

## FEATURES OF SECONDARY STEAM BONDING PROCESS

A. Chagayda

National University of Food Technologies

---

<b>Key words:</b> Ejector Thermocompression Energy Exergy Weight Shock Impulse	<b>ABSTRACT</b> The engineering analysis of thermal compressors including the determination of thermodynamic parameters of material flows transformation and their numerical value is given. The energy analysis method was used for the system optimization. It is shown that during the interaction of flows the energy losses due to the shock are proportional to the square of the difference of their velocities.
<b>Article history:</b> Received 20.04.2013 Received in revised form 17.05.2013 Accepted 25.07.2013	
<b>Corresponding author:</b>  E-mail: www.nuft.edu.ua	

---

## ОСОБЛИВОСТІ ТЕРМОКОМПРЕСІЇ ВТОРИННОЇ ПАРИ

А.О. Чагайда

Національний університет харчових технологій

*Наведено методики розрахунків термокомпресорів з визначенням термодинамічних параметрів трансформації матеріальних потоків та числові співвідношення, що стосуються матеріальних потоків. З метою оптимізації досліджуваної системи використано ексергетичний метод аналізу. Показано, що енергетичні втрати на удар під час взаємодії потоків пропорційні квадрату різниці їх швидкостей.*

**Ключові слова:** *ежектор, термокомпресія, енергія, ексергія, маса, удар, імпульс.*

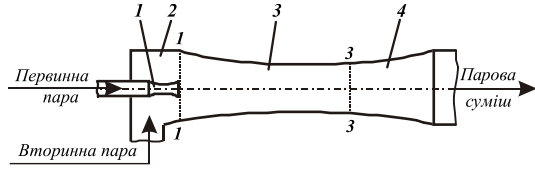
Зниження питомих енергетичних витрат в харчових технологіях ґрунтуються на використанні вторинних енергетичних ресурсів.

Враховуючи перспективи використання термокомпресорів, як складових теплових насосів, зупинимося детальніше на їх влаштуванні, опису роботи і положеннях, що стосуються розрахунків. Створення методик їх розрахунків обрано завданням цих досліджень.

**Ежекційні термокомпресори.** Схему ежекційного термокомпресора наведено на рис. 1.

Потік первинної пари, як середовища з більш високим тиском, називається робочим. Він виходить із сопла в приймальну камеру зі значною швидкістю і затягує сюди вторинну пару, яка має менший тиск. Як і у інших струминних апаратах спочатку відбувається перетворення потенціальної або теплової енергії робочого потоку в кінетичну енергію. Кінетична енергія робочого потоку частково передається потоку вторинної пари. За подальшого переміщення в термокомпресорі відбувається вирівнювання швидкостей змішуваних потоків і зворотне перетворення кінетичної енергії змішаного потоку в потенціальну або теплову енергію [1].

Потоки первинної і вторинної пари потрапляють в камеру змішування, здійснюється вирівнювання швидкостей, яке супроводжується підвищенням тиску. Перехід змішаного потоку в дифузор супроводжується подальшим зростанням тиску.



**Рис. 1. Схема ежекційного термокомпресора:**  
1 — робоче сопло; 2 — приймальна камера;  
3 — камера змішування; 4 — дифузор

Підвищення тиску вторинної пари відбувається без участі механічної енергії і робочих органів, що є принциповою якістю термокомпресорів.

Опис фізичних процесів, наведений раніше, підлягає математичному моделюванню на основі трьох законів:

а) збереження енергії

$$i_{пер.} + ui_{вт.} = (1+u)i_{сум.}, \quad (1)$$

де  $u = m'_{вт.}/m'_{пер.}$  — коефіцієнт ежекції;  $m'_{вт.}$  і  $m'_{пер.}$  — масові потоки вторинної і первинної пари відповідно, кг/с;

б) збереження маси

$$m'_{сум.} = m'_{пер.} + m'_{вт.}, \quad (2)$$

де  $m'_{сум.}$  — масовий потік суміші парових фаз на виході з ежектора, кг/с;

в) збереження імпульсів

$$m'_{пер.} w_{пер.1} + m'_{вт.} w_{вт.1} - (m'_{пер.} + m'_{вт.}) w_{сум.3} = \\ p_{сум.3} \int_{f_3}^{f_1} p df - (p_{пер.1} f_{пер.1} + p_{вт.1} f_{вт.1}), \quad (3)$$

де  $w_{пер.1}$ ,  $w_{вт.1}$  та  $w_{сум.3}$  — швидкості первинного і вторинного потоків пари у вхідному перерізі камери змішування та потоку суміші у вихідному перерізі цієї камери, м/с;  $p_{пер.1}$ ,  $p_{вт.1}$  та  $p_{сум.3}$  — статичні тиски первинного і вторинного потоків пари у вхідному перерізі камери змішування і потоку суміші на виході з неї, Па;  $f_{пер.1}$ ,  $f_{вт.1}$  та  $f_{сум.3}$  — площі перерізів первинного і вторинного потоків на вході в камеру змішування і потоку суміші на виході з камери, м<sup>2</sup>;  $\int_{f_3}^{f_1} p df$  — інтеграл імпульсу сил на бічну поверхню камери змішування між перерізами 1 – 1 та 3 – 3.

Наведені термодинамічні співвідношення стосуються можливостей інтенсивного енергозаощадження, однак подальше удосконалення технологій енергетичних трансформацій потребує більш широкого використання теплотехнічних, технологічних та біохімічних варіацій.

Оцінка придатності до використання вторинних енергетичних ресурсів потребує використання другого закону термодинаміки, у відповідності до якого всі види теплових потоків характеризуються показником якості, тобто здатністю до виконання роботи.

Отримання роботи можливе тільки від такої системи, яка не знаходиться в стані рівноваги з навколишнім середовищем, тобто коли в загальному випадку тиск  $p_1$  і температура  $T_1$  системи більші ніж тиск  $p_0$  і температура  $T_c$  середовища, з яким система взаємодіє. По мірі виконання роботи ізольована система наближається до рівноважного стану з середовищем. Коли їх показники зрівнюються, то подальше отримання роботи припиняється.

Показник якості різних видів теплоти (ексергія) являє собою максимальну здатність матерії до здійснення роботи в такому процесі, кінцевий стан якого визначається рівновагою з навколишнім середовищем.

Ексергетичний метод використовується з метою оптимізації з енергетичної точки зору технологічних процесів і визначення шляхів їх подальшої термодинамічної досконалості. Реальні енергетичні процеси є незворотними і ця незворотність є причиною їх недосконалості [2]. Енергетичний баланс за своєю фізичною природою, однак, не відображає втрати системи від незворотності [3, 4].

Загальна класифікація складових ексергії пов'язана з поняттям ентропії. До видів енергії, які повністю можуть бути перетворені в інші, відносяться механічна, електрична та ядерна (для них ентропія  $s' = 0$ ).

У випадках хімічної енергії міжмолекулярних зв'язків, хімічного потенціалу та теплоти  $s \neq 0$  і тому їх перетворення відбуваються з певними втратами.

Основні втрати ексергії в рівнофазних ежекторних трансформаторах пов'язані з ударною взаємодією за змішування двох співвісних потоків з різними початковими швидкостями.

Визначимо величини цих енергетичних втрат та їх наслідки у випадку ізобарного процесу, коли тиск по довжині камери змішування залишається сталим. За ізобарного процесу маємо умову, за якою кількість руху суміші на виході з камери змішування дорівнює сумі кількостей руху потоків первинної і вторинної пари:

$$(m'_{nep.} + m'_{em.})w_{сум.3} = m'_{nep.}w_{nep.1} + m'_{em.}w_{em.1}, \text{ Н}, \quad (4)$$

звідки

$$w_{сум.3} = \frac{m'_{nep.}w_{nep.1} + m'_{em.}w_{em.1}}{m'_{nep.} + m'_{em.}}, \text{ М/с}, \quad (5)$$

За відомих значень швидкостей потоків визначимо їх потужності:

$$E_{nep.1} = \frac{m'_{nep.}}{2}w_{nep.1}^2, \text{ Вт}, \quad (6)$$

$$E_{em.1} = \frac{m'_{em.}}{2}w_{em.1}^2, \text{ Вт}, \quad (7)$$

Потужність кінетичної енергії потоків після змішування:

$$E_{сум.3} = \frac{m'_{nep.} + m'_{em.}}{2}w_{сум.3}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{(m'_{nep.}w_{nep.1} + m'_{em.}w_{em.1})^2}{m'_{nep.} + m'_{em.}}, \text{ Вт}, \quad (8)$$

Втрати на удар внаслідок змішування потоків:

$$\Delta E = E_{nep.1} + E_{em.1} - E_{сум.3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m'_{nep.}m'_{em.}}{m'_{nep.} + m'_{em.}}(w_{nep.1} - w_{em.1})^2, \text{ Вт}, \quad (9)$$

Питома втрата на удар, віднесена до потоку первинної пари

$$\delta E_{nep.} = \frac{\Delta E}{m'_{nep.}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{u}{1+u}(w_{nep.1} - w_{em.1})^2, \text{ Дж/кг}, \quad (10)$$

або по відношенню до потоку вторинної пари

$$\delta E_{em.} = \frac{\Delta E}{m'_{em.}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(w_{nep.1} - w_{em.1})^2}{1+u}, \text{ Дж/кг}, \quad (11)$$

Як видно з формули (9), втрати на удар пропорційні квадрату різниці швидкостей потоків. Збільшення швидкості потоку вторинної пари на вході в камеру змішування втрати на удар зменшує.

Досконалість струминних апаратів-трансформаторів визначається величиною коефіцієнта корисної дії, який є відношенням ексергії, отриманої вторинним потоком пари до ексергії, витраченої потоком первинної пари:

$$\eta = \frac{u(e_{\text{сум.}} - e_{\text{вт.}})}{e_{\text{пер.}} - e_{\text{сум.}}}, \quad (12)$$

де  $e_{\text{пер.}}$ ,  $e_{\text{вт.}}$  та  $e_{\text{сум.}}$  — питомі ексергії первинного, вторинного потоків і суміші цих потоків.

При цьому питомою ексергією вважається робота, яку можливо отримати за допомогою однієї масової одиниці робочого тіла, наприклад, 1 кг газу або пари, за обертеної її взаємодії з навколишнім середовищем.

Питома ексергія визначається за формулою:

$$e = i_0 - i_{\text{н.с.}} - T_{\text{н.с.}}(s_0 - s_{\text{н.с.}}), \quad \text{кДж/кг}, \quad (13)$$

де  $i_0$ ,  $s_0$  — питома ентальпія і питома ентропія первинної пари в ізоентропно загальмованому стані;  $i_{\text{н.с.}}$ ,  $s_{\text{н.с.}}$  — питома ентальпія і питома ентропія первинної пари в стані рівноваги з навколишнім середовищем;  $T_{\text{н.с.}}$  — температура навколишнього середовища; надалі прийнемо  $T_{\text{н.с.}} = 293 \text{ K}$ .

З врахуванням умов (12) та (13) маємо:

$$\eta = \frac{u[i_{\text{сум.}} - i_{\text{вт.}} - T_{\text{н.с.}}(s'_{\text{сум.}} - s_{\text{вт.}})]}{i_{\text{пер.}} - i_{\text{сум.}} - T_{\text{н.с.}}(s'_{\text{пер.}} - s_{\text{сум.}})}, \quad (14)$$

де  $i_{\text{пер.}}$ ,  $i_{\text{вт.}}$  та  $i_{\text{сум.}}$  — питомі ентальпії первинного, вторинного і стиснутого потоків у загальному стані;  $s_{\text{пер.}}$ ,  $s_{\text{вт.}}$  та  $s_{\text{сум.}}$  — питомі ентропії цих потоків у загальному стані.

Порівняємо ефективність роботи ідеального і реального трансформаторів за однакових початкових параметрів первинної і вторинної пари:

$$(p_{\text{пер.}} = idem; \quad e_{\text{пер.}} = idem; \quad p_{\text{вт.}} = idem; \quad e_{\text{вт.}} = idem)$$

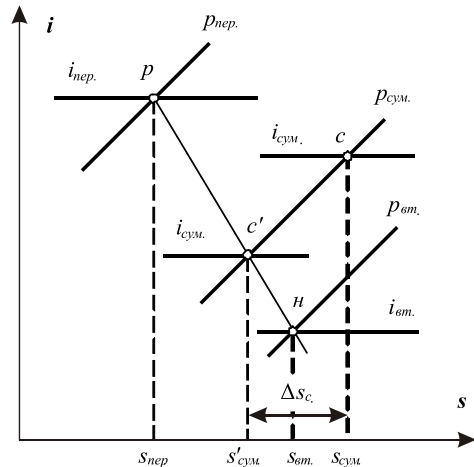
і за одного і того ж тиску  $p_{\text{сум.}} = idem$ .

На рис. 2 маємо діаграму в координатах  $i - s$  з зазначеними параметрами взаємодіючих потоків. Стан первинного потоку пари перед апаратом визначається точкою  $p$ : ентропія  $s_{\text{пер.}}$ ; ентальпія  $i_{\text{пер.}}$ ; тиск  $p_{\text{пер.}}$ . Стан потоку вторинної пари перед трансформатором визначається точкою  $n$ : ентропія  $s_{\text{вт.}}$ ; ентальпія  $i_{\text{вт.}}$ ; тиск  $p_{\text{вт.}}$ .

За значення коефіцієнта ежекції  $u'$  в ідеальному апараті ентальпія  $i'_{\text{сум.}}$  визначається на основі закону збереження енергії:

$$i'_{\text{сум.}} = \frac{i_{\text{пер.}} + u' i_{\text{вт.}}}{1 + u'}. \quad (15)$$

В ідеальному струминному апараті без втрат ентропія системи не змінюється. Тому ентропія стиснутого потоку



**Рис. 2. Параметри взаємодії потоків ежекційного теплового трансформатора**

$$s'_{\text{сум.}} = \frac{s_{\text{пер.}} + u's_{\text{вт.}}}{1 + u'} \quad (16)$$

Рівнянням (15) і (16) задовольняє точка  $c'$ , що знаходиться на відрізку  $p - n$ , який з'єднує на діаграмі точки  $p$  та  $n$ , що відповідають початковим термодинамічним параметрам системи.

Очевидно, що в неідеальному ежекційному апараті процес відбувається з втратами, тому ентропія системи зростає. Тоді стану стиснутого потоку має відповідати деяка точка  $c$ , ентропія якої  $s_{\text{сум.}} > s'_{\text{сум.}}$ .

За однакових тисків ( $p_0 = idem$ ) ентальпія стиснутого потоку в реальному апараті  $i_{\text{сум.}} > i'_{\text{сум.}}$ . При цьому:

$$i_{\text{сум.}} = \frac{i_{\text{пер.}} + ui_{\text{вт.}}}{1 + u} \quad (17)$$

Оскільки  $i_{\text{пер.}} > i_{\text{вт.}}$ , то умові  $i_{\text{сум.}} > i'_{\text{сум.}}$  відповідає  $u < u'$ . Це означає, що за заданих тисків  $p_{\text{пер.}}$ ,  $p_{\text{вт.}}$  і  $p_{\text{сум.}}$  коефіцієнт ежекції реального струминного апарата менший ніж у ідеального.

З врахуванням умови (12) для ідеального компресора запишемо:

$$1 = \frac{u'(e'_{\text{сум.}} - e_{\text{вт.}})}{e_{\text{пер.}} - e'_{\text{сум.}}}, \quad (18)$$

де  $u'$  — коефіцієнт ежекції ідеального компресора;  $e'_{\text{сум.}}$  — питома ексергія стиснутого потоку в ідеальному компресорі.

Поділивши умову (12) на (18), отримаємо:

$$\eta = \frac{u}{u'} = \frac{e_{\text{сум.}} - e_{\text{вт.}}}{e'_{\text{сум.}} - e_{\text{вт.}}} \cdot \frac{e_{\text{пер.}} - e'_{\text{сум.}}}{e_{\text{пер.}} - e_{\text{сум.}}} \quad (19)$$

При цьому очевидно, що  $e_{\text{сум.}} > e'_{\text{сум.}}$ . З умови (13) витікає:

$$e_{\text{пер.}} - e'_{\text{сум.}} = i_{\text{сум.}} - i'_{\text{сум.}} - T_{\text{н.с.}}(s_{\text{сум.}} - s'_{\text{сум.}}) = \Delta i_{\text{сум.}} - T_{\text{н.с.}}\Delta s, \quad (20)$$

де  $i_{\text{сум.}}$  і  $s_{\text{сум.}}$  — ентальпія і ентропія середовища в стані, що відповідає точці  $c$ ;  $i'_{\text{сум.}}$  і  $s'_{\text{сум.}}$  — те ж в стані точки  $c'$ .

Але  $\Delta i_{\text{сум.}} = T_{\text{ср.}}\Delta s_{\text{сум.}}$ ; наближено  $T_{\text{ср.}} = \frac{T_c + T_{c'}}{2}$ , де  $T_c$  і  $T_{c'}$  — відповідні точкам  $c$  та  $c'$  температури. Тоді

$$e_{\text{сум.}} - e'_{\text{сум.}} = (T_{\text{ср.}} - T_{\text{н.с.}})\Delta s, \quad (21)$$

При  $T_{\text{ср.}} > T_{\text{н.с.}}$   $e_{\text{сум.}} > e'_{\text{сум.}}$ . Оскільки  $e'_c < e_c$ , то

$$\frac{e_{\text{сум.}} - e_{\text{вт.}}}{e'_{\text{сум.}} - e_{\text{вт.}}} > 1 \quad \text{і} \quad \frac{e_{\text{пер.}} - e'_{\text{сум.}}}{e_{\text{пер.}} - e_{\text{сум.}}} > 1.$$

Звідси витікає

$$\eta > \frac{u}{u'}. \quad (22)$$

Умова (22) вказує, що за однакових тисків  $p_{\text{сум.}}$  ККД реального компресора більший за величину відношення коефіцієнтів ежекції реального і ідеального компресорів, оскільки внутрішні незворотні втрати поруч зі зниженням коефіцієнта ежекції приводять до зростання питомої ексергії стиснутого потоку.

### Висновки

1. *Сукупність* законів збереження маси, енергії та імпульсів дозволяє скласти матеріальні і енергетичні баланси і встановити співвідношення у змінах термодинамічних параметрів;
2. *Використання* механічної або термокомпресії вторинної пари з термодинамічної точки зору є рівноправним. За їх використання можливо є компенсація енергетичних витрат, пов'язаних з її генеруванням.
3. *Енергетичні* втрати, пов'язані з ударною взаємодією матеріальних потоків, пропорційні різниці квадратів їх швидкостей.

### Література

1. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. — М.: Энергия, 1970. — 288 с.
2. Бродянский В., Франтишек В., Михалец К. Эксергетический метод и его приложения. — М.: Энергоиздат, 1988. — 288 с.
3. Шиян П.Л., Разработка ресурсо- и энергосберегающей технологии и техники ректификации в пищевой промышленности. Дисс. на соискание ученой степени д. т. н. — К.: КТИПП, 1993. — 493 с.
4. Піддубний В.А. Наукові основи і апаратурне оформлення перехідних процесів харчових і мікробіологічних виробництв. Дис. на здобуття наукового ступеня д. т. н. — К.: НУХТ, 2007. — 421 с.

## ОСОБЕННОСТИ ТЕРМОКОМПРЕССИИ ВТОРИЧНОГО ПАРА

**А.О. Чагайда**

*Национальный университет пищевых технологий*

*Приведены методики расчетов термокомпрессора с определением термодинамических параметров трансформации материальных потоков и числовые соотношения, касающиеся материальных потоков. С целью оптимизации в исследуемых системы используется эксергетический метод анализа. Показано, что энергетические потери на удар при взаимодействии потоков пропорциональны квадрату разности их скоростей.*

**Ключевые слова:** *эжектор, термокомпрессии, энергия, эксергии, масса, удар, импульс.*