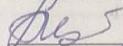


Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Інститут: Львівський
Кафедра: Рухомий склад залізниць і колія
Рівень вищої освіти: перший (бакалаврський) рівень
Навчальна програма: Вагони та вагонне господарство
Спеціальність: 273 «Залізничний транспорт»
(шифр та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри «Рухомий склад
залізниць і колія»

 Олена БАЛЬ

Дата 18.08.2022

ЗАВДАННЯ

кваліфікаційну роботу

(ступінь вищої освіти)

студенту

Шереметі Роману Івановичу

(Прізвище, Ім'я По батькові)

Тема роботи: Визначення основних параметрів системи кондиціонування
пасажирського вагона при збільшенні кількості пасажирів до 60

Рівень роботи: Мілянич Андрій Романович, к.т.н., доцент

(Прізвище, Ім'я, По батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом від "26" листопада 2021р. № 38 ст.

Строк подання студентом роботи: 10.06.2022 р.

Вихідні дані до роботи: технічні характеристики та параметри системи кондиціо-
нування пасажирського вагону, конструкційні параметри та вимоги для перевезення
пасажирів в пасажирських вагонах, технічні характеристики обладнання та параметрів
системи кондиціонування, які нормуються відповідно до нормативно – технічної
документації

Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

Аналітична частина: Аналіз будови систем кондиціонування пасажирських вагонів
перспективи розвитку та модернізації

Основна частина: Розрахунок основних параметрів системи кондиціонування
пасажирських вагонів власності АТ «Укрзалізниця». Аналітичний розрахунок
основних параметрів системи кондиціонування пасажирських вагонів. Методи та
особи підвищення параметрів системи кондиціонування пасажирських вагонів.

Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
Схематичний вид та будова системи кондиціонування пасажирських вагонів. Порівняння
основних параметрів та показників «старих» та «нових» конструкцій системи
кондиціонування пасажирських вагонів. Перспективна система кондиціонування з
вдільним кліматконтролем

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Lviv Institute

(faculty)

Railway Rolling Stock and Tracks

(department)

Explanatory Note
to Master's Thesis

Bachelor

(higher education degree)

on the topic: Determining the main parameters of the air conditioning system of a passenger car when increasing the number of passengers to 60
according to educational curriculum Wagons and wagon economy
in the Speciality: 273 "Railway transport"
(speciality and its code)

Done by the student

BF 19117 /Roman SHEREMETA/

(name, surname)

Scientific Supervisor:

/Andriy MILANYCH /

(position, name, surname)

Normative controller :

/ Ivan KRAVETS /

(position, name, surname)

Dnipro – 2022

ЗМІСТ

ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ.....	7
ВСТУП.....	8
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА ТИПИ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ.....	10
1.1 Конструкція, особливості будови та характеристики роздільних систем кондиціювання.....	12
1.2 Конструкція, особливості будови та характеристики моноблочних систем кондиціювання.....	17
2 ПОВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОНДИЦІОНЕРА ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА ПРИ ЗБІЛЬШЕННІ КІЛЬКОСТІ ПАСАЖИРІВ ДО 60 ОСІБ.....	24
2.1 Розрахунок тепловологісного навантаження на кондиціонер пасажирського вагона в літній період експлуатації.....	24
2.2 Побудова процесу обробки повітря в системі кондиціювання. Визначення холодопродуктивності холодильної машини та тепловологісного навантаження на повітроохолоджувач.....	30
2.3 Розрахунок і вибір основних елементів компресорної холодильної машини.....	37
2.4 Розрахунок основних параметрів та вибір компресора.....	40
2.5 Теплообмінні апарати холодильної установки.....	44
2.6 Розрахунок випарювача (повітроохолоджувач).....	46
3 МЕТОДИ ТА СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНАХ...	48
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	54
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	55

041.190527.01.ВКР.ПЗ			
Арк	№ документа	Підпис	Дата
Зробив	Роман ШЕРЕМЕТА	<i>[Підпис]</i>	16.06.82
Консульт.	Андрій МІЛЯНИЧ	<i>[Підпис]</i>	17.06.82
Рівник	Андрій МІЛЯНИЧ	<i>[Підпис]</i>	17.06.82
Контр.	Іван КРАВЕЦЬ	<i>[Підпис]</i>	17.06.82
В.каф.	Олена БАЛЬ	<i>[Підпис]</i>	18.06.82

Визначення основних параметрів системи кондиціювання пасажирського вагона при збільшенні кількості пасажирів до 60	Літера	Аркуш	Аркуші
ЛІ УДУНТ			

(ЗАВДАННЯ НА РОБОТУ (ОКРЕМИЙ ДОКУМЕНТ, ОДИН ЛИСТ З
ДВОХ СТОРІН ЗГІДНО ШАБЛОНУ)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра:

(рівень освіти)

54 с., 11 рис., 2 табл., 0 додатки, 10 джерел.

Об'єктом дослідження в даній роботі виступають існуючі на даний момент системи кондиціонування пасажирських вагонів відповідно до нормативних документів.

Метою даної роботи є перевірка роботи та забезпеченість існуючої системи кондиціонування пасажирського вагона при збільшенні кількості пасажирів до 60 осіб.

Методи дослідження. метод аналізу, метод порівняння, метод співставлення, метод підбору по певним показникам, метод заміщення та інші.

Результати цієї роботи можна використати при модернізації, подальших шляхів розвитку СКП та оновлення технологічних процесів ремонту пасажирських вагонів при проведенні відповідних ремонтів у відповідних підрозділах підприємств та напрямки зниження навантаження на енергетичну систему вагона.

Ключові слова: ВАГОН, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ХОЛОДОАГЕНТ, КУЗОВ, КОНДИЦІОНЕР.

**ПЕРІЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ,
СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ**

УЗ	Українська залізниця
ДР	Деповський ремонт
ДСТУ	Державний стандарт
ГОСТ	Государственный (державний) стандарт СРСР
ПТО	Пункт технічного обслуговування
ВЧД	Вагонне депо
ТУ	Технічні умови
СКП	Система кондиціонування повітря

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ВСТУП

На сьогоднішній день в умовах ринкової економіки пасажирському залізничному транспорту приходится вступати в конкурентні відносини з автомобільним та повітряним. Для цього необхідно, щоб подорожування в пасажирському вагоні було приємним та зручним для пасажирів та обслуговуючого персоналу. Тому поряд з збільшенням швидкості руху пасажирських поїздів в вагонах необхідно підвищувати рівень комфорту.

Високий рівень комфорту вдається досягти завдяки досконалим системам теплоізоляції кузова пасажирського вагона. Отримати визначені параметри повітря всередині вагону допомагають теплоізоляційні конструкції кузова пасажирського вагона, які складаються з, власне, теплоізоляційного матеріалу та підкріплюючих конструкцій, а також систем життєзабезпечення, до яких і відноситься система кондиціонування.

Таким чином теплоізоляційні конструкції кузова , система кондиціонування та інші системи життєзабезпечення пасажирського вагона відіграють важливу роль в забезпеченні комфортних умов для проїзду пасажирів. Теплоізоляційні конструкції призначені для підтримання певної визначеної температури всередині вагона та забезпечення ефективної роботи систем опалення та охолодження.

За рахунок покращення теплоізоляційних якостей кузова пасажирського вагона та системи кондиціонування можливо суттєво знизити енерговитрати, тепловитрати або теплонадходження, що в свою чергу приведе до зниження потужності систем опалення та охолодження і відповідно полегшить їхню роботу.

В даний час гостро постає проблема застосування нових конструкцій кондиціонерів як вітчизняного виробництва так і закордонних з застосуванням нових сучасних технологій.

Об'єктом дослідження в даній роботі виступають існуючі на даний момент системи кондиціонування пасажирських вагонів відповідно до нормативних документів.

Метою даної роботи є перевірка роботи та забезпеченість існуючої системи

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

кондиціонування пасажирського вагона прои збільшенні кількості пасажирів до 60 осіб.

Методи дослідження. метод аналізу, метод порівняння, метод співставлення, метод підбору по певним показникам, метод заміщення та інші.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ТА ТИПИ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

Система кондиціонування повітря (СКВ) пасажирського вагона призначена для подачі та обробки свіжого повітря в середину вагона (купе), його знезараження з метою запобігання поширенню інфекцій та інших хвороботворних бактерій та забезпечення комфортних умов для пасажирів, машиністів та поїзної бригади.

Основною вимогою до систем кондиціонування повітря на залізничному транспорті це – стабільність підтримання заданих параметрів мікроклімату у поїзді, незалежно від метеорологічних умов будь то літо чи зима.

По своїй контрукції СКП можна поділити на дві основні групи:

- системи моноблочні;
- системи роздільні.

Так автори [3] визначають наступні такі особливості та параметри:

1. Енергоефективність;
2. Габаритні розміри;
3. Вага;
4. Робота на обігрів та охолодження;
5. Особливості екплуатації;
6. Кліматичне виконання.

Енергоефективність. Однією із основних завдань, що стоять перед СКП на залізничному транспорті, є мінімізація енергоспоживання кондиціонера або іншими словами - енергоефективність. Це напряду пов'язано з тим, що для живлення кондиціонера використовується напруга 220 В і нижче, яку можна отримати в поїзді або від контактної мережі, або від індивідуальної системи електрпостачання. При централізованій системі електропостачання - такого питання практично не ставлять, але при використанні індивідуальної – є обмеження по потужності генератора.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Масогабаритні обмеження є теж суттєвими, так як при проектуванні СКП для залізничного транспорту, є питання які пов'язані з масою та габаритами системи – вписуваність в габарит. При цьому слід зазначити ще такий факт, що при малих габаритах вагона досить високе теплове навантаження, і тому необхідна холодопродуктивність кондиціонера становить (рекомендована) до 30 кВт на вагон. Тут таке є пряма залежність між розмірами кондиціонера та вагою, що також впливає на масу- брутто вагона.

Наступний параметр появився останніми роками і потребує уваги, так як дуже є зручним так званої системи роботи на обігрів та охолодження, що підвищує комфортність проїзду пасажирів особливо в перехідні пори року.

Особливості експлуатації. До таких особливостей відносяться аеродинамічні удари. При проходженні зустрічного поїзда або в'їзді в тунель утворюється ударна хвиля, здатна завдати шкоди системі кондиціювання вагона. Для захисту від перепадів тиску застосовують ВКВ із двома паралельними каналами на всмоктуванні повітря із навколишнього середовища. При проходженні тунелю тиск зовні підвищується, клапан основного всмоктуючого повітроводу закривається, тим часом відкривається паралельний повітропровід з вбудованим вентилятором, який подає припливне повітря до кондиціонера в необхідній кількості.

Наступним критичним параметром СКП у залізничному складі є особливості експлуатації, які пов'язані з постійними вібраціями , ударами - ударостійкість системи. Найбільший удар (найбільше прискорення) у вагонах виникає при їх зчіпці, коли вагони з невеликою швидкістю стикаються і зупиняються практично миттєво – так звані квазістатичні сили. При дії таких сил обладнання що знаходиться як всередині вагона (моноблочна система) так і ззовні вагона – роздільна система не повинна руйнуватися, зберігаючи повну працездатність.

Наступний параметр, який появився останніми роками – це індивідуальне регулювання температури у купе (роздільний кліматконтроль). На даний момент тільки окремі вагони мають таку функцію, це вагони класу «люкс» та першого класу. А в подальшому повинні обладнатися системами індивідуального

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

регулювання температури повітря й інші типи вагонів. При чому дане обладнання повинно стабільно працювати у різних кліматичних умовах, так як шлях проходження поїзда може проходити через кілька кліматичних зон, а у вагоні постійно повинен зберігатись комфортний мікроклімат.

Зазвичай приймають два варіанти стандартних умов довкілля:

- температура 32 ° С, вологість 60%;
- температура 40 ° С, вологість 20%.

Виконавши всі вище наведені умови ми отримаємо СКП, яка забезпечить належні умови перебування пасажирів в вагоні.

1.1 Конструкція, особливості будови та характеристики роздільних систем кондиціонування

Характерним предстаником, який на даний момент є в експлуатації є СКП МАБ-2.

В даній системі кондиціонер (роздільна конструкція), який вбудований в пасажирський вагон, повинний на протязі всього року забезпечувати необхідні параметри повітря, сприяти гарному самопочуттю пасажирів.

Літом кондиціонер забезпечує охолодження вагона згідно заданим температурам відповідно до санітарний вимог, а в взимку - температура в приміщеннях регулюється водяним або електричним (повітряним) опаленням в залежності від температури припливного повітря.

В літній період при роботі в режимі охолодження та в час перехідних періодів року (весна, осінь) в залежності від температури припливного повітря чи температури відведеного повітря автоматика на режимі охолодження вмикає окремі ступені продуктивності холодильної установки відповідно до теплового навантаження.

При перехідному режимі з електричним опаленням кондиціонер працює автоматично, а в режимі опалення тільки частково автоматизованим способом. В випадку виходу з ладу системи автоматики, або в цілях випробувань, холодильна

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

установка може працювати і в ручному керуванні.

Конструктивно кондиціонер складається з трьох основних систем які забезпечують потребу у використанні даного агрегату, це:

1. Система вентиляції;
2. Система опалення;
3. Система охолодження.

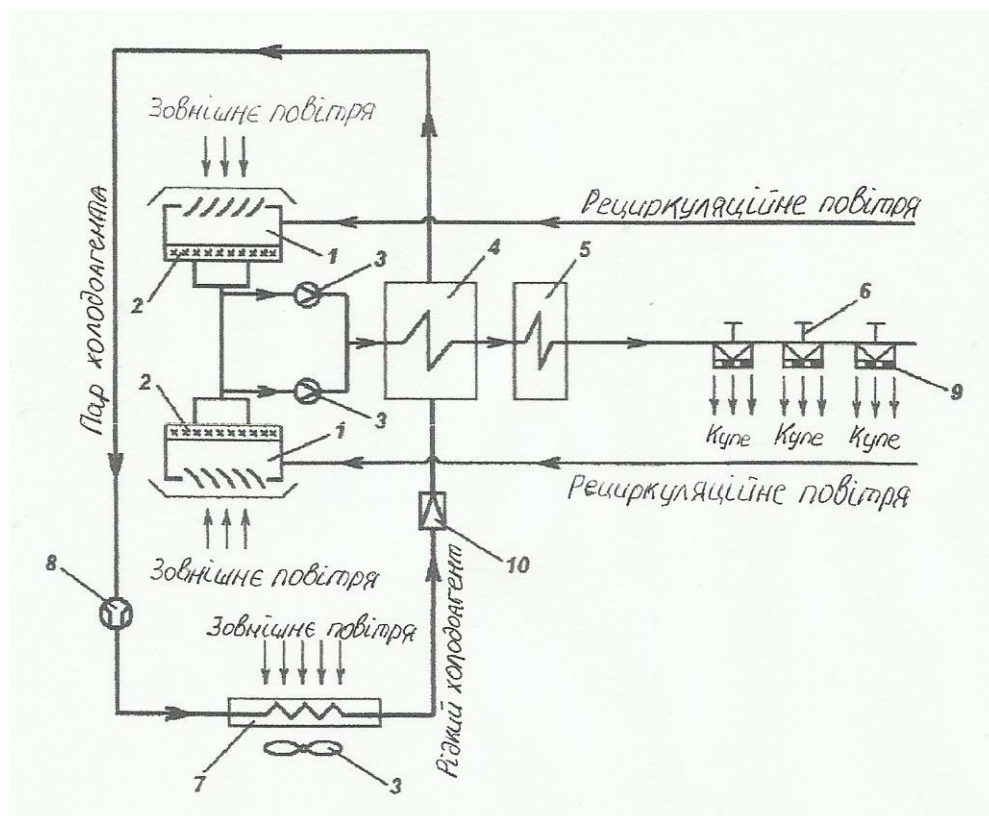
Технічні характеристики системи МАБ-2 приведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Техніко-експлуатаційні показники установки кондиціонування повітря МАБ-2

Найменування характеристики	величина
1. Струм і номінальна напруга електрозабезпечення, В	Постійний, 110
2. Потужність генератора, кВт	28
3. Кількість повітря яке подається в вагон, м ³ /год	4000, 5000
4. Тип і марка компресора	"V"
5. Холодопродуктивність, кВт	31,4
6. Холодопродуктивність при $t_z = +40^{\circ}\text{C}$ і $\phi_z = 30\%$, ккал/год	27000
7. Площа поверхні повітроохолоджувача, м ²	100
8. Площа поверхні конденсатора, м ²	185

Принципова схема установки кондиціонування повітря МАБ-2 приведена на рисунку 1, в її розміщенні на вагоні на рисунку 2.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		



1 – змішувальна камера; 2 – фільтр; 3 – вентилятор; 4 – випарник-повітроохолоджувач; 5 – підігрівач повітря в зимовий час; 6 – повітророзподільник; 7 – конденсатор; 8 – компресор; 9 – металічний лист з отворами ("мультивент"); 10 – дросельний клапан (терморегулюючий вентиль).

Рисунок 1 – Принципова схема установки кондиціонування повітря МАБ-2 1

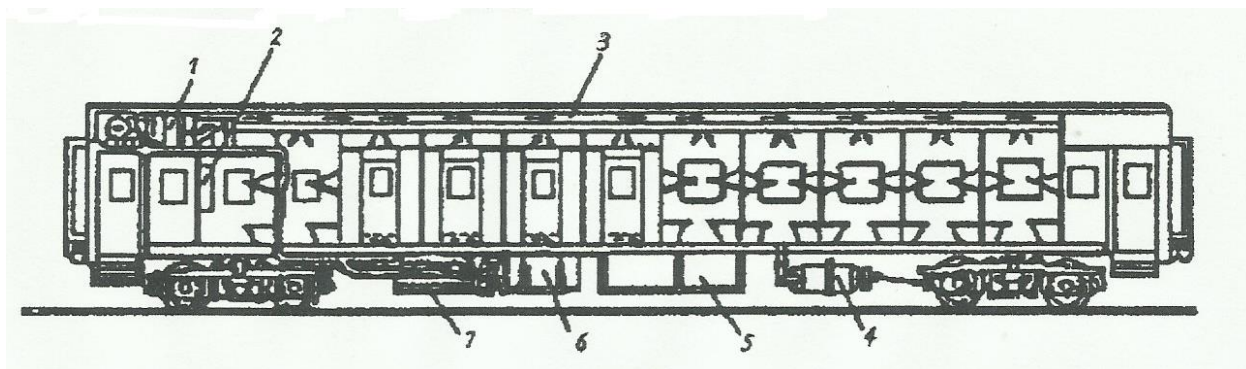
Вентиляційна система СКП МАБ-2 складається з влаштованого в дах вагона, каналу припливного повітря (повітропроводу) з попередніми розподільниками (дефлекторами) (рис. 2), з каналу рециркуляційного повітря, з зовнішніх повітрозбірників з засовками та з повітряних фільтрів.

Влаштований в піддаховий простір агрегат складається із всіх необхідних для приготування повітря конструктивних вузлів (подвійний вентилятор, повітроохолоджувач з краплевідділювачем і повітронагрівачем).

Вентилятор складається з двох радіальних вентиляторів низького тиску, робочі колеса яких встановлені з обох сторін на кінцях вала двигуна постійного струму, потужністю 1,7 кВт.

					Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

Для того, щоб уникнути безпосередньої передачі коливань вентилятора на кузов вагону вентилятор СКП встановлений на гумових віброамортизаторах. Пружні дифузори між каналом рециркуляції повітря і повітрозбірниками вентилятора, а також між вихідними отворами вентилятора та нагнітаючою камерою запобігають передачу коливань на канали циркуляційного і припливного повітря. Необхідна для повітрообміну кількість зовнішнього повітря, яку теж слід дотримуватись відповідно до санітарних норм, вентилятор всмоктує через отвори над дверима через спеціальні жалюзійні решітки. Максимальна подача вентилятора складає 5000 м³/год повітря в літній період зовнішнього 1000 м³/год, взимку – 800 м³/год. Після жалюзійних решіток при змішуванні зовнішнього повітря з рециркуляційним повітрям, припливне повітря пропускається через змочений маслом пластинчатий або сітчастий фільтр та очищується перед попаданням в вентилятор від захоплених часток пилюки. Після підготовки припливного повітря в вмонтованому в дах агрегаті, це повітря потрапляє з припливного каналу (повітропровід) через регулюючі попередні розподільники (система "Мультивент") та через дірчаті стелі в усіх купе вагона. Так як швидкість припливного повітря дуже низька менше 0,25 м/с, то пасажирів не відчують ніякого неприємного протягу.



1 – вентилятор, охолоджувач, нагрівач, фільтр та змішувальні камери; 2 – пульт управління; 3 – канал припливного повітря; 4 – генератор; 5 – акумуляторна батарея; 6 – конденсатор; 7 – компресор.

Рисунок 2 – Розміщення агрегатів МКП МАБ-2 в пасажирському вагоні

					Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

Принцип роботи системи вентиляції заключається в тому що в камері змішувача усмоктуване свіже повітря змішується з рециркуляційним повітрям, яке надходить з приміщень вагону через спеціальні решітки (купе, туалету), після чого це повітря очищується змоченими маслом фільтрами і подається вентилятором через нагнітальну коробку, повітроохолоджувач, повітропідігрівач і перехідний канал в канал (повітропровід) припливного повітря. Повітря з припливного каналу (згідно програми, вибраної вимикачем управління кондиціонером, припливне повітря охолоджується в повітроохолоджувачі або ж нагрівається в водяний або електричний повітропідігрівач). Після цього підігріте або охолоджене повітря потрапляє через попередні розподільники і через дірчаті стелі в приміщення вагону.

Така система примусової (припливної) вентиляції створює незначний збитковий тиск в вагоні, що запобігає проникненню пилу ззовні. Відпрацьоване повітря виходить через отвори в перегородці обох приміщень вагону і частково потрапляє через прорізи в стелі в канал рециркуляційного повітря, а звідти назад в змішувальну камеру. Частина витісненого з вагону повітря виходить через нещільності вікон і дверей або через вбудований в дах статичний вентилятор (диффлектор) назовні, а інша частина служить для обдування генератора. При такій СКП як писалось вище є система опалення. Система опалення у СКП МАБ-2 – змішана. Вона складається з комбінованого опалення (котел з високовольтними нагрівальними елементами, розширювач, водяний калорифер, обігрівальні труби, циркуляційний насос, дросельна засовка) та системи низьковольтного електричного опалення з електропечами й електрокалорифером. Циркуляційний насос системи опалення вмикається вручну і контактними термометрами, соленоїдні вентиля, терморегулюючі вентиля, а також реле і контактори, розміщені в розподільчій шафі і в спеціальному ящику під вагоном. Також у випадках аварійних ситуацій можна фоду в системі опалення прокачувати ручним насосом. Електропечей у вагонів для перехідного опалення – дев'ять по 0,5 кВт в кожному купе і чотири по 0,25 кВт (дів туалети, службове тв робоче купе). Нагрівальні прилади встановлені в купе, службовому відділенні і туалетах. В перехідний

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

період року при зовнішній температурі плюс 5 °С електропечі працюють разом з електрокалорифером потужністю 6 кВт, який вмикається автоматично в залежності від температури в повітроводі. В випадку не спрацювання автоматично чи виходу з ладу двигуна вентилятора електрокалорифер відключається через підвищення температури і розплавлення запобіжника плавкою вставки в вигляді перемички, яка плавиться при температурі плюс 70 °С. Цей запобіжник розміщується під дахом косого коридору, і доступ до нього можливий через спеціальний люк. В зимовий час електрокалорифер не працює і повітря підігрівається тільки водяним калорифером. Електропечі взимку слугують як допоміжне опалення до комбінованого.

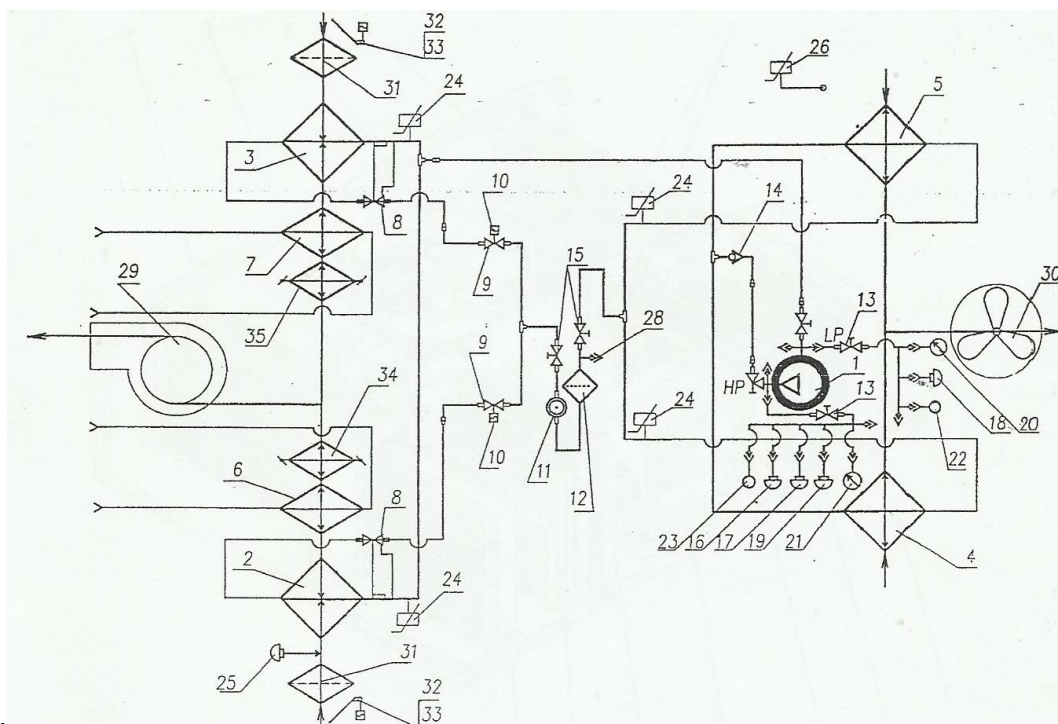
1.2 Конструкція, особливості будови та характеристики моноблочних систем кондиціонування

Встановлюється на пасажирських вагонах моделі 61-779 виробництва ВАТ "Крюківський вагонобудівний завод" різновидами є моделі УКВ-31-ТП, УКВ-31, УКВ-31-ТС, та УКВ-31-МС., які виготовляються ЗАО "Остров" – Російська Федерація

Дана СКП має моноблочну установку кондиціонування повітря УКВ-31 або АВК-30, яка призначена для забезпечення і автоматичного підтримання потрібних значень температури повітря всередині пасажирських вагонів колії 1520 мм.

Дана УКП представляє собою підвісний горизонтальний автономний кондиціонер з рециркуляцією та складається з парокомпресійної холодильної машини, повітропідігрівачів і вентиляційного обладнання. Принципова пневмогідравлічна схема установки УКВ-31 представлена на рисунку 3, а АВК-30

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

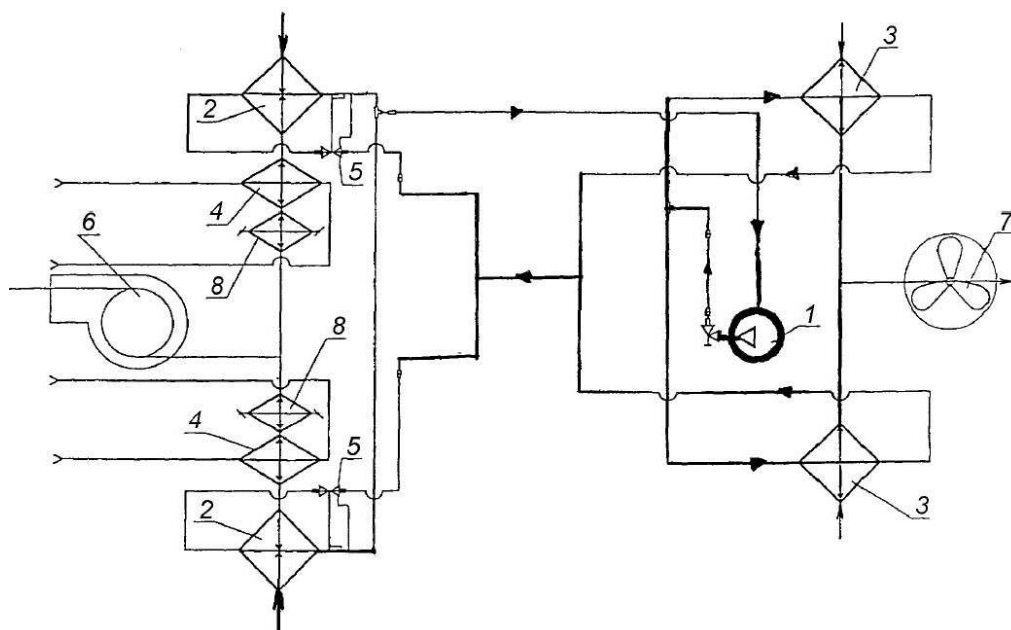


на рис 4.

1— Компрессор гвинтовий; 2 — повітроохолоджувач (лівий); 3 — повітроохолоджувач (правий); 4 — конденсатор (лівий); 5 — конденсатор (правий); 6 — повітронагрівач водяний (лівий); 7 — повітронагрівач водяний (правий); 8 — терморегулюючий вентиль; 9 — корпус соленоїдного вентиль; 10 — котушка соленоїдного вентиль; 11 — оглядове скло; 12 — фільтр-осушувач; 13, 15 — запірний вентиль; 14 — зворотний клапан; 16 — реле тиску запобіжне 22,5/15,9 бар, з ніпельним клапаном; 17 — реле високого тиску 20/15 бар, з ніпельним клапаном; 18 — реле низького тиску 0,5/2 бар, з ніпельним клапаном; 19 — реле контролю тиску конденсації 9,5/12,5 бар, з ніпельним клапаном; 20 — манометр низького тиску, -1...10 бар; 21 — манометр високого тиску, 0...30 бар; 22 — датчик низького тиску, -0,5...7 бар; 23 — датчик високого тиску, 0...30 бар; 24 — датчик температури; 25 — датчик контролю витрати повітря; 26 — реле температури; 28 — штуцер з ніпельним клапаном; 29 — вентилятор центробіжний; 30 — вентилятор осьовий; 31 — фільтруючий осередок в зборі; 32 — електропривод повітряного клапана; 33 — тяга привода повітряного клапана (комплект); 34 — повітронагрівач електричний (лівий); 35 — повітронагрівач електричний (правий).

Рисунок 3 – Принципова пневмогідравлічна схема установки УКВ-31:

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		



1 – компресор; 2 – повітроохолоджувач; 3 – конденсатор; 4 – водяний повітрянагрівач; 5 – терморегулюючий вентиль; 6 – вентилятор відцентровий; 7 – вентилятор осьовий; 8 – електричний повітрянагрівач

Рисунок 4 - Принципова схема установки АВК-30

Всі перераховані засоби (рис.3) розміщені в одній горизонтальній площині, скомпоновані в єдиний автономний блок (моноблок) і закріплені на несучій рамі, котра обшита металічними листами (оцинкована бляха – товщиною 1,5 мм) з наклеєною на них з внутрішньої сторони звуко- і теплоізоляцією. Корпус установки розділений перегородкою на два окремих відсіки. При цьому холодильний компресор, осьовий вентилятор та конденсатори установлені в одному відсіку, а відцентровий вентилятор і симетрично розміщені відносно нього клапани зовнішнього повітря, повітроохолоджувачі, водяні повітрянагрівачі, фільтруючі елементи і електричні повітропідігрівачі в іншому відсіку. Елементи установки з'єднані трубопроводами. В корпусі виконані вікна для входу та виходу повітря.

Установка розміщується в під даховому просторі робочого тамбура вагона і кріпиться до вагонних шпангоутів за допомогою чотирьох монтажних кронштейнів, закріплених на несучій рамі і укомплектованих болтами М16 і пружними гумовими амортизаторами. В якості холодильного агента

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

парокомпресійної холодильної машини використовується хладон R134a (фреон R134a) – озонобезпечне, нетоксичне, незаймисте індивідуальне хімічне з'єднання сімейства гідрофторвуглецевих. Установа може використовуватись в пасажирських вагонах, які входять в рухомий склад на електричній, дизель-електричній і тепловозній тягах. Установа працездатна при швидкостях руху вагонів від 0 до 220 км/год і температурах зовнішнього повітря від +45 до +15 °С при роботі в режимі охолодження і від +15 до мінус 50 °С при роботі в режимах вентиляції і опалення [3]. Основні технічні характеристики приведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Основні технічні характеристики установки УКВ-31 та АВК-30

Найменування характеристики	Величина	
	УКВ-31	АВК-30
Номінальна холодопродуктивність при роботі в режимі охолодження, кВт*	28	30
Сумарна потужність двох електричних повітропідігрівачів, кВт	2×3,0	2×3,0
Сумарна потужність двох водяних повітропідігрівачів, кВт	2×10,0	2×12,5
Температура води на вході в водяні повітропідігрівачі, °С, не менше	90	85
Витрата води через водяні повітропідігрівачі, м ³ /год, не менше	1,8	1,8
Витрата повітря на виході з установки, яка забезпечується центробіжним вентилятором повітроохолоджувачів, м ³ /год, не менше	4000	4000

Продовження таблиці 2

Найменування характеристики	Величина	
	УКВ-31	АВК-30
Збитковий тиск на виході з установки, який створюється центробіжним вентилятором повітроохолоджувачів, Па, не менше	300	400
Маса холодоагенту який заправляється в холодильну машину, кг, не більше	10	10
Маса, кг, не більше	760	740

В процесі експлуатації установка може працювати в наступних режимах:

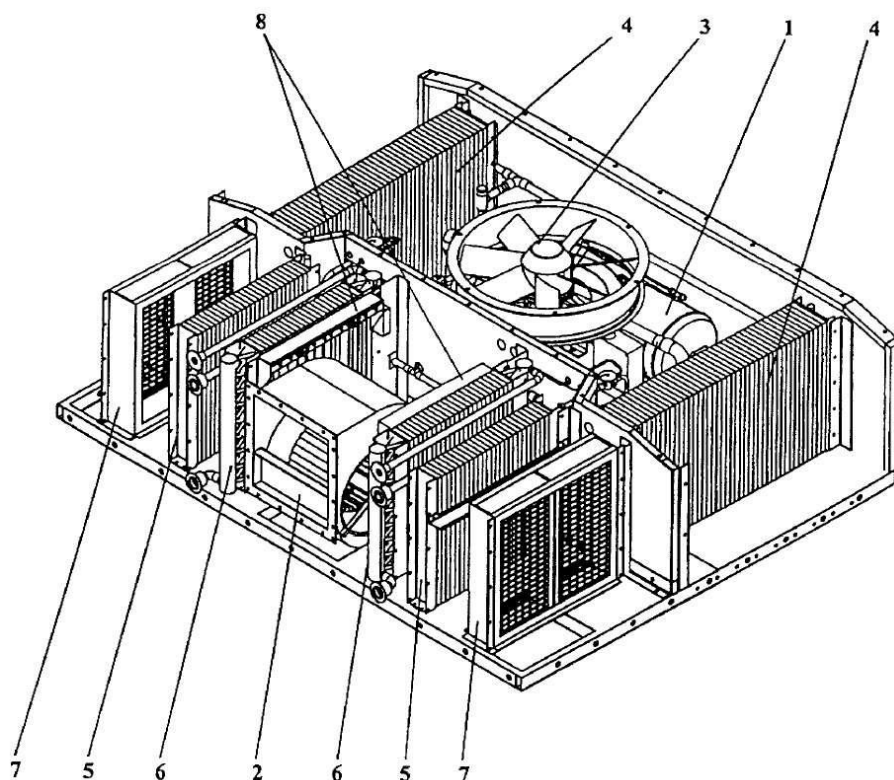
- охолодження повітря всередині вагона;
- вентиляція внутрішнього простору вагона;
- підігрів повітря всередині вагона (опалення).

При роботі в режимі охолодження задіюються холодильна машина і вентиляційне обладнання. Водяні і електричні повітрянагрівачі в цьому випадку відключені.

Компоновочна схема приведена на рис. 5.

Принцип роботи в режимі охолодження задіюється холодильною машиною та вентиляційним обладнанням. Водяні та електричні повітрянагрівачі в цьому випадку відключені. Охолодження повітря всередині вагона здійснюється так, як показано на рисунку 4. При вимкненій холодильній машині під дією розрідження, створюваного відцентровим вентилятором 6, в установку через отвори повітроприймачів внутрішнього повітря надходить рециркуляційне повітря з приміщень вагона.

					Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	



- 1 – компресор; 2 – вентилятор відцентровий; 3 – вентилятор осьовий;
 4 – конденсатор; 5 – охолоджувачі; 6 – водяні повітрянагрівачі;
 7 – коробки фільтрів коробки; 8 – електричні повітрянагрівачі

Рисунок 5 – Компонувальна схема установки АВК-30

Одночасно при цьому через отвори повітроприймачів зовнішнього повітря всмоктується зовнішнє повітря. Потоки внутрішнього і зовнішнього повітря

перемішуються в спеціальних камерах змішування і вже змішаний потік надходить у повітроохолоджувачі 2, після чого це змішане повітря нагнітається всередину вагона за допомогою вентилятора 6 через отвір повітророзподільника. Частина поданого у вагон повітря після його проходження по вагону знов повертається в установку- це так зване рециркуляційне повітря, а частина повітря виходить назовні за рахунок негерметичності конструкції вагона та дефлектори.

Необхідна температура поверхні повітроохолоджувачів 2 (рис.4) при роботі установки в режимі охолодження забезпечується наступним чином, а саме компресор 1 холодильної машини стискає і нагнітає пари холодоагенту в

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

конденсатори з повітряним охолодженням 3. У конденсаторах холодоагент охолоджується потоком повітря.

Зовнішнє повітря у вагон засмоктується через отвори повітроприймачів зовнішнього повітря за допомогою осьового вентилятора 7 і через отвір повітровитяжного пристрою (дефлектора) викидається в атмосферу.

Пари холодоагенту в конденсаторах переходять у рідкий стан, рідкий холодоагент надходить на вхід у терморегулюючі вентилі 5 повітроохолоджувачів. У терморегулюючих вентилях відбувається дроселювання холодоагенту, його тиск падає від тиску конденсації (нагнітання) до тиску кипіння (всмоктування), після чого холодоагент кипить та надходить у повітроохолоджувачі. У повітроохолоджувачах рідкий холодоагент кипить у трубках, відводячи тепло від їх поверхні

Під час охолодження повітря відбувається виділення вологи, що знаходиться в ньому, яке конденсується на зовнішній поверхні трубок і ребер повітроохолоджувачів. Утворений при цьому конденсат води збирається в піддонах повітроохолоджувачів і зливається через спеціальні отвори в нижньому днищі установки. Пари холодоагенту з випарників надходять на вхід у компресор де вони повторно стикаються і цикл роботи холодильної машини повторюється.

При роботі в режимі вентиляції холодильна машина та повітронагрівачі є вимкнені Тут є задіяний тільки відцентровий вентилятор 6, який у цьому випадку забезпечує регульований повітрообмін у вагоні але без термічної обробки (підігрів чи охолодження) повітря.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

2 ПОВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОНДИЦІОНЕРА ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА ПРИ ЗБІЛЬШЕННІ КІЛЬКОСТІ ПАСАЖИРІВ ДО 60 ОСІБ

2.1 Розрахунок тепловологісного навантаження на кондиціонер пасажирського вагона в літній період експлуатації

Розрахунок теплових надходжень у вагон в літній період експлуатації виконується для визначення продуктивності системи охолодження.

Тепло у вагон влітку надходить: через огороження кузова внаслідок різниці температур повітря ззовні та всередині вагона; в результаті інфільтрації повітря; від сонячної радіації; тепловиділень пасажирів; роботи обладнання; надходження зовнішнього вентиляційного повітря [1,2]. Нижче приведений типовий розрахунок теплонадходжень для вагона, побудованого Крюковським вагонобудівним заводом, який має подовжений кузов – 26,1 м та заселеність 60 чоловік, враховуючи провідників. Для розрахунку взяті параметри: температура зовнішнього повітря - $t'_{zn}=40^{\circ}\text{C}$, відносна вологість зовнішнього повітря $\phi'_{zn}=30\%$; температура повітря всередині вагону - $t'_{en}=24^{\circ}\text{C}$; відносна вологість повітря всередині вагону - $\phi'_{en}=50\%$.

Теплонадходження визначаються відповідно за формулою:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (1)$$

де Q_1 - тепло, яке надходить через огороження кузова внаслідок різниці температур всередині та зовні вагона, Вт;

Q_2 - тепло, яке надходить через огороження кузова внаслідок інфільтрації теплового зовнішнього повітря в вагон, Вт;

Q_3 - тепло, яке надходить у вагон через огороження кузова внаслідок дії

					Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

сонячної радіації, Вт;

Q_4 - тепловиділення людей, Вт;

Q_5 - тепловиділення електрообладнання, яке встановлено у вагоні, Вт.

Тепло, яке надходить через огороження визначається відповідно до формули

$$Q_1 = Fk(t'_{zn} - t'_{gn}), \quad (2)$$

де F - поверхня кузова вагона, яка передає тепло, $F = 307 \text{ м}^2$;

k - коефіцієнт теплопередачі кузова вагона, Вт/(м²К).

Коефіцієнт теплопередачі кузова, визначений при теплотехнічних випробуваннях вагону, проведених кафедрою “Вагони”, складає 1,07 Вт/(м²К), з урахуванням старіння ізоляції приймаємо розрахунковий коефіцієнт теплопередачі кузова рівним $k = 1,3 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$.

Тепло, яке надходить через огороження кузова дорівнює

$$Q_1 = 307 \cdot 1,3(40 - 24) = 6385,6 \text{ Вт.}$$

Теплоприток від інфільтрації повітря знаходиться у прямій залежності від перепаду температур повітря ззовні та всередині вагона та від частоти відкривання дверей. Оскільки теплоприток через огороження Q_1 також залежить від перепаду температур ззовні та всередині вагону, теплоприток від інфільтрації визначають як деяку частину Q_1 відповідно до формули

$$Q_2 = K' Q_1, \quad (3)$$

де K' - безрозмірний числовий коефіцієнт.

Інфільтрація через невеликі нещільності огорожень не враховується, так як при роботі системи вентиляції виникає підпір повітря, який запобігає проникненню зовнішнього повітря.

Для літнього часу, коли пасажери доволі часто виходять з вагону на станціях,

					Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

приймають $K' = 0,3$. Теплоприток від інфільтрації теплового зовнішнього повітря для розрахункового вагону, який визначений відповідно до формули (3) можна визначити згідно виразу і буде рівним

$$Q_2 = 0,3 \cdot 6385,5 = 1915,68 \text{ Вт.}$$

Потрібно врахувати, що теплове навантаження на систему кондиціонування розраховують для вагона, який стоїть, оскільки при цьому спостерігаються максимальні променисті надходження. Теплоприток внаслідок дії сонячної радіації підраховують відповідно до формули

$$Q_3 = Q_3' + Q_3'', \quad (4)$$

де Q_3' - теплонадходження через непрозорі огороження (дах і одна бокова стіна без урахування вікон), Вт;

Q_3'' - теплонадходження через вікна однієї бокової стіни вагону, Вт.

Враховується дія тільки прямої сонячної радіації, оскільки розсіювання з тіньової сторони не значні.

$$Q_3' = k_{\partial} F_{\partial} \frac{A_{\partial} I_{\Gamma}}{\alpha_3} + k_{\partial c} F_{\partial c} \frac{A_{\partial c} I_B}{\alpha_3}, \quad (5)$$

де $k_{\partial}, k_{\partial c}$ - коефіцієнти теплопередачі даху і бокової стіни відповідно, Вт/(м²К);

$F_{\partial}, F_{\partial c}$ - площа даху та бокової стіни відповідно, м²;

$A_{\partial}, A_{\partial c}$ - коефіцієнт поглинання променистої енергії поверхні даху та бокової стіни;

I_{Γ}, I_B - інтенсивність сонячної радіації на даху та боковій стіні, Вт/м²;

α_3 - коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні вагону, Вт/(м²К).

У нового вагона приймаємо $k_{\partial} = 0,9 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$, $k_{\partial c} = 1,1 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$. Площа даху

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

вагону з подовженим кузовом дорівнює $F_d=85,3\text{м}^2$, площа бокової стіни вагона дорівнює $F_{bc}=49,1\text{м}^2$. Коефіцієнт поглинання променистої енергії залежить від роду матеріалу, кольору та стану поверхні. Для огорожень вагона, в залежності від кольору їх фарбування приймають такі коефіцієнти: коефіцієнт поглинання сонячних променів дахом вагону, який пофарбований в сірий колір складає $A_d=0,4$, [2]; коефіцієнт поглинання сонячних променів боковою стіною вагону, яка пофарбована в синій колір складає $A_{bc}=0,7$, [2].

Розрахункові значення інтенсивності опромінювання сонцем приймаємо такими $I_\Gamma=950\text{Вт/м}^2$, $I_B=530\text{Вт/м}^2$, [2].

Тепловий потік через непрозорі огороження, розрахований відповідно до формули (5) дорівнює

$$Q_3' = 0,9 \cdot 85,3 \cdot \frac{0,4 \cdot 950}{10} + 1,1 \cdot 49,1 \cdot \frac{0,7 \cdot 530}{10} = 4921 \text{ Вт.}$$

При наближеному розрахунку теплонадходжень сонячної радіації через вікна можна враховувати тільки проникнення сонячних променів, тому що тепло від нагрівання шиб досить незначне.

$$Q_3'' = D' D'' I_B F_{\text{вік}}, \quad (6)$$

Де D', D'' - коефіцієнти пропускання сонячних променів зовнішнім та внутрішнім склом відповідно, приймають $D', D''=0,8$.

$$Q_3'' = 0,8 \cdot 0,8 \cdot 530 \cdot 13 = 4409,6 \text{ Вт.}$$

Кількість тепла, яка надходить у вагон внаслідок дії сонячної радіації, відповідно до формули (4), дорівнює

$$Q_3 = 4921 + 4409,6 = 9330,6 \text{ Вт.}$$

Тепловиділення пасажирів визначаються за формулою:

$$Q_4 = n_{\text{л}} q_{\text{л}}', \quad (7)$$

					Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

де n_l - кількість людей у вагоні з урахуванням поїзної бригади;

q'_l - кількість тепла, яку виділяє один пасажир, Вт.

Приймають, що один чоловік в умовах, які відповідають умовам усередині вагону, виділяє 115 Вт тепла. Тоді тепловиділення пасажирів складають

$$Q_4 = 60 \cdot 115 = 7820 \text{ Вт.}$$

Величина Q_5 містить у собі тепловиділення апаратури розподільчого щита, кип'ятильника, побутових приладів і дорівнює

$$Q_5 = 500 \text{ Вт.}$$

Загальні теплові надходження в пасажирський вагон, відповідно до формули (1), дорівнюють

$$Q = 6385,6 + 1915,68 + 9330,6 + 7820 + 500 = 25951,88 \text{ Вт.}$$

Вологонадлишки W пасажирських приміщень складаються з вологовиділень людей W_l та надходження вологи з інфільтраційним повітрям $W_{\text{інф}}$ [4] і розраховуються відповідно до формули (8).

$$W = W_l + W_{\text{інф}}. \quad (8)$$

Кількість вологовиділень людей визначається відповідно до формули

$$W_l = n_l W'_l, \quad (9)$$

де W'_l - кількість водяних парів, що виділяються однією людиною, кг/год.

В розрахунках приймають $W'_l = 55 \text{ г/год}$ при температурі усередині вагону 24°C .

$$W_l = \frac{60 \cdot 55}{3600} = 1,03 \text{ г/с.}$$

Кількість надходження вологи з інфільтраційним повітрям знаходиться відповідно до формули

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$W_{inf} = G_{inf} (d_z - d_e), \quad (10)$$

де G_{inf} - кількість повітря, що проходить у вагон за рахунок інфільтрації, кг/с;

d_z, d_e - вологовміст зовнішнього та внутрішнього повітря, г/кг.

Вологовміст повітря визначається відповідно до параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря по діаграмі I-d і складає $d_z = 25$ г/кг, $d_e = 9,5$ г/кг.

Кількість інфільтраційного повітря можна визначити виходячи з прийнятої величини теплоприпливу від інфільтрації.

Кількість інфільтраційного повітря визначається відповідно до формули

$$G_{inf} = \frac{Q_2}{c(t'_{zn} - t'_{en})}, \quad (11)$$

де c – теплоємність повітря, $c = 1005$ Кдж/(кгК).

$$G_{inf} = \frac{1915,68}{1005 \cdot (40 - 24)} = 0,119 \text{ кг/с.}$$

Кількість надходжень вологи з інфільтраційним повітрям дорівнює, відповідно до формули (10)

$$W_{inf} = 0,119(25 - 9,5) = 1,845 \text{ г/с.}$$

Кількість вологонадлишків, підрахована відповідно до формули (8) дорівнює

$$W = 1,03 + 1,845 = 2,875 \text{ г/с.}$$

На закінчення тепловологісного розрахунку визначають тепловологісне відношення, відповідно до формули

$$\varepsilon = \frac{Q}{W}, \quad (12)$$

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$\varepsilon = \frac{26}{0,0029} = 8965 \text{ кДж/кг.}$$

Величина ε визначає напрямок підведення тепла і вологи до охолодженого і осушеного в повітроохолоджувачі повітря, яке подається у вагон.

2.2 Побудова процесу обробки повітря в системі кондиціонування. Визначення холодопродуктивності холодильної машини та тепловологісного навантаження на повітроохолоджувач

В розрахунках процесів кондиціонування повітря застосовують I-d діаграму вологого повітря. Ця діаграма являє собою графічну інтерпретацію рівняння ентальпії вологого повітря. Вона показує в графічному вигляді зв'язок основних параметрів вологого повітря ($t, \varphi, p_{\text{п}}, d, I$).

Методика побудови на діаграмі I-d процесів зміни стану повітря в системі кондиціонування пасажирських вагонів наведена в спеціальній літературі [1,4] та для нашого процесу представлена нижче (рисунок 6).

Нанесемо на діаграму точку В та точку З, які відображують параметри внутрішнього та зовнішнього повітря. Вихідні параметри повітря наведені вище.

Наносимо точку Р, яка відображує стан рециркуляційного повітря, попередньо визначив його температуру відповідно до формули

$$t_p = t'_{\text{en}} + 2^{\circ}\text{C}, \quad (13)$$

$$t_p = 24 + 2 = 26^{\circ}\text{C}.$$

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

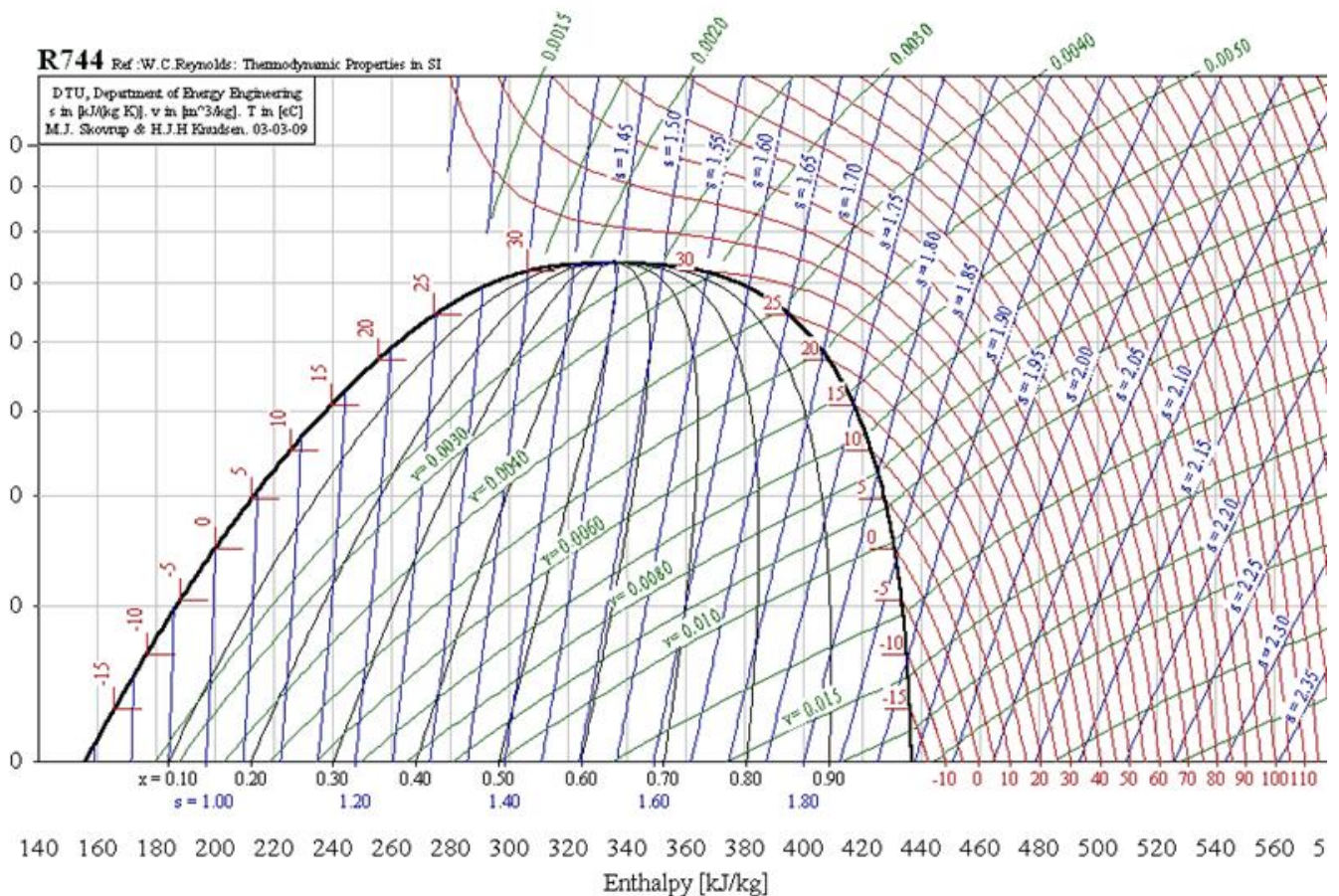


Рисунок 6 – Процес зміни стану повітря на діаграмі I-d

Повітря на шляху до рециркуляційної решітки нагрівається, тому щоб знайти точку Р на діаграмі, необхідно піднятися вище від ізотерми t'_{en} на 2°C.

Для отримання точки С, яка відображує параметри суміші потоків зовнішнього та рециркуляційного повітря, спочатку визначаємо кількість та температуру приточного вентиляційного повітря. При кондиціонуванні повітря в пасажирських вагонах виникає змішування двох потоків вологого повітря (зовнішнього та рециркуляційного) з наступним охолодженням суміші. Параметри суміші можуть бути визначені аналітично або по I-d діаграмі. Застосуємо другий спосіб так як він є більш точнішим.

На I-d діаграмі позначають ізотерму $t_{п}$, яка відповідає температурі повітря на притоці, виходячи з санітарних норм $t_{п} = 14^{\circ}\text{C}$.

Через точку В проводимо промінь з кутовим масштабом ε . Де ε - кутовий

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

коефіцієнт променя тепловологісного процесу, який характеризує зміну стану повітря. Промінь необхідно провести паралельно відповідному відрізку кутового масштабу на полях діаграми. Тому спочатку, так як відрізки на полях короткі, важко провести паралельну пряму до відрізка. В зв'язку з чим спочатку з'єднують відповідний необхідний відрізок з точкою перетину ізотерми 00С з віссю координат, а потім вже проводять паралельну цьому довгому відрізку пряму, через точку В.

Точка перетину променю (точка П) відображує параметри повітря на подачі, тобто на виході повітря з повітропроводу в пасажирське приміщення. Точка П однозначно визначає основні параметри приточного повітря, які легко можна визначити по діаграмі. Параметри точки П, визначені з діаграми мають такі значення:

ентальпія - $I_{\text{П}} = 34 \text{ кДж/кг}$;

відносна вологість - $\varphi_{\text{П}} = 70\%$;

вологовміст - $d_{\text{П}} = 7,8 \text{ г/кг}$;

щільність повітря $\rho = 1,4 \text{ кг/м}^3$.

Виходячи з побудовань видно, що промінь ε відображує напрямок процесу асиміляції приточним повітрям вологи та тепла з вагону, а відрізок П-В відображує сам процес зміни стану приточного повітря після його надходження в вагон. Тобто в вагон надійшло повітря з параметрами точки П, а потім забрав тепло та вологу і став повітрям з параметрами точки В.

$$\Delta I = I_B - I_{\text{П}}, \quad (14)$$

де I_B - ентальпія повітря всередині вагона, $I_B = 48 \text{ кДж/кг}$.

$$\Delta I = 48 - 34 = 14 \text{ кДж/кг}.$$

Відрізок ΔI відображує асимілюючу здатність повітря по теплу, тобто показує

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

скільки кДж тепла поглинає 1 кг приточного повітря.

Асимілююча здатність повітря по волозі, тобто кількість вологи в грамах, яку вбирає повітря в кілограмах визначається відповідно до формули

$$\Delta d = d_e - d_n, \quad (15)$$

$$\Delta d = 9,5 - 7,8 = 1,7 \text{ г/кг.}$$

Загальний об'єм приточного повітря визначається відповідно до формули

$$V = \frac{Q}{\rho \Delta I}, \quad (16)$$

$$V = \frac{26}{1,4 \cdot 14} = 1,3 \text{ м}^3/\text{с},$$

$$V = 4680 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Визначаємо долю зовнішнього повітря відповідно до формули

$$V_z = V'_z n_l, \quad (17)$$

де V'_z - норма подачі зовнішнього повітря на одну людину, $V'_l = 30 \text{ м}^3/\text{год.}$

$$V_z = 30 \cdot 68 = 2040 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Встановимо частину рециркуляційного повітря відповідно до формули

$$V_p = V - V_z, \quad (18)$$

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$V_p = 4680 - 2040 = 2640 \text{ м}^3/\text{год.}$$

З'єднуємо точки Р та З прямою лінією та на цій лінії нанесемо точку С відповідно до правила важеля.

Знайдемо положення точки, яка відображає стан повітряної суміші після вентилятора (точка С'). При цьому звичайно виходять з того, що за рахунок

трансформації електроенергії в тепло температура повітря, яке проходить через вентилятор, зростає на 10С для повітряного потоку 5000 м³/год. Щоб знайти точку С' необхідно з точки С піднятися вертикально до ізотерми $t_{c'}$, враховуючи, що в вентиляторі повітря нагрівається приблизно на 10С. На діаграмі процес В-Р – нагрівання рециркуляційного повітря при русі по вагону, С С' - нагрівання повітря в вентиляційному агрегаті.

З'єднуємо точки С' та П та проводимо промінь процесу. Промінь ε_0 показує зміну стану повітря при русі через повітроохолоджувач кондиціонера. А процес С'П – зміну стану повітря, яке проходить через повітроохолоджувач. В цьому випадку кількість тепла, відведеного від 1 кг повітря, яке пройшло через повітроохолоджувач можна визначити відповідно до формули

$$\Delta I_0 = I_{C'} - I_P, \quad (19)$$

де $I_{C'}$ - ентальпія повітряної суміші, $I_{C'} = 60 \text{ кДж/кг}$.

$$I_0 = 60 - 34 = 26 \text{ кДж/кг.}$$

Кількість вологи, що відведена від 1 кілограма повітря в повітроохолоджувачі

$$\Delta d_0 = d_{C'} - d_P, \quad (20)$$

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

де $d_{C'}$ - вологовміст повітряної суміші після вентилятору, $d_{C'}=11,2\text{г/кг}$.

$$\Delta d_0 = 11,2 - 7,8 = 3,4\text{г/кг}$$

Визначимо холодопродуктивність холодильної машини відповідно до формули

$$Q_0 = \rho V \Delta I_0, \quad (21)$$

$$Q_0 = 1,4 \cdot 1,3 \cdot 26 = 43,6\text{кВт}.$$

Кількість вологи, яка відведена в повітроохолоджувачі за 1 годину дорівнює

$$W_0 = \rho V \Delta d_0, \quad (22)$$

$$W_0 = 1,4 \cdot 1,3 \cdot 3,4 = 22276,8\text{г/год}=22,3\text{кг/год}.$$

Точка О на діаграмі знаходиться на перетині променя ε_0 та лінії $\varphi=100\%$. Ізотерма t_{no} , яка проходить через точку О, відповідає середній температурі поверхні повітроохолоджувача. По температурі t_{no} визначають температуру кипіння холодоагенту (t_0) в повітроохолоджувачі

$$t_{no}=7,5^\circ\text{C}.$$

Визначимо тепловологісне навантаження на повітроохолоджувач. Враховуючи нагрів повітря в вентиляторах нагнітаючого повітропроводу, який був прийнятий рівним 1°C , знайдемо температуру повітря перед повітроохолоджувачем

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$t_{C'} = t_C + 1^{\circ}\text{C}, \quad (23)$$

Температура повітря перед повітроохолоджувачем, розрахована відповідно до формули (23) дорівнює

$$t_{C'} = 32 + 1 = 33^{\circ}\text{C}.$$

При цьому від кожного кілограму повітря відводиться кількість тепла, яка підраховується за формулою

$$\Delta I_B = I_{C'} - I_{II}, \quad (24)$$

де $I_{C'}$ - ентальпія повітря перед повітроохолоджувачем, $I_{C'} = 60 \text{ кДж/кг}$.

$$\Delta I_B = 60 - 34 = 26 \text{ кДж/кг}.$$

Від кожного кілограму повітря відводиться кількість вологи, яка розраховується відповідно до формули

$$\Delta W = d_{C'} - d_{II}, \quad (25)$$

де $d_{C'}$ - вологовміст повітря перед повітроохолоджувачем, $d_{C'}$

$$\Delta W = 11,2 - 7,8 = 3,4 \text{ г/кг}.$$

Від кожного кілограму повітря відводиться 3,4 грам вологи.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

2.3 Розрахунок і вибір основних елементів компресорної холодильної машини

Цикл роботи машини наведений на рисунку 7. Основні процеси, які проходять в машині такі:

1-2 – стискання пару у компресорі;

2-3 – процес у конденсаторі;

3-31 – процес переохолодження рідини;

31-41 – дроселювання холодоагенту в регулюючому вентилі;

41-1 – процес у повітроохолоджувачі.

Розрахуємо основні показники циклу роботи машини [7].

Вихідними даними для розрахунку холодильної машини є: холодопродуктивність – $Q_0=43,6\text{кВт}$; температура кипіння холодоагенту - $t_0=50\text{С}$; температура конденсації холодоагенту - $t_k=500\text{С}$; температура переохолодження холодоагенту – 30С .

В якості робочої речовини холодильної машини будемо використовувати озонобезпечний холодоагент R134a.

Розрахуємо основні показники циклу.

Відрізок 1 – 41, рівний різниці тепловмістів i_1 та $i_{4'}$, являє собою холодопродуктивність, яка знімається з кожного кілограма холодоагенту і дорівнює

$$q_0 = i_1 - i_{4'}, \quad (26)$$

де $i_1, i_{4'}$ - ентальпія холодоагенту відповідно у 1 та 41 точках процесу, кДж/кг.

З діаграми Р-і знаходимо значення ентальпій та розраховуємо питому холодопродуктивність

$$q_0 = 550 - 448 = 102 \text{ кДж/кг.}$$

					Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

Кількість холодоагенту, який циркулює по системі та проходить через компресор розраховується відповідно до формули

$$G = \frac{Q_0}{q_0}, \quad (27)$$

$$G = \frac{43,6}{102} = 0,427 \text{ кг/с.}$$

Об'єм пари, що проходить через компресор складає

$$V = Gv_1, \quad (28)$$

де v_1 - питомий об'єм пари на всмоктуванні в компресор, м³/кг.

По діаграмі Р-і знаходимо, що v_1 дорівнює 0,06м³/кг.

$$V = 0,427 \cdot 0,06 = 0,026 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Питома робота стиснення пари у компресорі розраховується як

$$l = i_2 - i_1, \quad (29)$$

де i_2 - ентальпія пари у точці 2 процесу, кДж/кг.

Знайдемо ентальпію по діаграмі та розрахуємо питому роботу, відповідно до формули (29)

$$l = 572 - 550 = 22 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретична потужність, що витрачається на стиск пари у компресорі

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$N_T = Gl, \quad (30)$$

$$N_T = 0,427 \cdot 22 = 9,4 \text{ кВт.}$$

Кількість тепла, що відводиться від одного кілограму холодоагенту в конденсаторі розраховується як

$$q_k = i_2 - i_3, \quad (31)$$

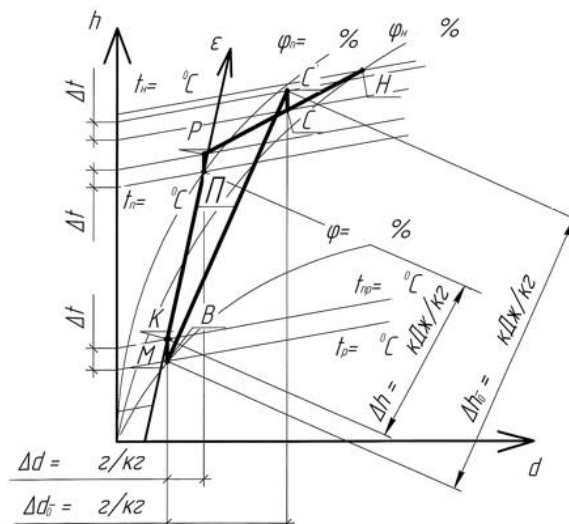
$$q_k = 572 - 448 = 124 \text{ кДж/кг.}$$

Теплове навантаження на конденсатор буде розраховано за формулою

$$Q_k = Gq_k, \quad (32)$$

$$Q_k = 0,427 \cdot 124 = 52,9 \text{ кВт.}$$

Отримані значення об'єму пари, що проходить через компресор, теоретичні потужності компресора та теплового навантаження на конденсатор будемо використовувати при розрахунках компресора та конденсатора.



						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Рисунок 7 – Цикл роботи холодильної машини в діаграмі P-i (h-d)

2.4 Розрахунок основних параметрів ті вибір компресора

Для вибору компресора необхідно визначити об'єм, що описують поршні [7], який визначають за формулою

$$V_h = \frac{V}{\lambda}, \quad (33)$$

де λ - коефіцієнт подачі компресора,

$$\lambda = \lambda_C + \lambda_D + \lambda_T + \lambda_{\text{щ}}, \quad (34)$$

де λ_C - об'ємний коефіцієнт,

$$\lambda_C = 1 - c \left(\frac{P_K}{P_0} - 1 \right), \quad (35)$$

де c - відносна величина мертвого простору, $c=0,03$;

P_K, P_0 - тиск конденсації та кипіння відповідно, МПа;

λ_D - коефіцієнт дроселювання, приймаємо $\lambda_D=0,95$;

λ_T - коефіцієнт підігріву,

$$\lambda_T = \frac{273 + t_0}{273 + t_K}, \quad (36)$$

де t_0, t_K - температура кипіння та конденсації відповідно, 0С;

$\lambda_{\text{щ}}$ - коефіцієнт щільності, приймаємо $\lambda_{\text{щ}}=0,95$.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

По таблицях термодинамічних властивостей холодоагенту знаходимо, що температурі кипіння відповідає тиск 0,25МПа, а температурі конденсації – тиск 1МПа.

Розраховуємо коефіцієнти подачі відповідно до формул (35) та (36).

$$\lambda_c = 1 - 0,03 \left(\frac{1,0}{0,25} - 1 \right) = 0,91.$$

$$\lambda_T = \frac{273 + 5}{273 + 50} = 0,86.$$

Коефіцієнт подачі компресора, підрахований відповідно до формули (34) дорівнює

$$\lambda = 0,91 \cdot 0,95 \cdot 0,86 \cdot 0,95 = 0,7.$$

Таким чином об'єм, що описують поршні компресора, повинен скласти

$$V_h = \frac{0,026}{0,7} = 0,04 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Ефективна потужність на валу компресора підраховується відповідно до формули

$$N_e = N_i + N_{mp}, \quad (37)$$

де N_i - індикаторна потужність, кВт,

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}, \quad (38)$$

де η_i - індикаторний ККД,

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

$$\eta_i = \lambda + bt_0, \quad (39)$$

де b - емпіричний коефіцієнт, $b=0,0025$;

N_{mp} - потужність тертя, кВт,

$$N_{mp} = P_{mp} V_h, \quad (40)$$

де P_{mp} - питомий тиск тертя, $P_{mp}=50\text{Па}$.

Індикаторний ККД дорівнює

$$\eta_i = 0,7 + 0,0025 \cdot 5 = 0,7125.$$

Розраховуємо індикаторну потужність та потужність тертя з огляду на відповідні формули:

$$N_i = \frac{9,4}{0,7125} = 13,19 \text{ кВт};$$

$$N_{mp} = 50 \cdot 0,04 = 2 \text{ кВт}.$$

Тоді ефективна потужність становитиме

$$N_e = 13,19 + 2 = 15,19 \text{ кВт}.$$

Обираємо для холодильної машини спіральний компресор фірми Copeland.

Спіральний компресор відноситься до класу роторних компресійних машин об'ємного принципу дії, [7]. Він складається з двох спіралей, ведучого валу з

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ексцентриком, корпуса, електродвигуна та інших вузлів, які забезпечують заданий рух та правильну взаємодію деталей компресора.

В даний час спіральні компресори використовують в транспортних кондиціонерах холодопродуктивність до 50-60кВт.

Основними деталями компресора є дві спіралі (евольвентні або Архімеда), які вставлені одна в другу.

Кожна спіраль одним своїм торцем з'єднана з плитою(або платформою) або виготовлена як одне ціле. Вільними торцями спіралі вставлені одна в іншу з розворотом 1800 між собою. Одна з спіралей, як правило, верхня, з'єднана з корпусом компресора. Поблизу її є отвір для виходу стисненої робочої речовини (пари холодоагенту) та вікна для його виходу. Інша спіраль – рухома, має хвостовик, яким шарнірно з'єднана з ексцентриком ведучого валу компресора. Вісі спіралі зміщені на величину рівну ексцентриситету вала, та залишаються паралельними між собою. Рухома спіраль не може обертатися

навколо своєї осі. Вона виконує тільки орбітальний рух по колу радіусом рівним ексцентриситету вала навколо осі нерухомої спіралі. Якщо вставити рухому та нерухому спіралі одна в іншу, то між стінками спіралей утворюються комірки. Розмір комірок (їх об'єм) при обертанні рухомої спіралі змінюються.

Всмоктування, стискання та нагнітання холодоагенту в спіральному компресорі проходять одночасно.

Цикл всмоктування (розкриття та закриття комірок) виконується за один оборот вала компресора.

Цикл стискання та виштовхування пари продовжується довше, приблизно від 2 до 2,5 обертів.

Спіральний принцип компресора не потребує наявності всмоктуючи та нагнітальних клапанів. Характерною властивістю спірального компресора є відсутність мертвого простору.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

2.5 Теплообмінні апарати холодильної установки

До теплообмінних апаратів холодильної машини відносяться конденсатор та випарювач. При розрахунках цих апаратів визначають площу теплообмінної поверхні та кількість повітря, що обдуває ребристу батарею [7].

Розрахуємо конденсатор. Площа теплообмінної поверхні конденсатора визначається відповідно до формули

$$F_k = \frac{Q_k}{k_k \theta}, \quad (41)$$

де k_k - коефіцієнт теплопередачі конденсатора, приймаємо $k_k = 35 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$;
 θ - середня логарифмічна різниця між температурами конденсації холодоагенту та повітря, що обдуває апарат, $^{\circ}\text{C}$,

$$\theta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (42)$$

де

$$\theta_1 = t_k - t_{n1}, \quad (43)$$

$$\theta_2 = t_k - t_{n2}, \quad (44)$$

де t_{n1}, t_{n2} - температури повітря на вході та виході з конденсатора, $^{\circ}\text{C}$.

Приймаємо нагрів повітря при проходженні через конденсатор 60°C .

Тоді при температурі повітря на вході в конденсатор $t_{n1} = 40^{\circ}\text{C}$ температура на виході буде складати $t_{n2} = 46^{\circ}\text{C}$.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Температура повітря на вході в апарат прийнята на 50С вище, ніж температура навколишнього середовища, для забезпечення працездатності установки при режимах, які перевищують розрахункові.

Різниці температур, підраховані відповідно до формул (43), (44) та (42) складають:

$$\theta_1 = 50 - 40 = 10^{\circ}\text{C};$$

$$\theta_2 = 50 - 46 = 4^{\circ}\text{C}.$$

$$\theta = \frac{10 - 4}{\ln \frac{10}{4}} = 6,5^{\circ}\text{C}.$$

Таким чином площа поверхні конденсатора буде складати

$$F_{\kappa} = \frac{52900}{35 \cdot 6,5} = 232,5 \text{ м}^2.$$

Об'єм повітря, що продувається через апарат, розраховується відповідно до формули

$$V_{\kappa} = \frac{Q_{\kappa}}{c\rho(t_{n2} - t_{n1})}, \quad (45)$$

$$V_{\kappa} = \frac{52900}{1005 \cdot 1,4(46 - 40)} = 6,3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Ефективна потужність на валу вентилятора конденсатора залежить від ККД вентилятора та аебродинамічного опору батареї конденсатора та розраховується відповідно до формули

$$N_{ев} = \frac{HV_{\kappa}}{\eta_{\epsilon}}, \quad (46)$$

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

де H - аеродинамічний опір батареї конденсатора, приймаємо $H=150\text{Па}$;

η_v - ККД вентилятора, приймаємо $\eta_v=0,7$.

$$N_{ev} = \frac{150 \cdot 6,3}{0,7} = 1350 \text{Вт.}$$

2.6 Розрахунок випарювача (повітроохолоджувач)

Раніше було визначено, що через повітроохолоджувач проходить вентиляційне повітря в кількості 4680 м³/год, а ефективну потужність вентиляторів приймаємо рівною 2кВт. Таким чином треба розрахувати тільки поверхню випарювача [7].

Поверхня випарювача розраховується по формулі, аналогічній для конденсатора. Температурні перепади повітря приймаємо на основі даних, які були отримані при розгляді процесів обробки повітря з використанням діаграми I-d. На основі цих даних маємо наступне.

Середня логарифмічна різниця між температурою повітря, що проходить через випарювач та температурою кипіння холодоагенту складає

$$\theta = \frac{(28,14 - 5) - (14 - 5)}{\ln \frac{28,4 - 5}{14 - 5}} = 15,2 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Площа теплообмінної поверхні випарювача, розрахована аналогічно до площі теплообмінної поверхні конденсатора, дорівнює

$$F_v = \frac{43,6}{35 \cdot 15,2} = 81,9 \text{м}^2.$$

					Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата	

Враховуючи конденсацію вологи на поверхні апарата збільшуємо площу поверхні випарювача до 100м².

Сучасні вагонні кондиціонери мають моно блочну конструкцію. Виходячи з сучасних тенденцій систем кондиціонування пасажирських вагонів, теж приймаємо конструкцію кондиціонера у вигляді моноблока. В моноблок потрібно включити вентиляційний агрегат повітропроводу, повітроохолоджувач, калорифер, компресор і конденсатор з вентиляційним агрегатом. Кондиціонер будемо розміщувати під дахом з котлової сторони вагона. Прийmemo для розрахункового вагона кондиціонер виробництва Миколаївського заводу типу АВК – 30.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

3 МЕТОДИ ТА СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ В ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНАХ

При проектуванні систем кондиціювання для поїздів слід враховувати вимоги до систем клімату вагона, вікон та дверей (розділ 8 документа «Перспективні пасажирські вагони локомотивної тяги. Технічні вимоги», затвердженого Міністерством шляхів сполучення), а саме:

1. Система забезпечення клімату (СЗК) призначена для забезпечення необхідного мікроклімату в пасажирських та службових приміщеннях вагона у таких режимах:
 - опалення;
 - вентиляція;
 - охолодження.
2. Склад СІК пасажирських вагонів:
 - система опалення (рідинна, повітряна, комбінована);
 - встановлення кондиціювання повітря (КП) з обов'язковими режимами вентиляції, охолодження та теплонасосного опалення;
 - система вентиляції, що включає в себе вентагрегат з пристроями для забору зовнішнього повітря, повітророзподілу, рециркуляції та видалення відпрацьованого повітря;
 - засоби аварійного опалення та вентиляції;
 - засоби автоматичного управління, контролю та діагностики відмов;
 - засоби ручного управління (у разі виходу з експлуатації системи автоматики).

Таз згідно нових вимог в купейних вагонах 2-го класу та у вагонах з кріслами для сидіння 1-го та 2-го класів забезпечення необхідних комфортних параметрів мікроклімату має здійснюватися автоматично по всіх приміщеннях вагона.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

У вагонах «люкс» та купейних вагонах 1 го класу має бути передбачена можливість індивідуального регулювання параметрів мікроклімату в режимах опалення, охолодження та вентиляції для забезпечення оптимальних умов за бажанням пасажирів (більше потрібно ставити роздільний клімат контроль по купе).

У спальних вагонах 3-го класу та у вагонах з кріслами для сидіння 3-го та 4-го класів система забезпечення клімату має бути оснащена необхідним комплексом обладнання, що забезпечує допустимі параметри мікроклімату у приміщеннях вагона

Так автор статті [10] пропонує наступне до сучасних систем кондиціювання для пасажирських поїздів:

Основні вимоги

- Екологічна чистота;
- Економічність;
- Одержання високої холодопродуктивності та значення холодильного коефіцієнта не менше 2,5;
- Надійність та безперебійна робота у широкому діапазоні температур, вологості та з повітрям будь-якої якості (домішки, аерозолі, пил тощо);
- Компактність та мала маса СКП (особливо у разі застосування на високошвидкісних поїздах).

Нв сучасному етапі розвитку проблеми екології та руйнування озонового шару в даний час стоять на першому місці. Найбільш гостро є необхідність відмовитися від використання будь-якого екологічно небезпечного холодоагенту в СКП для того щоб повністю усунути його витік в контурах кондиціювання та неможливістю ідеального огороження від зовнішнього середовища за рахунок недосконалості конструкції. Тому ставлять завдання та мету про перехід на природні холодоагенти, наприклад, повітря.

В даний час на основі багатьох досліджень, які пов'язані з енергоспоживанням, конструкцією та холодопродуктивністю кондиціонерів можна зробити висновок, що на сучасному етапі розвитку кондиціонер насамперед повинен являти собою

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

комбіновану систему, наприклад, використовувати детандер-ефект разом з водовипарним ефектом та інші. Причому працювати пристрій має не як два окремих агрегати, а як якийсь загальний «симбіоз» пристроїв, вбо іншими словами щоб холодопродуктивність кондиціонера повинна бути вищою за сумарну, отриману додаванням холодопродуктивностей його окремих агрегатів.

Таким яскравим прикладом є розробка німецької компанії «Liebherr Verkehrstechnik», що спроектувала та виготовила прототип такого «симбіозу»: екологічно чистий та зручний в обслуговуванні кондиціонер, в якому як холодоагент використовується повітря, схема показана на рис.

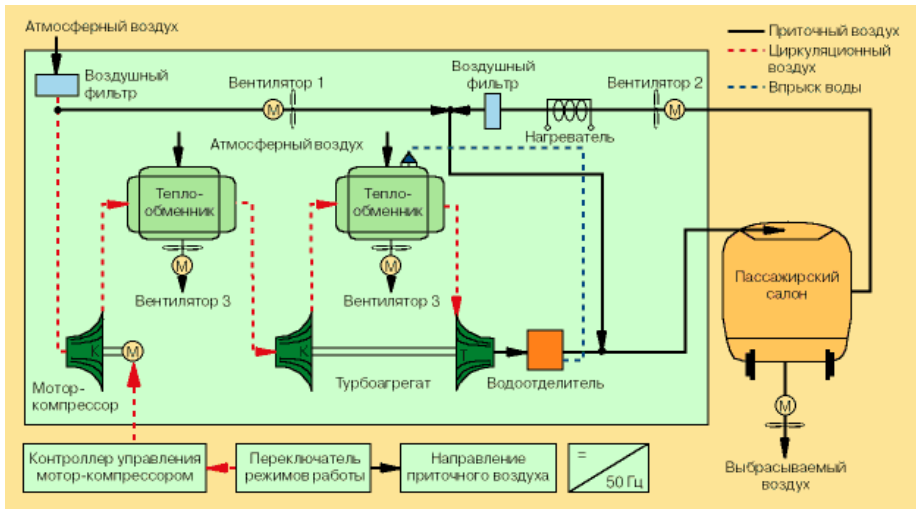


Рисунок 8 - Схема системи кондиціонування з відкритим контуром при надмірному тиску

Прототипом схеми є авіаційна СКП, що добре вже зарекомендувала себе. У цій системі стиск повітря здійснюється компресором, а не турбоагрегатом, як у літаку.

Волога, що конденсується в потоці припливного повітря, вловлюється і використовується повторно для підвищення холодопродуктивності за рахунок прямування і розпорошування у зворотному потоці теплообмінника.

Основними перевагами даної схеми є її екологічна чистота, мала, проти парокмпресійна в порівнянні з кондиціонерами, маса.

Але поряд з перевагами є ряд недоліків такі як: підвищене енергоспоживання та велика кількість конструктивних елементів (особливо для систем із закритим

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

контуром), що негативно позначається на надійності СКП.

Після ряду досліджень та випробувань, цією ж компанією «Liebherr Verkehrstechnik», було запропоновано систему кондиціювання з розрядженням (рис.9).

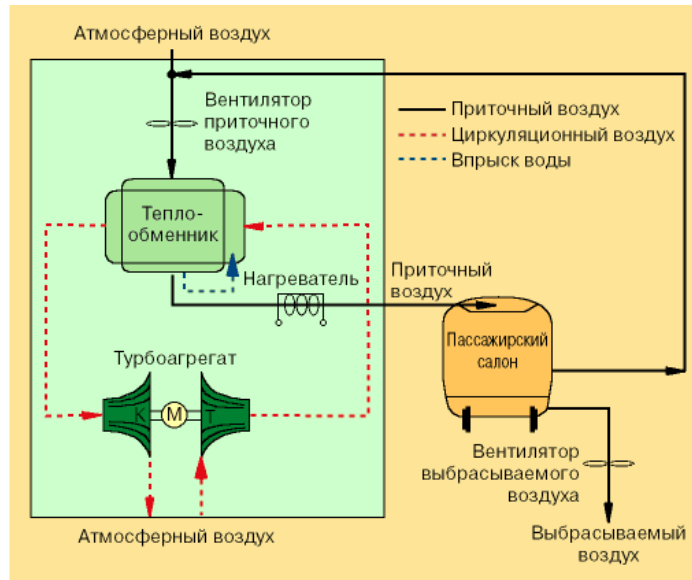


Рисунок 9 - Схема кондиціювання з відкритим контуром при розрядженні

При такій системі контур циркуляційного повітря відокремлений теплообмінником від контуру припливного повітря. У контурі охолодження циркуляційне повітря спочатку розширюється в турбіні, і залежно від умов охолодження його температура поступово знижується до значення нижче 0 °С. Волога, що конденсується в охолоджену припливну повітря, вприскується в контур розрядження і випаровується в безпосередньо а самому теплообміннику.

Така конструкція має такі переваги:

- 1) низьку масу кондиціонера;
- 2) меншу кількість компонентів;
- 3) гнучкість при монтажі;
- 4) високу надійність компонентів та системи в цілому;
- 5) знижений рівень шуму;
- 6) просте технічне обслуговування.

Ще одним прикладом «симбіозу» у транспортних системах кондиціювання є

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

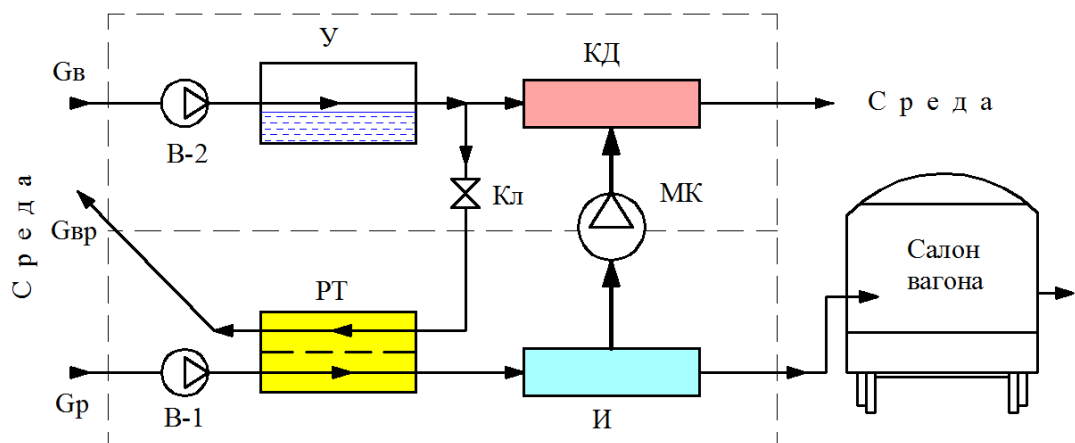
система, в якій поряд з парокомпресійною холодильною машиною (ПХМ) використовується опосередковано-випарювальна система (ОВС).

Даний тип машин (ПХМ) має високі експлуатаційні якості, універсальні, і отримали масове поширення в СКП різного призначення.

Але є один великий мінус - дійсний холодильний коефіцієнт (з урахуванням потужності вентиляторних установок) становить $\sim 1,4 \div 1,5$, тоді як у ідеальних ПХМ у відповідному температурному діапазоні він може досягати 10.

Основними джерелами необоротних втрат є теплообмінники, удосконалення яких утруднено, тому конструкторам необхідно використовувати інші способи зменшення енергетичних втрат, одним із яких є зволоження.

Можливі різні комбінації ПХМ і одна схема із непрямо-випарною системою, представлена на рис. 10 яка рахується однією з найперспективніших.



В-1, В-2 – вентилятори; У – зволожувач; РТ - рекуперативний ТОА; МК – поршневий мотор-компресор; І – випарник; КД – конденсатор; Кл – регулювальний клапан; Гв, Гр, Гвр – відповідно допоміжний, робочий та випарний потік, що викидається

Рисунок 10 - Комбінована ВКВ з ПХМ та водовипарною системою

Блок випарного охолодження допомагає суттєво знизити сумарне енергоспоживання СКП, особливо у спекотні дні, тому що виробляє значну частину сумарно виробленого кондиціонером СКП "холоду".

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

Також використовуючи таку систему з'являється можливість створювати комфортний тепло-вологісний режим вагона, повністю відключаючи компресійний блок СКП, що знижує навантаження на компресор та його енергоспоживання.

До недоліків такої системи СКП можна віднести появу в ній декількох додаткових вузлів. Зниження витрат на роботу та приріст холодопродуктивності показано на рис.11

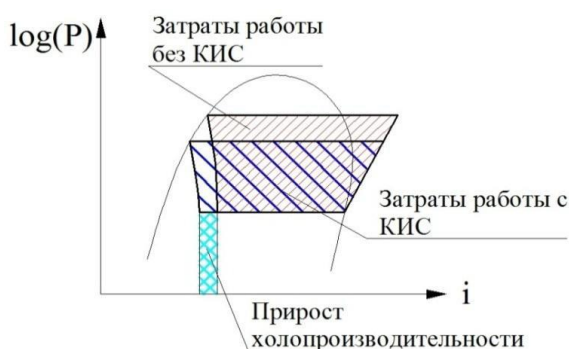


Рисунок 11 – Умовна log(p)-i діаграма холодоагента

Частково джерелом води може служити ПХМ, так як у ній завжди утворюється конденсат, що виділяється з повітря, що охолоджується і відповідно потрібно його відводити. Тому додаткова витрата води може виявитися незначною.

Аналізуючи вище написане можна зробити висновки:

- СКП має бути комбінована з кондиціонером, так як вони відрізняються високим значенням холодильного коефіцієнта та відносно низьким енергоспоживанням;
- необхідно домогтися незначного збільшення числа їх компонентів, з метою надійності, простоти експлуатації та ремонту;
- перехід на екологічно чисті природні холодоагенти.
- вирішувати проблему роботи СКП у ширших діапазонах температур, вологості та екстремальних умовах.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

При виконанні роботи я більш ретельно вивчив конструкцію систем кондиціонування як старої конструкції так і нової. Також дізнався та описав в третьому пункті перспективні системи кондиціонування, які вже існують (швидкісні поїзди) та напрямки розвитку їх на залізничному транспорті.

В даній дипломній роботі було зроблено перевірочний розрахунок кондиціонера пасажирського вагона з подовженим кузовом. Холодопродуктивність системи охолодження вагона складає 43,6кВт. Для даного кондиціонера вітчизняного виробництва типу АВК-30 було прийнято спіральний компресор з потужністю 15,2кВт, конденсатор з площею поверхні охолодження 232,5м², випарювач з площею поверхні охолодження 81,9м²

В роботі проаналізовано та зроблено висновки, щодо зменшення впливу енергоємності компресора можна зарахунок покращення теплоізоляційних властивостей кузова, даху а також вікон. за рахунок впровадження нових конструкційних рішень в теплоізоляційних конструкціях кузова пасажирського вагона.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Жариков В. А. Климатические системы пассажирских вагонов. М.: ТРАНСИНФО, 2006. - 135 с.
2. Файерштейн Ю.О., Китаев Б.Н. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах: Учебник для техникумов. –М.: Транспорт, 1984. – 272с.
3. Зворыкин М.Л., Черкез В.М. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. - 2-е изд., перераб. и доп. Учебник для техникумов ж.д. транспорта. М.: Транспорт, 1977. – 288с.
4. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и на локомотивах. Маханько М.Г., Сидоров Ю.П., Хенач А., Шмидт М.М. М.: Транспорт, 1981. – 254с.
5. <https://mir-klimata.info/sistemy-kondicionirovaniya-v-poezdah/>
6. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни «Холодильне обладнання вагонів» проф. І.Е. Мартинов, А.В. Труфанова, В.В. Репко, В.О. Шовкун. Харків., 2016р.-67с
7. Осадчук Г.И., Фарафонов Е.С. Холодильное оборудование вагонов и кондиционирование воздуха. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1974. – 304с.
8. Китаев Б.Н., Рубинчик И.М., Гудыма Е.В. Пути улучшения теплотехнических показателей пассажирских вагонов с кондиционированием воздуха при высоких скоростях движения. М.: Транспорт, 1974. – 72с.
9. Демьянков Н.В. Холодильные машины и установки. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1976. – 360с.
10. Меньщиков И.Е. Современные тенденции развития систем кондиционирования воздуха на транспорте (на примере железнодорожных вагонов). Молодежний науково-технічний вісник МГТУ ім. Баумана №6 2012г. -с68-77.

						Арк.
Зм	Аркуш	№ докум	Підпис	Дата		