

враховувати різні сорти рибної сировини. На аналітичному етапі можливо обґрунтування як універсальних режимів вібропереміщення, які застосовуються для більшості сортів, так і вибіркових режимів, властивих тільки окремим сортам.

### Список літератури

1. Сборник технологических инструкций по производству рыбных консервов и пресервов. Ч. I. – Ленинград: ГИПРОРЫБФЛОТ, 1989. – 150 с.
2. Осипова Н.И. Оборудование рыбообработывающих предприятий / Н.И. Осипова, В.Г. Будина. – М.: Пищ. пром-сть, 1980. – 232 с.
3. Тенденции развития зарубежной техники в области оборудования для переработки рыбы. Обзорная информация. Сер.: Технологическое оборудование для рыбной промышленности. – М.: ВНИЭКИ, 1990. – Вып. 2.
4. Тихонов Ю.И. Исследование процесса панировки рыбы в электрическом поле: автореф. ... канд. техн. наук / Ю.И. Тихонов. – Калининград, 1975.
5. Романов А.А. Справочник по технологическому оборудованию рыбообработывающих производств / А.А. Романов, Е.К. Строгонова, И.Е. Зинина. – М.: Пищ. пром-сть, 1979. – Т. 1. – 295 с.
6. Бренденбург В. Промышленная обработка рыбы / В. Бренденбург, Г. Кремер. – М.: Пищ. Пром-сть, 1972. – 292 с.
7. Новиков В.М. Технология рыбных продуктов и технологическое оборудование / В.М. Новиков. – М.: Пищ. пром-сть, 1972. – 216 с.
8. Чупахин В.Н. Технологическое оборудование рыбообработывающих предприятий / В.Н. Чупахин. – М.: Пищ. пром-сть, 1968. – 946 с.
9. Никитин Б.П. Повышение качества рыбных продуктов / Б.П. Никитин. – М.: Пищ. пром-сть, 1970. – 320 с.
10. Никитин Б.П. Предупреждение и устранение пороков рыбных продуктов / Б.П. Никитин. – 3-е изд., доп. и перераб. – М.: Пищ. пром-сть, 1981. – 242 с.

УДК 664.85-987

Чобу В.В., Ярошенко В.М., канд. техн. наук, доц. (ОНАХТ, Одеса)

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВОЛОГОСТІ ПОВІТРЯ НА ПРОЦЕСИ У ДЕТАНДЕРІ

*У статті наведено результати теоретичних досліджень впливу вологості повітря на кінцеву температуру за його розширення в детандерах повітряних холодильних машин. Показано графічні залежності величини вологовипадіння та його впливу на кінцеву температуру залежно від параметрів роботи повітряних холодильних машин у системах охолодження повітря.*

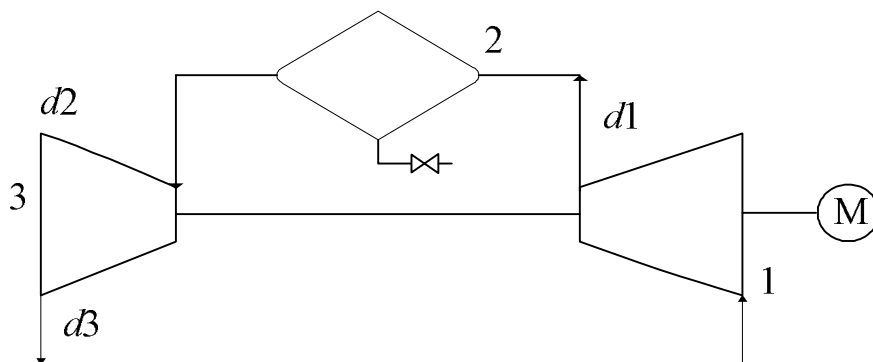
**Ключові слова:** *повітряна турбохолодильна машина, пароповітряна суміш, вологовміст, процес розширення, детандер, різниця ентальпій, кінцева температура, теплота фазових перетворень.*

**Постановка проблеми та її зв'язок із найважливішими науковими та практичними завданнями.** Загальновідомо, що у повітряних холодильних ма-

шинах і теплових насосах робоче тіло з достатньою для інженерних розрахунків точністю розглядається як ідеальний газ. Наявність незначної кількості водяної пари суттєво не позначається на характері процесів, які мають місце в елементах холодильних машин і теплових насосів. Проте, за використання ПХМ (повітряних холодильних машин) у системах кондиціонування, коли переважно реалізуються розімкнені цикли, наявність в атмосферному повітрі водяної пари й особливо її фазових перетворень може значно позначатись на енергетичних та експлуатаційних характеристиках.

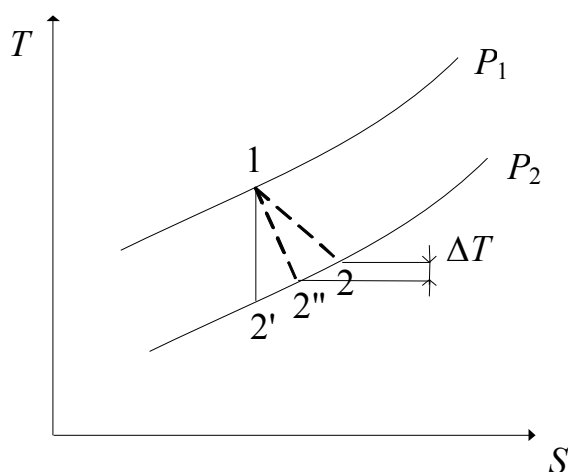
Як правило, найбільш поширені цикли ПХМ реалізуються на основі турбомеханізмів, що обумовлюється низкою факторів, у тому числі і властивостями робочого тіла.

Схему повітряної турбохолодильної машини розімкнутого циклу показано на рисунку 1, а процес розширення вологого повітря у детандері – на рисунку 2.



- 1 – турбокомпресор із зовнішнім привідним двигуном;  
2 – кінцевий охолоджувач; 3 – турбодетандер.

Рисунок 1 – Схема повітряної холодильної машини розімкнутого контуру



1-2', 1-2'' – зворотний і незворотний адіабатні процеси; 2''-2 – внутрішній підігрів повітря, обумовлений теплотою фазових перетворень.

Рисунок 2 – Процеси розширення в адіабатному детандері

Найбільш чутливим і впливовим на характеристики машини процесом є процес розширення у детандері, коли водяна пара змінює фазовий стан, і, залежно від умов, може перебувати у потоці в крапельному чи твердому стані у вигляді льоду чи снігу. Якщо не приймати спеціальних заходів із сепарації вологості, це може обумовлювати закупорювання циркуляційного контуру робочого тіла та зупинку машини.

Дослідження показують, що за наявності сконденсованої вологи (1,2...4,2%) від маси суміші величина роботи турбіни (різниця ентальпій) є трохи більшою, ніж за «сухого» розширення. Це пояснюється тим, що водяна пара в межах зміни своїх парціальних тисків також здійснює роботу, і тому фазові перетворення відносно невеликої кількості водяної пари практично не мають впливу на величину роботи (потужності) детандера та повної холодильної потужності машини.

За розширення вологого повітря за умов, властивих системам кондиціонування, масова кількість сконденсованої вологи не перевищує 0,4...1%, і тому робота детандеру (повна холодопродуктивність) практично дорівнюється роботі сухого розширення [2]. Але процес фазових перетворень водяної пари має суттєвий вплив на перепад температур і, як наслідок, на кінцеву температуру. Це обумовлено тим, що теплота фазового перетворення водяної пари передається пароповітряній суміші, підвищуючи її кінцеву температуру. За сепарації сконденсованої вологості з потоку холодильна потужність детандеру та машини в цілому може суттєво знижуватись.

Тому в кожному окремому випадку необхідно визначити як кількість водяної пари, яка змінює свій фазовий стан, так і відповідний температурний ефект (підвищення температури потоку), який обумовлюється такими змінами.

У процесі розрахунку кінцевої температури повітря в детандері використовується метод умовного розділення потоку розширеного сухого повітря і фазових перетворень водяної пари, які при цьому мають місце [3]. Сутність методу полягає в тому, що параметри повітря після розширення розраховуються за рівняннями адіабатного процесу сухого повітря з подальшим підігрівом його ізобарного процесу за кінцевого тиску.

Загально відомо, що процеси, які відбуваються з вологим повітрям за відносно невеликих тисків, відповідають закономірностям ідеальних парогазових сумішей.

Вологовміст насиченого повітря визначається за відомою формулою:

$$d = \frac{R_b}{R_n} \cdot \frac{P''_s}{P - P''_s} \quad (1)$$

де  $R_b$ ,  $R_n$  – відповідно, газові постійні сухого повітря і водяної пари;

$P''_s$  – парціальний тиск насиченого пару є функцією температури, і для його визначення існують відповідні теоретичні залежності. За практичних розрахунків використовується вираз, який впливає з рівняння Клапейрона-Клаузіуса:

$$P''_s = e^{B - \frac{A}{T}} \quad (2)$$

З урахуванням того, що  $\frac{P_1}{P_2} = \pi$  – ступінь зниження тиску,  $\frac{Rn}{Rn} = 0,622$ ,  $A$  і

$B$  константи, кількість водяної пари, яка змінює фазовий стан в детандері, можна представити як функцію ступеня зниження тиску  $\pi$  та початкової температури:

$$\Delta d = 0,622 \cdot \left( \frac{e^{B-\frac{A}{T_1}}}{P_2 \cdot \pi - e^{B-\frac{A}{T_1}}} \right) - \left( \frac{e^{B-\frac{A}{T_2}}}{P_2 \cdot \pi - e^{B-\frac{A}{T_2}}} \right) \quad (3)$$

Варто звернути увагу на зв'язок між кінцевою температурою  $T_2$  та кількістю води, яка змінила фазовий стан. Умовний процес розширення сухого повітря показано на рисунку 2.

Кінцева температура «сухого» розширення розраховується з урахуванням коефіцієнта корисної дії детандера  $\eta_o$  (рівня необоротності процесу):

$$T_2 = T_1 - T_1 \left( 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_o \quad (4)$$

Різниця температур, обумовлена асиміляцією теплоти фазових переходів, розраховується на основі рівняння енергетичного балансу:

$$\Delta T = T_2 - T''_2 = \frac{\Delta d \cdot (r + \lambda)}{C_p} \quad (5)$$

де  $C_p$  – теплоємність вологого повітря;

$r, \lambda$  – питома теплота конденсації і кристалізації водяної пари;

$\Delta d$  – кількість води, яка змінює фазовий стан у детандері.

Треба мати на увазі, що показники адіабати вологого та сухого повітря, як і інші термодинамічні характеристики, практично залишаються незмінними і тому у більшості випадків їх можна розглядати як постійні величини за розрахунків вологовипадіння та кінцевої температури.

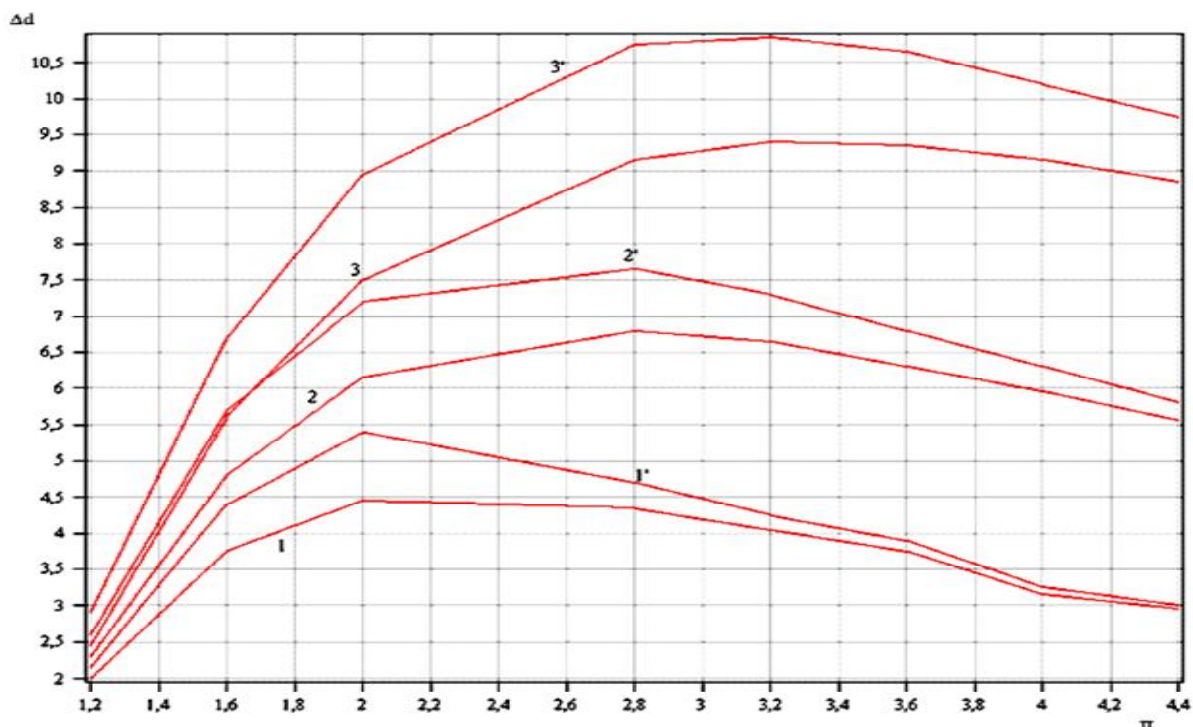
З урахуванням вищевказаного рівняння, для розрахунку величини вологовипадіння використовується функція початкової температури  $T_1$ , рівень розширення потоку  $\pi_d$ , коефіцієнт корисної дії детандера  $\eta_d$  і величина вологовипадіння  $\Delta d$ .

$$\Delta d = 0,622 \cdot \left( \frac{e^{B-\frac{A}{T_1}}}{P_2 \cdot \pi - e^{B-\frac{A}{T_1}}} - \frac{e^{B-\frac{A}{T_1 - T_1 \left( 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta + \frac{\Delta d \cdot (r + \lambda)}{C_p}}}}{P_2 - e^{B-\frac{A}{T_1 - T_1 \left( 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \cdot \eta + \frac{\Delta d \cdot (r + \lambda)}{C_p}}}} \right) \quad (6)$$

Кінетика процесів конденсації в парогазових сумішах свідчить про те, що конденсація пари завжди починається за певного насичення суміші, яка називається «критичною», та для випадків розширення стислого повітря в детандері має значення [1].

Якщо температура в процесі фазового переходу водяної пари повітряної суміші стає нижче за температуру кристалізації то краплі можуть перетворюватись в тверді частинки з утворенням замість туману дрібнодисперсного пилю. Теоретично експериментальні дослідження підтвердили, що температура кристалізації крапель розширеної пароповітряної суміші може бути значно нижчою в однокомпонентній рідині, та залежати від розміру крапель, швидкості розширення і присутності чужорідних частинок. Експериментальні дослідження процесів вологого повітря в детандерах відцентрового типу показують, що за початкового вологовмісту 5-15 г/кг обмерзання проточної частини починається за температури  $-20 - -25^{\circ}\text{C}$  [2].

Розрахунки процесів вологовипадіння в детандерах ПХМ для умов, характерних системам кондиціювання повітря у шахтах, виконувались за допомогою програми Maple13. Результати розрахунків вологовипадіння в детандері ПХТ, наведені на рисунку 3, свідчать про те, що для кожного перепаду тисків у детандері існує максимум вологовипадіння, що відповідає максимальному підвищенню температури потоку, яка має суттєвий вплив на величину холодопродуктивності машини.



Лінії 1', 2', 3' відповідають початковій температурі 293 К, 303 К, 313 К та ККД  $\eta = 0,8$ , а лінії 1, 2, 3 – ККД  $\eta = 0,7$  за тих же початкових температур.

Рисунок 3 – Графіки залежності величини вологовипадіння від параметрів роботи турбодетандеру

За умови сепарації сконденсованої фази з потоку реальна холодопродуктивність ПХМ розраховується за різницею температур. Кінцева температура потоку при цьому підвищується на 5-20 К залежно від параметрів роботи детандеру, а реальна холодопродуктивність машини відрізняється від повної на 5-25%. Це пояснюється тим, що ексергія сконденсованої вологи при цьому не використовується, але є потенційним резервом для підвищення ефективності системи кондиціонування за будь-якого регенеративного її використання.

Якщо умови технологічного процесу, з яким взаємодіє ПТХМ, дозволяють використовувати особливості стану повітря після розширення у детандері (мілкодисперсний стан вологості в потоці), то холод, витрачений на компенсацію теплоти фазових перетворювань, може бути рекуперовано у процесі здійснення потоком холодильного ефекту. У деяких випадках повна холодопродуктивність машини може суттєво відрізнитись від реальної (до 40%) залежно від параметрів роботи [3]. Цей резерв можливо використовувати в системах кондиціонування повітря, якщо турбодетандер встановлюється в безпосередній близькості від камери змішування, і сконденсований потік вологи не обумовлює обмерзання вихідного патрубку детандеру.

Таким чином, за застосування повітряних турбохолодильних машин у системах кондиціонування шахтного повітря, особливо за використання шахтових пневмосистем, їх техніко-економічна ефективність може бути на рівні з традиційними генераторами холоду, що обумовлюється екологічною нейтральністю повітря як холодильного агента, а також можливістю рекуперативного використання холоду, який акумулюється за фазових переходів водяної пари як складової частини атмосферного повітря.

### Список літератури

1. Исследование дисперсности влаги в малоразмерном радиальном турбодетандере при работе на влажном воздухе / М.В. Адлер [и др.] // Изв. ВУЗов. Энергетика. – 1970. – № 9. – С. 120-122.
2. Прохоров В.И. Перспективы применения воздушных холодильных машин в системах кондиционирования / В.И. Прохоров // Холодильная техника и технология. – 1969. – Вып. 8.
3. Ярошенко В.М. Оценка термодинамической эффективности автономных кондиционеров в условиях тропического климата / В.М. Ярошенко // Энергетика судна. – С. 131-133.

**УДК 637.523**

**Шубіна Л.Ю., канд. техн. наук, доц., Доманова О.В., Мержоєва О.Ю.**  
(ХТЕІ КНТЕУ, Харків)

## ГІСТОМОРФОЛОГІЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МОДИФІКОВАНИХ НАТУРАЛЬНИХ КОВБАСНИХ ОБОЛОНОК

*У статті наведено результати гістоморфологічних досліджень модифікованих натуральних ковбасних оболонок. Розглянуто переваги використання*