

УДК 536.24

О.В. КОШЕЛЬНИК, канд. техн. наук; ІПМаш НАН України, Харків;
Н.А. ЧОРНА, канд. техн. наук; ІПМаш НАН України, Харків

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ ВОДНЕВИХ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ УСТАНОВОК

В статье представлен анализ термодинамической эффективности водородных энергопреобразующих установок, базовым агрегатом которых является металлгидридный термосорбционный компрессор. Показана возможность использования таких компрессоров в энергопреобразующих установках и определены преимущества использования компрессоров данного типа по сравнению с механическими.

У статті представлений аналіз термодинамічної ефективності водневих енергоперетворюючих установок, базовим агрегатом яких є металогідридний термосорбційний компресор. Показано можливість використання таких компресорів в енергоперетворюючих установках і визначені переваги використання компресорів даного типу в порівнянні з механічними.

Thermodynamic efficiency of hydrogen power installation, the base agent of metal-hydride thermosorption compressor has been analyzed in the paper. The possibility of using such compressors in power installations has been shown and benefits of this compressor as comparison with mechanical one have been considered.

Розробка концептуальних основ створення нових енергоперетворюючих установок на основі ефекту термосорбційної взаємодії водню з металогідридом є в теперішній час актуальним завданням. Така здатність зворотних металогідридів, як багаторазова сорбція і десорбція водню при різному рівні тиску, який визначається температурним потенціалом теплового впливу, може бути використана для термохімічного компримування водню [1]. Ця властивість металогідридних матеріалів використовується в термохімічній технології стиснення водню, де основним елементом є термосорбційний компресор (ТСК). В ньому здійснюються екзотермічні й ендотермічні процеси сорбції та десорбції, аналогічні процесам всмоктування й нагнітання в традиційних механічних компресорах. Основною перевагою термосорбційних компресорів у порівнянні з механічними є те, що вони забезпечують високий ступень стиснення робочого тіла з незначним підвищенням температури, тобто цей процес є наближеним до ізотермічного стиснення [2]. Ця особливість процесів стиснення та розширення робочого тіла значно підвищує ефективність термодинамічних циклів (незалежно від перепаду температур), що відповідно наближує їх до циклу Карно.

Особливістю роботи водневих установок на базі ТСК є пряме перетворення теплоти в потенційну енергію стиснутого газу і використання в якості робочого тіла в циклі водню, який не конденсується в широкому діапазоні температур ($20 < T < 2000$ K). Окрім того, позитивним фактором є також те, що з термодинамічної точки зору водень як робоче тіло має переваги в порівнянні з багатоатомними газами.

Ефективність використання теплоти, що споживається від зовнішнього джерела кінцевої ємності в металогідридній енергоперетворюючій установці, залежить від вибору параметрів термосорбційних процесів. Визначимо умови, за яких забезпечується максимальна корисна робота циклу металогідридної енергоперетворюючої установки.

На підставі проведеного аналізу в [3] зроблено висновок про те, що процес стиснення водню в ідеальному термосорбційному компресорі здійснюється оптимальним образом з термодинамічної точки зору.

Розглянемо теплову взаємодію процесів в енергоустановці з ТСК при підводі теплоти від зовнішнього джерела з фіксованими значеннями верхньої температури T_{\max} . Температура нижнього джерела нескінченної ємності складає T_0 . В якості зовнішнього джерела теплоти використовується теплоносій з кінцевим значенням теплоємності, який в процесі ізобарного відбору теплоти знижує температурний потенціал. Теплота, що відбирається від джерела, може в різних пропорціях розподіляється між процесами, що протікають в самому ТСК і в інших елементах енергетичної установки – теплообмінниках і розширювальній машині.

Розглянемо проблему перетворення теплоти в механічну енергію і холод за умови наявності безперервного потоку робочого тіла, що генерується ТСК.

Стан робочого тіла, приведений до параметрів камери сорбції ТСК, зображено точкою B на I - S діаграмі (рис.). При цьому температура водню в камері сорбції в ідеальному випадку – при теплообміні з нескінченно малою різницею температур – дорівнює температурі навколишнього середовища T_0 .

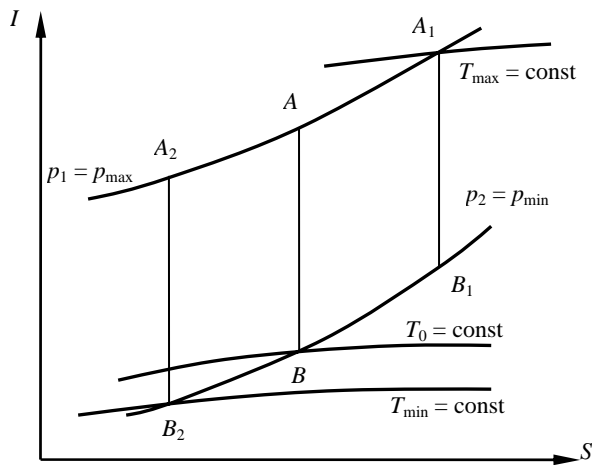


Рис. Адіабатні процеси розширення робочого тіла в I - S діаграмі

Можливі три варіанти процесу розширення між фіксованими значеннями тисків p_{\max} і p_{\min} , рівень яких визначається температурними потенціалами процесу десорбції та навколишнього середовища. В першому випадку робоче тіло при розширенні до тиску p_2 досягає температури $T_2 = T_0$. Цьому відповідає процес AB на рисунку.

Другий випадок відповідає такому співвідношенню між параметрами, при якому робоче тіло в процесі адіабатного розширення до тиску p_2 буде мати більш високу температуру в порівнянні з T_0 , тобто $T_1 > T_0$. Початковий стан потоку характеризується параметрами, що

відповідають точці A_1 . При цьому виконується нерівність $S_{A1} > S_A$, тобто точка A_1 лежить на I - S діаграмі правіше точки A . Цей випадок може бути віднесений до процесів виробництва механічної енергії з недостатнім тиском потоку. Недовикористання температурного потенціалу робочого тіла в цьому процесі за відсутності регенерації теплоти призводить до значних енергетичних витрат.

В третьому випадку робоче тіло в процесі розширення від p_{\max} до p_{\min} досягає значення температури нижчої, ніж T_0 ($T_2 < T_0$). Початковий стан потоку при цьому характеризується точкою A_2 , що відповідає умові $S_{A2} < S_A$. Робоче тіло при розширюванні до тиску p_2 досягає температури T_2 , більш низької, ніж температура навколишнього середовища T_0 . Холодовидатність в цьому випадку визначається площею під кривою процесу B_2B .

Незважаючи на те, що в третьому випадку вироблення механічної енергії буде найменшим із усіх розглянутих варіантів, цей недолік компенсується можливістю підвищити коефіцієнт використання теплоти в схемі за рахунок комбінованого вироблення механічної енергії й холоду.

Вище були розглянуті випадки адіабатного розширення робочого тіла, однак аналогічні міркування можуть бути проведені для ізотермічного розширення з тією лише різницею, що для здійснення такого процесу необхідно забезпечити підведення теплоти для підтримки сталості внутрішньої енергії газу.

Визначимо умови, за яких забезпечується максимальна корисна робота циклів металогідридних установок. Розглянемо адіабатний процес розширення водню. Маса робочого тіла, що циркулює в циклі, складає

$$m_{H_2} = \frac{c_p^T (T_{\max} - T_{\text{дес}})}{c_{pH_2} (T_{\max} - T_{\text{дес}}) + q_s}, \quad (1)$$

де c_p^T – теплоємність теплоносія; c_{pH_2} – теплоємність водню; q_s – тепловий ефект фазового переходу.

Маючи значення температури в кінці адіабатного процесу розширення водню, яке в даному циклі дорівнює температурі навколишнього середовища, та знаючи перепад тисків в ТСК, можливо отримати значення температури T_2 за виразом

$$T_2 = T_1 \left[\exp \frac{(T_{\text{дес}} - T_1) \cdot q_s}{R \cdot T_{\text{дес}} \cdot T_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}, \quad (2)$$

де R – газова стала робочого тіла.

Використовуючи формулу (2), отримаємо рівняння для визначення роботи циклу енергетичної установки з ТСК при адіабатному розширенні водню

$$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{c_p^T (T_{\max} - T_{\text{дес}}) R T_1 \left[\exp \frac{q_s (T_{\text{дес}} - T_1)}{R T_{\text{дес}} T_1} - 1 \right]}{q_s + c_{pH_2} \left[T_1 \exp \frac{q_s (T_{\text{дес}} - T_1)}{R T_{\text{дес}} T_1} \right]}. \quad (3)$$

При використанні замість адіабатного процесу розширення водню ізотермічного за умов $T_{\text{із}} \gg T_{\text{дес}}$ розрахункові рівняння для визначення маси робочого тіла та роботи циклу будуть мати вид

$$m_{H_2} = \frac{c_p' \left[\left(T_{\max} - \frac{L_{\text{із}}}{c_p'} \right) - T_{\text{дес}} \right]}{q_s}; \quad (4)$$

$$L_{\text{із}} = \left[\left(T_{\max} - \frac{L_{\text{із}}}{c_p'} \right) - T_{\text{дес}} \right] \cdot c_p' \left(T_{\max} - \frac{L_{\text{із}}}{c_p'} \right) \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_{\text{дес}}} \right). \quad (5)$$

Для варіанту з ізотермічним розширенням водню при $T_{\text{із}} = T_{\text{дес}}$ робота циклу складає величину

$$L_{\text{із}} = [c'_p(T_{\text{max}} - T_{\text{дес}}) - L_{\text{із}}] \cdot T_{\text{дес}} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_{\text{дес}}} \right). \quad (6)$$

При комбінованому виробленні механічної енергії і холоду маса робочого тіла та робота циклу розраховується за формулами

$$m_{\text{H}_2} = c'_p \frac{(T_{\text{max}} - T_{\text{дес}})}{q_s}; \quad (7)$$

$$L_{\text{ад}} = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{RT_1(T_{\text{max}} - T_{\text{дес}})}{q_s} \left\{ 1 - \left[\exp \frac{q_s(T_{\text{дес}} - T_1)}{RT_{\text{дес}}T_1} \right] \frac{k}{k-1} \right\}. \quad (8)$$

З використанням формул (3), (5), (6) і (8) проведені розрахунки питомої роботи в розглянутих циклах в залежності від температури десорбції водню в температурному діапазоні 300–700 К. Аналіз результатів показав, що максимальну ефективність має цикл з ізотермічним розширенням робочого тіла при $T_2 > T_{\text{дес}}$. Для цього циклу характерним є мінімальна кількість робочого тіла, що циркулює в контурі. Це призводить до зменшення металоємності та габаритів основних елементів теплоенергетичних установок на базі металогідридних ТСК.

Таким чином, на основі проведеного аналізу циклів роботи термосорбційних металогідридних компресорів показана можливість використання таких компресорів в водневих енергоперетворюючих установках, визначені переваги використання компресорів даного типу в порівнянні з механічними, а також зроблено висновок про ефективність застосування металогідридних ТСК в схемах водневих енергоперетворюючих установок.

Список літератури: 1. *Мацевитый, Ю.М.* Повышение эффективности металлгидридных элементов теплоиспользующих установок [Текст] / Ю.М. Мацевитый, В.В. Соловей, Н.А. Черная // Проблемы машиностроения. – 2006. – Т. 9, № 2. – С. 85-93. 2. *Соловей, В.В.* Энергосберегающие технологии генерации и энерготехнологической переработки водорода [Текст] / В.В. Соловей, А.И. Ивановский, Н.А. Черная // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2010. – № 2(20). – С. 21-24. 3. *Yartys, V.A.* An Overview of Hydrogen Storage Methods [Text] / V.A. Yartys, M.V. Lototsky // Hydrogen Materials Science and Chemistry of Carbon Nanomaterials. – Boston: Kluwer Academic Publishers, 2004. – P. 75-104.

© Кошельник О.В., Чорна Н.А., 2012
Надійшла до редколегії 12.02.12