

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра «Вагони»

РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

**до виконання курсової роботи з дисципліни
*"ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ВАГОНІВ"***

Харків 2010

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри "Вагони" 8 грудня 2008 р.,

протокол № 5.

Рекомендовано для студентів денної і заочної форм навчання та слухачів другої освіти спеціальності "Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту" спеціалізації 7.100501.03 "Виробництво, експлуатація та ремонт вагонів".

Укладачі:

доц. І.Е. Мартинов,
старш. викл. В.М. Іщенко (ДЕТУТ),
асист. А.В. Труфанова

За загальною редакцією доц. І.Е. Мартинова

Рецензент

проф. А.П. Фалендиш

РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи з дисципліни
"ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ ВАГОНІВ"

Відповідальний за випуск Мартинов І.Е.

Редактор Еткало О.О.

Підписано до друку 12.02.09 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,5 Обл.-вид.арк. 1,75.

Замовлення № Тираж 200. Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від. 12.06.2007 р.

Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, пл. Фейербаха, 7

ЗМІСТ

1	Призначення теплообмінювачів холодильних установок	4
2	Класифікація та будова конденсаторів	6
3	Теплопередача в конденсаторах	10
4	Теплопередача у випаровувачах та повітроохолоджувачах	11
5	Конструкція випаровувачів рухомого складу	14
6	Розрахунок теплообмінних апаратів	18
	Список літератури	29
	Додаток А Технічні характеристики теплообмінних апаратів	30

1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОБМІНЮВАЧІВ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Теплообмінні апарати забезпечують можливість реалізації циклу холодильної машини. Вони призначені для відведення тепла з приміщення, що охолоджується, і передачі його навколишньому середовищу. Ці агрегати повинні бути простими і компактними за конструкцією, зручними в експлуатації та ремонті, мати високий коефіцієнт теплопередачі, малий гідравлічний і аеродинамічний опір, великий моторесурс.

У вагонах застосовуються різні теплообмінні апарати і пристрої: конденсатори, випаровувачі-повітроохолоджувачі, регенератори. У них здійснюються різноманітні за характером процеси передачі тепла: способами теплопровідності, вільної та вимушеної конвекції, теплопередачі при конденсації та випаровуванні холодоагенту та ін. У теплообмінних апаратах холодильної установки головну роль відіграють два види теплообміну - теплопровідність і конвекція. Променистим теплообміном нехтують через порівняно низькі рівні і перепади температур. У теплообмінювачах тепло передається від теплішого середовища до холоднішого через поверхню, що їх розділяє. У холодильних установках вагонів використовуються чотири основні види поверхонь теплопередачі: плоска стінка (рисунок 1.1, а), циліндрична труба гладка (рисунок 1.1, б), ребрена труба з круглими або прямокутними ребрами (рисунок 1.1, в і г).

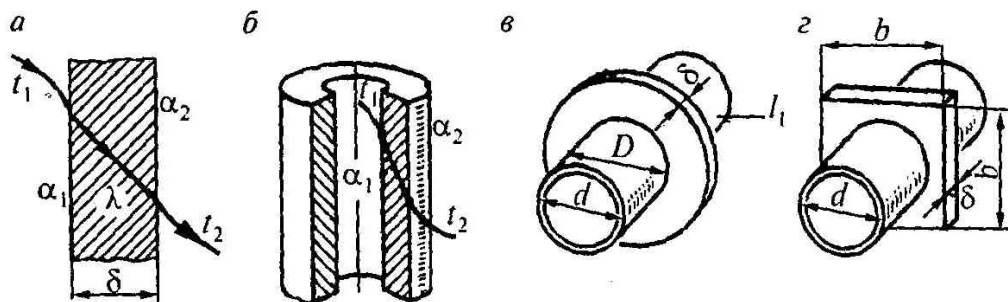


Рисунок 1.1 - Види та параметри поверхонь теплопередачі

Окремі види теплообміну в апаратах поєднуються один з

одним. Так, у випаровувачі тепло від повітря передається зовнішній поверхні труб шляхом конвекційного теплообміну. Через стінку труби від зовнішньої її поверхні до внутрішньої тепло передається тільки теплопровідністю. Від внутрішньої поверхні труб випаровувача тепло передається холодоагенту, що кипить, конвекцією. Таким чином, у теплообмінному апараті здійснюється складний процес, що є поєднанням окремих простих видів теплообміну. У цілому такий процес перенесення тепла від теплого середовища до холодного через стінку, що їх розділяє, називають процесом теплопередачі.

Роль теплообмінних апаратів у забезпеченні необхідних енергетичних і техніко-економічних показників, а також експлуатаційних характеристик холодильних машин величезна. Це пов'язано як з місцем розташування теплообмінних апаратів у схемі машини, так і зі специфікою їх роботи, що визначає габаритні розміри, масу і витрати. У сучасних парових холодильних машинах габаритні розміри і маса основних теплообмінних апаратів (конденсатора та випаровувача) звичайно складають більше половини відповідних показників машини в цілому, а їх вартість доходить до 50 % вартості машини.

Особливість роботи та конструкції теплообмінних апаратів холодильних машин визначає необхідність зниження втрат від зовнішньої безповоротності холодильного циклу. Останнє обумовлює невисоку щільність теплового потоку, тобто великі поверхні теплопередачі. Умови роботи теплообмінних апаратів часто ускладнюються тим, що процес теплопередачі в них проходить при температурах, що змінюються. На конструкцію теплообмінних апаратів для холодильних установок впливає використання повітря, як теплоносія. Для підвищення ефективності тепловіддачі з боку повітря, що охолоджує, апарати таких установок виконують з розвиненим ребренням поверхні теплопередачі.

Обмеження габаритних розмірів і маси теплообмінних апаратів викликають необхідність пошуку найбільш довершених конструктивних форм таких апаратів та інтенсифікації процесів тепловіддачі. Основні напрями інтенсифікації процесів тепловіддачі: зменшення прохідних перерізів із забезпеченням

оптимальних швидкостей руху теплоносіїв, турбулізація потоку. Заходи щодо інтенсифікації процесів тепловіддачі слід здійснювати, виходячи з умови підвищення ефективності холодильної машини в цілому.

2 КЛАСИФІКАЦІЯ ТА БУДОВА КОНДЕНСАТОРІВ

Конденсатори парових холодильних машин забезпечують охолодження перегрітої пари холодильного агента, а потім їх конденсацію при тиску, що відповідає ступеню підвищення тиску в циклі холодильної машини. У машинах багатоступінчатого стиснення в конденсаторі також проводять проміжне охолодження пари холодоагента. Інколи в систему конденсатора включають також пристрої для переохолодження рідкого холодоагента перед дросельним вентиляем. За способом відведення тепла конденсатори підрозділяють на:

- зрошувальні та випаровувальні (у яких тепло відводиться водою і повітрям при випаровуванні води з поверхні теплообміну);
- проточні водяні (у яких тепло сприймається і відводиться водою);
- вертикально-трубні повітряні (у яких тепло сприймається і відводиться повітрям).

Конструктивно конденсатори являють собою рекуперативні системи кожухотрубного, трубного, змійовикового або листотрубного типу.

У холодильних машинах транспортних установок використовують конденсатори повітряного охолодження трубного або змійовикового типу з примусовим рухом повітря, що охолоджує, в просторі між трубами. Поверхню теплообміну в таких конденсаторах утворюють трубки малого діаметра з розвиненим зовнішнім ребренням. Ребра можуть бути круглими або спіральними, а також листовими у вигляді суцільних прямокутних пластин. Ступінь ребрення труб конденсатора, тоб-

то відношення площі орєбреної поверхні тепловіддачі до поверхні труб, на якій виконано орєбрення, при спіральних або плоских ребрах може доходити до 20.

Труби та ребра виготовляють із сталі, алюмінію, міді, латуні. Ребра виконують накаткою або щільною насадкою з подальшим припаюванням. Для зменшення корозії сталеві труби ребра оцинковують.

Підвищити ефективність конденсаторів можна шляхом збільшення компактності теплообмінних поверхонь, застосування труб плоскоовальної форми, пластинчастих поверхонь, а також інтенсифікації процесу тепловіддачі за рахунок турбулізації потоку повітря, що охоложує, і холодоагенту.

У транспортних установках з повітряним охолодженням конденсаторів витрата енергії на вироблення холоду помітно збільшується в літній час, оскільки зростаючий тиск конденсації вимагає збільшення енерговитрат на привод компресора.

При повітряному охолодженні виникають труднощі, пов'язані з різною можливістю знімання тепла з однієї і тієї ж поверхні конденсатора влітку та взимку. У холодну пору року значно знижується тиск конденсації холодоагенту. За рахунок цього істотно підвищувати холодопродуктивність у цей період практично не потрібно. При зменшенні перепаду тиску порушиться дія дросельних регулювальних органів.

Для забезпечення сталої роботи установки доводиться стабілізувати нижню межу тиску конденсації холодоагенту P_k незалежно від температури зовнішнього повітря. Таку стабілізацію можна здійснювати на боці повітря або на боці холодоагенту. У першому випадку - зменшенням об'єму і швидкості повітря, що проходить (відключенням частини вентиляторів, зміною кута повороту їх лопатей, підмішуванням теплого повітря), у другому - скороченням активної поверхні конденсації, відключенням частини конденсаторів, частковим штучним затопленням рідким холодоагентом внутрішньої поверхні конденсатора. Влітку, коли підвищується тиск конденсації, а холодопродуктивність машини знижується, зростає небезпека перевантаження компресорів і електродвигунів привода. Щоб зменшити тиск конденсації, штучно знижують температуру

повітря на вході в конденсатор шляхом зволоження або збільшують подачу повітря через конденсатор. Конденсатори хладонових холодильних машин з повітряним охолодженням складаються з ряду трубчастих ребристих елементів, у яких конденсується пара холодоагенту. Повітря, що охолоджує, подається двома вентиляторами, розташованими на торцевому боці конденсатора (установка FAL), або одним вентилятором (установка ВР, МАВ-II).

Конденсатор установки FAL-056/1 з поверхнею теплообміну 72 м^2 складається з трьох секцій, які закріплені на алюмінієвій рамі (рисунок 2.1).

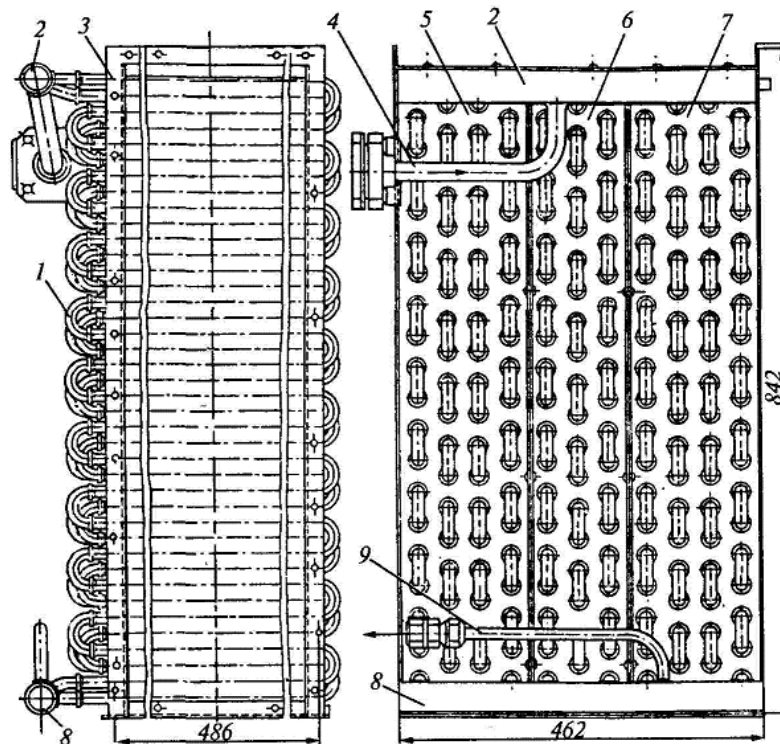


Рисунок 2.1 - Конденсатор установки FAL-056/1

Крайні секції 5 і 7 мають по чотири ряди вертикальних оребрених мідних труб зовнішнім діаметром 15 мм, у середній секції 6 - три ряди. З лицьового боку конденсатора труби кожного вертикального ряду секцій послідовно сполучені у змішувачі калачами 1. Вхідний газовий колектор 2 є розподільним

для верхнього горизонтального ряду труб. Пари холодоагенту подаються від компресора через фланцеву трубу 4. До торця газового колектора приєднана трубка пресостата, що керує увімкненням і вимкненням вентиляторів охолодження. Нижній рідинний колектор 8 об'єднує нижній ряд труб конденсатора і має патрубок 9 для відведення рідкого холодоагенту в ресивер. Робочий тиск у конденсаторі 1,6 МПа.

Конденсатор холодильної установки ВР поверхнею 90 м² виконаний з прямих мідних труб зовнішнім діаметром 15 мм, завдовжки 736 мм, об'єднаних у вісім секцій. Оребрення трубок пластинчасте прямокутне. Латунні ребра завдовжки 840 мм, шириною 33 мм виконані з 24 отворами під труби (загальна кількість ребер 211-213). Калачі, що об'єднують труби та колектори, припаюють латунню, а секції конденсатора зовні лудять припоєм із покриттям завтовшки 0,03-0,05 мм.

Обдув конденсатора здійснюється осьовим вентилятором, що забезпечує подачу повітря не менше 500 м³/год.

Конденсатор на вагонах з установками кондиціювання повітря МАВ-II підвішений під кузовом вагона. Таке розміщення апарата викликане, з одного боку, його великими розмірами та неможливістю змонтувати усередині кузова, а з іншого - необхідністю забезпечення вільного підведення свіжого повітря, що має температуру навколишнього середовища. Підвагонне компонування конденсатора має істотний недолік - поверхня змійовика теплообмінного апарата, що обдувається зовнішнім повітрям, швидко покривається щільним нальотом бруду. При цьому помітно погіршується здатність його стінок до теплопередачі.

Конденсатор установки МАВ-II - це агрегат, у комплект якого входять: ресивер з мірним склом і запобіжним клапаном, вентилятор з електродвигуном і фільтри-осушувачі. Із системою циркуляції холодоагенту конденсатор сполучений гнучким гумовим шлангом у металевому обплетенні, що захищає його від механічних пошкоджень. Враховуючи, що загальна маса комплектуючих вузлів конденсаторного агрегату складає близько 480 кг, усі вони розташовані на зварній рамі у вигляді єдиного блока. Блокова конструкція істотно підвищує

ремонтпридатність установки кондиціонування повітря МАВ-II, оскільки дозволяє замінювати несправний агрегат відремонттованим при мінімальному простої вагона в ремонті і менших трудових витратах.

Щоб уникнути вібрації, між рамою агрегату і кузовом вагона встановлені гумові амортизатори.

Поверхня теплопередачі конденсатора рівна 157 м^2 і розрахована на віддачу в навколишнє середовище 30 кВт тепла. Вісім послідовно розташованих оребрених труб змійовика конденсатора за допомогою вентилятора обдуваються зовнішнім повітрям в кількості $120 \text{ м}^3/\text{год}$. Потужність електродвигуна вентилятора складає $1,7 \text{ кВт}$ при частоті обертання вала близько 1250 об/хв . Поверхня теплопередачі апарата розрахована таким чином, що якщо повітря на вході в конденсатор матиме температуру 40°C , то після проходження крізь нього воно нагріється до 55°C .

У конденсаторах холодоагент охолоджується потоком зовнішнього повітря. Зовнішнє повітря засмоктується через отвори приймачів зовнішнього повітря за допомогою осьового вентилятора і через отвір витяжного пристрою викидається в атмосферу.

3 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В КОНДЕНСАТОРАХ

Пара холодоагенту конденсується всередині труб конденсатора при зіткненні з їх стінками, температура яких нижча за температуру насичення пари, що відповідає тиску в апараті. Інтенсивність теплопередачі залежить від характеру утворення конденсату, швидкості і напрямку руху холодоагенту, від стану поверхні труб, вмісту повітря у парі, конструктивного виконання теплообмінного апарата і швидкості руху зовнішнього охолодного середовища.

Розрізняють два види конденсації - плівкову і краплинну. У першому випадку рідина осідає на холодній стінці труби у вигляді суцільної плівки, у другому - у вигляді окремих крапель. Останнє явище спостерігається, коли конденсат не змочує

поверхню, що охолоджується, або коли вона забруднена мастилом чи різними відкладеннями. Більшість теплообмінювачів працюють зі змішаною конденсацією, коли в одній частині апарата виникає краплинна конденсація, а в іншій - плівкова. Рідкий холодоагент, що утворюється, необхідно швидко видаляти з поверхні теплопередачі.

Від стану внутрішньої поверхні залежить товщина плівки конденсату. Вона збільшується при шорсткій поверхні, і це супроводжується зниженням коефіцієнта тепловіддачі. Суттєво залежить цей коефіцієнт також від наявності відкладень на внутрішній і зовнішній боках труб (масло, накип, іржа, пил, фарба).

Присутність повітря в парі холодоагенту помітно знижує коефіцієнт тепловіддачі. Від конструкції апарата залежить характер і швидкість руху конденсату в ньому, а також зовнішнього охолодного середовища через апарат. Зі збільшенням швидкості зростають коефіцієнт тепловіддачі і витрати потужності на переміщення повітря, що охолоджує, або води. Із зростанням швидкості руху рідкого холодоагенту в трубі ламінарний (спокійний) режим руху рідини переходить в турбулентний (із завихреннями), при якому процеси теплопередачі інтенсифікуються.

4 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА У ВИПАРОВУВАЧАХ ТА ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧАХ

Випаровувач є одним з основних елементів парових холодильних машин. У випаровувачах рідкий холодоагент, одержуючи теплоту від об'єкта, який охолоджується, кипить та у вигляді пари відсмоктується компресором. Випаровувачі можуть бути виконані в різних теплотехнічних і конструктивних варіантах. Найбільшого поширення набули випаровувачі безпосередньої дії (повітроохолоджувачі), у яких холодильний агент забезпечує відведення теплоти від повітря, що безпосередньо подається до об'єкта, що охолоджується. Крім того, використовуються випаровувачі, де холодоагент охолоджує

проміжний теплоносії (розсіл). У транспортних холодильних установках випаровувачі-повітроохолоджувачі використовують у машинах, що працюють на холодоагентах R12, R22, R134a.

Випаровувачі-повітроохолоджувачі виконують у вигляді рекуперативних апаратів з трубною або пластинчастою (листовою) поверхнею.

Випаровувачі-повітроохолоджувачі холодильних установок рухомого складу є теплообмінними апаратами, у яких здійснюється віддача тепла від повітря.

Повітря в приміщенні нагрівається через надходження тепла через огорожі вагона, а також за рахунок тепла, що виділяється вантажем і пасажирами. Все це тепло повинно бути відібрано від повітря у випаровувачі-повітроохолоджувачі. Тепло повітря йде на випаровування холодоагенту, що кипить, і перетворення його в суху насичену пару.

Таким чином, у випаровувачах з одного боку поверхні теплопередачі проходить холодоагент, що зазнає фазових перетворень, внаслідок чого на цій стороні реалізуються високі коефіцієнти тепловіддачі. З другого боку поверхні теплопередачі проходить повітря і коефіцієнт тепловіддачі буде в десятки разів нижче. Ця сторона і визначатиме ефективність роботи теплообмінювача, інтенсивність кипіння холодоагенту і сприйняття ним тепла від повітря вантажного приміщення вагона, що охолоджується. Додаткову роль відіграють прийняті розрахункові параметри установки та експлуатаційний стан теплообмінювача.

Тепло у випаровувачі передається холодоагенту від охолодного середовища через стінку труби. Ефективність такої теплопередачі залежить від характеру кипіння самого холодоагенту. Можливі два режими кипіння: пухирчастий і плівковий. Пухирчастий режим кипіння виникає і підтримується, коли у ряді точок поверхні теплопередачі утворюються окремі бульбашки пари, які відриваються від поверхні і підіймаються вгору. Крапками або центрами паротворення є бульбашки газів, що легко виділяються з рідини на поверхні теплообміну, а також мікронерівності поверхні теплопередачі. При такому кипінні значна частина поверхні покрита рідиною. Проте це спостеріга-

ється при хорошій змочуваності поверхні і при невеликій різниці температур поверхні нагрівання і насичення пари, що утворюється. Ця різниця температур і характеризує інтенсивність процесів кипіння та тепловіддачі.

Збільшення перепаду температур понад 30°C викликає зменшення коефіцієнта тепловіддачі, оскільки бульбашки зливаються на поверхні і утворюють ділянки, покриті паровою плівкою. Ця плівка нестійка, підіймається вгору великими пузирями, але сама її наявність відокремлює рідину від теплої поверхні та різко збільшує термічний опір теплопереходу. Це і є плівковий режим кипіння. Аналогічний процес може виникнути і при менших температурних напорах, але при замасленій поверхні, тобто коли рідкий холодоагент погано змочує поверхню теплообміну, та й сама масляна плівка має термічний опір.

На характер кипіння впливають фізико-хімічні властивості рідини - щільність, теплота пароутворення, коефіцієнт теплопровідності та ін.

Крім того, ефективність теплопередачі залежить від інтенсивності тепловіддачі з боку охолодного середовища а також у меншій мірі від величини термічного опору стінки теплообмінювача. Тут позначаються особливості конструкції випаровувача (повітроохолоджувача), швидкість видалення пари, що утворюється, з поверхні теплопередачі, швидкість руху повітря, що охолоджується.

Швидкість повітря, що проганяється вентиляторами через повітроохолоджувач, вибирають в діапазоні $0,5\div 6$ м/с, а також залежно від меж температури охолодження повітря у теплообмінювачі ($3\div 7^{\circ}\text{C}$), конструкції останнього і пристроїв, що розподіляють повітря.

Теплопередача у випаровувачі визначається коефіцієнтами тепловіддачі з обох боків труб з урахуванням наявності забруднень на їх поверхні.

5 КОНСТРУКЦІЯ ВИПАРОВУВАЧІВ РУХОМОГО СКЛАДУ

Випаровувач-повітроохолоджувач 5-вагонних секцій ZB-5 (рисунок 5.1) складається з чотирьох горизонтальних секцій 4

із загальною площею поверхні теплопередачі 64 м², закріплених у загальному каркасі.

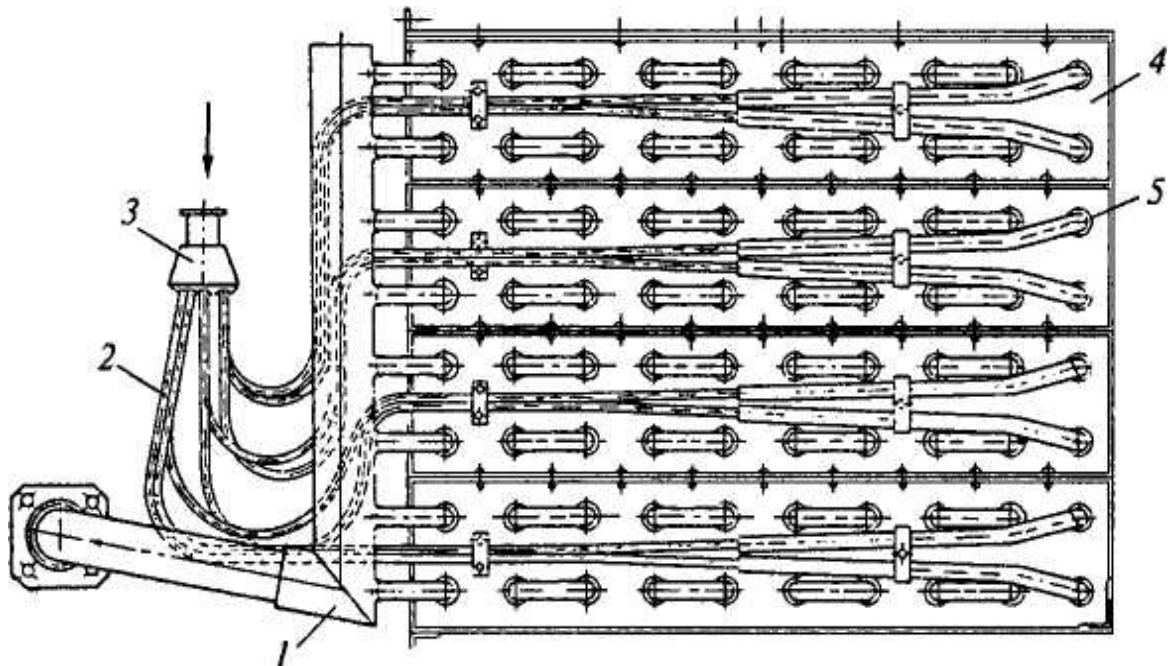


Рисунок 5.1 - Повітроохолоджувач секцій ZB-5

У кожній секції розташовані два ряди оребрених мідних труб 5 по 10 шт. в ряду, сполучених по торцях калачами. Діаметр труб 15 мм, товщина стінок 1 мм. Хладонова суміш рідини та пари від терморегулювального вентиля надходить у змійовики кожного ряду випаровувача через розподільник 3 ("павук") по восьми підвідних трубах 2 діаметром 6 мм. Одержана при випаровуванні пара холодоагенту прямує в газовий колектор 1, звідки відсмоктується компресором. На трубопроводі, що виходить, встановлюється датчик термостата відтавання випаровувача. У процесі відтавання гаряча пара хладону R12 подається у випаровувач з колектора, що об'єднує калачі першого вертикального ряду на торцевому боці, протилежному основним трубам, що підводять холодинний агент.

Перед випаровувачем розташовані два вентилятори, що забезпечують його обдув і циркуляцію повітря у вантажному приміщенні вагона. Загальна подача повітря вентиляторами

4000 м³/год. Біля протилежного боку випаровувача змонтовано три електронагрівальні елементи потужністю по 2 кВт для опалювання вантажного приміщення.

Маса випаровувача 66 кг, габаритні розміри 1265×100×525 мм.

Повітроохолоджувач холодильної установки ВР (рисунок 5.2) поверхнею 175 м² складається з горизонтально розташованих у стояках мідних труб діаметром 15 мм.

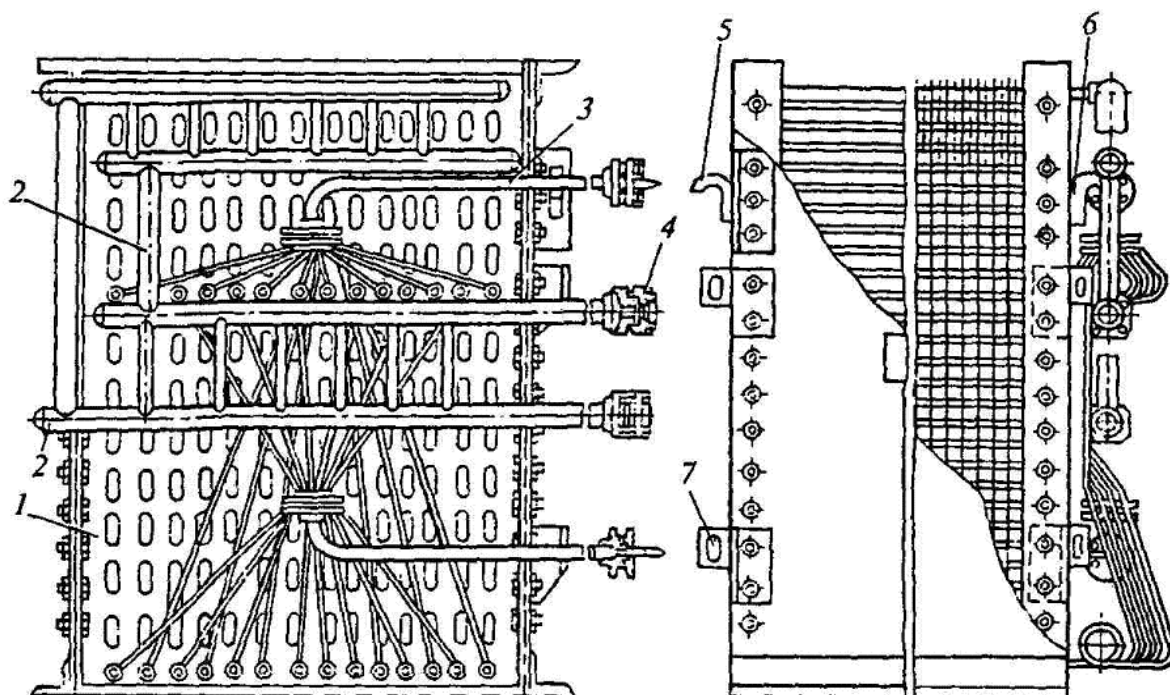


Рисунок 5.2 - Повітроохолоджувач установки ВР

Труби об'єднані в змійовики калачами, припаяними латунню. Пластинчасті ребра на трубах латунні. Крок ребер неоднаковий - від 6 до 24 мм. 28 змійовиків складають 14 секцій, розташованих у два вертикальні ряди. Зовнішня поверхня секцій луджена, товщина покриття 0,03±0,05 мм.

Суміш пари та рідини хладону R12 надходить у змійовики через два розподільники 3 рідини, а пара відводиться через два газові колектори 2 з фланцями 4. Розподільники призначені для рівномірної роздачі холодоагенту в секції випаровувача. У кришці розподільника по периметру розташовані отвори, у які впаяні 14 мідних труб для підведення хладону R12 до змійови-

ків. Розподільники і колектори приєднані до змійовиків у шаховому порядку. Таке компонування розділяє повітроохолоджувач на секції, що паралельно працюють для кожної з двох холодильних машин. Секції об'єднані вертикальними сталевими стояками, які скріплені двома знімними бічними листами. Для монтажу і кріплення випаровувач має гак 5 і кронштейни 6, 7. Габаритні розміри апарата 2270×930×976 мм.

Повітря проганяється електровентилятором потужністю 2,2 кВт. Електронагрівач потужністю 16,2 кВт нагріває повітря у вантажному приміщенні при перевезенні вантажів при низьких температурах зовнішнього повітря.

Повітроохолоджувачі вагонів з кондиціонування повітря є поєднанням випаровувача, електричного і водяного калориферів. Таким чином, весь агрегат правильніше було б називати опалювально-охолоджувальним.

Конструктивно повітроохолоджувачі (випаровувачі) установок кондиціонування повітря різних вагонів суттєво відрізняються один від одного, хоча працюють на одному і тому ж принципі.

Повітроохолоджувач установки МАВ-II (рисунок 5.3) у складі з калориферами і вентилятором являє собою агрегат масою 550 кг, у комплект якого входять спарений центробіжний вентилятор 7 з електродвигуном 8 потужністю 1,7 кВт; випаровувач 10, водяний калорифер 11 з патрубками 1, електричний калорифер 12 з нагрівальними елементами 13 і плавким запобіжником від перегріву повітря понад 70°C.

Знизу повітроохолоджувач забезпечений піддоном 3 для збирання конденсату вологи, що виділяється з охолоджуваного повітря. Зверху на кожусі передбачені два рим-болти - для монтажу і демонтажу повітроохолоджувача краном, оскільки він має масу 141,5 кг.

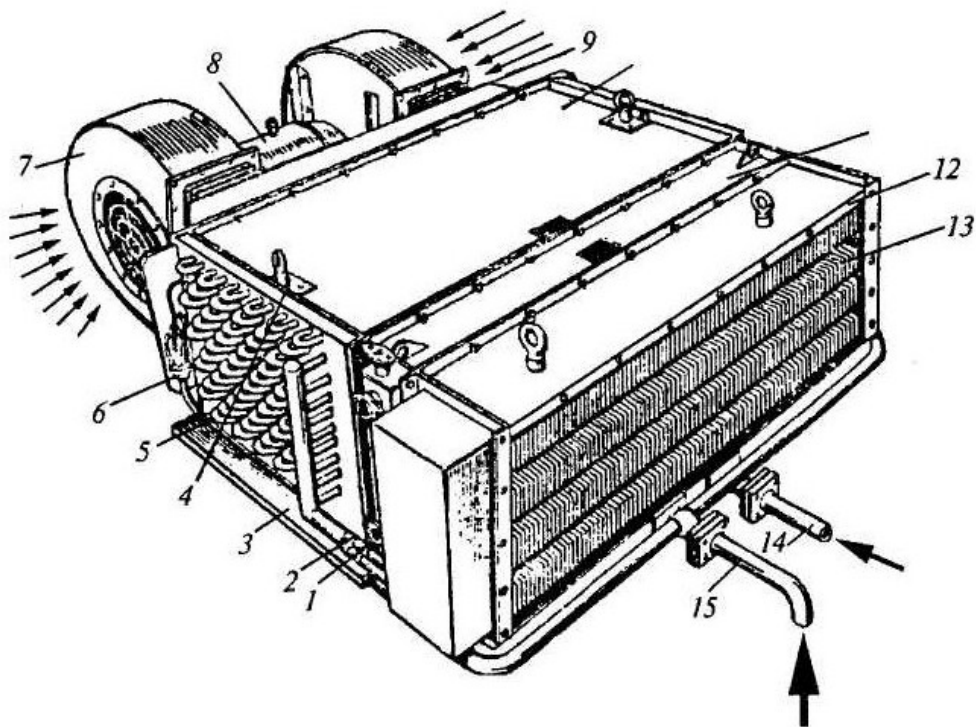


Рисунок 5.3 - Повітроохолоджувач установки MAV-II

Повітроохолоджувач складається з двох секцій змійовиків 5, розташованих у шаховому порядку, що створюють таким чином десять "поверхів" по 10-12 трубок у кожному горизонтальному ряду. Підведення рідкого холодоагенту у повітроохолоджувач здійснюється по трубі 14, а відведення - по трубі 15. Подачу рідкого холодоагенту в змійовики здійснює розподільник 6, а дозування подачі агента - ТРВ, термочутливий патрон 2 якого щільно прикріплений до труби. Із завиткою вентилятора повітроохолоджувач сполучений за допомогою м'якої гармоніки 9.

Загальна площа поверхні теплопередачі повітроохолоджувача, який складається зі 110 трубок, - 100 м², що забезпечує охолодження повітря, яке надходить з вулиці, більш ніж на 10°C.

6 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Існує два способи розрахунку теплообмінних апаратів:

- конструкторський - коли при відомих температурах теплоносіїв необхідно визначити поверхню теплопередачі, установивши таким чином розміри теплообмінника;
- перевірочний - коли заданий теплообмінювач і його розміри (поверхня), та варто визначити кінцеві температури теплоносіїв, таким чином з'ясувати, придатний він для наших цілей чи ні.

Основним рівнянням для обох способів розрахунку для будь-якого теплообмінного апарата є рівняння теплопередачі:

$$Q = K \times F \times \Delta t, \quad (6.1)$$

де Q - тепловий потік, кДж/год (кВт);

K - коефіцієнт теплопередачі, кДж/м²×К×год (кВт/м²×К);

F - поверхня теплопередачі (площа теплообмінника), м²;

Δt - середній температурний напір між теплоносіями (як правило, береться середньологарифмічний), °С.

Коефіцієнт теплопередачі залежить від конструкції самого теплообмінювача, тому конструкторський розрахунок можна провести тільки методом послідовних наближень, тобто підбором.

Вихідні дані для теплообмінників будуть такі:

а) для випаровувача-повітроохолоджувача:

- корисна холодопродуктивність (для пасажирських вагонів продуктивність холодильної машини);

- температура у випаровувачі - t_0 , температура повітря на вході й на виході з випаровувача для вантажних секцій (t_c - на вході, t_n - на виході для пасажирських вагонів);

- витрата холодоагенту;

б) для конденсатора:

- повне теплове навантаження на конденсатор Q_k ;
- температура холодоагенту на вході й виході з конденсатора (t_2 – вхід, t_3 – вихід);

- температура навколишнього середовища $t_{зоб}$.

У ребристих теплообмінювачах холодоагент рухається по трубках, які обдуваються повітрям. У більшості теплообмінювачів ребра являють собою суцільні пластини.

Для розрахунку задаємо геометричні розміри трубок (згідно з додатком А.1).

Основним параметром, що змінюється, є крок ребер або ширина ребра (рисунок 6.1). Визначаємо геометричні характеристики трубки на 1 м довжини.

Кількість ребер обчислюється таким чином:

$$m = \frac{1}{h_p}, \quad (6.2)$$

де h_p - крок ребер, м.

Отримане значення m необхідно округлити до більшого цілого числа.

Внутрішня поверхня трубки, m^2 :

$$f_{вн} = \pi \times d_{вн}, \quad (6.3)$$

де $d_{вн}$ - внутрішній діаметр, м.

Поверхня плоских ребер, m^2 :

$$f_0 = 2(b_p^2 - \frac{\pi \times d_{30B}^2}{4}) \times m, \quad (6.4)$$

де b_p - ширина ребра, м;

d_{30B} - зовнішній діаметр трубки, м.

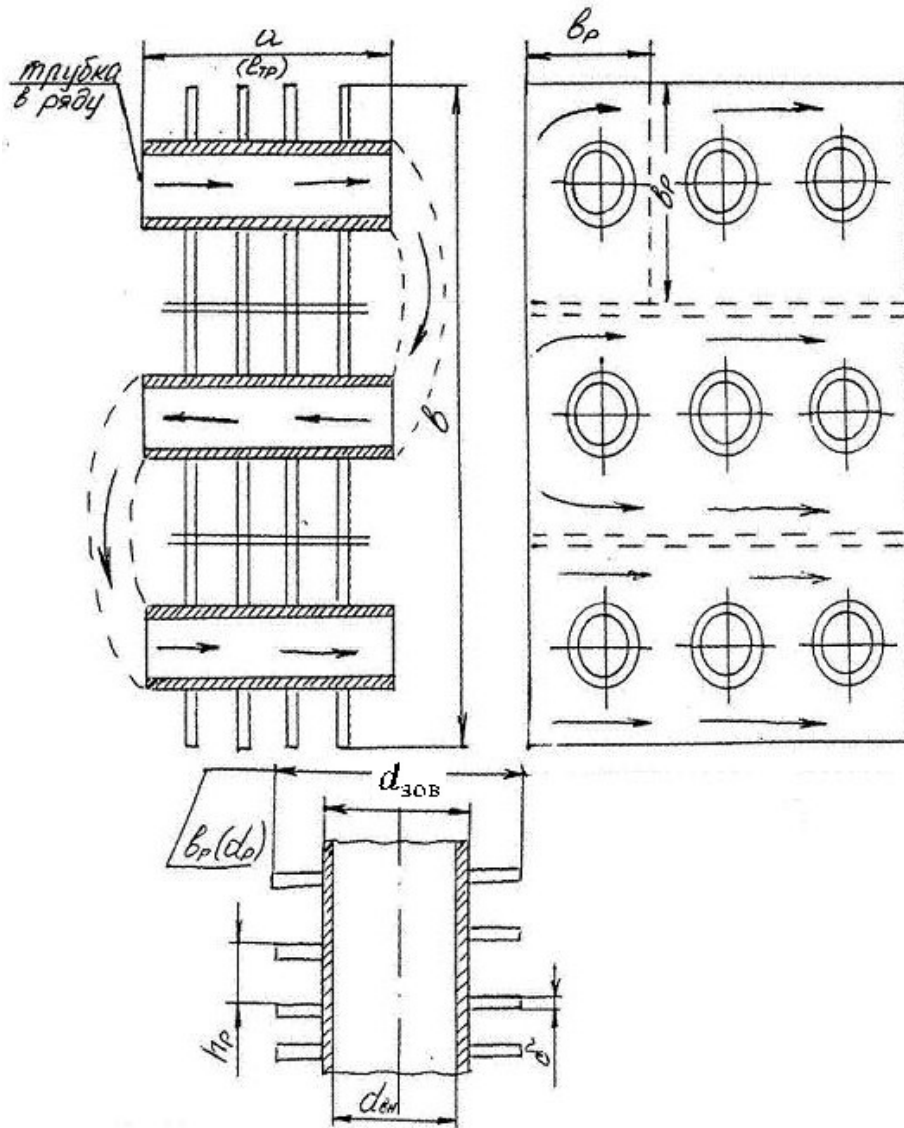


Рисунок 6.1 - Основні геометричні характеристики ребреного теплообмінювача

Поверхня круглих ребер, м²:

$$f_0 = \frac{\pi}{2} (d_p^2 - d_{зоб}^2) \times m, \quad (6.5)$$

де d_p - діаметр ребра, м.

Вільна зовнішня поверхня трубки (якби вона була без ребер), м²:

$$f_1 = \pi \times d_{зоб} \times (1 - m \cdot \delta), \quad (6.6)$$

де δ - товщина ребра, м.

Сумарна зовнішня поверхня, м²:

$$f = f_0 + f_1. \quad (6.7)$$

Габаритний лобовий розмір трубки, м²:

$$f_{габ} = b_p \times 1, \quad (6.8)$$

$$f_{габ} = d_p \times 1. \quad (6.9)$$

Прохідний переріз (у світлі) для повітря визначається, м²:

$$f_{св} = (b_p - d_{зоб}) \times (1 - \delta \cdot m). \quad (6.10)$$

Прохідний переріз для холодоагентів визначається, м²:

$$f_{ха} = \frac{\pi \times d_{вн}^2}{4}. \quad (6.11)$$

Задаємося питомим тепловим потоком, віднесеним до зовнішньої поверхні q (кДж/м²×год). У кінці розрахунку треба порівняти розрахований параметр із заданим.

- для випаровувачів-повітроохолоджувачів $q = 800 \div 1500$;
- для конденсаторів $q = 500$.

Визначаємо необхідну поверхню теплообміну, м²:

$$F = \frac{Q}{q}. \quad (6.12)$$

- для випаровувача $Q=Q_0$;
- для конденсатора $Q=Q_k$.

Визначаємо довжину всіх трубок у теплообмінювачі, м:

$$L_{\text{тр}} = \frac{F}{f} \quad (6.13)$$

У подальшому для визначення необхідної площі у світлі необхідно задатися швидкістю повітря (додаток А).

Визначаємо лобову поверхню теплообмінювача у світлі, м²:

$$F_{\text{св}} = \frac{L_{\text{пов}}}{3600 \times \rho_{\text{пов}} \times \omega_{\text{пов}}}, \quad (6.14)$$

де $\omega_{\text{пов}}$ - швидкість у світлі, м/с.

$\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря, кг/м³;

$L_{\text{пов}}$ – витрата повітря, що проходить через теплообмінний апарат, кг/год. Для випаровувачів-повітроохолоджувачів вона визначається при побудові процесу в I-d- діаграмі, а для конденсаторів визначається з рівняння теплового балансу:

$$Q_k = L_{\text{пов}} \times C_{\text{пов}} \times \Delta t_{\text{пов}}, \quad (6.15)$$

де $C_{\text{пов}}$ - теплоємність повітря ($C_{\text{пов}}=1,003$ кДж/кг×град);

$\Delta t_{\text{пов}}$ - підвищення температури при проходженні конденсатора, ($\Delta t_{\text{пов}} = 8 \div 12^\circ\text{C}$).

Визначаємо довжину трубок у i -му ряді, м:

$$l_{\text{ряд}} = \frac{F_{\text{св}}}{f_{\text{св}}}. \quad (6.16)$$

Визначаємо габаритну поверхню з боку входу повітря (лобову):

$$F_{\text{габ}} = l_{\text{ряд}} \times f_{\text{габ}}. \quad (6.17)$$

або

$$F_{\text{габ}} = l_{\text{ряд}} \times n \times b_p. \quad (6.18)$$

Якщо зазначити $l_{\text{ряд}}$ як a , добуток $n \times b_p$ як b , отримуємо

$$F_{\text{габ}} = a \times b. \quad (6.19)$$

Тоді задаємося відношенням $\frac{a}{b} = c$. Для конденсаторів це співвідношення $\frac{a}{b}$ дорівнює одиниці. Для випаровувачів-повітроохолоджувачів співвідношення $\frac{a}{b}$ знаходиться в межах $\frac{a}{b} = (1 \div 5)$. Тоді, виконавши заміну $a = b \times c$, отримуємо

$$F_{\text{габ}} = c \times b^2. \quad (6.20)$$

Тобто

$$b = \sqrt{\frac{F_{\text{габ}}}{c}}. \quad (6.21)$$

Кількість трубок в одному ряду:

$$n = \sqrt{\frac{b}{b_p(d_p)}}. \quad (6.22)$$

Отримане значення необхідно округлити до більшого цілого числа $n_{\text{уточ}}$.

Уточнюємо висоту лобової поверхні, м:

$$b'_{\text{уточ}} = b_p \times n. \quad (6.23)$$

Уточнюємо довжину трубки в ряду, м:

$$a_{\text{уточ}} = \frac{F_{\text{габ}}}{b'}. \quad (6.24)$$

Уточнюємо площу габаритної поверхні, м²:

$$F'_{\text{габ}} = a_{\text{уточ}} \times n_{\text{уточ}} \times b_{\text{р}}. \quad (6.25)$$

Уточнюємо довжину трубки в ряду, м:

$$l'_{\text{ряду}} = \frac{F'_{\text{габ}}}{b'}. \quad (6.26)$$

Уточнюємо площу у світлі, м²:

$$F'_{\text{св}} = l'_{\text{ряду}} \times f_{\text{св}}. \quad (6.27)$$

Уточнюємо швидкість руху повітря, м/с:

$$\omega' = \frac{V}{3600 \times F'_{\text{св}}}. \quad (6.28)$$

Визначаємо кількість рядів у теплообмінювачі:

$$Z = \frac{L_{\text{тр}}}{l'_{\text{ряду}}}. \quad (6.29)$$

Отримане значення необхідно округлити у більший бік до цілого числа ($Z_{\text{уточ}}$).

Уточнюємо довжину всіх трубок у теплообмінювачі, м:

$$L'_{\text{тр}} = l'_{\text{ряду}} \times Z_{\text{уточ}}. \quad (6.30)$$

Уточнюємо площу поверхні теплообмінювача, м²:

$$F' = L'_{\text{тр}} \times f. \quad (6.31)$$

Уточнюємо питомий тепловий потік, кДж/м²×год:

$$q' = \frac{Q}{F'}. \quad (6.32)$$

Далі визначаємо тепловий потік q за умовами теплообміну за формулою

$$q_{розр} = K \times \Delta t \times \varepsilon, \quad (6.33)$$

де $q_{розр}$ – розрахунковий тепловий потік, значення якого повинно збігатися з тим, що було прийнято раніше (q');

Δt - середній температурний напір між теплоносіями;

ε - додатковий коефіцієнт, який враховує, що теплообмінювач не протиструмний, а перехресний ($\varepsilon = 0,7 \div 0,9$);

K - коефіцієнт теплопередачі для теплообмінювача, який обчислюється за такою формулою, $\frac{квт}{м^2 \times град} \left(\frac{кДж}{год \times м^2 \times град} \right)$:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{нов}} + \left(\frac{1}{\alpha_{х.а.}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \times \frac{f}{f_n}} \quad (6.34)$$

де $\alpha_{нов}$ – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішніх стінок теплообмінювача;

$\alpha_{х.а.}$ - коефіцієнт тепловіддачі від холодильного агента до внутрішніх стінок теплообмінювача;

δ_i - товщина i -го шару матеріалу теплообмінювача, м;

λ_i - коефіцієнт теплопровідності відповідного шару,
Вт /м × град.

У суму $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ входить не лише термічний опір матеріалу, а

й шару мастила та інших забруднень:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{d_{зос} - d_{вн}}{2 \times \lambda_{мат}} + \frac{\delta_{мас}}{\lambda_{мас}} + \frac{\delta_{забр}}{\lambda_{забр}}, \quad (6.35)$$

де $\delta_{мас}, \delta_{забр}$ - відповідно товщина шару мастила і забруднень, м;

$\lambda_{мат}, \lambda_{мас}, \lambda_{забр}$ - відповідно коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплообмінювача, мастила і забруднень, Вт /м × град .

Величини $\lambda_{мат}, \lambda_{мас}, \lambda_{забр}$ знаходяться за відповідними довідниками.

Коефіцієнт тепловіддачі для повітря визначається з таких рівнянь:

$$Nu = 0,104 Re^{0,72} \left(\frac{d_{зос}}{h_p} \right)^{-0,54} \times \left(\frac{b_p(d_p) - d_{зос}}{h_p} \right)^{0,14}, \quad (6.36)$$

$$Nu = \frac{\alpha_{0нов} \times h_p}{\alpha_{нов}} \quad (6.37)$$

$$Re = \frac{\omega_{нов} \times h_p}{\alpha_{нов}}, \quad (6.38)$$

Розв'язуючи сумісно ці рівняння, отримуємо:

$$\alpha_{0нов} = \frac{\lambda_{нов}}{h_p} \times 0,104 \left(\frac{\omega_{нов} \times h_p}{\nu_{нов}} \right)^{0,72} \times \left(\frac{d_{н}}{h_p} \right)^{-0,54} \times \left(\frac{b_p(d_p) - d_{зос}}{h_p} \right)^{0,14} \quad (6.39)$$

де $\nu_{нов}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/сек;

$\lambda_{нов}$ - коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт /м × град.

Величини $\nu_{нов}$ и $\lambda_{нов}$ необхідно використовувати з таблиць для повітря за його середньою температурою.

При визначенні коефіцієнта тепловіддачі від повітря до стінок теплообмінника потрібно враховувати ефективність обрешітки. При збільшенні габариту ребра ефективність зменшується.

У цьому випадку $\alpha_{нов}$ визначається рівнянням

$$\alpha_{нов} = 1,1 \times \alpha_{0нов} \left(E \times \frac{f_0}{f} + \frac{f_1}{f} \right) \quad (6.40)$$

де $E = 0,6 \div 0,8$ – коефіцієнт ефективності ребер;

1,1 – коефіцієнт, що враховує наявність водяної пари у повітрі.

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок до холодоагенту визначається рівнянням

$$\alpha_{х.л.} = 8,87 \times (q')_{уточн}{}^{0,6}. \quad (6.41)$$

У рівнянні (6.33) Δt являє собою середній температурний напір між теплоносіями. Він приймається середньологарифмічним, як для протиструмної системи, тобто

$$\Delta t = \Delta t_{лог} = \frac{\Delta t_{більш} - \Delta t_{менш}}{\ln \frac{\Delta t_{більш}}{\Delta t_{менш}}}, \quad (6.42)$$

де $\Delta t_{більш}$ і $\Delta t_{менш}$ - відповідно велика і менша різниці температур між теплоносіями (повітрям і холодоагентом) на вході та виході з теплообмінного апарата, у припущенні, що теплообмінювач працює за

протиструмною системою.

Конкретно для теплообмінювачів у холодильній машині:

- для випаровувачів:

$$\Delta t_{\text{більш}} = t_c - t_0,$$

$$\Delta t_{\text{менш}} = t_{n''} - t_0;$$

- для конденсаторів:

$$\Delta t_{\text{більш}} = t_2 - (t_{\text{зов}} + \Delta t_{\text{відієржу}}),$$

$$\Delta t_{\text{менш}} = t_3 - t_{\text{зов}}.$$

У рівнянні для $q_{\text{розр}}$ є поправочний коефіцієнт $\varepsilon = 0,7 \div 0,9$, що враховує відмінність даних теплообмінювачів для протиструмної системи. Цей коефіцієнт змінюється в досить широкі межі, тому за рахунок його значення можна підігнати

$$q_{\text{розр}} \approx q'_{\text{уточн}}.$$

Якщо в результаті розрахунку отримуємо, що $q'_{\text{уточн}} \approx q_{\text{розр}}$ (відмінність не більше 5%), то розрахунок проведений правильно.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Демьянков Н.В. Холодильные машины и установки. - М.: Транспорт, 1976. – 360 с.

2 Фаерштейн Ю.О., Китаев Б.Н. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. - М.: Транспорт, 1984. – 345 с.

3 Осадчук Г.И., Фарафонов Е.С. Холодильное оборудование вагонов и кондиционирование воздуха. - М.: Транспорт, 1974. – 304 с.

4 Зворыкин М.А., Черкез В.М. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах. - М.: Транспорт, 1977. – 286 с.

5 Маханько М.Г. Кондиционирование воздуха в пассажирских вагонах и локомотивах. - М.: Транспорт, 1981. – 254 с.

6 Кошкин Н.Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. - Л., 1976. – 328 с.

7 Китаев Б.Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов. - М.: Транспорт, 1984. – 184 с.

8 Пигарев В.Е., Архипов П.Е. Холодильные машины и установки кондиционирования воздуха: Учеб. для техникумов и колледжей ж.-д. трансп. – М.: Маршрут, 2003. – 424 с.

ДОДАТОК А
(ДОВІДКОВИЙ)

Технічні характеристики теплообмінних апаратів

Таблиця А.1 - Основні характеристики теплообмінних апаратів

Види теплообмінювачів	Теплоносії	Теплоносії з боку	Матеріал трубок	Коефіцієнт теплопровідності матеріалів λ ,	Внутрішній діаметр трубок $d_{вн}$, мм	Зовнішній діаметр	Діаметр ребра d_r , мм	Крок ребер, h_r , мм	Товщина ребра b , мм	Швидкість теплоносія усередині трубок, м/с	Швидкість повітря
Випаровувач-повітроохолоджувач рефрижераторного вагону	Хладон	Повітря	Мідь	360÷400	13	15	40÷60	4÷6	0,5	2÷3	5÷10
Випаровувач-повітроохолоджувач пасажирського вагону	Хладон	-	Мідь	360÷400	13	15	23÷25	4÷6	0,5	2÷3	0.8÷10
Конденсатори з плоскими ребрами	-	-	Мідь/Сталь	200÷223	13	15	23÷25	4÷6	0,5	2÷3	10