

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЕЖЕКЦІЙНИХ ТЕРМОКОМПРЕСОРИВ

Враховуючи перспективи використання термокомпресорів, як складових теплових насосів, зупинимося детальніше на їх влаштуванні, опису роботи і положеннях, що стосуються їх розрахунків.

Ежекційні термокомпресори. Схему ежекційного термокомпресора наведено на рисунку.

Потік первинної пари, як середовища з більш високим тиском, називається робочим. Він виходить із сопла в приймальну камеру зі значною швидкістю і зтягує 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].

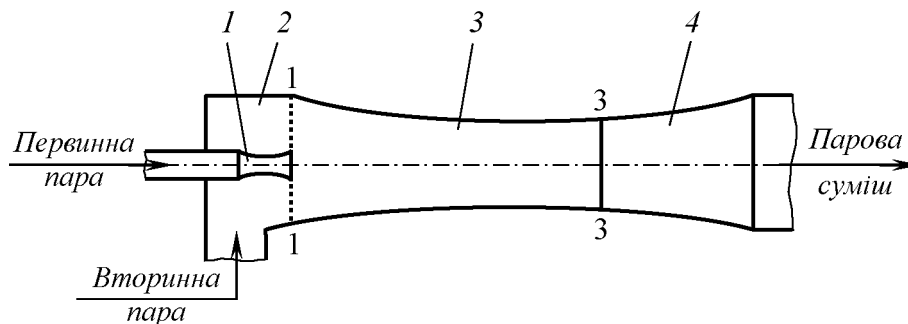


Схема ежекційного термокомпресора: 1 – робоче сопло; 2 – приймальна камера; 3 – камера змішування; 4 – дифузор

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.

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

а) збереження енергії

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

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

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

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, м²; $\int_{f_3}^{f_1} p df$ – 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.

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.

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

$$\eta = \frac{u(e_{\text{сум.}} - e_{\text{вт.}})}{e_{\text{пер.}} - e_{\text{сум.}}}, \quad (4)$$

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 оберненої їй взаємодії з навколишнім середовищем.

Питома ексергія визначається за формулою:

$$e = i_0 - i_{\text{н.с.}} - T_{\text{н.с.}}(s_0 - s_{\text{н.с.}}), \text{ кДж/кг}, \quad (5)$$

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 приймемо $T_{\text{н.с.}} = 293 \text{ К}$.

З врахуванням умов (4) та (5) маємо:
$$\eta = \frac{u[i_{\text{сум.}} - i_{\text{вт.}} - T_{\text{н.с.}}(s'_{\text{сум.}} - s_{\text{вт.}})]}{i_{\text{пер.}} - i_{\text{сум.}} - T_{\text{н.с.}}(s'_{\text{пер.}} - s_{\text{сум.}})}, \quad (6)$$

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.

Висновок. Вторинні енергетичні ресурси харчових виробництв частіше представлені тепловою енергією рідинних середовищ або вторинною парою. За використання вторинних енергетичних ресурсів парових або газових фаз рекуперативний теплообмін за фізичними можливостями може доповнюватися регенерацією і доведенням термодинамічних параметрів до значень, які дозволяють вилучати із систем або обмежувати дію енергетичних першоджерел. Регенерація вторинної пари дозволяє в процесах її наступної конденсації повертати в середовища потенціал теплоти пароутворення.

Література

Енергетичні трансформації і енергозбереження в харчових технологіях: Монографія / А.І.Соколенко, А.А.Мазаракі, В.А.Піддубний та ін. – К.: Фенікс, 2012. – 484 с.