

УДК 621.561.59

Ольшамовський В.С., Василюк Д.І.  
Національний університет «Одеська морська академія»  
Гоголь М.І.  
Одеська національна академія харчових технологій

## **АНАЛІЗ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ КИПІННЯ ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА НА ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ**

### **ANNOTATION**

The tendency of recent years to increase in the price of energy (fuel) has a steady tendency in this regard, reducing fuel consumption on ships today is an urgent task. One of the ways to reduce fuel consumption on a ship is to reduce the energy load of diesel generators by reducing the energy consumption of ship refrigeration equipment.

To reduce the energy consumption of ship refrigeration equipment (refrigeration equipment of the comfort or technological air conditioning system, as well as refrigeration equipment of provision chambers) it is necessary to use its internal reserves.

The article presents the parameters of the optimal operation mode of refrigeration units obtained as a result of many years of experience in operating refrigeration equipment:

- temperature differences between the air of the refrigerated space and the boiling refrigerant in the cooling device;
- temperature differences in water and air cooled condensers;
- parameters necessary for normal operation of mechanical and electronic control valves;
- parameters of the oil system of various types of compressors;
- required pressure drop for normal operation of thermostatic valves

Reducing the heat load on cooling devices (air coolers and cooling batteries) can be reduced due to the intensity of moisture deposition.

An experiment to increase the boiling point of a refrigerant from minus 7 ° C to 0 ° C showed the possibility of reducing the reduction of moisture loss to 33%.

The results of the thermal calculation of a refrigeration unit with a cooling capacity of 50 kW, operating on freon R 507A at various boiling

points (from  $-15$  to  $0$  °C) and fixed condensation temperatures of  $t_c = 35, 40, 45$  and  $50$ °C, are presented.

Processing the results of the calculations showed that increasing the boiling point of the refrigerant for medium temperature refrigeration units from  $-15$  °C to  $0$  °C reduces the consumption of refrigerant to  $5.5 \div 6.6$  %, increases the specific cooling capacity of the refrigerant to  $6.73 \div 9.8$  %, which in turn leads to a decrease in the effective power consumed by the compressor motor by up to 30%, depending on the degree of increase in the boiling point of the refrigerant.

Additional cooling of the refrigerant by  $5$  °C in front of the control valve reduces the power consumption of the refrigeration unit by  $6 \div 9$  % depending on the condensing temperature of the refrigerant.

To reduce energy consumption by refrigeration equipment, it is necessary to more efficiently operate cooling devices by:

- an increase in the heat transfer coefficient on the air side;
  - increase the degree of filling of the cooling device with a liquid refrigerant;
  - uniform distribution of the air flow over the “living section” of the cooling device;
  - timely removal of precipitated frost,
- also keep the condensing temperature of the refrigerant at an acceptable low level.

Key words: refrigeration unit, refrigerating agent, compressor, boiling temperature, condensation.

Тенденція останніх років до підвищення цін на енергоносії (паливо) має стійкий характер, тому зниження витрати палива на судах є актуальним завданням. Одним із способів зниження споживання палива на судні є зниження енергонавантажності дизель-генераторів за рахунок зниження енергоспоживання судовим холодильним обладнанням.

Основним завданням експлуатації холодильного обладнання є забезпечення безпечної та надійної роботи обладнання для підтримки технологічних режимів— температури, відносної вологості, а при необхідності хімічного складу повітря при мінімальних енергетичних витратах. Основною частиною витрат у собівартості вироблення

холоду судновий установкою є витрати на споживану електроенергію і експлуатаційні матеріали.

Оптимальна робота в сталому режимі холодильної установки забезпечується підтримкою науково обґрунтованої різниці температур між середовищами в теплообмінних апаратах–конденсаторі і охолоджуючих приладах, перегрівом пара в охолоджувальних приладах холодильної установки та переохолодження рідкого холодильного агента перед регулюючим вентиляем, малими гідравлічними опорами трубопроводів та арматури, стабільною роботою масляної системи та ін.

Знизити споживання електроенергії холодильною установкою можливо використовуючи внутрішні резерви самої холодильної установки. Перш за все для економічної і безпечної роботи холодильного обладнання на судні це обладнання повинно бути правильно підібрано та укомплектовано сучасними системами управління та захисту. Монтаж, пуско-налаштувальні роботи, випробування систем на міцність і щільність, заправка маслом і холодильним агентом, настройка приладів захисту і управління, вивід холодильної установки на робочий режим повинні виконуватися висококваліфікованими фахівцям, що забезпечить роботу обладнання в оптимальному режимі.

Оптимальний режим роботи суднової холодильної установки–це режим при якому витрати електроенергії холодильною установкою мінімальні, при забезпеченні надійності, довговічності і безпеки. Економічний режим роботи холодильної установки буде забезпечуватися за умови підтримки температури кипіння холодильного агента на максимально високому рівні, а температури конденсації - на можливо низькому рівні. Нижче наведені рекомендовані перепади температур між середовищами в теплообмінних апаратах, а також деякі інші параметри отримані на підставі багаторічного досвіду експлуатації холодильних машин і установок.

Таблиця 1. Рекомендовані різниці температур між повітрям охолоджуємого приміщення і киплячим холодильним агентом в охолоджуючому приладі:

Тип охолоджуючого приладу	Рекомендовані значення повного температурного напору $\Delta\Theta^{\circ}\text{C}$ для підтримки необхідної відносної вологості повітря HR% в охолоджувальних об'єктах			
	від 90 до 95 %	від 85 до 90 %	від 80 до 85 %	від 75 до 80 %
З примусовим обдувом	3 ÷ 5	5 ÷ 7	7 ÷ 9	9 ÷ 11
З природною конвекцією	8 ÷ 10	10 ÷ 12	12 ÷ 15	15 ÷ 20
Низькотемпературний режим зберігання	Зберігання упакованих продуктів		Зберігання упакованих продуктів	
З примусовим обдувом	5 ÷ 6		7 ÷ 8	

Рекомендовані різниці температур в конденсаторах:

- між температурою конденсації і температурою навколишнього середовища в повітряних конденсаторах -  $10 \div 15^{\circ}\text{C}$ ;
- між температурою конденсації і температурою води, що виходить з конденсатора -  $4 \div 6^{\circ}\text{C}$ ;
- між температурою води, що виходить з конденсатора і входить до нього -  $2 \div 4^{\circ}\text{C}$ , при оборотному водопостачанні і -  $4 \div 8^{\circ}\text{C}$  (до  $15^{\circ}\text{C}$  в разі використання проточної води).

Охолодження проміжного теплоносія у випарнику має дотримуватись  $2 \div 4^{\circ}\text{C}$ .

Підігрів повітря в повітряному конденсаторі становить  $5 \div 8^{\circ}\text{C}$ .

Перегрів холодильного агента в випарнику холодильної машини повинен складати:

- не менше  $5^{\circ}\text{C}$  для аміачної машини;
- $1 \div 2^{\circ}\text{C}$  - для хладонової холодильної машини з РТО;

- $1 \div 2^{\circ}\text{C}$  - для хладонової холодильної машини з електронним ТРВ;
- не менше  $7^{\circ}\text{C}$  для хладонової холодильної машини без РТО з механічним ТРВ.

Перегрів холодильного агента від електродвигуна в герметичних і без-сальникових компресорах не повинен перевищувати -  $10 \div 15^{\circ}\text{C}$ .

Тиск масла повинен бути:

- в поршневих компресорах вище тиску всмоктування не менше ніж на  $1 \div 4 \text{ кгс/см}^2$ ;
- в гвинтових компресорах вище тиску конденсації на  $1 \div 3 \text{ кгс/см}^2$ .

При використанні механічних ТРВ перепад тиску на регулюючому вентилі повинен складати:

- не менше  $5 \text{ кгс/см}^2$ , для хладона R134A;
- не менше  $8 \div 10 \text{ кгс/см}^2$  для хладонів R404A, R507Атаім. подібних.

Постійним параметром при роботі холодильної установки є температура охолоджуваного об'єкта, яка повинна підтримуватися на заданому рівні в залежності від призначення холодильної установки та відповідно до технологічної карти. Такі робочі параметри як теплове навантаження на охолоджуючі прилади та відповідно на компресорне обладнання, конденсатор та інші допоміжні елементи холодильної установки змінюються протягом доби. Це обумовлено перш за все зміною температури навколишнього середовища, культурою експлуатації обладнання та іншими причинами.

Зниження енергоспоживання холодильним обладнанням може йти декількома шляхами. Перш за все за рахунок максимального зниження теплоприпливів в охолоджуваній об'єкт шляхом усунення теплових містків в теплообмінному обладнанні і огорожувальних конструкціях, підсосу теплого повітря з навколишнього середовища, усунення впливу променистих теплоприпливів.

Температура конденсації і відповідний їй тиск залежать від температури навколишнього середовища, впливати на яку ми практично не можемо.

Теплове навантаження на охолоджуючі прилади (повітроохолоджувачі або охолоджуючі батареї) передається конвективно і за раху-

нок конденсації водяної пари з повітря. Кількість теплоти, що передається одним кілограмом пари при її конденсації дорівнює 2300 кДж (при 0°C) і 2835 кДж при заморожуванні. Для зменшення теплового навантаження на охолоджуючі прилади за рахунок конденсації водяної пари технологіями рекомендовано підтримувати мінімальний температурний напір в охолоджувальних приладах.

Вплив температури кипіння холодильного агента і ефективність використання поверхні повітроохолоджувача розглянемо на прикладі проведеного експерименту на реальній холодильній установці, що працює на хладоні R- 507A при різних температурах кипіння холодильного агента.

Нижче наведені параметри отримані при випробуванні холодильної установки, а на діаграмі d–h (рис. 1) показані процеси обробки повітря в повітроохолоджувачі.

#### 1 варіант.

Температура навколишнього середовища  $t_{\text{окр.ср}} = 22,60^{\circ}\text{C}$ ;

Відносна вологість навколишнього середовища  $\phi_{\text{окр.ср}} = 45\%$ ;

Середня температура кипіння холодильного агента  $t_0 = -2^{\circ}\text{C}$ ;

Середня температура конденсації холодильного агента  $t_k = 40,80^{\circ}\text{C}$ ;

Температура на керуючому контролері  $t_{\text{кам}} = 0^{\circ}\text{C}$ ;

Температура повітря на вході в повітроохолоджувач  $t = 8,90^{\circ}\text{C}$ ;

Відносна вологість на вході в повітроохолоджувач  $\phi_{\text{вхід}} = 63\%$ ;

Температура повітря на виході з повітроохолоджувача  $t_{\text{вих}} = 0,70^{\circ}\text{C}$ ;

Відносна вологість на виході з повітроохолоджувача  $\phi_{\text{вих}} = 95\%$ .

Середня температура повітря  $t = +1,20^{\circ}\text{C}$

#### 2. Варіант

Температура навколишнього середовища  $t_{\text{окр.ср}} = 22,60^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість навколишнього середовища  $\phi_{\text{окр.ср}} = 45\%$ ;

Середня температура кипіння холодильного агента  $t_0 = -7^{\circ}\text{C}$ ;

Відносна вологість навколишнього середовища  $\phi_{\text{окр.ср}} = 45,8\%$

Температура кипіння  $t_0 = -6,6 \div -7^{\circ}\text{C}$ ;

Температура конденсації  $t_k = 36,20^{\circ}\text{C}$ ;

Температура на контролері  $t = 0^{\circ}\text{C}$ ;

Температура повітря на вході у випарник  $t_{\text{вхід}} = 9^{\circ}\text{C}$ ;

Відносна вологість на вході в повітроохолоджувач  $\phi_{\text{вхід}} = 60\%$

Температура повітря на виході з повітроохолоджувача  $t_{\text{вих}} = -1,0^{\circ}\text{C}$ ;

Відносна вологість на виході з повітроохолоджувача  $\phi_{\text{вих}} = 85\%$

Середня температура повітря в охолоджуваному приміщенні твоз. =  $-0,92^{\circ}\text{C}$

Аналіз отриманих результатів показує, що при підвищенні температури кипіння холодильного агента від мінус  $7^{\circ}\text{C}$  до мінус  $2^{\circ}\text{C}$  кількість осілої на повітроохолоджувач вологи зменшується на 33%.

При підвищенні температури кипіння холодильного агента автоматично:

- збільшується питома холодопродуктивність холодильного агента, що дозволяє зменшити його масову витрату;
- зменшується питомий обсяг пари на всмоктуванні в компресор, що дозволяє зменшити обсяг, описуваний поршнями компресора;
- знижується ступінь стиснення холодильного агента відповідно і затрати енергії на стиснення холодильного агента;

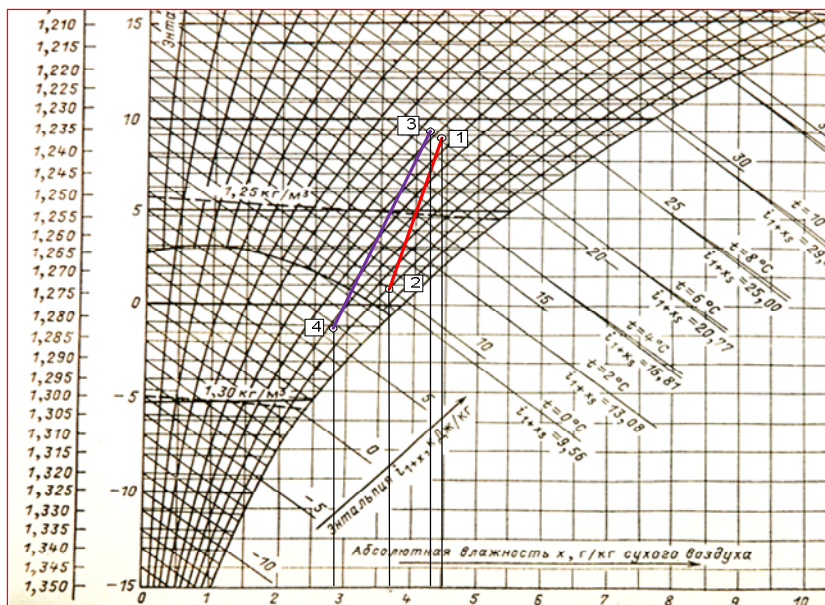


Рис. 1 Процеси обробки повітря в повітроохолоджувачі  
 де: 1 ÷ 2—при температурі кипіння холодильного агента  $t_0 = -2^{\circ}\text{C}$ ,  
 3 ÷ 4—при температурі кипіння холодильного агента  $t_0 = -7^{\circ}\text{C}$

Нами проведені теоретичні розрахунки ефективної потужності електродвигуна компресора холодильної установки холодопродуктивністю 50 кВт, що працює на хладоні R- 507A при різних температурах кипіння (від  $-15$  до  $0^{\circ}\text{C}$ ) і фіксованих температурах конденсації  $t_k$ , які зафіксовані на рівні 35, 40, 45 і  $50^{\circ}\text{C}$ .

Обробка результатів розрахунків показала, що підвищення температури кипіння холодильного агента для середнє температурних холодильних установок від мінус  $15^{\circ}\text{C}$  до  $0^{\circ}\text{C}$  знижує витрату холодильного агента до  $(5,5 \div 6,6)\%$ , при підвищенні питомої холодопродуктивності холодильного агента до  $(6,73 \div 9,8)\%$  (рис. 2), що в свою чергу веде до зниження ефективної потужності споживаної електродвигуном компресора до 30% (рис. 3), в залежності від ступеня підвищення температури кипіння холодильного агента.

Збільшення переохолодження холодильного агента перед регулюючим вентиляем також дозволяє знизити витрати на споживану електроенергію. Теоретичні розрахунки показують, що додаткове переохолодження холодильного агента на  $5^{\circ}\text{C}$  знижує споживану потужність холодильної установки на  $6 \div 9\%$  в залежності від температури конденсації холодильного агента.

Ще один шлях зниження енергоспоживання холодильним обладнанням – це збільшення активної робочої поверхні охолоджуючих приладів установки.

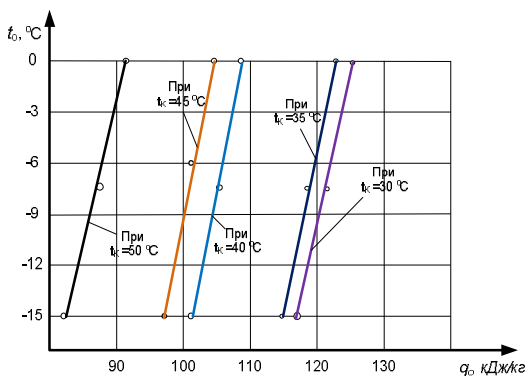


Рис.2 Зміна питомої холодопродуктивності фреону R 507A в інтервалі температур кипіння ( $0 \div -15$ ) $^{\circ}\text{C}$  при різних фіксованих температурах конденсації.



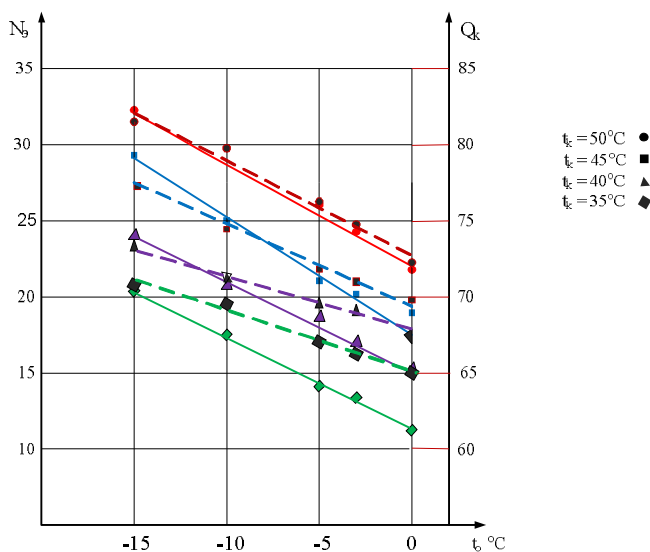


Рис.3. Зміна споживаної потужності (суцільні лінії) і теплоти конденсації (пунктирні лінії) холодильного агрегату холодопродуктивністю 50 кВт. при зміні температури кипіння холодительного агента R-507A від 0°C до мінус 15°C.

Збільшувати активну робочу поверхню охолоджуючих приладів можна за рахунок установки додаткових ребер з боку повітря, за умови роботи охолоджуючого приладу з мінімальною різницею температур між температурою повітря і температурою кипіння холодительного агента. При малій різниці температур знижується інтенсивність випадання вологи на охолоджуючі прилади й збільшується період між видаленням інею з поверхні повітроохолоджувачів, або батарей.

Збільшення активної робочої поверхні охолоджуючих приладів можливо виконати за рахунок більш повного заповнення повітроохолоджувача, або охолоджуючої батареї киплячим холодительним агентом. Для реалізації такого способу підвищення активної робочої поверхні охолоджуючих приладів, працюючих с механічним ТРВ, достатньо установити кожному охолоджуючому приладу індивідуаль-

ний рекуперативний теплообмінник, в якому буде виконуватись перегрів пари, необхідний для роботи ТРВ, при цьому термобалон ТРВ необхідно закріпити після РТО по ходу руху пари холодильного агента.

Використання електронних систем управління холодною установкою з електронними ТРВ дозволяє працювати охолоджуючим приладам з перегрівом пари в них до  $2^{\circ}\text{C}$ , замість  $7 \div 10^{\circ}\text{C}$  при роботі з механічними регулюючими вентилями, чим забезпечується більш повне заповнення охолоджуючих приладів киплячим холодильним агентом.

Обидва способи збільшення активної поверхні охолоджуючих приладів вимагають наявності в установці вискоефективних сучасних приладів контролю і управління, правильного налаштування і висококваліфікованого обслуговування.

Визначальним фактором інтенсифікації процесів тепло і масообміну в повітроохолоджувачах є коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  з боку повітря, що потребує приділяти увагу розподілу повітря, що проходить через повітроохолоджувач. На наведеній фотографії (рис.4) видно як розподіляються потоки повітря при проходженні через теплообмінну поверхню.

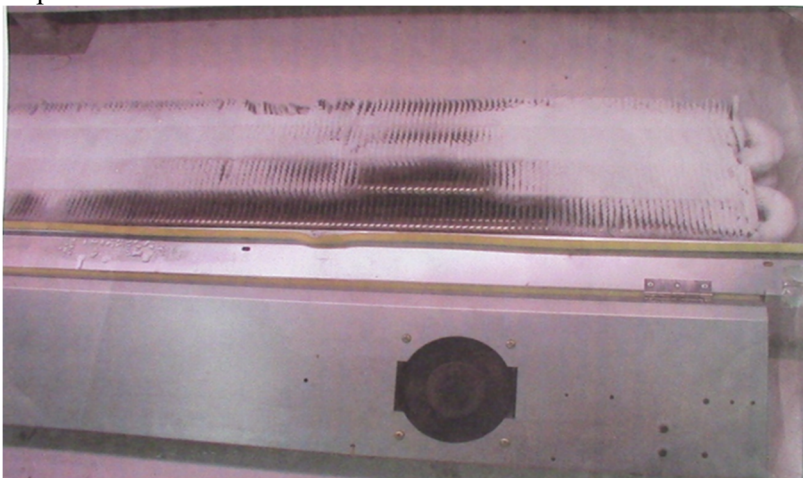


Рис.4. Розподіл інею в повітроохолоджувачі

Місця інтенсивно покриті інеєм характеризують підвищену інтенсивність роботи поверхні повітроохолоджувача після розмерзання (видалення інею) і зменшення цієї поверхні з активної роботи після закупорки прохідного перетину осілим інеєм..

Інтенсифікувати коефіцієнт тепловіддачі охолоджувальних систем можна шляхом:

–підвищення швидкості повітря, що омиває теплообмінну поверхню;

–шляхом перетворення форми поверхні ребер і теплообмінних труб;

–збільшенням температурного напору;

–за допомогою зменшення товщини інею на теплообмінній поверхні;

–шляхом оптимізації циклів відтавання льоду, що осів на теплообміннику;

–рівномірного розподілу повітряного потоку по "живому перетину" теплообмінної поверхні.

## ВИСНОВКИ

Для зниження енергоспоживання холодильним обладнанням необхідно ефективніше експлуатувати теплообмінні апарати та прилади за рахунок:

- збільшення коефіцієнта тепловіддачі в випарниках з боку повітря;
- збільшення ступеня заповнення охолоджуючого приладу рідким холодильним агентом;
- рівномірного розподілу повітряного потоку по "живому перетину" охолоджуючого приладу;
- своєчасного видалення сівшого на охолоджуючий прилад інею,
- також підтримувати температуру конденсації холодильного агента на допустимому низькому рівні;
- підвищення температури кипіння холодильного агента в випарниках;
- установки сучасних систем управління та їх кваліфікованого налагодження.

*ЛІТЕРАТУРА*

1. Брайдберг Г.Й. Проектирование холодильных установок. М. Техносфера, 2006, 336 с.
2. Гоголин А.А. и др. "Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин" М.ЛиПП. 1982 г
3. Рой Дж. Доссат. "Основы холодильной техники", М. "ЛиПП", 1984 г. 519 с.