є поліграфічні матеріали. Повітряне середовище виробничих приміщень забруднюється пилом та парами летких хімічних речовин різного походження. Під час механічного оброблення матеріалів в операціях зважування і завантажування хімічних реактивів утворюється пил механічного походження (аерозоль дезінтеграції), який за хімічним складом близький до складу вихідних матеріалів. Аерозолі конденсації та суміші парів летких речовин різного хімічного складу можуть утворюватися під час термічного та УФ-оброблення матеріалів, випаровування розчинників. Хімічні речовини, які потрапляють у повітря робочої зони в поліграфічних процесах

Біологічні шкідливі фактори можуть виникнути в результаті життєдіяльності людини і розмноження мікроорганізмів на пилових частинках речовин білкової природи. У поліграфічному виробництві сприятливим середовищем для розвитку мікроорганізмів і виникнення бактеріального забруднення повітря є високодисперсні технічні порошки і клеї рослинного та тваринного походження.

					<i>БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		5

# 1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО)- передпроектний документ, що уточнює та доповнює схему розвитку й розташування відповідної галузі промисловості у частині обґрунтування економічної доцільності і господарської потреби проектування підприємства, пункту його розміщення, проектної потужності, номенклатури продукції, забезпеченості сировиною, паливом, електроенергією, водою, а також визначення основних технологічних та будівельних рішень і найважливіших техніко-економічних показників виробництва та будівництва.

Розробка ТЕО здійснюється на основі перспективного плану розвитку галузі промисловості, що проектується.

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) дає змогу оцінити сукупність різноманітних технічних аспектів інвестиційного проекту та зробити відповідні висновки про техніко-технологічну, економічну обґрунтованість запропонованих проектних рішень.

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.

Основні економічні вимоги до проекту полягають в наступному: мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, на тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і холоду.

СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в приміщеннях, що кондиціонують, оптимальних для самопочуття людей, що знаходяться в них. Параметри визначаються умовами тепло - і вологообміну, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості і швидкості руху довколишнього повітря і інших чинників.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		6

При виборі параметрів повітря в приміщенні необхідно враховувати, що вартість устаткування і експлуатація СКП невиправдано збільшиться, якщо вибрані значення температури і відносної вологості будуть завищені для холодного періоду року і занижені для теплого.

У приміщення по результатом теплового розрахунку подається розрахункова кількість зовнішнього повітря що відповідає санітарним нормам. Викид відпрацьованого повітря виконується через тепло утилізатор , витяжною системою . У приміщення повітря подається по герметичним воздуховодам в ізоляції.

Техніко-економічна оцінка СКП завжди представляє інтерес для замовника. Така оцінка виконується не лише в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливе для вибору того або іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність пристрою СКП.

					<i>БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

## 2 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Місце розташування об'єкта: місто Одеса

Найменування об'єкта: Цех поліграфічного видавництва

Географічна широта  $48^{\circ}$ .

Стіни виготовлені з цегли ( $\delta_{кр} = 250\text{мм}$ ), вкритого з двох сторін цементною штукатуркою ( $\delta_{шт} = 25\text{ мм}$ ), утеплювача піноізол ( $\delta_{ут} = 50\text{ мм}$ ).

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка  $\lambda = 0,7\text{ Вт}/(\text{мК})$ ;

цегла  $\lambda = 0,47\text{ Вт}/(\text{мК})$ ;

утеплювач піноізол  $\lambda = 0,028\text{ Вт}/(\text{мК})$ ;

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

$$\kappa_{cm} = \left( \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (2.1)$$

$$\kappa_{cm} = \left( \frac{1}{8} + \frac{0.25}{0.41} + \frac{0.05}{0.028} + \frac{0.025}{0.7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.38, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де  $\alpha_{вн} = 8\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

$\delta_i$  та  $\lambda_i$  - товщина та теплопровідність  $i$ -го шару огородження;

$\alpha_n = 23\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни.

Перекрыття зроблено з наступних матеріалів:

залізобетонна плита:  $\delta = 160\text{ мм}$ ;  $\lambda = 2,04\text{ Вт}/(\text{мК})$ ;

пінополістерол :  $\delta = 150\text{мм}$ ;  $\lambda = 0,031\text{ Вт}/(\text{мК})$ ;

цементно-пісчана стяжка:  $\delta = 20\text{ мм}$ ;  $\lambda = 0,93\text{Вт}/(\text{мК})$ ;

полімерний руберойд:  $\delta = 15\text{мм}$ ;  $\lambda = 0,17\text{ Вт}/(\text{мК})$ ;

Тоді, для перекрыття коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$\kappa_{пер} = \left( \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_n} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (2.2)$$

$$\kappa_{пер} = \left( \frac{1}{8} + \frac{0.16}{2.04} + \frac{0.15}{0.031} + \frac{0.02}{0.93} + \frac{0.015}{0.17} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,192, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

Вибираємо коефіцієнт теплозасвоєння матеріалу  $S$  шару на границі розділення. Потім розраховуємо опір  $R$ , теплову інерцію шару огородження  $D$ , теплову інерцію огородження  $\Sigma D$  за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (2.3)$$

де  $\delta$  - товщина шару огородження;

$\lambda$  - теплопровідність шару огородження.

$$D = R \cdot S \quad (2.4)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.1

Таблиця 2.1. - Характеристика огороджуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і матеріал	Щільність $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина $\delta$ , м	Коефіцієнти			
				Питома теплопровідність $\lambda$ , (Вт/(мК))	Теплозасвоєння, $S$ , (Вт/(м <sup>2</sup> К))	Термічний опір, $R$ , ((м <sup>2</sup> К)/Вт)	Теплова інерція $D$
1	Вікна – подвійне скління в металевих розділених рамах					0.34	
2	Зовнішня стіна						
	штукатурка	1800	0.025	0.8	11.1	0.031	0.34
	цегла	1600	0.25	0.41	12.2	0.6	7.32
	утеплювач	35	0.050	0.028	1.1	1.79	2.17
3	Перекриття						
	з/б плита	2500	0.16	2.04	18.7	0.07	1.3
	Пінополістерол	125	0.15	0.031	0,99	4.83	4.78
	цем.пісч. шар	1800	0.02	0.93	19.1	0.21	4
	полімерний руберойд	600	0.015	0.17	6.7	0.088	0.59
4	Внутрішні перегородки						

	утеплювач	125	0.10	0.031	0,99	3,22	3.2
	цегла	1600	0.12	0.41	12.2	0.29	3.54
	утеплювач	125	0.10	0.031	0,99	3,22	3.2

					<i>БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		10

### 3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

#### 3.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри зовнішнього повітря категорії Б:

барометричний тиск  $P=1010$  гПа;

ентальпія зовнішнього повітря  $h=62$  кДж/кг;

температура зовнішнього повітря  $t=31$  °С;

розрахункова швидкість вітру  $3,2$  м/с;

амплітуда добових коливань температури  $\Delta t = 12,5$ °С;

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря категорії Б:

барометричний тиск  $P=1010$  гПа;

ентальпія зовнішнього повітря  $h=-18,6$  кДж/кг;

температура зовнішнього повітря  $t=-20$  °С;

розрахункова швидкість вітру  $10$  м/с;

Об'єкт представляє собою двох поверхову будівлю сучасної споруди, яка складається на першому поверсі: з відділення друку, складу з краскою, електрощитової. Система кондиціонування даного об'єкту носить комфортний характер.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- та волого обміну, які в свою чергу залежать від конструкції людини, стану її здоров'я, характеру роботи, яку він виконує, нервового напруження, одягу, а також від температури, вологості та швидкості руху навколишнього повітря.

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщенні.

Внутрішні параметри повітря в відділенні друку :

температура повітря в приміщенні влітку  $t_{в} = 25$  °С;

температура повітря в приміщенні взимку  $t_{в} = 20$  °С;

відносна вологість повітря в приміщенні влітку  $\phi_{в} = 47$  %;

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		11

відносна вологість повітря в приміщенні взимку  $\phi_B = 40\%$ .

### 3.2 Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції

Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря  $25^\circ\text{C}$ . Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в таблиці 2.1.

Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для подвійне скління в металевих розділених рамах  $K_4=0,61$ (ДБН-3-79) та відсутності захисних споруд на вікнах  $K_1=1; K_2=1, K_3=1$ .

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \quad (3.1)$$

Де  $q_n, q_p$  - поверхнева щільність теплового потоку,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , через осклений світловий отвір в липні в дану годину доби відповідно прямої та розсіяної сонячної радіації, яка приймається для вертикального та горизонтального скління за ДБН-3-79;  $K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,e}$  - коефіцієнт опромінення сонячною радіацією для врахунку площі світлового отвору, незатіненого горизонтальною та вертикальною площинами в будівельному виконанні.

Параметри за сторонами світу.

На південно-західній стороні:

площа  $12 \text{ м}^2$ ;

максимальна щільність потоку прямої радіації  $106 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації  $78 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

На північно-західній стороні:

площа  $12 \text{ м}^2$ ;

максимальна щільність потоку прямої радіації  $385 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації  $98 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

Таким чином максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна на південно-західній стороні:

$$Q_{oc,i} = (106 \cdot 1 + 78 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.61 \cdot 12 = 1347$$

на північно-західній стороні:

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		12

$$Q_{oc.i} = (385 \cdot 1 + 98 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.61 \cdot 12 = 3536$$

Для знаходження показника  $a_{\text{п}}$  поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти тепло засвоєння  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{\text{вн}}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.2)$$

Де  $R_{oc}$  – термічний опір теплопередачі осклених світлових отворів, який приймається з додатку 6 ДБН-3-79.

$\alpha_{\text{вн}}$  – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 ДБН-3-79.

$$Y_{oc} = \frac{1}{0.34 - 1/8} = 4.65, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача:  $D=2,17 > 1$ , то  $Y_{\text{ст}} = S_{\text{ут.}} = 1.1 \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини залізобетону:  $D/2 = 0.65 < 1$ , то

$$Y_{\text{пер}} = R_{\text{м}} S_{\text{м}}^2, (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})) \quad (3.3)$$

$$Y_{\text{пер}} = 0.29 \cdot 12.2^2 = 43.16 \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Де  $R_{\text{м}}$  – термічний опір частини шару перегородки, розділеної по осі симетрії,  $[(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}]$ ;

$S_{\text{м}}$  – коефіцієнт тепло засвоєння матеріалу шару на кордоні розділення,  $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$ .

Для перекриття по шару залізобетонної плити:  $D=1.3 > 1$ ,

То  $Y_{\text{пер}} = S_{\text{жел.}} = 18.7 (\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}))$ .

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} F_{oc} + Y_{\text{ст}} F_{\text{ст}} + Y_{\text{пер}} F_{\text{пер}} + Y_{\text{пер}} F_{\text{пер}} \quad (3.4)$$

Де  $A_{\text{ст}}$  – внутрішні поверхні огорожень приміщення,  $\text{м}^2$

$$\sum Y = 4.65 \cdot 24 + 1.1 \cdot 63,62 + 18.7 \cdot 71,155 + 43,16 \cdot 33,58 = 2962 \text{Вт}/\text{К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2.55(F_{oc} + F_{\text{ст}} + F_{\text{нок}} + F_{\text{пер}}), \text{м}^2 \quad (3.5)$$

$$\Delta = 2,55(24 + 63,62 + 71,155 + 33,58) = 490,5 \text{м}^2$$

									Лист
									13
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_n = \varphi \left( \sum \frac{y}{\Delta} \right) \quad (3.6)$$

$$a_n = \varphi(2962/490,5) = \varphi(6,03)$$

### 3.3 Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна .

$$Q_{\Delta r} = (t_n + 0.5\theta_1 A_{m.c.} - t_n) F_{oc} / R_{oc}, \text{Вт} \quad (3.7)$$

Для південно-західної стіни:

$$Q_{\Delta r} = (31 + 0.5 \cdot 1 \cdot 16.1 - 25) 12 / 0,34 = 496 \text{Вт}$$

Для північно-західної стіни:

$$Q_{\Delta r} = (31 + 0.5 \cdot 1 \cdot 16.1 - 25) 12 / 0,34 = 496 \text{Вт}$$

Де  $t_{нар}$  – середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» ДБН 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

$A_{мс}$  – максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні, яка приймається за ДБН 2.01.01-82.

$\Theta_1$  – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до ДБН 2.04.05-91.

$t_n$  – температура повітря в приміщенні, °С, яка приймається за ДБН 2.04.05-91.

$A_{oc}, R_{oc}$  – площа, м<sup>2</sup>, та приведений опір теплопередачі, м<sup>2</sup>К/Вт, скління світлового прорізу, яке приймається за посібником до ДБН 2.04.05-91.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

$$Q_M = \left[ \frac{1}{R} \cdot \left( t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left( 0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{m.c} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] F_M \quad (3.8)$$

$$Q_M = \left[ \frac{1}{0,34} \cdot \left( 31 + 0,7 \cdot \frac{177}{23} - 25 \right) + \frac{1 \cdot 8}{1228} \left( 0,5 \cdot 1 \cdot 16,1 + \frac{0,7}{23} \cdot 1 \cdot 320 \right) \right] 63,62 = 2138 \text{Вт}$$

Де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), м<sup>2</sup>°С/Вт, яке приймається у відповідності до вимог п.п.2.6-2.9 ДБН-3-79;

										Лист
										14
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

$t_{нар}, t_n$  – середня температура зовнішнього повітря в липні за ДБН 2.01.01-82, та температура повітря в приміщенні.

$\rho$  – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій, який приймається за додатком 7 ДБН-3-79;

$J_{ср}$  – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямої та розсіяної), Вт/м<sup>2</sup>, яка поступає в липні, приймаємо по табл.7 для горизонтальної та по табл.8 для вертикальної поверхні за посібником до ДБН 2.04.05-91.

$\beta_k$  – коефіцієнт, який дорівнює 1 при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні(перекритті) та дорівнює 0,6 для усіх інших захисних конструкцій;

$V$  – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції, яка визначається за п. 3.4 ДБН-3-79 або за формулою:

$$V = 2^{\Sigma D} \left( 0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.9)$$

$$V = 2^{9.83} \left( 0.83 + 3 \cdot \frac{2.42}{9.83} \right) \cdot 0.86 \cdot 1 = 1228$$

Де  $\Sigma R$  – термічний опір огороження, Вт/(м<sup>2</sup>°C)

$\Sigma D$  – теплова інерція огороження.

Для багат шарових конструкцій:

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.10)$$

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{1.1}{12.2} = 0.86$$

Де  $S_1$  і  $S_2$  – коефіцієнти тепло засвоєння матеріалів першого та другого шару по ходу теплової хвилі, Вт/(м<sup>2</sup>°C), за ДБН-3-79;

$V_a = 1$ , оскільки немає повітряного прошарку;

$\theta_1 \theta_2$  – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до ДБН 2.04.05-91, відповідно при  $\varepsilon_1 = \varepsilon + 10$ ,  $\varepsilon_1 = \varepsilon + z$ .

$\varepsilon$  – запізнювання температурних коливань в огороженні;

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		15

$z$  – час максимуму сумарної(прямої та розсіяної) сонячної радіації, яке приймається за табл.7 та 8 за посібником до ДБН 2.04.05-91.

$A_m$  – площа масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття),  $m^2$ .

$\alpha_n, \alpha_{вн}$  – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження,  $Вт/(m^2 \cdot C)$ , яке визначається за ДБН-3-79.

$\rho=0,3$  для штукатурки (зовнішній шар стіни)

$J_{cp}=177 \text{ Вт}/m^2$  для південно-західної та північно-західної орієнтації,

$A_j=497-177=320 \text{ Вт}/m^2$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4(\text{год}) \quad (3.11)$$

$$\varepsilon = 2.7 \cdot 9.83 - 0.4 = 26(\text{год})$$

$$\varepsilon_1 = 26 + 10 = 36(\text{год}) \text{ для південно-західної стіни;}$$

$$\varepsilon_2 = 26 + 2 = 28(\text{год}) \text{ для північно-західної стіни;}$$

Якщо  $\varepsilon = a > 24$  год, то значення коефіцієнта  $\theta$  приймається для відповідної години доби при  $\varepsilon = a - 24$  год.

Тоді:

$$\varepsilon_1 = 36 - 24 = 12 \text{ (ч); } \varepsilon_2 = 28 - 24 = 4 \text{ (ч);}$$

### 3.4 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_l^{нов} = n_{люд} \cdot q_{нов}, \text{ Вт;} \quad (3.12)$$

$n_{люд} = 8$  чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні;

Приймаємо роботу легкої важкості, тоді

$$Q_l^{нов} = 8 \cdot 145 = 1160 \text{ Вт;}$$

#### 3.4.1 Визначаємо явні й сховані теплоприпливи від людей:

$$Q_l^{скр} = n \cdot q_{люд}^{скр}, \text{ Вт} \quad (3.13)$$

$$Q_l^{яв} = 8 \cdot 81 = 648 \text{ Вт}$$

$$Q_l^{ск} = Q_{люд} - Q_{люд}^{явн}, \text{ Вт} \quad (3.14)$$

$$Q_l^{ск} = 1160 - 648 = 512 \text{ Вт}$$

#### 3.4.2 Тепловиділення від штучного освітлення

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$Q_{осв} = q_{осв} \cdot F_{пол} \cdot z \text{ Вт} \quad (3.15)$$

$q_{осв}$  – тепловиділення від висвітлення на  $1 \text{ м}^2$  площі підлоги;

$F_{пола}$  – площа підлоги;

$Z$  – освітленість.

$$Q_{осв} = 15 \cdot 71.155 \cdot 0.5 = 533.6 \text{ Вт}$$

### 3.4.3 Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{обл} = N_{обл} \cdot n \text{ кВт} \quad (3.16)$$

$$Q_{обл} = 3 \cdot 6 = 18 \text{ кВт}$$

### 3.4.4 Повний теплоприплив приміщення

$$Q_{пол} = Q_{к.л} + Q_{осв} + Q_{обл} \text{ Вт} \quad (3.17)$$

$$Q_{пол} = 1160 + 533.6 + 18000 = 19694 \text{ Вт}$$

### 3.5 Розрахунок вологовиділень

#### 3.5.1 Вологовиділення від людей

$$W_{л} = n \cdot W_{люд} \text{ кг/с} \quad (3.18)$$

де  $n$  - число людей у приміщенні;

$W_{л} = 0.000041 \text{ кг/с}$  - вологовиділення від однієї людини;

$$W_{л} = 8 \cdot 0.041 = 0.000328 \text{ кг/с};$$

#### 3.5.2 Вологовиділення від вологого прибирання

$$W_{вол.пр.} = \sigma F_n (d_{г}'' - d_{г}') \cdot 0.1, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

де  $\sigma$  - коефіцієнт вологообміну,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^g} = \frac{\alpha}{c_p^{с.в.} + c_p^n \cdot d_{ср}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.20)$$

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^g} = \frac{8}{1.006 \cdot 10^3 + 1.86(9.3 + 20.5)/2} = 0.0077 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

де  $c_p$  – ізобарна теплоємність,  $\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$ ;

$d_{г}', d_{г}''$  - вологовміст повітря при заданій відносній вологості і на лінії насичення.

$$W_{вол.пр.} = 7.7 \cdot 10^{-3} \cdot 71.15 \cdot (20.5 - 9.3) \cdot 10^{-3} \cdot 0.1 = 0.00061 \text{ кг/с}$$

										Лист
										17
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

### 3.5.3 Сумарні вологовиділення в приміщенні

$$W_{нов} = W_{л} + W_{вол.уб}, \text{ кг/с} \quad (3.21)$$

$$W_{нов} = 0.00032 + 0.00061 = 0.00094, \text{ кг/с}$$

### 3.6 Визначаємо загальні сховану і явну теплоту

$$Q_{скр} = \sum Q_{скр}, \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$Q_{вол.пр}^{сх} = r \cdot W_{вол.пр} = 2461 \cdot 0.00094 = 2313, \text{ Вт} \quad (3.23)$$

$$Q_{л}^{сх} = r \cdot W_{л} = 2461 \cdot 0.000328 = 807, \text{ Вт} \quad (3.24)$$

$$\sum Q_{сх} = 3120, \text{ Вт}$$

$$Q_{явн} = Q_{нов} - Q_{сх}, \text{ Вт} \quad (3.25)$$

$$Q_{явн} = 19694 - 3120 = 16574, \text{ Вт}$$

### 3.7 Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{нов}}{W_{нов}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.26)$$

$$\varepsilon = \frac{19,694}{0.00094} = 20951, \text{ кДж/кг}$$

### 3.8 Массова витрата повітря

Приймаємо  $\Delta t_p = 5^\circ\text{C}$ .

#### 3.8.1 По балансу загальної теплоти

$$G_1 = \frac{Q_{нов}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с}; \quad (3.27)$$

де  $h_g = 49 \text{ кДж/кг}$  - ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 42,9 \text{ кДж/кг}$  - ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{19,694}{49 - 42,9} = 3.22, \text{ кг/с}$$

#### 3.8.2 По балансу явної теплоти

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.28)$$

Приймаємо  $\Delta t_p = 5^\circ\text{C}$ .

$$C_p = 1.006 + 1.86 \cdot d \text{ кДж} \quad (3.29)$$

$$C_p = 1.006 + 1.86 \cdot 9.3 \cdot 10^{-3} = 1.0232 \text{ кДж}$$

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		18

$$G_2 = \frac{16,574}{1.0232 \cdot 5} = 3,23 \text{ , кг/с}$$

### 3.8.3 По балансу влаги

$$G_3 = \frac{W_{ног}}{d_г - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.30)$$

де  $d_г$  - вологовміст повітря в приміщенні, кг/кг<sub>св.</sub>;

$d_n$  - вологовміст припливного повітря, кг/кг<sub>св.</sub>;

$$G_3 = \frac{0.00094}{(9,5 - 9,1) \cdot 10^{-3}} = 2,35 \text{ кг/с}$$

### 3.8.4 За газовими шкідливостями

$$G_4 = \frac{G_{гп} \cdot \rho_{гп}}{(C_{ндк} - C_n) \cdot 3600} \quad (3.31)$$

$$G_4 = \frac{0,00001 \cdot 1,42}{(1 \cdot 10^{-8} - 0,7 \cdot 10^{-8}) \cdot 3600} = 1,3 \text{ кг/с}$$

де  $G_{гп}$  - розрахункова кількість шкідливостей, кг/год;

$\rho_{гп}$  - щільність шкідливих речовин, кг/м<sup>3</sup>;

$C_{ндк}$  - припустима концентрація шкідливостей у робочій зоні, кг/м<sup>3</sup>;

$C_n$  - концентрація шкідливостей в зовнішньому повітрі, кг/м<sup>3</sup>;

Приймаємо  $G_T = 3,23 \text{ кг/с}$ .

$$L_{кд} = \frac{3600 \cdot G_{max}}{\rho_B} \cdot 1,1 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (3.32)$$

$$L_{кд} = \frac{3600 \cdot 3,23}{1,19} \cdot 1,1 = 10749 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$G_{кд} = \frac{L_{кд} \cdot \rho}{3600}; \text{ кг/с} \quad (3.33)$$

$$G_{кд} = \frac{10749 \cdot 1,19}{3600} = 3,55 \text{ кг/с}$$

Таблиця 3.1 - Сумарна таблиця розрахунку теплопритоків

Приміщення	Q <sub>пол</sub> , кВт	W <sub>пол</sub> , кг/с	ε, кДж/кг·К	G, кг/с
Цех	19,694	0.00094	20951	3,23

### 3.9 Побудова процесу в h-d діаграмі (літній процес)

Для побудови процесу в h-d діаграмі необхідно визначити тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}}{W_{пол}}, \text{кДж/кг} \quad (3.35)$$

де  $Q$  – надходження тепла в приміщення, кВт;

$W$  - надходження вологи в приміщеннях, кг/с.

#### Будуємо на діаграмі $\varepsilon$ процесу.

При побудові літнього режиму функціонування СКП на h-d діаграмі відзначаємо параметри зовнішнього повітря  $t_{Нл}$ . Відзначимо на діаграмі точку, що визначає параметри повітря в приміщенні  $t_{Вл}$ . На прямій  $d = const$  побудованою з  $t_{Вл}$  приймаємо нагрів у витяжному вентиляторі  $\Delta t = 1^{\circ}C$  отримуємо точку  $t_{Вл}'$ . Будуємо процес в приміщенні і відкладаємо робочу різницю температур, що відповідає точці повітря приточування  $t_{Пл}$ . Будуємо процес в повітроохолоджувачі, з'єднавши т.  $t_{Нл}$  з температурою поверхні повітроохолоджувача  $t_f$ . Приймаємо нагрів повітря в припливному повітроводі вентиляторі  $\Delta t = 1^{\circ}C$ , і будуємо  $t_{Пл}'$ , через яку будуємо пряму по  $d = const$  до перетину з процесом в повітроохолоджувачі і отримуємо параметри повітря після охолодження  $t_{Кл}$ .

Знаючи витрату повітря через центральний кондиціонер, а також їх холодопродуктивність знаходимо різницю ентальпій  $\Delta h$  і відкладаємо їх на діаграмі. З'єднавши точки, що вийшли, одержимо точки суміші на  $\varepsilon$  процесу. Точка суміші має параметри  $t_c = 27^{\circ}C$ ,  $h_{см} = 51.8 \text{кДж/кг}$ .

Таблиця 3.2 - Параметри повітря літнього режиму кондиціонування

	$t_{Нл}$	$t_{Пл}'$	$t_{Пл}$	$t_{Вл}$	$t_{Вл}'$
$t_i, (^{\circ}C)$	31	21	20	25	26
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$	62	44	43	49	50
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}}\right)$	12,2	9,1	9,1	9,5	9,5

### 3.10 Розрахунок тепловиділень у поліграфічному видавництві взимку

Зовнішня температура повітря  $t_n = -20^\circ\text{C}$  ;

Ентальпія зовнішнього повітря  $h_n = -18,6$  кДж/кг

$$G_x = G_T = 3,23, \text{ кг/с}, \quad (3.36)$$

### 3.11 Розрахунок тепловиділень від конструкцій , що обгороджують

$$Q_{\text{ооор}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{вік}} = -891 - 288 = -1179, \text{ Вт} \quad (3.37)$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F (t_n - t_e), \text{ Вт} \quad (3.38)$$

$$Q_{\text{ст}} = 0,35 \cdot 63,62(-20 - 20) = -891, \text{ Вт}$$

де  $F_{\text{ст}}$  – площа стін,  $\text{м}^2$ ;

$k_{\text{ст}}$  – коефіцієнт теплопередачі через стіни,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ ;

$t_n - t_e$  – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні,  $^\circ\text{C}$ .

$$Q_{\text{ок}} = F_{\text{вік}} \cdot k_{\text{вік}} (t_n - t_e), \text{ Вт} \quad (3.39)$$

$$Q_{\text{ок}} = 0,6 \cdot 12(-20 - 20) = -288, \text{ Вт},$$

де  $F_{\text{ок}}$  – площа вікон,  $\text{м}^2$ ;

$k_{\text{ок}}$  – коефіцієнт теплопередачі через вікна,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ ;

$t_n - t_e$  – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні,  $^\circ\text{C}$ .

### 3.12 Розрахунок тепловиділень від різних джерел

#### 3.12.1 Тепловиділення від людей

$$Q_{\text{л}}^3 = Q_{\text{л}}^{\text{л}} = 1160, \text{ Вт}, \quad (3.40)$$

#### 3.12.2 Тепловиділення від освітлення

$$Q_{\text{осв}}^3 = Q_{\text{осв}}^{\text{л}} = 533,6, \text{ Вт} \quad (3.41)$$

#### 3.12.3 Повне тепло надходження

$$Q_{\text{нов}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{уст}} + 0,4Q_{\text{ооор}}, \text{ Вт} \quad (3.42)$$

$$Q_{\text{нов}} = 1160 + 533,6 + 2088 - 0,4 \cdot 1179 = 6000 \text{ Вт}$$

#### 3.12.4 Повне волого виділення

$$W_{\text{нов}}^3 = W_{\text{нов}}^{\text{л}} = 0,00094, \text{ кг/с} \quad (3.43)$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{\text{пол}}^3}{G}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.44)$$

$$\Delta h_p = \frac{6}{3,23} = 1,86, \text{ кДж/кг}$$

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		21

### 3.13 Визначаємо тепло-вологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{пол}^3}{W_{пол}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.45)$$

$$\varepsilon = \frac{6}{0.00094} = 6383, \text{ кДж/кг}$$

### 3.14 Побудова процесу в h-d діаграмі (зимовий процес)

Будуємо в діаграмі точку В, що відповідає нашим заданим параметрам, потім будуємо  $\varepsilon$  процес для всіх приміщень. Вибираємо  $\varepsilon_{порівн}$  - це буде тепловолога характеристика процесу в холодний період року. Відкладаємо точку В' відповідному підігріву повітря на усмоктувальному повітроводі й рівного 1°C. Від точки В по  $\varepsilon_{ін}$  відкладаємо  $\Delta h = 5,95$  °C і ставимо точку П. Відкладаємо точку П' відповідному підігріву повітря на нагнітаючому повітроводі й рівного 1°C, від її відкладаємо вниз по  $d = \text{const}$  відповідному підігріву повітря в нагнітальному повітроводі й ставимо на перетинанні

$\varphi = 90$  % точку К. Будуємо підігрів у першому нагрівачі по  $d = \text{const}$  (Н-Н'). З'єднуємо точку Н'с точкой В'. Відкладемо від крапки К процес по  $h = \text{const}$  до прямиї Н'В' і поставимо т.С, одержали процес у зволожувачі.

Таблиця 3.3 - Параметри повітря зимового режиму кондиціонування

	т.Н <sub>3</sub>	т.Н <sub>3</sub> <sup>1</sup>	т. В,	т.В <sub>л</sub> '	т.П	т.П <sub>л</sub> '
$t_i, (^{\circ}C)$	-20	12	20	21	14	15
$h_i, \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}\right)$	-18,6	13	35	36	28	28,8
$d_i, \left(\frac{\text{г}}{\text{кг}}\right)$	0,4	0,4	5,9	5,9	5,5	5,5

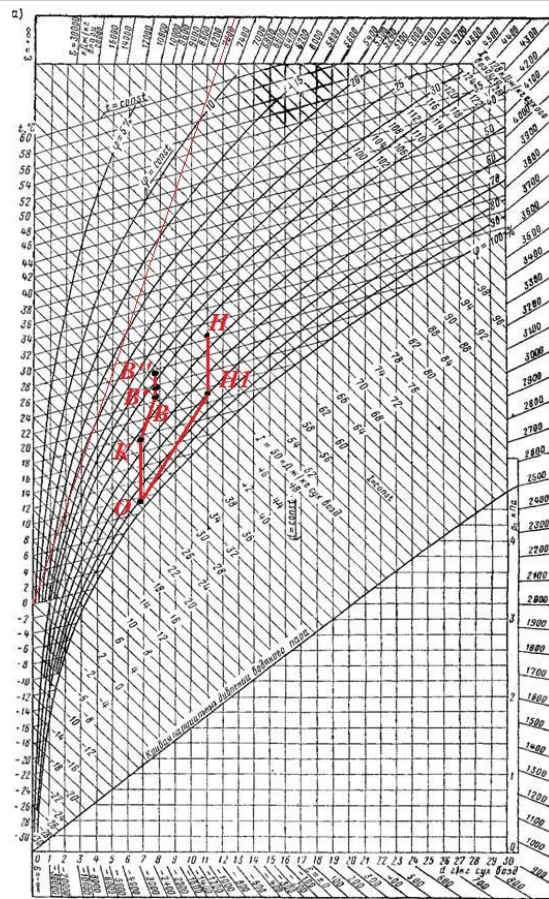


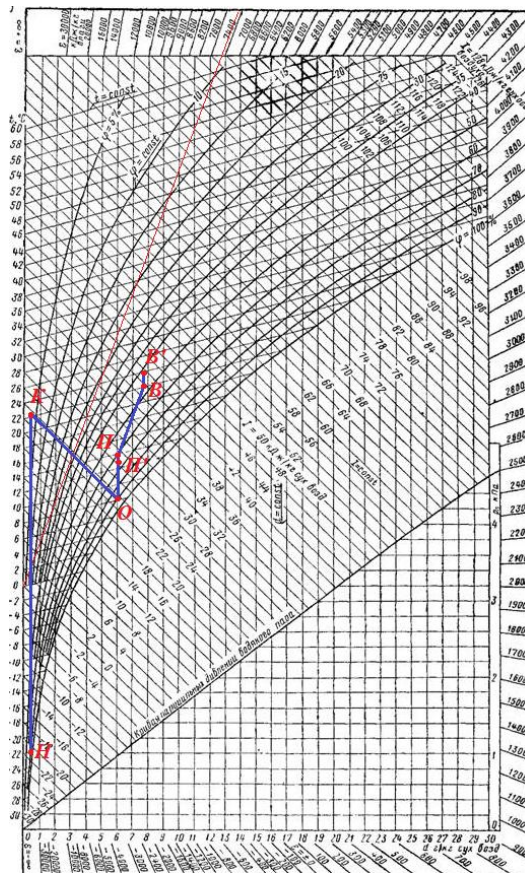
Рис . ТПР

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ

Лист

23



#### 4 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

- 1) Вибір діаметрів для круглих повітроводів і розмірів перетину для прямокутних повітроводів ;
- 2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітроводи.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуємих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;

					Лист
					24
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ

- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітровою;
- матеріал повітровою;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітровою (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітровою й розбиваємо його на ділянки.

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі

$$L = \frac{3600 \cdot G_v}{\rho}, \quad (4.1)$$

де  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$  – щільність повітря.

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде дорівнює:

$$L = \frac{3600 \cdot G_v}{\rho} = \frac{3600 \cdot 3,23}{1,19} = 9690, \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітророзподілення встаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

$$L_1 = 1,05 \cdot L, \quad \text{м}^3/\text{ГОД} \quad (4.2)$$

$$L_1 = 1,05 \cdot 9690 = 10749, \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

#### 4.1 Розрахунок повітровою

Сутність аеродинамічного розрахунку повітровою складається у визначенні розмірів його перетинів, а також втрат тисків на тертя й місцеві опори. При цьому необхідно виконати наступні умови:

- розміри перетинів повинні бути стандартними;

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

- втрати напору в будь-якій галузі системи повинні бути нижче розташованого;
- швидкість повітря у повітроводів повинна бути рекомендується межах, що (для адміністративних і суспільних будинків швидкість руху повітря на магістральних ділянках повітропровода в межах 5-9 м/с, у відгалуженнях до 5 м/с);
- швидкість повітря на магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися.

Для виконання розрахунку розробляємо розведення повітроводів по приміщеннях, представляємо її схему в ізометрії, розбиваючи її на ділянки. Для кожної ділянки визначаємо витрату повітря й задаємося швидкістю руху повітря.

Для ділянки №1 повітропроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{ЧАСТОК}\#1} = \frac{L_1^{\text{II}}}{6} = 10749/6 = 1791 \text{ м}^3/\text{с} \quad (4.3)$$

Задаємося швидкістю повітря  $v=5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітропроводу

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (4.4)$$

$$d = (1791 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,356 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром:  $d=0,4 \text{ м}$

Знайдемо площу перетину:

$$F = (\pi d^2) / 4 \quad (4.5)$$

$$F = (3,14 \cdot 0,4^2) / 4 = 0,13 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (F \cdot 3600) \quad (4.6)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 1791 / (0,13 \cdot 3600) = 3,83 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} = (3,83 \cdot 0,4) / 0,0000156 = 98205, \quad (4.7)$$

Де  $d_{\text{екв.}} = d$

$\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

										Лист
										26
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

$$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left( \frac{m^3}{c} \right).$$

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / 98205^{0,25} = 0,018 \quad (4.8)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{дин.} = \frac{\rho \cdot v_{факт}^2}{2} = (1,2 \cdot 3,62^2) / 2 = 7,86 \quad (4.9)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{экв.}} \cdot \Delta p_{дин.} = (0,018 / 0,4) \cdot 7,86 = 0,354 \quad (4.10)$$

Втрати тиску по довжині повітропроводу визначаються

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,354 \cdot 3 = 1,062 \quad (4.11)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{дин.} + \Delta p_{решетки} = 0,25 \cdot 7,86 + 15 = 16,97 \quad (4.12)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно  $\xi = 0,24$ ;
- конфузор  $\xi = 0,25$ .

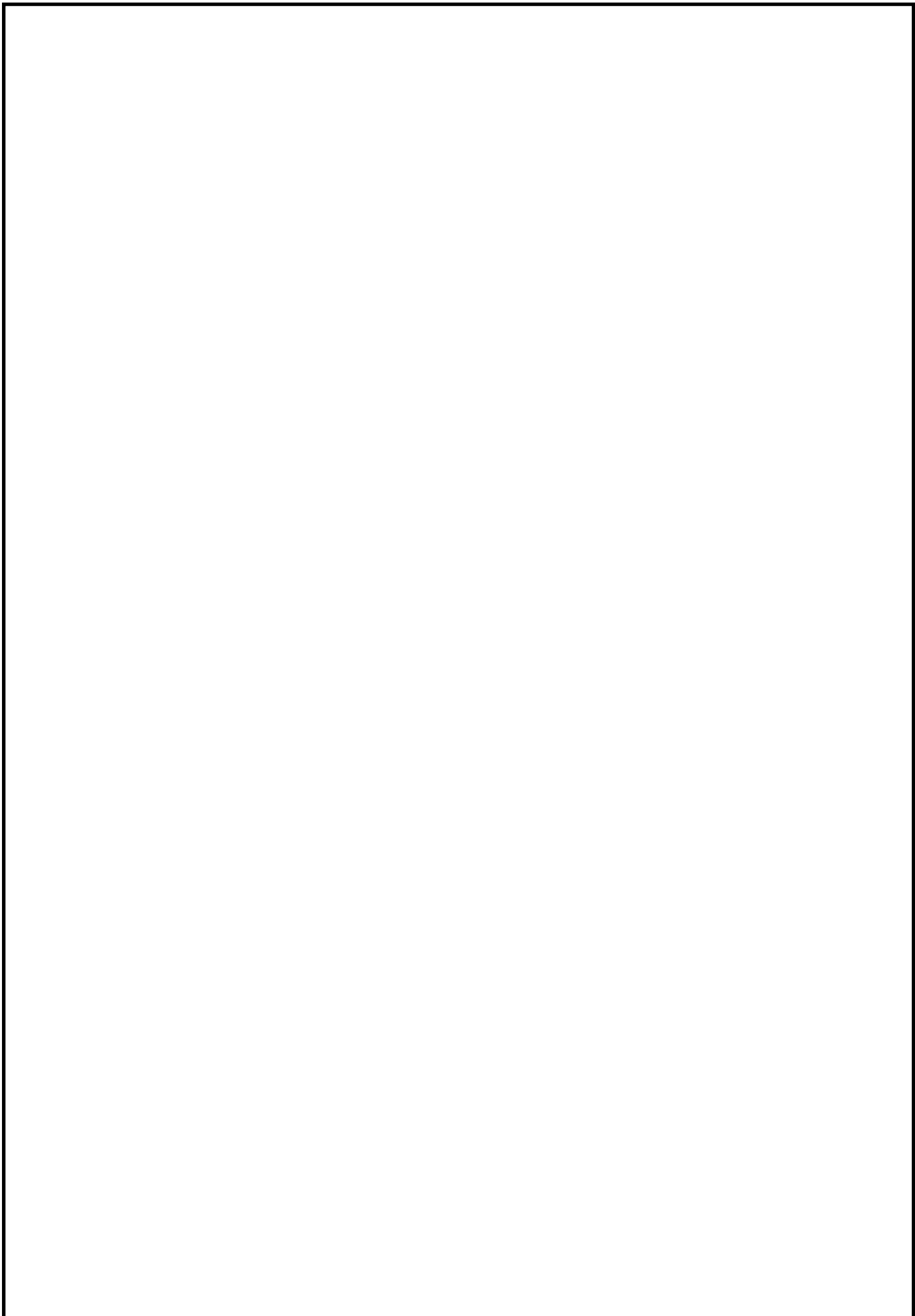
Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 1,062 + 16,97 = 18,032 \quad (4.13)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії "Єврокліма Україна,,,

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами, розміром 400\*225, у якого площа живого січення дорівнює  $f=0,06 \text{ м}^2$ . При рівні звукової потужності:  $L_A \leq 35 \text{ дБ}$ , далькобійність струменя приточування  $L_{струменя} = 4-10 \text{ м}$  в залежності від необхідної швидкості в приміщенні  $v$  – від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає:  $\Delta p = 17 \text{ Па}$ .

										Лист
										27
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					



					<i>БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ документа</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		28

## 5 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

### 5.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$$G_{\max} = 3,23 \text{ кг/с.}$$

Повна корисна продуктивність кондиціонера врахуванням протічок в мережі воздуховодів

$$L_{\text{КД}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{MAX}}}{\rho} = \frac{3600 \cdot 3,23}{1,19} \cdot 1,1 = 10749, \text{ м}^3/\text{ГОД} \quad (5.1)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

З каталогів фірми ВЕЗА Українаа вибирємо м КЦКП -10 .

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

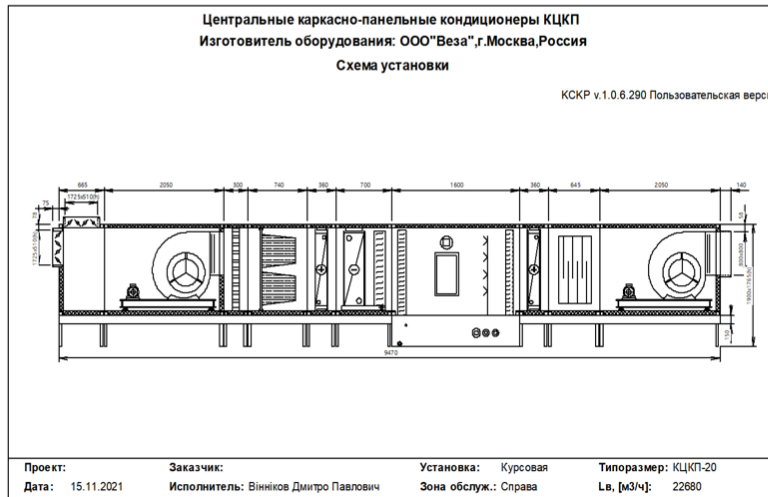
$$G_{\text{КИ}} = \frac{\rho_{\text{В}} \cdot L_{\text{КД}}^{\text{ПОВНЕ}}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 10749}{3600} = 3,55 \text{ кг/с} \quad (5.2)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

Додатки з презентації

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		29

# Схема центрального каркасно-панельного кондиционера КЦКП-20



Центральные каркасно-панельные кондиционеры КЦКП  
Изготовитель оборудования: ООО "Вега", г. Москва, Россия  
Проект от 15.11.2021

Заказчик: \_\_\_\_\_ Установка: Курсовая ХМ101  
Адрес: \_\_\_\_\_ В.Д.П.  
Телефон: \_\_\_\_\_ Факс: \_\_\_\_\_ Типоразмер: КЦКП-20  
E-mail: \_\_\_\_\_ Сторона обслуж.: Справа  
Диаг.: Винников Дмитрий Павлович Лв, [м3/ч]: 22680  
Данные должны быть проверены и могут быть уточнены специалистами ООО "Вега"

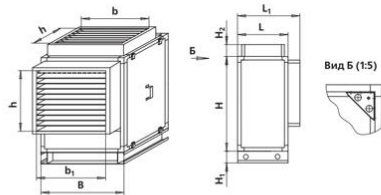
Наименование блоков с индексами и характеристиками входящего оборудования

1. Блок прямо-смесительный (два клапана) - 1 шт.
2. Вентилятор - 1 шт.
3. Фильтр ичевоковый - 1 шт.
4. Фильтр карманный - 1 шт.
5. Воздуонагреватель жидкостный - 1 шт.
6. Воздуоохладитель жидкостный - 1 шт.
7. Форсуночная камера орошения - 1 шт.
8. Воздуонагреватель жидкостный - 1 шт.
9. Шумоглушитель - 1 шт.
10. Вентилятор - 1 шт.
11. Рамка.

Конструктивное исполнение: двойная толщина наружных панелей

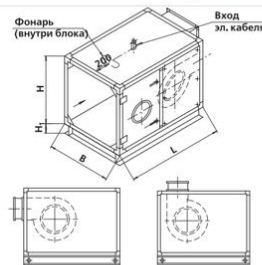
## Найменування блоків з індексами і характеристиками вхідного обладнання

1. блок приймально-змішувальний (два клапани)



Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
H <sub>1</sub>	150
H <sub>2</sub>	215
L	790
L <sub>1</sub>	365
b	1735
n	625
Маса, кг	170

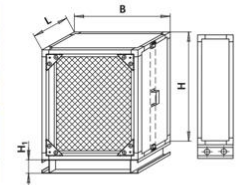
2 і 10. Вентилятор ВР-6,3



Розмір, мм	20
№ центроб. вентилятора	5-6,3
B	1900
H	1400
H <sub>1</sub>	150
L <sub>центр</sub>	2050
L <sub>бл.с рез.двиг-м</sub>	2600
Маса, кг	430

3. Фільтр осередковий  
Марки ФВП-І-1900-1400-48-Г3

Размер, мм	20
B	1900
H	1400
L	300
H <sub>1</sub>	150
Тип фильтра/Класс фильтрации	ФВП-І
Масса, кг	83



Технічні характеристики

Показатель	ФВП-І
	Г3
Начальное аэродинамическое сопротивление, Па, (кгс/м2)	40
Конечное аэродинамическое сопротивление, Па, (кгс/м2)	130
Средняя эффективность очистки по весу, %	90-95
Фильтрующий материал	стекловолокнистый материал
Марка фильтра	ФВП-І-ХХ-48-Г3

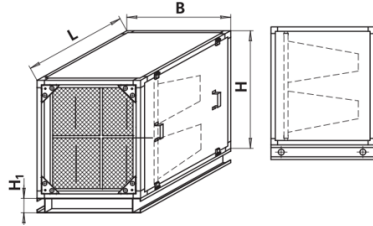
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата
------	------	-------------	---------	------

БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ

Лист

30

#### 4. Фільтр кишеньковий ФВК-66-360-6-G

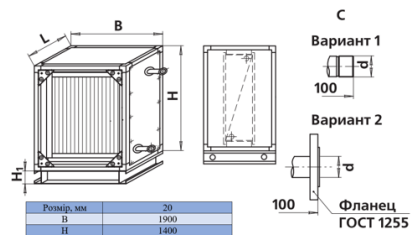


Розмір, мм	20	Показник	Фільтр
B	1900		
H	1400	Початковий аеродинамічний опір, Па	32
L	590	Кишеньковий аеродинамічний опір, Па	250
H <sub>1</sub>	150	Середня ефективність очищення за вагою	> 90
Клас фільтрації	G4		
Маса, кг	165		

#### Технічні характеристики

Кондиціонер	Марка фільтра	Клас	Кількість, шт	Площа, м <sup>2</sup>
КЦКП-20	ФВК-66-360-6-G	G4	6	13,2

#### 5 і 8. Повітрянагрівач рідинний

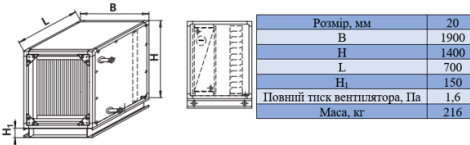


Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
L	360
H <sub>1</sub>	150
I	Симетрично I, в залежності від кількості труб
d	Випадаєть заводу
Тиск роб. (МПа)	1,6
Маса без обвідного каналу, кг	166

#### Технічні характеристики без обвідного каналу

Кондиціонер	Позначення повітрянагрівача	Розмір, мм фронтальної перерізу	Потужність, кВт
КЦКП-20	ВНВ243.1-163-120-03-3.0-04-2	1630	500

#### 6. Повітроохолоджувач рідинний



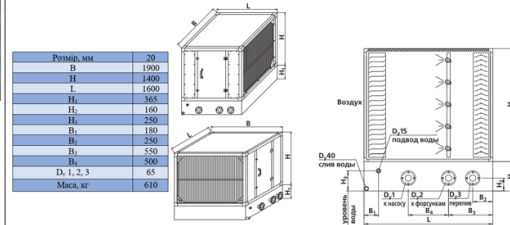
**Влаштування дренажу**  
Кожен кондиціонер з охолоджувачем повітря комплектується сифоном (гідрозатором), що забезпечує злив конденсату в дренажну систему.

#### Технічні характеристики

Марка сифона	Повний тиск вентилятора, Па	h, мм	H, мм	Ріс.
СФ-32/6-10	600-1000	117	242	1

Кондиціонер	Позначення повітроохолоджувача	Розмір, мм фронтальної перерізу		Потужність
		Довжина трубок	Висота ґрунтової решітки	
КЦКП-20	ВОВ243.1-163-120-06-3.0-04-1	1630	1200	180

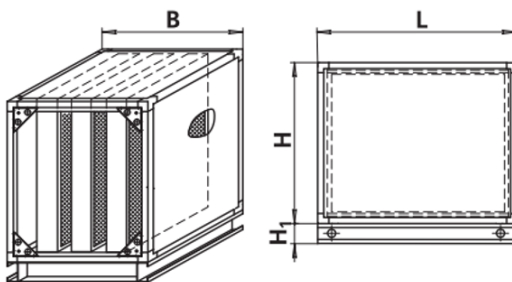
#### 7. Форсункова камера зрошення



#### Технічні характеристики

Кондиціонер	Коефіцієнт адiabатичної ефективності, EA	Витрата водн. тілод	Тиск перед форсунками, кг/см <sup>2</sup>	Тип насоса
КЦКП-20	0,95	30,3	2,8	K65-50-160
Потужність, кВт	Частота обертв, годін <sup>-1</sup>	Напруга, В	Частота току, Гц	
5,5	3000	380	50	

#### 10. Шумоглушник



Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
L	1645
H <sub>1</sub>	150
Маса, кг (L=1645)	225

#### Зниження рівнів звукової потужності блоками шумоглушення

Типорозмір	Довжина пластин I, м	Зниження рівня звукової потужності, дБ в октавних полосах з середньгеометричними частотами, Гц
КЦКП-5...КЦКП-100	0,5	1000 8

# Спіральний компресор ZP Copeland Scroll™ для кондиціонування повітря з оптимізованою сезонною продуктивністю

## Технічні характеристики та переваги

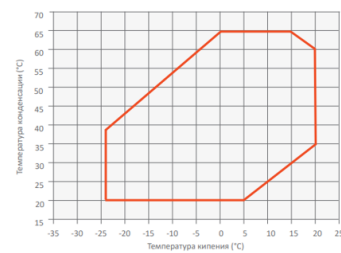
Нові спіральні компресори ZP\*KZE та ZP\*KPE для великих чилерів відрізняються покращеними можливостями контролю та підвищеною ефективністю охолодження при частковому завантаженні завдяки технології змінної об'ємної продуктивності (VVR). Це дозволить виробникам обладнання відповідати мінімальному рівню сезонної ефективності відповідно до Директиви з екологічних вимог до продукції. Вони оснащені модулями зв'язку CoreSense™, що підвищує надійність за рахунок передачі компресора в системний контролер в режимі реального часу і забезпечує тепловий захист. Вони призначені для реверсивних чилерів, кришок з вентиляторним блоком або блоків очищення повітря з холодопродуктивністю 30-400 кВт.

- Висока сезонна ефективність (SEER) SEER на 5% ефективніша за попереднє покоління
- Гнучкість та менша складність

Широкий діапазон рівноважних та нерівноважних конфігурацій тандему та тріо для всієї лінійки системи при зменшенні обсягу складських запасів компресорів.

- Підвищена надійність за рахунок використання електроніки

Робочий діапазон для R410a



## Огляд технічних властивостей

Моделі	Номинальная мощность, кВт	Мощность (kW)	EER	Холодильная мощность (кВт)	Питання всмоктування (Діаметр)	Питання всмоктування (Діаметр)	Питання всмоктування (Діаметр)	Кількість масла (л)	Длина/ширина/высота (мм)	Масса нетто (кг)	Версия двигателя/код		Максимальный рабочий ток (А)			Ток блокировки ротора (А)	Звуковое давление на вх. в. (А) ***
											1 фаза*	3 фазы**	1 фаза*	3 фазы**	1 фаза*		
ZP137KPE	12,0	29,0	3,2	22,1	1 1/4	7/8	3,3	264/285/552	65		TFD	25	118	65			
ZP154KPE	13,0	33,0	3,1	24,9	1 1/4	7/8	3,3	264/285/552	65		TFD	31	140	65			
ZP182KPE	15,0	39,0	3,1	29,1	1 1/4	7/8	3,3	326/295/552	66		TFD	34	174	66			
ZP232KZE	20,0	50,6	3,3	36,6	1 1/4	1 1/4	4,4	344/292/661	90		TED	38	241	72			
ZP252KZE	25,0	63,4	3,3	45,7	1 1/4	1 1/4	4,4	344/292/661	90		TED	48	287	73			
ZP385KPE	30,0	82,9	3,2	60,8	1 1/4	1 1/4	6,3	447/427/724	177		TWD	65	310	74			
ZP485KPE	40,0	105,0	3,2	77,3	1 1/4	1 1/4	6,3	368/345/756	190		TWD	82	408	78			

## Споживна потужність

R410A	Холодопродуктивність (кВт)							R410A	Віддача потужності (кВт)						
	Температура кипіння (°C)								Температура кипіння (°C)						
	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15		-15	-10	-5	0	+5	+10	+15
ЗP137KPE	16,0	20,0	24,5	29,5	35,2	41,5		ЗP137KPE	9,8	9,7	9,6	9,5	9,5	9,4	
ЗP154KPE	18,3	22,5	27,4	33,0	39,4	46,6		ЗP154KPE	11,0	10,9	10,8	10,7	10,5	10,5	
ЗP182KPE	21,6	26,7	32,4	38,8	46,0	54,2		ЗP182KPE	12,8	12,8	12,7	12,6	12,5	12,4	
ЗP232KZE	28,5	34,9	42,1	50,6	60,1	70,8		ЗP232KZE	15,2	15,3	15,3	15,3	15,3	15,3	
ЗP252KZE	36,1	44,0	53,1	63,3	74,8	87,6		ЗP252KZE	19,4	19,5	19,4	19,4	19,3	19,3	
ЗP385KPE	47,0	57,3	69,2	82,9	98,6	116,5		ЗP385KPE	25,9	25,9	25,8	25,8	25,9	26,1	
ЗP485KPE	60,7	73,5	88,2	105,0	124,5	146,0		ЗP485KPE	32,9	32,9	32,9	33,0	33,1	33,4	

Обираю компресор по розрахованій холодопродуктивності Qo=43 кВт, марки ZP Copeland Scroll (ZP232KZE)

## Підбір чилера фірми DAIKIN



EWAQ-BA\*

Моделі	016	021	025	032	040	050	064
Холодопродуктивність, Ном. кВт	17,4 (1/16,6Q2)	21,7 (1/20,7Q2)	25,8 (1/24,7Q2)	32,3 (1/30,9Q2)	43,4 (1/41,5Q2)	51,8 (1/49,7Q2)	64,5 (1/62,3Q2)
Виробничий процес	С-емпіричне управління						
Холодопродуктивність, Мінімальна продуктивність, %	25						
Холодопродуктивність, Максимальна продуктивність, %	14,7 (1/15,4Q2)						
EER	5,08 (1/5,8Q2)	7,25 (1/7,5Q2)	5,29 (1/5,74Q2)	13,8 (1/13,5Q2)	14,7 (1/15,4Q2)	18,8 (1/19,1Q2)	26,4 (1/27,4Q2)
SEER	3,11 (1/2,8Q2)	2,99 (1/2,75Q2)	2,78 (1/2,54Q2)	2,48 (1/2,29Q2)	2,95 (1/2,69Q2)	2,76 (1/2,52Q2)	2,44 (1/2,27Q2)
ESEER	4,33 (1/4,21Q2)	4,08 (1/4,18Q2)	3,85 (1/4,04Q2)	3,39 (1/3,62Q2)	4,19 (1/4,24Q2)	3,96 (1/4,12Q2)	3,64 (1/3,78Q2)
Розміри	Блок	Видатг	мм	1684x1577x714			
Бес	Блок	мм	264				
Експлуатаційний вес	Блок	кг	317				
Водний теплообмін	Тип	Глибина	320				
Об'єм води	Тип	Глибина	401				
Ном. розд.	Тип	Глибина	577				
Охлаждение	Тип	Глибина	730				
Питання всмоктування	Тип	Глибина	738				
Водний теплообмін	Тип	Глибина	730				
Вентилятор	Тип	Глибина	730				
Тип компресора	Тип	Глибина	730				
Робочий діапазон	Тип	Глибина	730				
Хладагент	Тип	Глибина	730				
Управління	Тип	Глибина	730				
Контроль	Тип	Глибина	730				
Видатг	Тип	Глибина	730				
Ступінь	Тип	Глибина	730				
Напруга	Тип	Глибина	730				
Частота	Тип	Глибина	730				
Напруга	Тип	Глибина	730				

Обираю чилер фірми DAIKIN по розрахунковій холодопродуктивності Qo= 47 кВт, EWAQ-BA 050

## 5.2 Розрахунок повітряного охолоджувача

Процес охолодження й осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вологовмісті; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині ребреніє в місцях, де ребра примикають К поверхні трубок, по яких проходить холодна вода; у тих рядах повітроохолоджувача, де охолоджений повітря зустрічається з поверхнею ребреніє, що має температуру нижче крапки роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи буде мати місце в останніх рядах повітроохолоджувача, де проходить найбільш холодна вода. По висоті ребра інтенсивність вологовипадіння при осушенні повітря буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи має місце в підстави ребра й знижується по його висоті.

При розрахунку повітроохолоджувача приймаємо швидкість повітря у фронтальному перетині апарата 1,3 м/с.

Продуктивність повітроохолоджувача визначається рівнянням теплового балансу:

$$Q_x = G \cdot (h_c - h_k), \text{ кВт}; \quad (5.3)$$

де  $G$  - витрата зовнішнього повітря, кг/з;

$h_n, h_k$  - початкова й кінцева ентальпія охолоджуваного повітря, кДж/кг.

$$Q_x = 3,23 \cdot (51,8 - 37) = 47,8 \text{ кВт}; \quad (5.4)$$

З рівняння теплового балансу треба, що витрата холодної води по трубках теплообмінника обчислюється з рівняння:

$$G_w = \frac{G \cdot (h_c - h_k)}{c_w \cdot (t_{w, \text{ВЫХ}} - t_{w, \text{ВХ}})}, \text{ кг/с.} \quad (5.5)$$

де  $c_w = 4,2$  - кДж/кг<sup>°</sup>С- теплоємність води;

$t_{w, \text{ВХ}}, t_{w, \text{ВЫХ}}$  - початкова й кінцева температура холодної води на вході й виході з теплообмінника, <sup>°</sup>С.

										Лист
										33
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

$$G_w = \frac{3,23 \cdot (51,8 - 37)}{4,19 \cdot (13,6 - 12,5)} = 10,4 \text{ ,кг/с.} \quad (5.6)$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагрівання повітря К максимального-МОЖЛИВОГО:

$$\Theta = \frac{Q_o}{Q_{f \max}} = \frac{27 - 14}{27 - 13,6} = 0,97 \quad (5.7)$$

Визначаємо показник відносин теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (5.8)$$

$$W = \frac{3,23 \cdot 1,006}{10,4 \cdot 4,28} = 0,073$$

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла:  $N_t = 2,6$ .

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2 \quad (5.9)$$

$$F = \frac{2,6 \cdot 3,23 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{39,2} = 215,5 \text{ м}^2$$

де К – коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\gamma\rho)^{0,37} \cdot \varpi^{0,18} \quad (5.10)$$

$$K = 20,94 \cdot (4 \cdot 1,2)^{0,37} \cdot 1,3^{0,18} = 39,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі:

$$\Delta P_{\text{в оз}} = B(\nu\rho)^m \quad (5.11)$$

де Б - вільний член, що відбиває конструктивні особливості теплообмінника;F

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

$v$  - швидкість повітря;

$m$  - показник ступеня, вибирається по таблиці.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 7,962 \cdot (4 \cdot 1,3)^{1,59} = 109,5 \text{ Па}$$

Визначаємо гідравлічний опір у трубках теплообмінника:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (5.12)$$

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 9 \cdot 1,3^{1,69} = 45 \text{ кПа}$$

### 5.3 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 1-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря  $t_n = -20^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 12^\circ\text{C}$ , витрати повітря  $G_B = 10749 \text{ м}^3/\text{час}$ , початкова та кінцева температура теплоносія  $t_1 = 101,7^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 59,1^\circ\text{C}$ .

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-2,5-06-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину  $0,93 \text{ м}^2$ .

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10  $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ . Керуючись

$$v\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (5.13)$$

$F_f$  – площа фронтального перетину кондиціонера,  $\text{м}^2$ ;

$G_B$  – витрата повітря  $\text{кг}/\text{с}$ ;

$$v\rho = 10749 / (3600 \cdot 0,93) = 3,21 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot C_e \cdot G_B \cdot (t_c - t_k) \quad (5.14)$$

$c_B$  – теплоємність повітря;

$$Q = 0,278 \cdot 1,006 \cdot 10749 \cdot (12 - (-20)) = 96197 \text{ Вт}$$

Витрата теплоносія,  $\text{кг}/\text{год}$

$$G_w = \frac{3,6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \quad (5.15)$$

$c_w$  – теплоємність води;

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$G_w = 3.6 \cdot 96197 / (4.187(101,7-59,1)) = 1942 \text{ кг/год.}$$

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах  $w$  от 1.2 до 1.5 м/с, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води.

Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря,  $p$ .

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{mp}}{h} \quad (5.16)$$

де  $H_{тр}$  – висота трубної решітки, м;

$h$  – крок труб по висоті, м, для КЦКП  $10 h = 0.05$  м.

Приймаємо  $p = 1$ ; при  $H_{тр} = 0,85$  м, загальна кількість трубок:

$$N = 1 \cdot 0,85 / 0.05 = 17$$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \quad (5.17)$$

де  $f_w$  – площа живого перетину мідної трубки  $m^2$ ;

приймаємо швидкість руху води в трубках 1.6 м/с. Тоді

$$m = 1942 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 1.6) = 3.04$$

Приймаємо  $m = 3$  та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \quad (5.18)$$

$$n = 17 / 3 \approx 6$$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \quad (5.19)$$

$$w = 1942 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 3) = 1,62 \text{ м/с}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі,  $K \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \quad (5.20)$$

$A$  – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

$$k = 20.94 \cdot (3,21)^{0,37} \cdot 1,62^{0,18} = 35.2 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^\circ C)$$

										Лист
										36
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_1 - t_2}{2} - \frac{t_n + t_{n'}}{2} \quad (5.21)$$

$$\Delta t_{cp} = (101,7 + 59,1)/2 - (-20 + 12)/2 = 84,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (5.22)$$

$$F = 96197 / (35,2 \cdot 84,4) = 32,38 \text{ м}^2$$

При відстані між пластинами 3мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника 35 м<sup>2</sup>, цього достатньо для передачі необхідної кількості теплоти.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

$$a = (35 - 32,38) / 35 \cdot 100 = 7,5 \%$$

Аеродинамічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_a = B \cdot (v\rho)^m \quad (5.23)$$

Б, m –емпіричні коефіцієнти;

$$\Delta P_a = 7,962 \cdot 3,21^{1,59} = 50,86 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{хода} \cdot w^{1,69} \quad (5.24)$$

де  $l_{хода}$  – приведена довжина ходу води в трубках визначається як множення числа ходів на довжину трубок.

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot (1,02 \cdot 3) \cdot 1,62^{1,69} = 8,08 \text{ кПа}$$

#### 5.4 Розрахунок поверхневого повітрянагрівача 2-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітрянагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря  $t_n = 15^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 4^\circ\text{C}$ , витрати повітря  $G_b = 10749 \text{ м}^3/\text{час}$ , початкова та кінцева температура теплоносія  $t_1 = 101,7^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 59,1^\circ\text{C}$ .

Приймаємо повітрянагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-2,5-06-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину 0,93 м<sup>2</sup>.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера

										Лист
										37
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					



Гідравлічний опір повітрянагрівача:

$$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1,02 \cdot 3) \cdot 0,557^{1.69} = 2.24 \text{ кПа}$$

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		39

## 6 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ОСНОВНОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

### 6.1 Тепловий розрахунок компресора

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є кількість холоду, яку вона повинна виробити для СКП, а також режим роботи.

Для роботи холодильної машини використовуємо фреон R407C, який має достатньо хороші термодинамічні якості.

R-407C є гідрофторуглеродним холодоагентом, що не руйнує озоновий шар. Розроблено для заміни R-22 в багатьох системах кондиціонування повітря. Являє собою зеотропну суміш гідрофторвуглеців R-32 / R-125 / R-134a (масові частки відповідно 23/25/52%). За своїми експлуатаційними характеристиками R-407C дуже близький до R-22, що дозволяє здійснювати ретрофіт багатьох агрегатів, що працюють на R-22. R-407C - це трьохкомпонентна суміш з температурним дрейфом близько 6 °C

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента ( $t_o$ ) та температурою конденсації ( $t_k$ ).

Температура кипіння залежить від робочої температури води, яка виходить з чиллера:  $t_{\text{води}} = 12,5\text{ }^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

$$t_o = 12,5 - 2 = 10,5\text{ }^\circ\text{C}$$

Приймаємо  $\Delta t_o = 2\text{ }^\circ\text{C}$  – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чиллерах.

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_n + (8...15)\text{ }^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

$t_n = 31\text{ }^\circ\text{C}$  – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 31 + 13 = 44\text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

$$\Delta t_k = 5\text{ }^\circ\text{C}$$

									Лист
									40
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.3)$$

$$t_3 = 44 - 5 = 39, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Задаємось перегрівом парів холодильного агента в обмотках ел.двигуна компресора:  $\Delta t_{bc} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

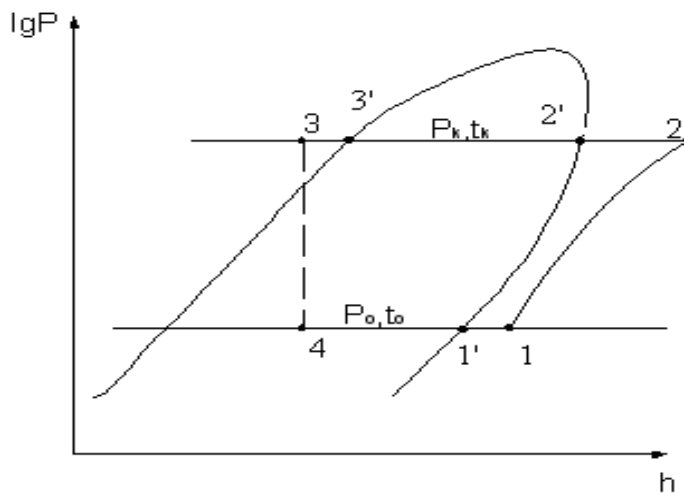
Перегрів в випарнику-  $\Delta t_0 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (5.4)$$

$$t_1 = 10,5 + 5 = 15,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Побудуємо цикл в  $\lg p$ - $h$  діаграмі та визначимо параметри точок



процесів.

## 6.2 Підбираємо чиллер зі спіральним компресором.

Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_0^ч = 1,1 * G_B * (h_c - h_k) = 1,1 * 3,23 * (51,8 - 37) = 52,6 \text{ кВт}; \quad (6.5)$$

Температура кипіння фреону:  $t_0 = 10,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

Температура конденсації фреону:  $t_k = 44 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

Будуємо холодильний цикл у  $\lg p$ - $h$  діаграмі та знімаємо дані з точок циклу, які заносимо в таблицю 5.1

Таблиця 5.1 – Параметри холодильного циклу

	1	2	3	4
--	---	---	---	---

P, бар	6,5	18	18	6,5
t, °C	17	56	39	6
h, кДж/кг	430	468	260	260
v, м <sup>3</sup> /кг	0,066	-	-	-

Питома масова холодовидатність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 430 - 260 = 170 \text{ кДж/кг}; \quad (6.6)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 468 - 430 = 38 \text{ кДж/кг}; \quad (6.7)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3 = 468 - 260 = 208 \text{ кДж/кг}; \quad (6.8)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{170}{0,066} = 2576 \text{ кДж/м}^3; \quad (6.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

$$\text{cop}_k = \frac{T_o}{(T_k - T_o)} = \frac{283,5}{(317 - 283,5)} = 8,46; \quad (6.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{км}} = 170 / 38 = 4,47; \quad (6.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_a}{\text{cop}_k} = \frac{4,47}{8,46} = 0,53; \quad (6.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

$$M_a = Q_o^q / q_o = 52,6 / 170 = 0,3 \text{ кг/с}; \quad (6.13)$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{\text{вс}} = M_a \cdot V_1 = 0,3 \cdot 0,066 = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

$\left(\frac{P_k}{P_o}\right) = 2,03$  знаходимо коефіцієнт подачі компресора  $\lambda = 0,88$ ;

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w,$$

$$\lambda_c = 1 - c \left( \left( \frac{P_k}{P_o} \right)^n - 1 \right) = 1 - 0,02 \left( \left( \frac{18}{6,5} \right)^1 - 1 \right) = 0,96 \quad (6.15)$$

$$\lambda_{w'} = \frac{T_0}{T_k} = \frac{273,15+10,5}{273,15+44} = 0,89; \quad (6.16)$$

Тоді коефіцієнт подачі дорівнює:  $\lambda = 0,85$

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$V_h = \frac{Q_0^H}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{52,6}{(0,85 \cdot 2576)} = 0,024 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.17)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{км} = 0,3 \cdot 38 = 11,4 \text{ кВт}; \quad (6.18)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$\eta_i = \lambda'_w + b \cdot t_0$$

$b$  – коефіцієнт:  $b = 0.0025$

$$\eta_i = 0.89 + 0.0025 \cdot 10,5 = 0.92 \quad (6.19)$$

де  $\eta_i$ - індикаторний к.п.д.;

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{11,4}{0,92} = 12,39 \text{ кВт}, \quad (6.20)$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_{тр} = V_h P_{ітр} \quad (6.21)$$

де  $P_{ітр}$  – середній індикаторний тиск тертя,

приймаємо  $P_{ітр} = 40$

$$N_{тр} = 0,024 \cdot 40 = 0,96, \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 12,39 + 0,96 = 13,35, \text{ кВт} \quad (6.22)$$

де  $N_{тр}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ед}} = \frac{13,35}{0,9} = 14,83 \text{ кВт}, \quad (6.23)$$

де  $\eta_{ед}$ - к.п.д. електродвигуна, кВт;

Вибираємо двигун: АВ-81-6

Номінальна потужність: 30 кВт;

Частота обертання вала: 980 об/хв.;

ККД 91%.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		43

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_d = \frac{Q_o^q}{N_{\text{ел}}} = \frac{52,6}{14,83} = 3,55; \quad (6.24)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{сгс} = \frac{\text{cop}_d}{\text{cop}_k} = \frac{3,55}{8,46} = 0,41; \quad (6.25)$$

### 6.3 Підбір чилера та розрахунок діаметра труб

Виходячи з рівняння теплопередачі

$$C_p \cdot G_w \cdot \Delta t = (G_b \cdot \rho \cdot \Delta h)/3600, \quad (6.26)$$

де  $\Delta t$  - перепад температури води в повітроохолоджувачі;

$C_p$ , кДж/кг·К- теплоємність води;

$G_w$ , кг/с - витрата води;

$L'_п$ , м<sup>3</sup>/год. - витрата повітря;

$\rho$ , кг/ м<sup>3</sup> – щільність повітря;

$\Delta h$ , кДж/кг – різниця ентальпій на вході та виході з повітроохолоджувача;

Розрахуємо витрату води:

$$G_w = \frac{L'_п \cdot (h_{\text{вх}} - h_{\text{вих}}) \cdot \rho}{3600 \cdot \Delta t \cdot C_p} = \frac{10749 \cdot (52 - 37) \cdot 1,2}{3600 \cdot 5 \cdot 4,19} = 2,56 \text{ кг/с}. \quad (6.27)$$

Звідси витрата води:

$$L_w = \frac{G_w}{\rho_w} = \frac{2,56}{1000} = 2,56 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.28)$$

Теоретична площа перерізу трубки:

$$F_T = \frac{L_w}{v} = \frac{(2,56 \cdot 10^{-3})}{1,5} = 0,0017 \text{ м}^2, \quad (6.29)$$

де  $\rho_w$ , кг/ м<sup>3</sup> – щільність води;

Визначимо теоретичний діаметр трубки:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0017}{3,14}} = 0,046 \text{ м}; \quad (6.30)$$

Беремо трубку екопластик PN 16 з фактичним діаметром  $d_\phi = 50$  мм.

Перераховуємо швидкість рідини в трубках:

$$v = \frac{L_w}{F_\phi} = \frac{L_w}{(\pi \cdot d_\phi^2)/4} = \frac{0,00256}{(3,14 \cdot (0,05)^2)/4} = 1,3 \text{ м/с}, \quad (6.31)$$

де  $F_\phi$  - фактична площа перерізу трубки, м<sup>2</sup>.

Підбираємо модель чилера по холодовидатності:

									Лист
									44
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

Підбираємо модель EWAP100CAYN фірми DAIKIN

$Q_0 = 52,6$  кВт,  $N_e = 36,4$  кВт, COP = 2, 8

Д/Ш/В, мм = 2092/3200/1100

Маса = 1124 , кг ; Шум=86, Дб.

#### 6.4 Розрахунок повітряного конденсатора

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини охолоджуючому середовищу або джерела теплоти високої температури. За родом охолоджуючого середовища конденсатори можна розділити на дві великі групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор з повітряним охолодженням. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі теплопередаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів.

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (6.32)$$

де  $Q_0$ - холодопродуктивність, кВт;

$N_e$ - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 52,6 + 1,6 = 57,8 \text{ кВт}.$$

Приймаємо  $\Delta t_{\text{пов}} = 6^\circ\text{C}$ ,

$$t_{\text{п2}} = t_{\text{п1}} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.33)$$

де  $t_{\text{п1}}$  – зовнішня температура повітря,  $^\circ\text{C}$ .

$$t_{\text{п2}} = 31 + 6 = 37 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{п1}} + t_{\text{п2}}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (6.34)$$

$$t_k = \frac{31 + 37}{2} + 10 = 44 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\theta = \frac{\Delta T_{\text{в}}}{\ln \frac{T_{\text{к}} - T_{\text{в1}}}{T_{\text{к}} - T_{\text{в2}}}}, \text{ К}, \quad (6.35)$$

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		45

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{317-304}{317-310}} = 9,7 \text{ K}.$$

Різниця повітря через конденсатор

$$G_B = \frac{Q_k}{c_p \cdot \Delta T_B}, \text{ кг/с}, \quad (6.36)$$

$$G_B = \frac{57,8}{1,006 \cdot 6} = 9,57 \text{ кг/с},$$

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.37)$$

де  $\rho_{п} = 1,17 \text{ кг/м}^3$  - щільність повітря при  $T_{п1} = 304\text{К}$ .

$$V_n = \frac{9,57}{1,17} = 8,2 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Живий розріз апарата

$$F_{жс} = \frac{V_n}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (6.38)$$

де  $\omega = 5 \text{ м/с}$  – принята швидкість повітря

$$F_{жс} = \frac{8,2}{5} = 1,63 \text{ м}^2.$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби  $d_{н}$ , м -0,012

Внутрішній діаметр труби  $d_{вн}$ , м -0,010

Крок труб по фронту і в глибину  $s$ , м -0,024

Товщина ребер  $\delta_r$ , м 0,00015

Крок ребер  $u$ , м -0,004

Матеріал труб Мідь

Матеріал ребер -алюміній

Ребра Пластинчасті – суцільні

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		46

## Розташування труб в пучку – Коридорне

Розміри апарата по фронту. Живий розріз апарату пов'язаний з основними розмірами, що характеризують поверхню теплообміну співвідношенням .

$$F_{\text{ж}} = L_1 \cdot (s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{п}}}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (6,39)$$

Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора

$$L_1 = \frac{F_{\text{ж}}}{(s - d_{\text{н}}) \cdot \left(1 - \frac{\delta_{\text{п}}}{u}\right)}, \text{ м}, \quad (6,40)$$

$$L_1 = \frac{1,63}{(0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right)} = 141 \text{ м}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні оребреної труби. При коридорному розташуванні труб з пластинчастим оребренням при  $Re = 500..10000$ ;  $L/d_{\text{екв}} = 4..50$ ;  $u/d_{\text{н}} = 0,18..0,35$ ;  $s/d_{\text{н}} = 2..5$ ;  $t_{\text{ж}} = -40..40 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Nu_{\text{ж}} = c \cdot Re_{\text{ж}}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{екв}}}\right)^m. \quad (6,41)$$

Тут

$$d_{\text{екв}} = \frac{2(s - d_{\text{н}}) \cdot (u - \delta_{\text{п}})}{(s - d_{\text{н}}) + (u - \delta_{\text{п}})}, \text{ м}, \quad (6,42)$$

$$d_{\text{екв}} = \frac{2(0,024 - 0,012) \cdot (0,004 - 0,00015)}{(0,024 - 0,012) + (0,004 - 0,00015)} = 0,00583 \text{ м}.$$

Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{\omega \cdot d_{\text{екв}}}{\nu}, \quad (6,43)$$

де  $\nu = 15,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, при  $t=31$

$$Re_{\text{ж}} = \frac{5 \cdot 0,00583}{15,9 \cdot 10^{-6}} = 1840,$$

									Лист
									47
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

$$\frac{u}{d_n} = \frac{0,004}{0,012} \approx 0,333; \quad (6.44)$$

$$\frac{s}{d_n} = \frac{0,024}{0,012} = 2 \quad (6.45)$$

$$\frac{L}{d_{\text{экв}}} \geq 5.$$

Довжина пластини по ходу повітря  $L$  залежить від числа паралельних секцій конденсатора  $a$  і визначається по рівнянню

$$L = a \cdot s. \quad (6.46)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{экв}}}, \quad (6.47)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot 20 = 0,582,$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (6.48)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{1840}{1000} = -0,133$$

$$c = A \cdot B, \quad (6.49)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{ж}}}{1000}, \quad (6.50)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{1840}{1000} = 0,92$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{экв}}}\right), \quad (6.51)$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{экв}}}\right) = 0,201,$$

$$c = 0,201 \cdot 0,92 = 0,18,$$

						Лист
						48
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	

$$Nu_{жс} = 0,15 \cdot 1840^{0,582} \cdot (20)^{-0,133} = 8$$

$$\alpha_{вФвн} = \frac{Nu_{жс} \cdot \lambda_{в}}{d_{эКВ}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.52)$$

$$\alpha_{вФвн} = \frac{8 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{0,00583} = 36,09 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

де  $\lambda_{в} = 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{в.пр} = \alpha_{в} \cdot \left( \frac{F_{н}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{тр}}{F_0} \right) \frac{d_{н}}{d_{вн}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.52)$$

де  $F'_{тр}$  - поверхня труби між ребрами,

$$F'_{тр} = \pi \cdot d_{н} \cdot \left( 1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м} \quad (6.54)$$

$$F'_{тр} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot \left( 1 - \frac{0,00015}{0,004} \right) = 0,036 \text{ м}^2 / \text{м},$$

де  $F_p$  – поверхня ребер,

$$F_p = 2 \cdot \left( s^2 - \frac{\pi \cdot d_{н}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.55)$$

$$F_p = 2 \cdot \left( 0,024^2 - \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,231 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_{н}$  – зовнішня поверхня ребреної труби,

$$F_{н} = F'_{тр} + F_p, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.56)$$

$$F_{н} = 0,036 + 0,231 = 0,267 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_0$  – основна поверхня труби,

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

$$F_0 = \pi \cdot d_H, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (6.57)$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,012 = 0,038 \text{ м}^2/\text{м}$$

E – ступінь ефективності ребра,

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.58)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/\text{м}, \quad (6.59)$$

$\lambda_p = 218 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності алюмінію;  $h'$  - умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 36,09}{0,00015 \cdot 218}} = 47 \text{ м}$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1)(1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (6.60)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (6.61)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,024}{0,012} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,012}{2} (2,29 - 1)(1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,013 \text{ м},$$

$$E = \frac{\text{th}(47 \cdot 0,013)}{47 \cdot 0,013} = \frac{0,54}{0,61} = 0,89$$

$$\alpha_{в.пр} = 36,09 \left( \frac{0,267}{0,038} \cdot 0,89 + \frac{0,036}{0,038} \right) \cdot \frac{0,012}{0,010} = 312 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

										Лист
										50
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_{\text{к}} - T_{\text{см}})}} = \quad , \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (6.62)$$

$$0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{170 \cdot 10^3 \cdot 1064^2 \cdot 0,01769^3 \cdot 9,81}{2,479 \cdot 10^{-4} \cdot 0,012 \cdot (T - T_{\text{см}})}} = \frac{985}{\sqrt[4]{T_{\text{к}} - T_{\text{см}}}}$$

де  $r$  – теплота конденсації, кДж/кг;

$\rho$  – щільність рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини Па · с.

Питомий тепловий потік в апараті:

з боку робочого тіла

$$q_{aF_{\text{вн}}} = 985 \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{см}})^{0,75}, \text{Вт}/\text{м}^2. \quad (6.63)$$

з боку повітря

$$q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в.пр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_{\text{н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}), \text{Вт}/\text{м}^2, \quad (6.64)$$

де  $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,010 = 0,0314 \text{ м}^2/\text{м}$  – внутрішня поверхня труби;

$\lambda = 385 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності стінки труби (мідь).

$$q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{312} + \frac{0,031}{0,031+0,267} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{\text{см}} - T_{\text{в}}) = 312(T_{\text{см}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт}/\text{м}^2$$

$$T_{\text{к}} - T_{\text{ст}} = (273+44) - 310 = 7$$

$$T_{\text{ст}} - T_{\text{в}} = 310 - (273+31) = 6$$

Будуємо графік:  $q_{aF_{\text{вн}}} = 985 \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{см}})^{0,75}, \text{Вт}/\text{м}^2$

Будуємо графік:  $q_{\text{в}F_{\text{вн}}} = 434(T_{\text{см}} - T_{\text{в}}) \text{ Вт}/\text{м}^2$

										Лист
										51
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{F_{\text{вн}}}}, \text{ м}^2, \quad (6.65)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{57,8 \cdot 10^3}{1872} = 30,88 \text{ м}^2$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}, \text{ м}, \quad (6.66)$$

$$L_{\text{общ}} = \frac{30,88}{3,14 \cdot 0,01} = 983 \text{ м}$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (6.67)$$

$$a = \frac{983}{30,88} = 31,8 \approx 32$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k_{\text{ФВВ}} = \frac{q_{\text{ФВВ}}}{\theta_{\text{м}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.68)$$

$$k_{\text{ФВВ}} = \frac{2604}{9,7} = 268 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Основні конструктивні розміри апарату. При числі секцій  $a = 32$  довжина труб в одній секції:

$$L_1^1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (6.69)$$

$$L_1^1 = \frac{983}{32} = 30,7 \text{ м}$$

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		52

Живий перетин

$$F_{жс} = L_1 \cdot (s - d_H) \cdot \left(1 - \frac{\delta p}{u}\right) \quad (6.70)$$

$$F_{жс} = 30,7 \cdot (0,024 - 0,012) \cdot \left(1 - \frac{0,00015}{0,004}\right) = 0,37 \text{ м}^2$$

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (6.69)$$

$$n = \sqrt{\frac{30,7}{0,024}} = 35,7$$

Тоді висота апарату :

$$H = n \cdot s_1 = 35,7 \cdot 0,024 = 0,86 \text{ м} \quad (6.71)$$

$$l = \frac{L_1}{n} = \frac{30,7}{35,7} = 0,86 \text{ м} \quad (6.72)$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_{в} = T_{в2} - T_{в1} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{ж} \cdot \omega \cdot \rho}, \quad ^\circ\text{C} \quad (6.73)$$

$$\Delta T_{в} = \frac{57800}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 1,63 \cdot 5 \cdot 1,169} = 5,73 \quad ^\circ\text{C}$$

Тут з метою збереження колишнього коефіцієнта теплопередачі доцільно зберегти прийняту швидкість повітря.

Збільшення живого перетину апарату в порівнянні з визначеним в п. 5 повинне зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагріву. Зменшення перепаду температур на 0,7 є в порівнянні з прийнятим практичного значення не має.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		53

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб з пластинчастим оребренням по формулі Гоголина:

$$\Delta\rho = A \left( \frac{L}{d_{\text{экв}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (6.74)$$

де  $A = 0,007$  для ретельно виготовлених поверхонь.

$$\Delta\rho = 0,007 \cdot (20) \cdot (5 \cdot 1,169)^{1,7} = 2,8 \text{ мм вод.ст} \approx 28 \text{ Па}$$

где  $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря.

$$\text{Re}_{\text{жс}} = \frac{6 \cdot 0,0056}{16 \cdot 10^{-6}} = 2100.$$

$$\frac{u}{d_{\text{н}}} = \frac{0,004}{0,014} \approx 0,285; \quad \frac{s}{d_{\text{н}}} = \frac{0,028}{0,014} = 2;$$

$$\frac{L}{d_{\text{экв}}} \geq 20.$$

Довжина пластини по ходу повітря  $L$  залежить від числа паралельних секцій конденсатора  $a$  і визначається за рівнянням

$$L = a \cdot s. \quad (6.75)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{экв}}}, \quad (6.76)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot 20 = 0,582,$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{жс}}}{1000}, \quad (6.77)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{1840}{1000} = -0,133,$$

$$c = A \cdot B, \quad (6.78)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{\text{Re}_{\text{жс}}}{1000}, \quad (6.79)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{1840}{1000} = 0,92,$$

									Лист
									54
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}\right), \quad (6.80)$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{\text{ЭКВ}}}\right) = 0,201,$$

$$c = 0,201 \cdot 0,92 = 0,2,$$

$$Nu_{\text{жс}} = 0,2 \cdot 1840^{0,582} \cdot (20)^{-0,133} = 10,67,$$

$$\alpha_{\text{вФВН}} = \frac{Nu_{\text{жс}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{ЭКВ}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.81)$$

$$\alpha_{\text{вФвн}} = \frac{10,67 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0056} = 50,87 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Тут  $\lambda_{\text{в}} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  – коефіцієнт теплопровідності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{\text{в.пр}} = \alpha_{\text{в}} \cdot \left( \frac{F_{\text{н}}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{\text{тр}}}{F_0} \right) \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (6.82)$$

де  $F'_{\text{тр}}$  - поверхність труби між ребрами,

$$F'_{\text{тр}} = \pi \cdot d_{\text{н}} \cdot \left( 1 - \frac{\delta_{\text{р}}}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.83)$$

$$F'_{\text{тр}} = 3,14 \cdot 0,014 \cdot \left( 1 - \frac{0,0005}{0,004} \right) = 0,038465 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_{\text{р}}$  – поверхність ребер,

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left( s^2 - \frac{\pi \cdot d_{\text{н}}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.84)$$

$$F_{\text{р}} = 2 \cdot \left( 0,028^2 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,31507 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_{\text{н}}$  – Зовнішня поверхність оребреної труби,

$$F_{\text{н}} = F'_{\text{тр}} + F_{\text{р}}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.85)$$

$$F_{\text{н}} = 0,038465 + 0,31507 = 0,353535 \text{ м}^2 / \text{м}.$$

$F_0$  – основна поверхність труби,

$$F_0 = \pi \cdot d_{\text{н}}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (6.86)$$

										Лист
										55
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,014 = 0,04396 \text{ м}^2/\text{м}$$

E – степінь ефективності ребра,

$$E = \frac{th(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (6.87)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_b}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, 1/\text{м}, \quad (6.88)$$

$\lambda_p = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності сталі;  $h'$  – умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 50,87}{0,0005 \cdot 45,4}} = 66,951 / \text{м},$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1)(1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (6.89)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (6.90)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,028}{0,014} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29,$$

$$h' = \frac{0,014}{2} (2,29 - 1)(1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,0116 \text{ м},$$

$$E = \frac{th(0,77662)}{0,77662} = 0,84,$$

$$\alpha_{e,np} = 50,87 \cdot \left( \frac{0,353535}{0,04396} \cdot 0,84 + \frac{0,038465}{0,04396} \right) \cdot \frac{0,014}{0,012} = 453 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{вн} (T_k - T_{ст})}} = \frac{3952}{\sqrt[4]{T_k - T_{ст}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (6.91)$$

де  $r$  - теплота конденсації, кДж / кг;

$\rho$  - щільність рідини, кг / м<sup>3</sup>;

$\mu$  - коефіцієнт динамічної в'язкості рідини Па · с.

Питомий тепловий потік в апараті

з боку робочого тіла

$$q_{aФВФ} = 3952(T_k - T_{ст})^{0,75}, \text{ Вт}/\text{м}^2. \quad (6.92)$$

Зі сторони повітря

										Лист
										56
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

$$q_{\text{вФвн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в.пр}}} + \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{вн}} + F_{\text{н}}} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{в}}), \text{ Вт/м}^2, \quad (6.93)$$

де  $F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$  – внутрішня поверхність труби;  
 $\lambda = 385 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності стінки труби (міді)

$$q_{\text{вФвн}} = \frac{1}{\frac{1}{453} + \frac{0,03768}{0,03768 + 0,353535} \cdot \frac{0,001}{385}} (T_{\text{ст}} - T_{\text{с}}) = 453(T_{\text{ст}} - T_{\text{с}}) \text{ Вт/м}^2.$$

Знаходимо значення  $q_{\text{Фвн}} = 2718 \text{ Вт/м}^2$ .

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q}{q_{\text{Фвн}}}, \text{ м}^2, \quad (6.94)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{57,8 \cdot 10^3}{2718} = 21,26 \text{ м}^2.$$

Загальна довжина оребрених труб

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}, \text{ м}, \quad (6.95)$$

$$L = \frac{21,26}{0,03768} = 564 \text{ м}.$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (6.96)$$

$$a = \frac{983}{245} \approx 4.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{\text{Фвн}} = \frac{q_{\text{Фвн}}}{\theta_{\text{м}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (6.97)$$

$$\kappa_{\text{Фвн}} = \frac{2718}{9,7} = 280 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Основні конструктивні розміри апарата. При числі секцій  $a = 4$  довжина труб в одній секції:

										Лист
										57
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

$$L_1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (6.98)$$

$$L_1 = \frac{983}{4} = 245 \text{ м}.$$

Живий розріз

$$F_{\text{ж}} = 245 \cdot (0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 3 \text{ м}^2.$$

При висоті апарату рівною його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (6.99)$$

$$n = \sqrt{\frac{245}{0,028}} = 93,5.$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_{\text{в}} = T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}} = \frac{Q}{c_{\text{р}} \cdot F_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.100)$$

$$\Delta T_{\text{в}} = \frac{57800}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 1,169} = 3,1 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тут з метою збереження колишнього коефіцієнта теплопередачі доцільно зберегти прийняту швидкість повітря.

Збільшення живого перерізу апарату має зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагрівання. Зменшення перепаду температур на  $0,16^\circ\text{C}$  в порівнянні з прийнятим практичного значення не має.

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб з пластинчастим оребренням за формулою Гоголін:

$$\Delta P = A \left( \frac{L}{d_{\text{екв}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (6.101)$$

де  $A = 0,007$  для ретельно виготовлених поверхностей.

$$\Delta P = 0,007(20)(5 \cdot 1,169)^{1,7} = 2,82 \text{ мм вод. ст.} \approx 28,2 \text{ Па}.$$

									Лист
									58
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

## 8 АВТОМАТИКА

### 8.1 Определение класса тепловлажностных нагрузок

Под классами тепловлажностных нагрузок понимаются такие из сочетания с величиной расхода наружного воздуха, которые обуславливают одинаковые требования к технологическим схемам СКВ и схемам АСР.

Исходные данные

Параметры воздуха в помещении -  $t_n = 25^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_n = 47\%$ ,

$\varepsilon_{np} = 20951 \text{ кДж / кг}$ ,  $Q_{пол} = 19,694 \text{ кВт}$ ,  $W_{сум} = 0,00094 \text{ кг / с}$ ,  $G_6 = 3,23 \text{ кг / с}$

Минимальное значение количества наружного воздуха  $G_{h_{min}}$ , рекомендуемое санитарными нормами:

$$G_{h_{min}} = n G_{min}; \text{ кг / с} \quad (8.1)$$

где  $n$  – количество людей, находящихся в помещении;

$G_{min}$  - минимальное количество наружного воздуха, рекомендуемое по СНиП;

$$G_{h_{min}} = 30 \cdot 30 = 900 \text{ м}^3 / \text{ч} = 0.3 \text{ кг / с}$$

Строим в  $h, d$  – диаграмме луч процесса изменения состояния наружного воздуха ( $d = \text{const}$ ). Определяем действительную расчётную разность энтальпий при минимально необходимом расходе наружного воздуха

$$\Delta h_{.m1} = \frac{Q_n}{G_{h_{min}}}, \text{ кДж / кг}; \quad (8.2)$$

$$\Delta h_{.m1} = \frac{19,694}{0.3} = 65,64 \text{ кДж / кг};$$

Определяем разность энтальпий при максимально возможном, равном общему расходу воздуха

$$\Delta h_{.m2} = \frac{Q_n}{G_6}, \text{ кДж / кг}; \quad (8.3)$$

									Лист
									59
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

$$\Delta h_{m2} = \frac{19,694}{3,23} = 6.01 \text{ кДж / кг}$$

Наносим на диаграмму область допустимых значений параметров воздуха и получаем многоугольник 13. Аналогично строим многоугольники  $M_1$ , и  $M_2$ , на расстоянии  $\Delta h_{m1}$ ,  $\Delta h_{m2}$ , от точки В. Положение многоугольников  $M_1$ , и  $M_2$  относительно пограничной кривой  $\varphi=1$  определяем технологическую схему обработки воздуха. Как видно из диаграммы, многоугольник  $M_2$  выше кривой  $\varphi=1$ , а  $M_1$  - ниже. Следовательно, нагрузка на СКВ относится ко второму классу, когда требуется подогрев воздуха, а рециркуляция является обязательной.

#### 10.1.1 Схема построения процессов

- 1)  $(\bullet)H_1 \rightarrow (\bullet)Y_6 = (\bullet)C_1 \rightarrow Q_m = (\bullet)K_1 \rightarrow G_w = (\bullet)П_1 \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$ ;
- 2)  $(\bullet)H_4 \rightarrow Q_m = (\bullet)M_{2e} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$ ;
- 3)  $(\bullet)H_5 \rightarrow (\bullet)Y_5 = (\bullet)C_5 \rightarrow G_w = (\bullet)П_5 \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_5$ ;
- 4)  $(\bullet)H_6 \rightarrow (\bullet)Y_6 = (\bullet)C_6 \rightarrow G_w = (\bullet)П_6 \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$ ;
- 5)  $(\bullet)H_8 \rightarrow (\bullet)Y_6 = (\bullet)C_8 \rightarrow G_w = (\bullet)П_8 \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$ ;
- 6)  $(\bullet)H_9 \rightarrow Q_x = (\bullet)M_{2e} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$ ;
- 7)  $(\bullet)H_{10} \rightarrow Y_6 = (\bullet)C_{10} \rightarrow Q_x = (\bullet)П_{10} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$ ;
- 8)  $(\bullet)H_{11} \rightarrow Q_x = (\bullet)П_{11} \rightarrow Q_n W_n = (\bullet)Y_6$ ;

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

## 8 ОХОРОНА ПРАЦІ

У даній дипломній роботі розглядається проект у виставковому центрі в міста Київ. Приміщення, де розташовано центр має один поверх: виставковий зал № 1, виставковий зал № 2, кафе, кімната для адміністративно-господарського управління, кімната директора.

У виставковому центрі існує самоконтроль. Головна відповідальність за забезпечення безпеки роботи лежить на директорові комплексу. Самоконтроль здійснюється всіма силами службового персоналу протягом робочого дня.

Об'єм приміщень виставкового центру має бути таким, щоб на кожного відвідувача доводилося не менше  $6\text{ м}^3$ . Висоту виробничих приміщень зі значними тепло-, волого- та газовиділення визначають з урахуванням технологічного процесу та забезпечення достатнього видалення теплоти, вологи і газів з робочої зони.

Зовнішні стіни опалювальних основних і допоміжних будівель повинні мати таку товщину, при якій виключалася б можливість конденсації вологи на їх внутрішніх поверхнях. Протяжність прибудов до основного приміщення зі значними волого-, тепло- і газовиділення і природним повітрообміном не повинна перевищувати 40% загальної протяжності зовнішніх стін даного приміщення.

Оздоровлення повітряного середовища

Одним з необхідних умов здорової праці є забезпечення чистоти повітря і нормальних метеорологічних умов у робочій зоні приміщення, тобто просторі заввишки до 2 м над рівнем підлоги або майданчика. Усунення впливу таких шкідливих виробничих факторів, як газів і парів, пилу, надлишкової теплоти та вологи, і створення здорової повітряного середовища, є важливим завданням, яке має здійснюватися комплексно, одночасно з вирішенням основних питань виробництва.

Атмосферне повітря у своєму складі містить (% за об'ємом): азоту -

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		61

78.08; кисню - 20.95; аргону, неону й інших інертних газів - 0.93; вуглекислого газу - 0.03; інших газів - 0.01. Повітря такого складу найбільш сприятливий для дихання.

Поряд з хімічним складом важливо також, щоб повітря мав певний іонний склад. У повітрі містяться негативні і позитивні іони, коті рие по рухливості поділяють на легкі і важкі. Важкі іони утворюються в результаті осідання легких іонів на різні частки: пилинки, краплі туману і т. п. У незабруднених повітрі переважно знаходяться легкі іони, а в забрудненому - важкі. На життєдіяльність організму людини сприятливий вплив мають негативні іони кисню впли духу.

Шкідливі речовини проникають в організм людини головним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру і з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних і шкідливих виробничих факторів, оскільки вони надають токсичну дію на організм людини. Ці речовини, добре розчиняючись в біологічних середовищах, здатні вступати з ними у взаємодію, викликаючи порушення нормальної життєдіяльності. У результаті їх дії в людини виникає хворобливий стан - отруєння, небезпека якого залежить від тривалості впливу, концентрації  $q(\text{мг}/\text{м}^3)$  та виду речовини.

За характером впливу на організм людини ці шкідливі речовини поділяються на: загальнотоксичні, дратівливі, сенсibiliзуючі, канцерогенні, мутагенні і впливають на репродуктивну (дітородну) функцію.

Людина постійно знаходиться в процесі теплової взаємодії з навколишнім середовищем.

### 1. Електробезпека устаткування

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

Проходячи через організм, електричний струм чинить термічне, електролітичне і біологічне дії.

										Лист
										62
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

Біологічна дія є особливим специфічним процесом, властивим лише живої матерії. Воно виражається в роздратуванні і порушенні живих тканин організму (що супроводжується мимовільними судомними скороченнями м'язів), а також у порушення внутрішніх біоелектричних процесів, що протікають в нормально чинному організмі і найтіснішим чином пов'язані з його життєвими функціями. У результаті можуть виникнути різні порушення в організмі, у тому числі порушення і навіть повне припинення діяльності органів дихання і кровообігу.

Це різноманіття дій електричного струму нерідко призводить до різних електротравма, які умовно можна звести до двох видів: Місцевим електротравма і загальним електротравма (електричним ударів).

Захисне заземлення - навмисне електричне з'єднання з землею або з її еквівалентом металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою.

Призначення захисного заземлення - усунення небезпеки ураження людей електричним струмом при появі напруги на конструктивних частинах електрообладнання, тобто при замиканні на корпус.

Область застосування захисного заземлення - трифазні трипровідні мережі напругою до 1000 В з ізольованою нейтраллю і вище 1000 В з будь-яким режимом нейтралі.

Захисного заземлення підлягають металеві нетоковедущие частини обладнання, які через несправність ізоляції можуть опинитися під напругою і до яких можливо дотик людей і тварин. При цьому в приміщеннях з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних по умовам ураження струмом, а також у зовнішніх установках заземлення є обов'язковим при номінальній напрузі електроустановки вище 42 В змінного і вище 110 В постійного струму, А в приміщеннях без підвищеної небезпеки - при напрузі 380 В і вище змінного і 440 В і вище постійного струму.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		63

## 1.1. Класифікація приміщення по ступеню небезпеки поразки електричним струмом

Залежно від умов, що підвищують або знижують небезпеку поразки людини електричним струмом, всі приміщення діляться на приміщення з підвищеною небезпекою, особливо небезпечні і без підвищеної небезпеки.

До приміщень з підвищеною небезпекою відносяться приміщення з підвищеною вологістю (більше 75%) або високою температурою (вище 35°C). За наявності струмопровідних пилу і підлоги, а також за наявності можливості одночасного дотику до елементів, сполучених із землею, і металевих корпусів електроустаткування, приміщення відноситься до класу підвищеної небезпеки.

Приміщення з високою відносною вологістю (близькою до 100%), хімічно активним середовищем або наявності односно двох або більше умов, відповідних приміщенням з підвищеною небезпекою, називають особливо небезпечними.

У приміщеннях без підвищеної небезпеки відсутні всі вищезгадані умови.

Проте небезпека поразки електричним струмом існує усюди, де використовуються електроустановки, тому приміщення без підвищеної небезпеки не можна назвати безпечними.

До особливо небезпечних відносяться механічні, ковальські, гальванічні, термічні цехи, компресорні і водонасосні станції, приміщення для зарядки акумуляторів і таке інше. По ступеню небезпеки електроустановки поза приміщеннями прирівнюють до електроустановок, що експлуатуються в особливо небезпечних приміщеннях.

### 1.2. Розрахунок системи заземлення устаткування

Розглянемо захисне заземлення і проведемо розрахунок системи штучного заземлення.

Розрахункове значення опору ґрунту визначаємо за формулою:

									Лист
									64
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot \psi, \quad (8.1)$$

де  $\rho_\phi$  – фактичний питомий опір ґрунту (для чорнозему він дорівнює  $30 \text{ Ом} \cdot \text{м}$ );

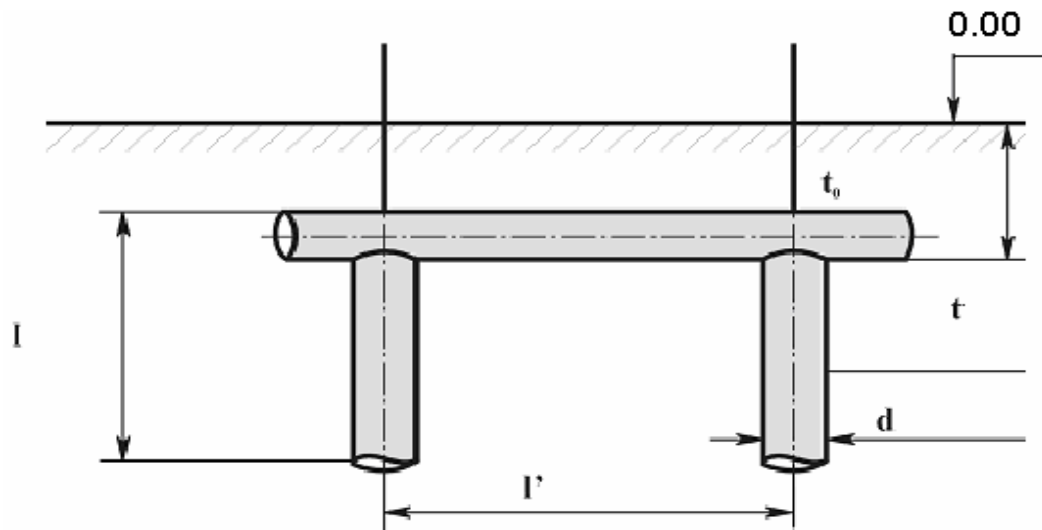
$\psi$  – кліматичний коефіцієнт, приймаємо  $\psi = 1,1$

В результаті подстановки числових значень в формулу отримуємо:

$$\rho_p = 30 \cdot 1,1 = 33 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

В якості електродів вибираємо вертикальні сталеві труби діаметром  $d = 0,03 \text{ м}$

Вертикальні заземлювачі розташовані в ряд.



Рядна система розподілу вертикальних заземлювачів.

Довжину вертикального заземлювача вибираємо з умови:  $l/l' = 3$ . Відстань між заземлювачами  $l'$  приймаємо рівною  $6 \text{ м}$ , тоді довжина заземлювача буде дорівнювати:

$$l = l' / 3 \quad (8.2)$$

$$l = 6 / 3 = 2 \text{ м}$$

Глибину залягання заземлювачів приймаємо рівної  $t_0 = 0,5$ , тоді

$$t = l/2 + t_0, \text{ м} \quad (8.3)$$

$$t = 2/2 + 0,5 = 1,5, \text{ м}$$

Визначаємо опір одного вертикального електроду:

										Лист
										65
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

$$R_0 = \frac{\rho_{розр}}{2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \left[ \ln \frac{2 \cdot L}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \left( \frac{4 \cdot t + L}{4 \cdot t - L} \right) \right] \quad (8.4)$$

$$R_0 = \frac{33}{2 \cdot 3.14 \cdot 2} \cdot \left[ \ln \frac{2 \cdot 2}{0.03} + \frac{1}{2} \cdot \ln \left( \frac{4 \cdot 1.5 + 2}{4 \cdot 1.5 - 2} \right) \right] = 19.78 \text{ Ом}$$

Визначаємо число вертикальних заземлчів:

$$n = \frac{R_0}{R_{mp}} \quad (8.5)$$

де  $R_0$  – опір одного вертикального заземлювача;

$R_{mp}$  – необхідний опір заземлення, в електричних установках з напругою до 1000

В  $R_{mp} = 4 \text{ Ом}$ .

У результаті отримуємо:

$$n = \frac{19.78}{4} = 4.94$$

Округляємо отримане число заземлювачів до найближчого стандартного значення (2,4,6,10,20,40,60,100):  $n' = 6$ .

Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\epsilon} = R_0 / (n' \cdot \eta_{\epsilon}) \quad (8.6)$$

де  $R_0$  - опір одного вертикального заземлювача;

$n'$  – число заземлювачів;

$\eta_{\epsilon}$  – коефіцієнт використання вертикального заземлювача,  $\eta_{\epsilon} = 0.85$  за умови, що заземлювачі розміщені по контуру

$$R_{\epsilon} = \frac{19.78}{6 \cdot 0.85} = 3.88 \text{ Ом}$$

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

$$L = (n' - 1) \cdot l', \text{ м} \quad (8.7)$$

$$L = (6 - 1) \cdot 6 = 30, \text{ м}$$

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

$$R_2 = \frac{\rho_{розр}}{2 \cdot \pi \cdot L_2 \cdot \eta_2} \cdot \ln \left( \frac{L_2^2}{t_0 \cdot d} \right) \quad (8.8)$$

						Лист
						66
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	

де  $\eta_r$  – коефіцієнт використання горизонтального заземлювача,  $\eta_r = 0,88$  за умови, що заземлювачі розміщені по контуру

$$R_r = \frac{30}{2 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 0,88} \cdot \ln\left(\frac{30^2}{0,03 \cdot 0,5}\right) = 1,99 \text{ Ом}$$

Визначаємо опір системи заземлення:

$$R_c = R_n \cdot R_{cv} / (R_n + R_{cv}) \quad (8.9)$$

де  $R_n$  – опір сполучної смуги,

$R_{cv}$  – опір системи вертикальних заземлювачів.

$$R_c = 1,99 \cdot 3,8 / (1,99 + 3,8) = 1,3 \text{ Ом}$$

Згідно з вимогами, опір захисного заземлення в будь-який час року в установках напругою до 1000 В не повинен перевищувати 4 Ом. Порівнюючи отримане в результаті розрахунку  $R_c$  з  $R_{mp}$ , видно, що  $R_c < R_{mp}$ , а значить вимога виконана.

## 2.1. Класифікація виробництва по ступені вибуховості, вибуховопожежній і пожежній небезпеці

Категорія виробництва по пожежній небезпеці в значній мірі визначає вимоги до будівлі, його конструкцій і планування, організацію пожежної охорони і її технічну оснащеність, вимоги до режиму і експлуатації.

Відповідно до СНиП II-2-80 всі виробництва діляться по пожежній, вибуховій і вибуховопожежній небезпеці на наступні категорії:

Категорія Д – це виробництва, в яких обробляються негорючі речовини і матеріали в холодному стані (цехи холодної обробки матеріалів і так далі).

Наш об'єкт відповідає категорії Д.

## 2.2. Пожежна профілактика

Поняття пожежної профілактики включає комплекс заходів, необхідних для попередження виникнення пожежі або зменшення її наслідків. Під активним пожежним захистом розуміються заходи, що забезпечують успішну боротьбу з виникаючими пожежами або вибухонебезпечною ситуацією.

									Лист
									67
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

Заходи щодо пожежної профілактики розділяються на організаційні, технічні, режимні і експлуатаційні.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний зміст будівель, територій, протипожежний інструктаж робочих і службовців, пожежно-технічні комісії і так далі.

До технічних заходів відносяться: дотримання протипожежних правил, норм при проектуванні будівель, при пристрої електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановлених місцях, виробництва зварювальних і інших вогняних робіт в пожежонебезпечних приміщеннях і так далі.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти, випробування технологічного устаткування.

### **2.3. Пожежна автоматично сигналізація**

Застосування автоматичних засобів виявлення пожеж є одним з основних умов забезпечення пожежної безпеки в машинобудуванні, оскільки дозволяє оповістити черговий персонал про пожежу і місце його виникнення.

Пожежні сигнальніки перетворюють неелектричні і фізичні величини (випромінювання теплової і світлової енергії, рухи частинок диму) в електричні, які у вигляді сигналу певної форми прямують по проводах на приймальну станцію. За способом перетворення пожежні сигнальніки підрозділяють на параметричні, такі, що перетворюють неелектричні величини в електричні за допомогою допоміжного джерела струму, і генераторні, в яких зміну неелектричної величини викликає поява власної ЕДС.

Залежно від того, який з параметрів газоповітряного середовища викликає спрацьовування пожежного сигнального, вони бувають: теплові, світлові, димові, комбіновані, ультразвукові.

По виконання пожежні сигнальніки ділять на: нормального виконання, вибухобезпечних, іскробезпечних, герметичних; за принципом дії – максимальні і диференціальні.

										Лист
										68
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

Принцип дії теплових сигнальників полягає в зміні електропровідності тіл, контактної різниці потенціалів, феромагнітних властивостей матеріалів, зміни лінійних розмірів твердих тіл, фізичних параметрів газів і так далі.

Теплові сигнальники максимальної дії спрацьовують при певній максимальній температурі. Недоліком цих сигнальників є залежність чутливості від навколишнього середовища.

Димові сигнальники ділять на фотоелектричні і іонізаційні.

Фотоелектричні сигнальники (ІДФ-1М, ДПП-1) працюють на принципі розсіювання частинками диму теплового випромінювання. Іонізаційні сигнальники використовують ефект ослаблення іонізації повітряного міжелектродного проміжку димом.

## **2.4. Системи автоматичного пожежогасіння і первинні засоби пожежогасіння**

До установок автоматичного водяного пожежогасіння відносять спринклерні і дренчерні установки.

Спринклерна установка є розгалуженою, заповненою водою системою труб, обладнаною спринклерними головками. Вихідні отвори спринклерних головок закриваються легкоплавкими замками, які при дії певної температури (замки розраховані на 345, 366, 414, 455 К) розпаяються, і вода з системи під тиском виходить з отвору головки і зрошує конструкції приміщення і устаткування в зоні дії спринклерної головки.

Дренчерні установки є системою трубопроводів, на яких розташовані спеціальні головки, – дренчери, з відкритими вихідними отворами діаметром 8, 10, 12.7 мм лопатевого або розеткового типу, розраховані на зрошування до 12 метрів площі підлоги. Дренчерна головка з подовжніми щілинами дозволяє рівномірно окропити 210 м<sup>2</sup> площі підлоги, якщо вона розташована над підлогою на висоті 5.2 м; головка з гвинтовими щілинами дає можливість отримати розпорошену воду дрібнішої дисперсності. Дренчери встановлюють як для гасіння пожеж, так і для створення водяних завіс, для ізоляції вогнищ вогню і запобігання його розповсюдженню.

										Лист
										69
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					

Первинні засоби пожежогасіння знаходяться на пожежному щиті і включають:

- Вогнегасники (3 шт.);
- Ящик з піском (1шт.);
- Покривало з негорючого теплоізоляційного матеріалу розміром  $2 \times 2$  м (1шт.);
- Багри (3 шт.);
- Лопати (2 шт.);
- Ломи (2 шт.);
- Сокири (2 шт.).

Ящики для піску повинні бути обсягом  $0,5 \dots 1$  або  $3 \text{ м}^3$  і бути укомплектовані совковою лопатою.

Бочки для зберігання води з метою пожежогасіння повинні мати місткість не менш  $0,2 \text{ м}^3$  і бути укомплектовані пожежним відром місткістю не менше  $0,008 \text{ м}^3$ .

## 2.5. Визначення кількості води для пожежогасіння

Розрахувати кількість  $V_g$  води, необхідної для дренчерної системи пожежогасіння в приміщенні площею  $S = 250 \text{ м}^2$  і висотою  $h = 3 \text{ м}$ .

1. Враховуючи площу і висоту приміщення, прийmemo до установки один димовий сигнальнийник.

2. Число розеток пожежогасінні

$$n = \frac{S_{\text{приміщення}}}{S_{\text{дренчера}}}; \quad (8.10)$$

$$n = \frac{250}{12} = 20,83 \text{ шт}$$

Округлятимемо  $n$  до найближчого цілого:  $n = 21 \text{ шт}$ .

3. Визначимо витрату води на гасіння:

$$G_g = \frac{F \cdot 0,1 \cdot 3600}{1000} \text{ м}^3 / \text{год}; \quad (8.11)$$

$$G_g = \frac{250 \cdot 0,1 \cdot 3600}{1000} = 90 \text{ м}^3 / \text{год} .$$

Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

### 3.1 Виробнича санітарія

Санітарне впорядкування підприємств і належний їх зміст є найважливішими заходами в боротьбі з виробничими шкідливостями. Вони передбачають також захист населення від газів, пилу, надмірної теплоти і вологи, кіптяви, шуму і шкідливої дії стічних вод.

Санітарно-захисною зоною вважається територія між виробничими приміщеннями, складами або установками, що виділяють виробничі шкідливості, і житловими, лікувально-профілактичними стаціонарного типу і культурно-побутового призначення, будівлями житлового району. Для підприємств, що не мають виробничих шкідливостей, захисну зону не встановлюють. Території санітарно-захисної зони повинні бути упорядковані і озеленюють.

### 3.2. Вентиляція як засіб створення оптимального мікроклімату. Розрахунок вентиляції

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря і заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря з приміщення і подачею в нього свіжого повітря.

Мета розрахунку - визначення кількості повітря, яку необхідно подати в приміщення для забезпечення підтримки нормального стану повітряного середовища на відповідному рівні і визначення потужності електродвигуна вентилятора.

Вихідні дані:

Об'єм приміщення  $V = A \times B \times H = 15 \times 11 \times 3 = 495 \text{ м}^3$

Визначаємо продуктивність вентиляції по кратності повітрообміну.

Кратність повітрообміну показує в скільки разів в години повністю замінюється повітря в приміщенні:

$$K = \frac{L}{V}, 1/\text{год}, K = 1 \dots 50 \quad (8.12)$$

									Лист
									71
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

Розрахунок продуктивності  $L$  для припливної, витяжної і аварійної вентиляції:

$$L = K \cdot V_{\text{прим}}, \text{м}^3 / \text{год} \quad (8.13)$$

$K = 2$  – для припливної вентиляції,

$K = 3$  – для витяжної вентиляції,

$K = 8$  – для аварійної вентиляції,

Продуктивність припливної вентиляції

$$L = 2 \cdot V_{\text{прим}} = 990 \text{м}^3 / \text{год}$$

Продуктивність витяжної вентиляції

$$L = 3 \cdot V_{\text{прим}} = 1485 \text{м}^3 / \text{год}$$

Продуктивність аварійної вентиляції

$$L = 8 \cdot V_{\text{прим}} = 3960 \text{м}^3 / \text{год}$$

Обчислимо потужність електродвигуна :

$$N = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{пр}}}, \text{кВт} \quad (8.14)$$

де  $k$  - коефіцієнт запасу, приймаємо  $k=1,3$

$L$  - повітрообмін

$H$  - напор вентилятора, Па, (приймаємо 400 Па)

$\eta_{\text{вент}}$  - КПД вентилятора

$\eta_{\text{пр}}$  - КПД приводу

$$\Delta H = 200 \div 400$$

$$\eta_{\text{вент}} = 0,6 \div 0,8$$

$$\eta_{\text{пр}} = 0,9 \div 0,95$$

$$N_{\text{пр}} = \frac{1,3 \cdot 990 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,18 \text{кВт},$$

$$N_{\text{вит}} = \frac{1,3 \cdot 1485 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,28 \text{кВт},$$

$$N_{\text{авар}} = \frac{1,3 \cdot 3960 \cdot 400 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,8 \cdot 0,95} = 0,75 \text{кВт}$$

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		72

#### 4.1 Освітлення виробничих приміщень

При освітленні виробничих приміщень використовують природне, штучне і суміщене освітлення. Штучне освітлення здійснюється електричними лампами. Суміщене освітлення, застосовується в світлий час доби при недостатньому природному освітленні і є природне плюс штучне освітлення.

Основне завдання освітлення на виробництві – створення якнайкращих умов для бачення. Цю задачу можливо вирішити тільки освітлювальною системою, що відповідає наступним вимоги:

- освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи;
- необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору;
- на робочій поверхні повинні бути відсутніми різкі тіні;
- величина освітленості повинна бути постійною в часі;
- необхідно вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку;
- слід вибирати необхідний спектральний склад світла;
- всі елементи освітлювальних установок – світильники , освітлювальні мережі – повинні бути достатньо довговічними, електробезпечними, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

При роботі за дисплеєм освітленість визначається мінімальним об'єктом розрізнення – шириною лінії рукописного або друкарського тексту. Для даного виду роботи нормована освітленість складає 300 люкс.

Ретельний і регулярний догляд за установками природного і штучного освітлення має важливе значення для створення раціональних умов освітлення, зокрема, забезпечення необхідних величин освітленості без додаткових витрат електроенергії.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		73

У установках з люмінесцентними лампами і лампами ДРЛ необхідно стежити за справністю схем включення (не повинно бути видимих оку мигань ламп), а також пускорегулюючих апаратів.

#### 4.2 Розрахунок системи освітлення

Розрахувати систему освітлення для приміщення  $A \times B \times H = 15 \times 11 \times 3$

Тип джерела світла – люмінесцентна лампа, система освітлення – загальна, світильник типу ПВЛ.

Забезпечення рівномірного розподілу джерела досягається в тому випадку, якщо відношення відстані між центрами світильників до висоти їх підвісу над робочою поверхнею складає певне число для характерного типу світильників (

$$\frac{L}{H_p} = 1,5).$$

Висота робочої поверхні  $h_n = 0,08$  м.

$L$  – відстань між центрами світильників,  $L = 1,5 \cdot 2,7 = 4,05$  м.

Визначаємо кількість світильників:

$$N = \frac{a \cdot b}{L^2}, \text{шт} \quad (8.15)$$

$$N = \frac{15 \cdot 11}{4,05^2} = 10,06 \text{шт}$$

Приймаємо 10 світильників.

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку визначимо індекс приміщення:

$$i = \frac{a \cdot b}{H_p \cdot (a + b)}, \quad (8.16)$$

$$i = \frac{15 \cdot 11}{2,7 \cdot (15 + 11)} = 2,35.$$

Визначуваний світловий потік однієї лампи:

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		74

$$\Phi_p = \frac{E_n \cdot S \cdot z \cdot k \cdot 100}{N \cdot \eta}, \quad (8.17)$$

де  $\Phi$  – світловий потік ламп;

$E_n$  – нормована мінімальна освітленість,  $E_n=300$  лк (таб.3[1]);

$S$  – освітлювана площа,  $S = a \cdot b = 15 \cdot 11 = 165 \text{ м}^2$ ;

$z$  – коефіцієнт нерівномірності освітлення,  $z=1,1$ ;

$k$  – коефіцієнт запасу,  $k=1,5$  (таб.3[1]).

$$\Phi = \frac{300 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 15 \cdot 11}{10 \cdot 52} = 14279 \text{ лм.}$$

Для вибору лампи використовуємо таблицю №5 [1]. Приймаємо установки ПВЛП лампи ЛДЦ 80 в кількості 4 штук зі світловим потоком  $\Phi=3740$  лм.

У практиці допускається відхилення потоку вибраної лампи від розрахункового до  $-10+20\%$ , інакше вибирають іншу схему розташування мережі.

$$\Delta = \frac{\Phi_o - \Phi_p}{\Phi_o} \cdot 100\% \quad (8.18)$$

$$\Delta = \frac{3740 \cdot 4 - 14270}{3740 \cdot 4} \cdot 100\% = 4,6\%$$

Визначаємо потужність всієї освітлювальної системи:

$$P = N \cdot n \cdot P_l, \quad (8.19)$$

де  $N$  – кількість світильників;

$n$  – кількість ламп в світильнику;

$P_l$  – потужність даної лампи.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		75

$$P = 4 \cdot 10 \cdot 60 = 2400 \text{Вт.}$$

## 9 .ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

### Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення на створення систем вентиляції і кондиціонування повітря складаються з витрат, пов'язаних з придбанням устаткування, включаючи засоби автоматики, вартості виробничої площі, на якій воно розміщується і витрат на будівельномонтажні роботи, безпосередньо пов'язані із створенням системи кондиціонування і вентиляції.

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (\text{грн.}) \quad (9.1)$$

- где  $K_{об}$  - вартість устаткування;

$K_{тр}$  - транспортні витрати, приймаються у розмірі 5-15% від вартості устаткування;

$K_{м}$  - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 10-20% від вартості устаткування;

$K_{пр}$  - вартість проекту (проектної документації), приймаємо в розмірі 20 – 25 % від вартості обладнання.

$$K_{тр} = 0,05 * 223580 = 11179$$

$$K_{м} = 0,15 * 223580 = 33537$$

$$K_{пр} = 0,2 * 223580 = 44716$$

$$K_{об} = 223580 + 11179 + 33537 + 44716 = 313012 (\text{грн})$$

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		76

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
«ВЕЗА» КЦКП-10	32000	шт.	1	32000
CGAN – 150 фірми TRAINE	145768	шт.	1	145768
Жестяні повітроводи	185	п.м.	81	14962
Повітророзподільні решітка	99,3	шт.	29	2880
Вся вартість обладнання				195610
Транспортні витрати				9780
Витрати на монтажні роботи				29341
Вартість проектних робіт				39122
Всього капітальних вкладень				273854

Таблиця 9.2 - Капітальні вкладення на СКП

*Розрахунок експлуатаційних витрат*

Експлуатаційними витратами (поточні витрати) є витрати, пов'язані з експлуатацією системи кондиціонування і вентиляції, направлені на підтримку системи в робочому стані і на отримання необхідних параметрів повітря в приміщенні. При визначенні витрат враховуємо тільки основні статті витрат (прямі витрати) без врахування накладних витрат.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		77

Вони включають:

1. Витрати на електроенергію ( $C_e$ )
2. Витрати на воду ( $C_v$ ) і допоміжні матеріали ( $C_d$ )
3. Витрати на заробітну плату ( $C_3$ )
4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт ( $C_o$ )
5. Амортизаційні витрати ( $C_a$ )
6. Інші витрати ( $C_i$ )

*Витрати на електроенергію*

$$C_e = 0,7 \cdot N_y \cdot T_y \cdot C_3 \quad (9.2)$$

- де  $C_3$  - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

$N_y$  - сумарна настановна потужність;

$T_y$  - кількість годин роботи електродвигунів.

$$N_y = N_{\text{уст.1}} + N_{\text{уст.2}}$$

$$N_y = 24 + 2 = 26 \text{ кВт}$$

$$C_e = 0,7 * 26 * 4380 * 0,3 = 23914 (\text{грн} / \text{рік})$$

*Витрати на воду*

$$C_v = B \cdot t_y \cdot C_v \cdot 10^{-3} \quad (9.3)$$

де  $B$  – витрата води на зволоження ,

$t_y$  – кількість годин роботи в режимі зволоження;

$C_v$  – вартість 1 м<sup>3</sup> води.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		78

$$C_g = 3705 \cdot 1080 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 6002 \left( \frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

*Допоміжні матеріали*

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (9.4)$$

де  $C_{m1}$  - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

$C_{m2}$  - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запыленої і запыленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{m1} = 0,1 \cdot V \cdot C_x = 0,1 \cdot 15 \cdot 300 = 450 (\text{грн}) \quad (9.5)$$

де  $V$  – обсяг холодоагенту, заправляємого в систему, кг;

$C_x$  – вартість 1 кг хладагента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{m2} = \frac{t_\phi \cdot f \cdot C_m}{t_m} = \frac{4380 \cdot 9,4 \cdot 20}{1343} = 613 \left( \frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.6)$$

де  $t_\phi$  – час роботи фільтру, год/рік;

$f$  – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м<sup>2</sup>;

$C_m$  – вартість 1 м<sup>2</sup> фільтруючого матеріалу, грн.;

$t_m$  – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_{m1} = 450 + 613 = 1063 (\text{грн} / \text{рік})$$

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

*Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування*

$$C_o = 0,05 * K_{об} = 0,05 * 313012 = 15650(\text{грн/ рік})$$

(9.7)

*Амортизаційні відрахування*

$$C_o = 0,15 * K_{об} = 0,15 * 313012 = 46951(\text{грн/ рік})$$

(9.8)

*Інші витрати*

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{пр} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 86212 = 2586 \left( \frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

(9.9)

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю 9.3

Таблиця 9.3 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	23914
Витрати на воду	6002
Витрати допоміжні матеріали	1063
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	15650
Амортизаційні відрахування	46951
Інші витрати	2586
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	98752

*Розрахунок приведених витрат*

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$\Pi_i = C_i + E_H * K_i = 98752 + 0,15 * 313012 = 145703(\text{грн}) \quad (9.10)$$

*Визначимо питомі витрати на 1 м<sup>3</sup> повітря*

- капітальні вкладення:

$$K' = \frac{K}{V} = \frac{313012}{8672} = 36,09(\text{грн} / \text{м}^3) \quad (9.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C' = \frac{C}{V} = \frac{98752}{8672} = 11,38(\text{грн} / \text{год} * \text{м}^3) \quad (9.12)$$

- приведені витрати:

$$\Pi' = \frac{\Pi}{V} = \frac{145703}{8672} = 16,80(\text{грн} / \text{год} * \text{м}^3) \quad (9.13)$$

*Розрахунок економії від утилізації тепла:*

Знаючи вартість 1 Гдж теплової енергії визначимо вартість енергії, що утилізувала:

$$C_{yt} = 20 \cdot 0,436 \cdot 18 \cdot 180 = 25,5(\text{тис.грн.}) \quad (9.14)$$

*Розрахунки строку окупності капітальних вкладень*

Після того як була встановлена система кондиціонування повітря працездатність робітників поліпшилась, поменшала частота захворювання.

Отже, строк окупності капітальних вкладень складе:

$$T = \frac{K}{\Pi}, \text{ років} \quad (9.15)$$

де: К - капітальні витрати, грн.;

									Лист
									81
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ				

П - збільшення прибутку, грн.;

$$T = \frac{313012}{220000} = 1,5 \text{ роки}$$

Економічна ефективність СКП :

$$E = \frac{П}{К} \quad (9.16)$$

$$E = \frac{220000}{313012} = 0,7$$

Результати розрахунку зведемо в таблицю 9.4.

Таблиця 9.4 - Техніко-економічні показники СКП

Показники:	Проектований варіант:
Продуктивність по повітрі, ( $\text{м}^3/\text{год}$ )	8672
Холодопродуктивність, ( $\text{кВт}$ )	39,4
Встановлена потужність, ( $\text{кВт}$ )	20,2
Витрата води, ( $\text{м}^3/\text{год}$ )	6
Капітальні вкладення, тис.грн.:	313012
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	98752
Питомі витрати на $1\text{м}^3$ повітря:	
- капітальні вкладення:	36,09
- експлуатаційні витрати:	10,24
- приведені витрати:	14,97
Економія від утилізації тепла, тис.грн:	25,5



## ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарева Н.В. Моделирование та оптимізація систем кондиціонування повітря [Текст] / Н.В.Жихарева // –Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
2. Жихарева Н.В. Оптимизация многозональных VRF систем кондиционирования воздуха [Текст] // Н. В Жихарева., М.Г.Хмельнюк /Сборник докладов международной научно.-технической конференции (20-21 февраля 2019г.). Алматы: АТАТУ.2019. Р 82-87
3. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Текст] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
4. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Текст] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
5. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономічного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарева.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
6. Жихарева Н.В. Підвищення ефективності активного вентиляування при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарева., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
7. Когут В.Е. Применение теплообменника-эжектора в установках промышленного охлаждения воздуха [Текст] / В.Е Когут., Е.Ю Бутовский., Хмельнюк М.Г., Н.В Жихарева. // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 1.С. 21–25.
8. Грачев Ю.Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата. [Текст] / Ю.Г. Грачев – Пермь: Издательство. Перм. политехн. ин-та, 1987. - 80с. + 1 вкл.
9. Оносовский В.В. Моделирование и оптимизация холодильных установок. [Текст] / В.В.Оносовский В.В. – Л.:Издательство Ленинградского университета, 1990. – 208 с.

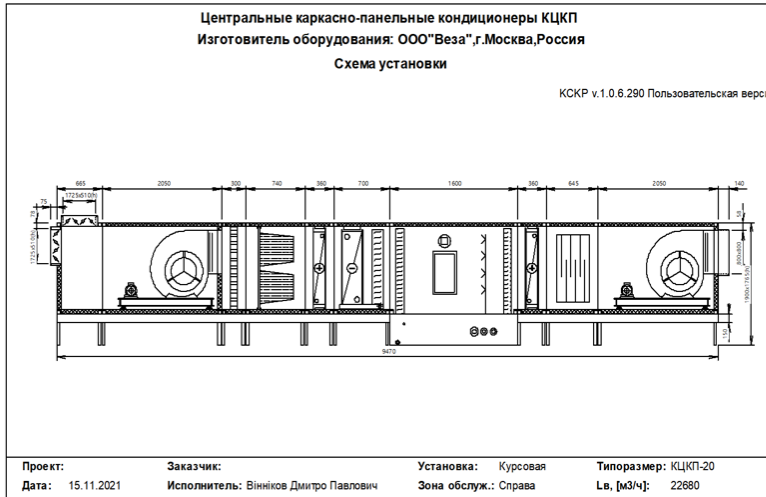
										Лист
										84
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ					



- 20.Богданов С.Н. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справочник [Текст] / С.Н. Богданов – СПб.: СПбГАХПТ, 1999. – 320 с.
- 21.Богословский В.Н. Теплофизика аппаратов утилизации тепла, систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. [Текст] / В.Н., Богословский, М.Я. Поз – М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.
- 22.Лабай В.Й., Тепломасообмін [Текст] / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
- 23.Погорелов А.І. Тепломасообмін [Текст]: Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорелов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с.
- 24.Бурцев, В.И. Исследование нестационарного теплообмена в вентилируемой воздухом массе продукции. [Текст] / В.И Бурцев., Г.М Позин., И.С Шуев. //Труды института Гипрониисельпром. – М.:Стройиздат. – 1973. – вып. V . – С.186-191.
- 25.Жихарева, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарева, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одеса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.

					БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ	Лист
						86
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

## Схема центрального каркасно-панельного кондиционера КЦКП-20



Центральные каркасно-панельные кондиционеры КЦКП

Изготовитель оборудования: ООО "Вега", г. Москва, Россия

Проект от 15.11.2021

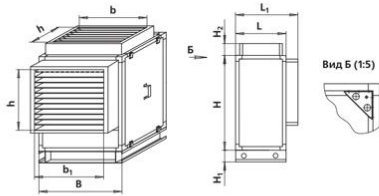
Заказчик: Установка: Курсовая ХМ151  
Адрес: В.Д.П.  
Типоразмер: КЦКП-20  
Телефон: Факс: Сторона обслуж.: Справа  
E-mail: Вячеслав Дмитро Павлович Лв. [м3/ч]: 22680  
Дил.: Данное изделие быть проверены и могут быть установлены специалистами ООО "Вега"

Наименование блоков с индексами и характеристиками входящего оборудования	
1. Блок приемно-смесительный (два клапана) - 1 шт.	
2. Вентилятор - 1 шт.	
3. Фильтр ячеистый - 1 шт.	
4. Фильтр карманный - 1 шт.	
5. Воздуонагреватель жидкостный - 1 шт.	
6. Воздуоохладитель жидкостный - 1 шт.	
7. Форсуночная камера орошения - 1 шт.	
8. Воздуонагреватель жидкостный - 1 шт.	
9. Шумоглушитель - 1 шт.	
10. Вентилятор - 1 шт.	
11. Рама.	

Конструктивное исполнение: двойная толщина корпусных панелей

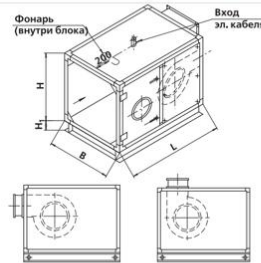
### Найменування блоків з індексами і характеристиками вхідного обладнання

1. блок приймально-змішувальний (два клапани)



Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
H <sub>1</sub>	150
H <sub>2</sub>	215
L	790
L <sub>1</sub>	365
b	1735
n	625
Маса, кг	170

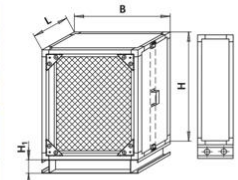
2 і 10. Вентилятор ВР-6,3



Розмір, мм	20
№ центроб. вентилятора	5-6,3
B	1900
H	1400
H <sub>1</sub>	150
L <sub>центр</sub>	2050
L <sub>бл.с рездвиг-м</sub>	2600
Маса, кг	430

3. Фільтр осередковий  
Марки ФВП-I-1900-1400-48-G3

Размер, мм	20
B	1900
H	1400
L	300
H <sub>1</sub>	150
Тип фильтра/Класс фильтрации	ФВП-I
Масса, кг	83



Технічні характеристики

Показатель	ФВП-I	
	G3	
Начальное аэродинамическое сопротивление, Па, (кгс/м <sup>2</sup> )	40	
Конечное аэродинамическое сопротивление, Па, (кгс/м <sup>2</sup> )	130	
Средняя эффективность очистки по весу, %	90-95	
Фильтрующий материал	стекловолокнистый материал	
Марка фильтра	ФВП-I-XX-48-G3	

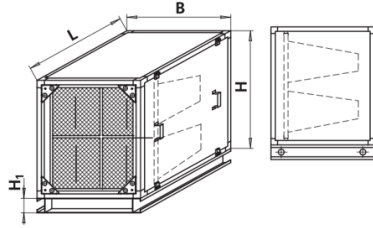
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ

Лист

87

#### 4. Фільтр кишеньковий ФВК-66-360-6-G

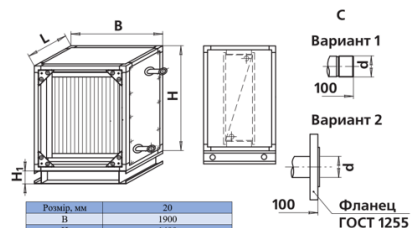


Розмір, мм	20	<b>Показник</b>	<b>Фільтр</b>
В	1900		
Н	1400	Початковий аеродинамічний опір, Па	32
L	590	Кишеньковий аеродинамічний опір, Па	250
H <sub>1</sub>	150	Середня ефективність очищення за вагою	> 90
Клас фільтрації	G4		
Маса, кг	165		

#### Технічні характеристики

Кондиціонер	Марка фільтра	Клас	Кількість, шт	Площа, м <sup>2</sup>
КЦКП-20	ФВК-66-360-6-G	G4	6	13,2

#### 5 і 8. Повітрянагрівач рідинний

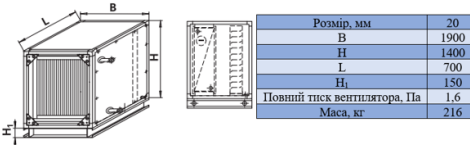


Розмір, мм	20
В	1900
Н	1400
L	360
H <sub>1</sub>	150
I	Симетрично I, в залежності від кількості ряду труб
d	Випиється заводом
Тиск роб. (МПа)	1,6
Маса без обвідного каналу, кг	166

#### Технічні характеристики без обвідного каналу

Кондиціонер	Позначення повітрянагрівача	Розмір, мм фронтальної перерізу	Потужність, кВт
КЦКП-20	ВНВ243.1-163-120-03-3.0-04-2	Довжина трубок 1630 Висота грубої решітки 1700	500

#### 6. Повітроохолоджувач рідинний



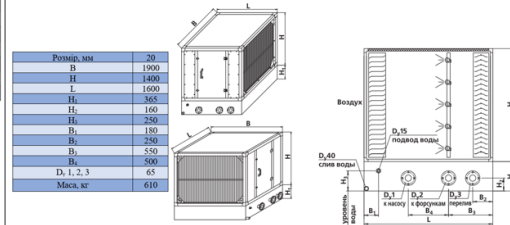
**Влаштування дренажу**  
Кожен кондиціонер з охолоджувачем повітря комплектується сифоном (гідрозатором), що забезпечує злив конденсату в дренажну систему.

#### Технічні характеристики

Марка сифона	Повний тиск вентилятора, Па	h, мм	H, мм	Ріс.
СФ-32/6-10	600-1000	117	242	1

Кондиціонер	Позначення повітроохолоджувача	Розмір, мм фронтальної перерізу		Потужність
		Довжина трубок	Висота грубої решітки	
КЦКП-20	ВОВ243.1-163-120-06-3.0-04-1	1630	1200	180

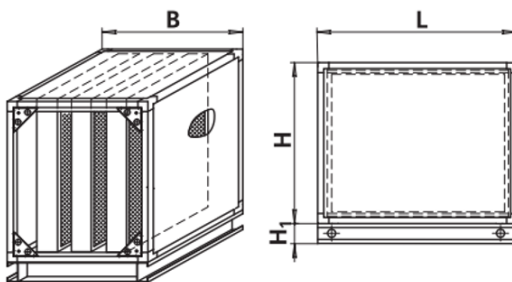
#### 7. Форсункова камера зрошення



#### Технічні характеристики

Кондиціонер	Коефіцієнт адiabатичної ефективності, EA	Витрата води, т/год	Тиск перед форсунками, кг/см <sup>2</sup>	Тип насоса
КЦКП-20	0,95	30,3	2,8	K65-50-160
Потужність, кВт	Частота обертів, годін <sup>-1</sup>	Напруга, В	Частота току, Гц	
5,5	3000	380	50	

#### 10. Шумоглушник



Розмір, мм	20
В	1900
Н	1400
L	1645
H <sub>1</sub>	150
Маса, кг (L=1645)	225

#### Зниження рівнів звукової потужності блоками шумоглушення

Типорозмір	Довжина пластин I, м	Зниження рівня звукової потужності, дБ в октавних полосах з середньгеометричними частотами, Гц
КЦКП-5...КЦКП-100	0,5	1000 8

# Спіральний компресор ZP Copeland Scroll™ для кондиціювання повітря з оптимізованою сезонною продуктивністю

## Технічні характеристики та переваги

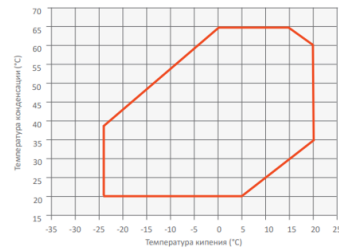
Нові спіральні компресори ZP\*KZE та ZP\*KPE для великих чилерів відрізняються покращеними можливостями контролю та підвищеною ефективністю охолодження при частковому завантаженні завдяки технології змінної об'ємної продуктивності (VVR). Це дозволить виробникам обладнання відповідати мінімальному рівню сезонної ефективності відповідно до Директиви з екологічних вимог до продукції. Вони оснащені модулями зв'язку CoreSense™, що підвищує надійність за рахунок передачі компресора в системний контролер в режимі реального часу і забезпечує тепловий захист. Вони призначені для реверсивних чилерів, кришок з вентиляторним блоком або блоків очищення повітря з холодопродуктивністю 30-400 кВт.

- Висока сезонна ефективність (SEER) SEER на 5% ефективніша за попереднє покоління
- Гнучкість та менша складність

Широкий діапазон рівноважних та нерівноважних конфігурацій тандему та тріо для всієї лінійки системи при зменшенні обсягу складських запасів компресорів.

- Підвищена надійність за рахунок використання електроніки

Робочий діапазон для R410a



## Огляд технічних властивостей

Моделі	Номинальная мощность, кВт	Мощность (kW)	EER	Холодильная мощность (кВт)	Питання всмоктування (Длина)	Питання всмоктування (Ширина)	Питання всмоктування (Глибина)	Питання всмоктування (Длина)	Питання всмоктування (Ширина)	Питання всмоктування (Глибина)	Длина/ширина/высота (мм)	Масса нетто (кг)	Версия двигателя/код		Максимальный рабочий ток (А)	Ток блокировки ротора (А)	Звуковое давление на вх. в. д. (А) ***
													1 фаза*	3 фазы**			
ZP137KPE	12,0	29,0	3,2	22,1	1 1/4	7/8	3,3	264/285/552	65	TFD	25	118	65				
ZP154KPE	13,0	33,0	3,1	24,9	1 1/4	7/8	3,3	264/285/552	65	TFD	31	140	65				
ZP182KPE	15,0	39,0	3,1	29,1	1 1/4	7/8	3,3	326/295/552	66	TFD	34	174	66				
ZP232KZE	20,0	50,6	3,3	36,6	1 1/4	1 1/4	4,4	344/292/661	90	TED	38	241	72				
ZP252KZE	25,0	63,4	3,3	45,7	1 1/4	1 1/4	4,4	344/292/661	90	TED	48	287	73				
ZP385KPE	30,0	82,9	3,2	60,8	1 1/4	1 1/4	6,3	447/427/724	177	TWD	65	310	74				
ZP485KPE	40,0	105,0	3,2	77,3	1 1/4	1 1/4	6,3	368/345/756	190	TWD	82	408	78				

## Споживна потужність

R410A	Холодопродуктивність (кВт)							R410A	Віддача потужності (кВт)						
	Температура кипіння (°C)								Температура кипіння (°C)						
Модель	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	Модель	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15
ZP137KPE	16,0	20,0	24,5	29,5	35,2	41,5	ZP137KPE	9,8	9,7	9,6	9,5	9,5	9,4		
ZP154KPE	18,3	22,5	27,4	33,0	39,4	46,6	ZP154KPE	11,0	10,9	10,8	10,7	10,5	10,5		
ZP182KPE	21,6	26,7	32,4	38,8	46,0	54,2	ZP182KPE	12,8	12,8	12,7	12,6	12,5	12,4		
ZP232KZE	28,5	34,9	42,2	50,6	60,1	70,8	ZP232KZE	15,2	15,3	15,3	15,3	15,3	15,3		
ZP252KZE	36,1	44,0	53,1	63,3	74,8	87,6	ZP252KZE	19,4	19,5	19,4	19,4	19,3	19,3		
ZP385KPE	47,0	57,3	69,2	82,9	98,6	116,5	ZP385KPE	25,9	25,9	25,8	25,8	25,9	26,1		
ZP485KPE	60,7	73,5	88,2	105,0	124,5	146,0	ZP485KPE	32,9	32,9	32,9	33,0	33,1	33,4		

Обираю компресор по розрахованій холодопродуктивності Qo=43 кВт, марки ZP Copeland Scroll (ZP232KZE)

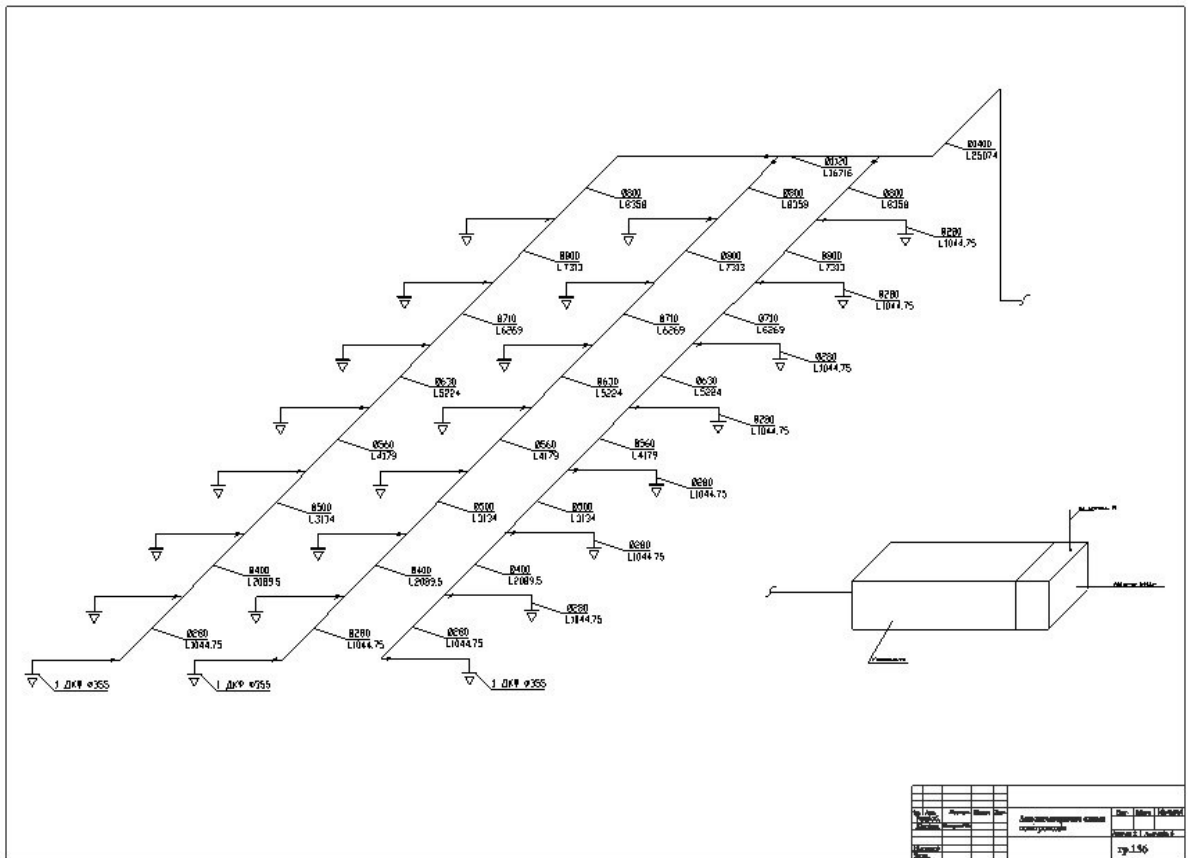
## Підбір чилера фірми DAIKIN



EWAQ-BA\*

Модель	016	021	025	032	040	050	064	
Холодопродуктивність, Ном. кВт	17,4 (1/16,62)	21,7 (1/20,72)	25,8 (1/24,72)	32,3 (1/30,92)	43,4 (1/41,52)	51,8 (1/49,72)	64,5 (1/62,32)	
Виробництво	С. електронне управління							
Холодопродуктивність, Максимальна продуктивність, %	25							
Енергоємність, Максимальна продуктивність, кВт	5,08 (1/5,82)	7,25 (1/7,92)	8,29 (1/9,12)	10,81 (1/11,52)	14,71 (1/16,42)	18,81 (1/20,72)	24,41 (27,42)	
EER	3,11 (1/2,86)	2,99 (1/2,75)	2,78 (1/2,54)	2,48 (1/2,29)	2,95 (1/2,69)	2,76 (1/2,52)	2,44 (1/2,27)	
ESER	4,33 (1/4,21)	4,08 (1/4,18)	3,85 (1/4,04)	3,39 (1/3,82)	4,19 (1/4,24)	3,96 (1/4,12)	3,64 (1/3,78)	
Розміри	Блок	Видат	мм	1684x1577x714				
Бес	Блок	кг	264	317	397	571	730	
Експлуатаційний вес	кг	267		320	401	577	738	
Водний теплообмінник	Тип	Пласмачений						
Объем воды	л	1,9						
Ном. расход	л/мин	50						
Питання всмоктування	Охлаждение	л/мин	62					
Тип	Охлаждение	л/мин	74					
Тип	Охлаждение	л/мин	80					
Тип	Охлаждение	л/мин	93					
Тип	Охлаждение	л/мин	104					
Тип	Охлаждение	л/мин	148					
Тип	Охлаждение	л/мин	185					
Тип	Охлаждение	л/мин	200					
Тип	Охлаждение	л/мин	242					
Тип	Охлаждение	л/мин	300					
Тип	Охлаждение	л/мин	370					
Тип	Охлаждение	л/мин	466					
Тип	Охлаждение	л/мин	81					
Тип	Охлаждение	л/мин	83					
Тип	Охлаждение	л/мин	19,2					
Тип	Охлаждение	л/мин	1,56					
Тип	Охлаждение	л/мин	1					
Тип	Охлаждение	л/мин	2" (нутр.)					
Тип	Охлаждение	л/мин	1-1/4"					
Тип	Охлаждение	л/мин	3N~50/400					

Обираю чилер фірми DAIKIN по розрахунковій холодопродуктивності Qo= 47 кВт, EWAQ-BA 050



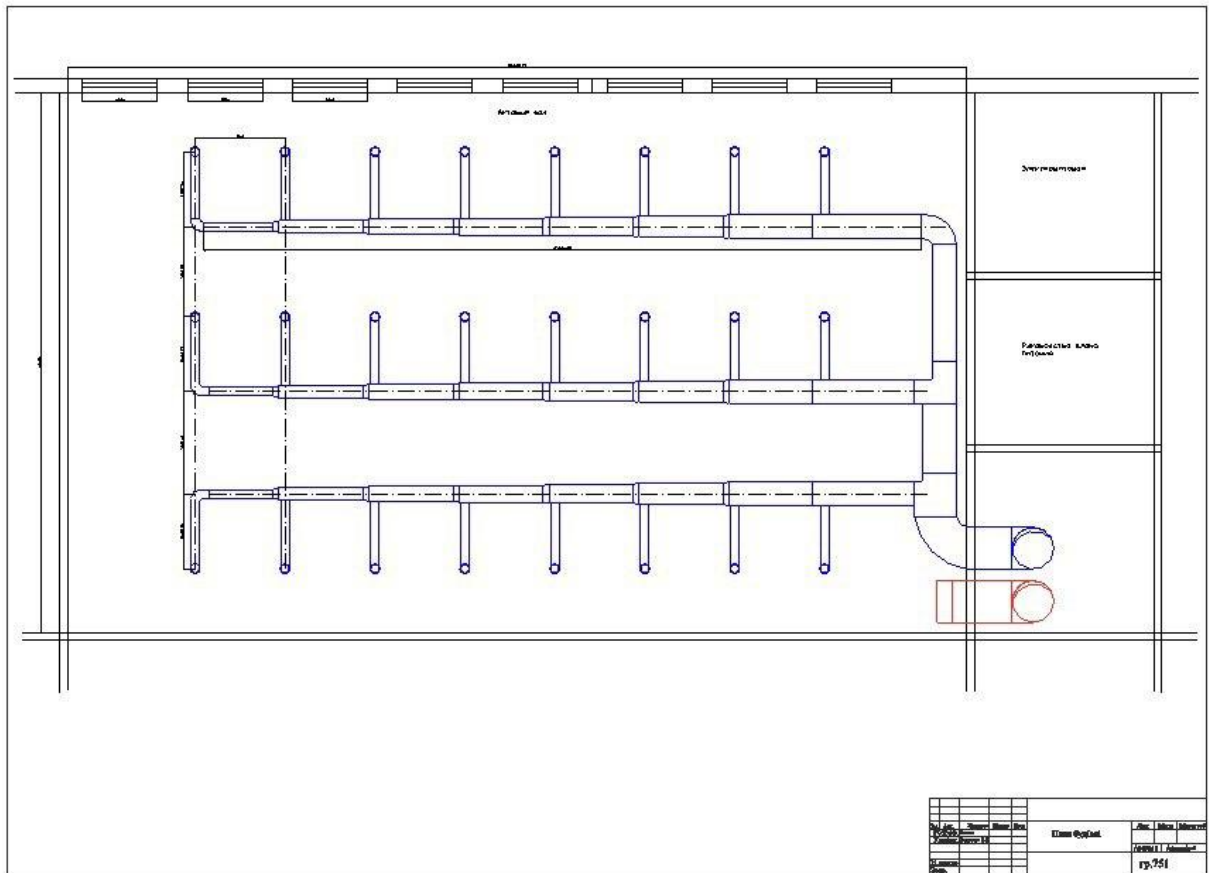
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата

БКВ 03.011.000.ДП.ПЗ

Лист

90







Форма	Зона	Поз	Позначення	Назва	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
			БКВ 03. 007. 000. ДП	<u>Дипломний проект</u>		
A4		1	БКВ 03. 007. 000. ДП ПЗ	Пояснювальна записка	1	
				<u>Креслення</u>		
A1		1	КВ 03. 007. 001. ДП С7	Розводка трубопроводів Центрального кондиціонера		
				КЦКП-16	1	
A1		2	БКВ 03. 007. 002. ДП С2	Схема автоматизації ХУ Центрального кондиціонера		
				КЦК- 16	1	
					1	

					<b>БКВ 03. 011. 000. ДП</b>					
Зм	Арк.	№ докум	Підпис	Дата				Літера	Аркуш	Аркуші
Розробив		Шкаровськ			Проект системи кондиціонування і вентиляції поліграфічного цеху ТЕС, м. Одеса			Н	Д	П
Перевір.		Жихарева								
Н. контр.		Волянська						<b>ВСП «ОТФК ОНТУ», 2022</b>		
Затв.		Беркань								