

to align the thermal regime of the sintering process / A.S. Mnyh // *Tehnicheskaya teplofizika I promishlenaya teploenergetika.* – 2014. – №6. – Pp. 47-51. (Rus.)

8. Mnyh A.S. The definition of segregation fractions of the charge required for stabilizing the thermal conditions of a sintering / A.S. Mnyh, A.O. Yeremin, I.N. Mnykh // *EEJET.* – 2015. – №1. – Pp. 68-73. (Rus.)

Рецензент: М.Ю. Пазюк

д-р техн. наук, проф., Запорожская государственная инженерная академия

Статья поступила 02.03.2015

УДК 621.4

© Ткаченко К.І.*

ДО ПИТАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ЦИКЛІВ ТЕПЛОВИХ ДВИГУНІВ

Розглянуто комбінований цикл ідеалізованого теплового двигуна та теплового насосу. Показано математичним шляхом можливість зменшення втрат тепла при роботі теплового двигуна за еталонним циклом Едвардсу та відповідного підвищення ефективного коефіцієнту корисної дії комбінованого циклу.

Ключові слова: тепловий двигун, тепловий насос, оптимізація циклів теплових двигунів.

Ткаченко К.І. К вопросу оптимизации циклов тепловых двигателей. Рассмотрен комбинированный цикл идеализированного теплового двигателя и теплового насоса. Показано математическим путем возможность уменьшения потерь тепла при работе теплового двигателя по эталонному циклу Эдвардса и соответствующего повышения эффективного коэффициента полезного действия комбинированного цикла.

Ключевые слова: тепловой двигатель, тепловой насос, оптимизация циклов тепловых двигателей.

K.I. Tkachenko. On the question of heat engine cycles optimization. It is known that the efficiency of heat engines nowadays isn't more than 50-60% for prototypes and maximum possible efficiency of a heat engine is considered Carnot cycle efficiency. Thus, at least 40% of the disposable amount of heat is lost in the surrounding medium, unless the waste gases heat is utilized somehow. General idea of heat engines cycles is the transfer of energy from the heater (both external and internal) to a working fluid, obtaining mechanical work from expanding of the working fluid, and returning the working fluid to the initial state by compression and excess heat discharge into a cooler. In this paper the combination of a heat engine operating according to the standard Edwards cycle and consisting of isochor, adiabat and isotherm, and the heat pump, using the reverse Carnot cycle is investigated. The heat pump partially picks out the heat of the working fluid at its isothermal compression, and returns it to the equivalent working fluid or regenerator cap, at the beginning of isochoric heating. The efficiency coefficient of the heat pump, and thus the work to putting it into action is calculated by proper equations at the constant temperature of the low-potential heat source (working fluid) and variable temperature of the heated equivalent of the working fluid or the regenerator cap. Taking as an example selected quantitative parameters of the Edwards cycle it has been proved that the use of the heat pump increases the effective efficiency of combined cycle as compared to the basic

* канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь, kostyantyn@gmail.com

one. In addition, it has been shown that the dependence of the efficiency on the degree of heat return is not monotonic and has a maximum.

Keywords: heat engine, heat pump, heat engine cycle optimization.

Постановка проблеми. Незважаючи на тривалий період від появи теоретичного обґрунтування можливості перетворення тепла у роботу, наявність великої кількості наукових праць та досвіду створення багатьох різновидів досить досконалих теплових двигунів, ККД їх на даний момент не перевищує 50-60% для дослідних зразків, а максимально можливим ККД теплового двигуну вважається ККД циклу Карно. Таким чином, не менше 40% від наявної кількості теплової енергії передається оточуючому середовищу, якщо не передбачено утилізації тепла газів, що відходять, – отже достатньо велика кількість енергії, втрачається через «скидання» теплоти в умовний «холодильник», і зменшення її кількості може сприяти підвищенню ККД двигунів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Існує досить багато різновидів циклів теплових двигунів: Отто, Дизеля, Брайтона, Стирлінга, Карно, Ленуара, Еріксона та інш. Узагальненою ідеєю всіх циклів є передача енергії від нагрівача (як зовнішнього, так і внутрішнього) робочому тілу, виконання роботи за рахунок енергії переданої від нагрівача при розширенні робочого тіла та повернення робочого тіла в вихідний стан шляхом стискання і скидання надлишку теплоти в охолоджувач. Загально визнано, що максимально можливим коефіцієнтом корисної дії теплового двигуна вважається ККД циклу Карно, що описується наступним виразом:

$$\eta_{\text{Карно}} = 1 - \frac{T_{\text{охол}}}{T_{\text{нагр}}}, \quad (1)$$

де $T_{\text{нагр}}$, $T_{\text{охол}}$ – абсолютна температура нагрівача та охолоджувача, відповідно.

Для підвищення ефективності використання теплових двигунів може використовуватися певна регенерація чи рекуперация теплоти, що не перетворилася в роботу, для повернення її до робочого тіла [1, 2], можливо використання послідовно включених теплових двигунів різних типів (парогазові цикли, комбінація поршневого двигуна з газовою турбіною) [3], також досить широко використовуються когенераційні установки [4].

Мета статті – обґрунтувати можливість істотного зменшення втрат тепла від робочого тіла до «холодильника» теплового двигуна, запропонувавши комбінований цикл теплового двигуна та теплового насосу.

Виклад основного матеріалу. Відомо, що певними дослідниками [5] розглядалася комбінована схема роботи теплового насосу та теплового двигуна, що працюють за оберненим циклом Карно та за прямим, відповідно. Згідно такої схеми тепловий насос використовується для повного повернення тепла, що відбирається від робочого тіла протягом його стискання, і повертається нагрівачу, але, навіть, в ідеальному випадку, корисної роботи ця система виробити не в змозі, так як робота теплового двигуна цілком витрачається на привід в дію теплового насосу. В реальному випадку ця система взагалі не зможе працювати через наявність втрат енергії. Крім цього, пропонується використання теплових насосів для утилізації вторинних енергоресурсів теплових двигунів [6] з метою підвищення ефективності їх використання.

В даній роботі розглядається поєднання теплового двигуна, що працює за еталонним циклом Едвардса (рис. 1), який складається з ізохори, адіабати та ізотерми, та теплового насосу, що працює за оберненим циклом Карно. Спрощена схема установки з двигуна та теплового насосу аналізу наведена на рис. 2.

В циклі, що розглядається, кількість тепла, яка передається робочому тілу протягом ізохорного нагріву визначається наступним чином:

$$Q_{12} = \nu \cdot C_V \cdot (T_2 - T_1), \text{ Дж}, \quad (2)$$

де ν – кількість газу (робочого тіла), моль;

C – ізохорна теплоємність газу (робочого тіла), Дж / моль · К ;

T_2 – температура кінця нагріву (температура нагрівача), К;

T_1 – температура початку нагріву (температура умовного холодильника), К.

Тиск при закінченні нагріву p_2 в точці 2 дорівнює $p_1 \cdot T_2 / T_1$, де p_1 – початковий тиск робочого тілу в точці 1, Па.

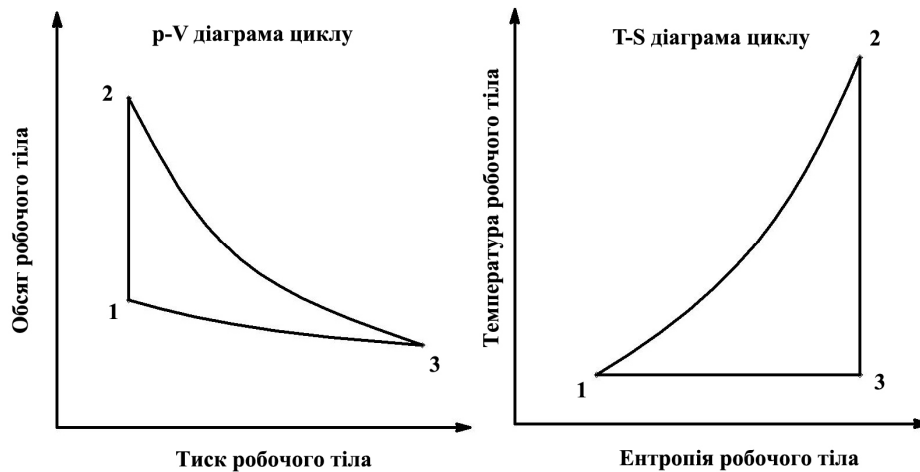


Рис. 1 – Цикл теплового двигуна

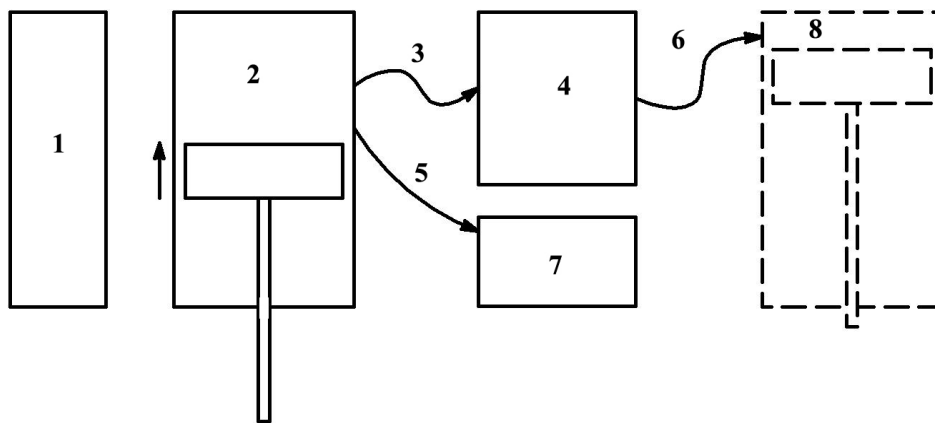


Рис. 2 – Принципова схема установки з теплового двигуна та теплового насосу: 1 – нагрівач; 2 – циліндр з робочим тілом; 3 – тепло, що відбирається від робочого тіла протягом частини процесу ізотермічного стискування тепловим насосом; 4 – тепловий насос; 5 – частина тепла робочого тіла, яка віддається протягом ізотермічного стиснення охолоджувачу; 6 – тепло, що передається від теплового насосу еквівалентному робочому тілу, яке знаходиться на стадії ізохорного нагріву або регенерації; 7 – охолоджувач; 8 – еквівалентне робоче тіло або насадка регенератору

Робота, що виконується робочим тілом протягом адіабатичного розширення за рахунок частки теплової енергії, переданої робочому тілу протягом нагріву, може бути визначена за виразом:

$$A_{23} = \left[\frac{1}{\gamma - 1} \cdot p_2 \cdot V_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] \right], \text{ Дж}, \quad (3)$$

де V_1 – початковий обсяг робочого тіла в точці 1, м^3 ;

p_3 – тиск при закінченні адіабатичного розширення, $p_3 = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \cdot p_2$, Па.

Робота ізотермічного стискування тіла в процесі 3-1:

$$A_{31} = p_3 \cdot V_3 \cdot \ln \left(\frac{V_1}{V_3} \right), \text{ Дж}, \quad (4)$$

де V_3 – обсяг робочого тіла в кінці адіабатного розширення від тиску p_2 до тиску p_3 :

$$V_3 = V_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_3} \right)^{\frac{1}{\gamma}}, \text{ м}^3. \quad (5)$$

Для ізотермічного процесу 3-1 робота стискання A_{31} дорівнює за абсолютним значенням кількості теплоти Q_{31} , що необхідно відібрати в робочого тіла для дотримання умови незмінності його температури. Таким чином, ККД розглянутого циклу буде визначений як [7]:

$$\eta = \frac{A_{23} + A_{31}}{Q_{12}} = \frac{A_{23} - Q_{31}}{A_{23} + Q_{31}} = 1 - \frac{\ln(T_2 / T_1)}{T_2 / T_1 - 1} < \eta_{\text{Карно}}. \quad (6)$$

Очевидно, що коефіцієнт корисної дії такого циклу не може перевищувати такого для циклу Карно, але, якщо здійснити зменшення величини теплоти Q_{31} , можливе отримання певного підвищення ККД використаного циклу теплового двигуна.

Так, якщо спробувати передати робочому тілу, наприклад, ідентичного двигуна, що знаходиться в стані, який відповідає точці 1, частини тепла, що відводиться від робочого тіла в процесі ізотермічного стиснення – $k \cdot Q_{31}$ з використанням теплового насоса (ТН), то температура такого робочого тіла в кінці процесу передачі тепла (рис. 3, точка 1') складе

$$T_{1'} = T_1 + \frac{Q_{31} \cdot k + A_{\text{ТН}}}{\nu \cdot C_V}, \quad (7)$$

де k – коефіцієнт, що відображає частину тепла, відібраного від робочого тіла тепловим насосом в процесі ізотермічного стиснення.

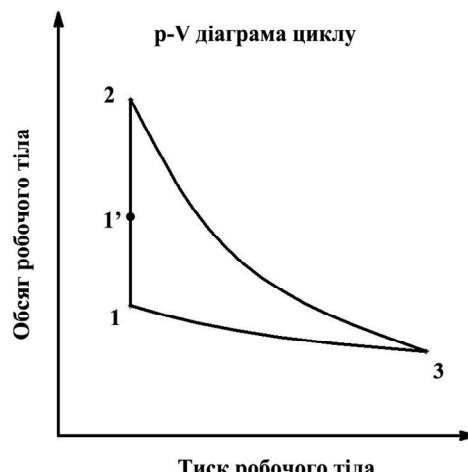


Рис. 3 – Модифікований цикл теплового двигуна з урахуванням передачі тепла робочому тілу від теплового насоса чи насадки регенератора

Так як процес передачі тепла тепловим насосом буде виконуватися при постійній температурі охолоджуваного робочого тіла (процес 3-1) та при зростаючій температурі робочого тіла, що нагрівається (процес 1-1'), то визначатися витрачена на привід теплового насоса робота буде наступним чином:

$$A_{\text{ТН}} = a_{\text{ТН}} \cdot Q_{31} \cdot k, \text{ Дж}, \quad (8)$$

де $a_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт, що відображає зв'язок витраченої роботи на привід теплового насоса з відібраним у робочого тіла теплом для оберненого циклу Карно:

$$a_{\text{ТН}} = \frac{\int_{T_1}^{T_{1'}} \left(1 - \frac{T_1}{T} \right) \cdot \frac{T}{T_1} dT}{T_{1'} - T_1}. \quad (9)$$

Визначення температури $T_{1'}$ та роботи теплового насоса $A_{\text{ТН}}$ має виконуватись шляхом розв'язку системи рівнянь (7), (8), (9) у зв'язку з взаємною залежністю змінних.

Таким чином, тепло, що має бути відібрано у робочого тіла протягом процесу 3-1 частково повертається в цикл, причому витрачається на цей процес робота A_{TH} . В випадку, якщо алгебраїчна сума робіт адиабатичного розширення, ізотермічного стискання і роботи теплового насоса буде більше нуля, то можливо зробити висновок про потенційну можливість підвищення ефективного ККД комбінованого циклу η_1 відносно ККД базового циклу η :

$$\eta_1 = \frac{A_{кор}}{Q_{12} - (Q_{31} \cdot k + A_{TH})} \cdot 100 \%,$$

де $A_{кор}$ – корисна робота комбінованого циклу $A_{кор} = A_{23} + A_{31} - A_{TH}$.

Для підтвердження висловлених міркувань, нижче наводиться приклад розрахунку параметрів пропонованого комбінованого циклу в чисельному вигляді. Так, нехай обсяг газу в циліндрі теплового двигуна становить $V = 10^{-3} \text{ м}^3$, початкова температура $T_1 = 293 \text{ К}$, початковий тиск $p_1 = 10^5 \text{ Па}$, тоді кількість газу в циліндрі визначиться як $\nu = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = 0,041 \text{ моль}$.

Тепло, прийняте робочим тілом в циліндрі в процесі 1-2 і визначене за формулою (2) при температурі нагрівача $T_2 = 400 \text{ К}$, буде становити $Q_{12} = 91,9 \text{ Дж}$. Тиск в точці 2 циклу після ізохорного нагріву складатиме $p_2 = 1,37 \cdot 10^5 \text{ Па}$. Тиск в кінці адиабатного розширення до температури T_1 становитиме $p_3 = 4,6 \cdot 10^4 \text{ Па}$, обсяг – $2,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, робота газу складе $A_{23} = 91,3 \text{ Дж}$ за виразом (3). Робота ізотермічного стискання газу в процесі 3-1 становитиме $A_{31} = -77,8 \text{ Дж}$, визначена за формулою (4). Відповідно, тепло, що має бути віддане робочим тілом в «холодильник», буде дорівнювати $Q_{31} = |A_{31}| = 77,8 \text{ Дж}$. Таким чином, ККД базового циклу 1-2-3-1 складе $\eta = (A_{23} + A_{31}) / Q_{12} = 14,8 \%$, ККД ж циклу Карно за тих же температур «нагрівача» та «холодильника» буде становити 26,8%. Змінюючи коефіцієнт відбору тепла від робочого тіла тепловим насосом k в діапазоні від 0 до 1, можна оцінити відповідну зміну ефективного ККД (рис. 4) ідеалізованого комбінованого циклу 11'231 та залежність питомої корисної роботи $A_{кор} / \nu$ комбінованого циклу від коефіцієнту відбору теплоти, яка наведена на рис. 5.

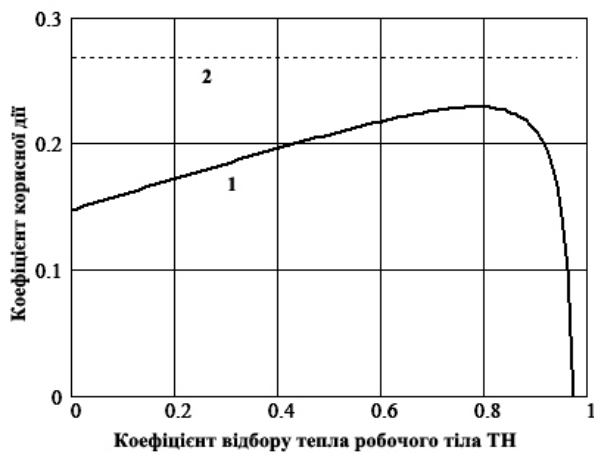


Рис. 4 – Залежність ефективного ККД комбінованого циклу (крива 1) від коефіцієнту відбору тепла робочого тіла тепловим насосом. (ККД циклу Карно – пряма 2)

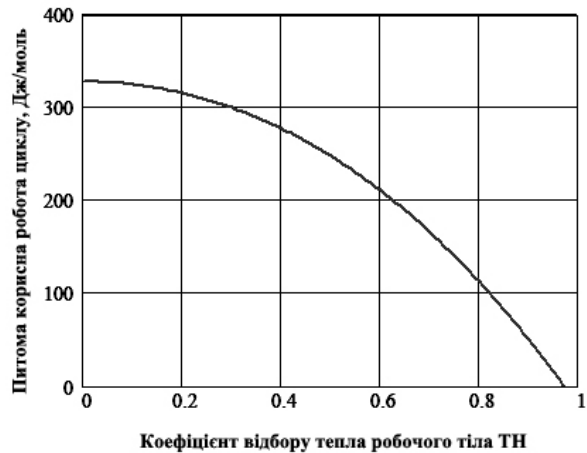


Рис. 5 – Залежність питомої корисної роботи циклу від коефіцієнту відбору тепла робочого тіла тепловим насосом.

З наведених вище графіків можна побачити, що ККД комбінованого циклу має певний максимум при значенні коефіцієнту $k \approx 0,8$, при збільшенні ж коефіцієнту відбору тепла до $\sim 0,97$, ККД різко падає до 0. Питома корисна робота циклу монотонно зменшується від

328 Дж/моль до 0 Дж/моль при збільшенні k від 0 до $\sim 0,97$.

Таким чином, використовуючи повернення робочому тілу частини тепла, що зазвичай «скидається» до оточуючого середовища, можна досягти збільшення ККД циклу. Проте, варто враховувати, що збільшення ККД супроводжується зменшенням питомої корисної роботи циклу, що викликає необхідність оптимізації такого комбінованого циклу для конкретного застосування.

Висновки

1. Запропоновано використання комбінованого циклу теплового двигуна та теплового насосу, причому тепловий насос використовується для повернення частини тепла робочого тіла, що зазвичай віддається в оточуюче середовище, знову у робочий цикл.

2. Встановлені на основі розглянутого чисельного прикладу залежності ефективного коефіцієнту корисної дії комбінованого циклу та питомої корисної роботи циклу від ступеню повернення теплоти в робочий цикл.

3. Дослідження в даному напрямку необхідно продовжувати, піддаючи аналізу реальні цикли теплових двигунів.

Список використаних джерел:

1. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга / Г. Уокер. – Москва: Энергия, 1978. – 152 с.
2. Ардатов К.В. Классификация высокоэффективных рекуператоров газотурбинных двигателей / К.В. Ардатов, В.Г. Нестеренко, Ю.А. Равикович // Электронный журнал «Труды МАИ». Выпуск 71 [Электронный ресурс]: <http://www.mai.ru/science/trudy/>.
3. Benatoa A. Combined cycle power plants: A comparison between two different dynamic models to evaluate transient behaviour and residual life / A. Benatoa, A. Stoppatoa, S. Braccob // Energy Conversion and Management. – 2014. – V. 87. – Pp. 1269-1280.
4. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности / А.Л. Шубенко, В.А. Маляренко, А.В. Сенецкий, Н.Ю. Бабак // НАН Украины, Институт проблем машиностроения. – Харьков, 2014. – 320 с.
5. Бродянский В.М. Вечный двигатель – прежде и теперь / В.М. Бродянский. – Москва: Энергоатомиздат, 1989. – 256 с.
6. Фролов М.Ю. Эффективность утилизации вторичных энергоресурсов тепловых двигателей с использованием тепловых насосов при изменении температуры наружного воздуха : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / М.Ю. Фролов; Рос. ун-т дружбы народов. – Москва, 2010. – 17 с.
7. Пиир А.Э. Эталонный цикл Эдвардса для двигателей внутреннего и внешнего сгорания / А.Э. Пиир // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика. – 2014. – № 3. – С. 62-66.

Bibliography:

1. Walker G. Machinery working on Stirling cycle / G. Walker. – Moscow: Energy, 1978. – 152 p. (Rus.)
2. Ardatov K.V., Nesterenko V.G., Ravikovitch Y.A. Classification of high-efficiency energy recovery turbine engines / K.V. Ardatov, V.G. Nesterenko, Y.A. Ravikovitch // Electronic Journal «Works of MAI». Issue 71 [Electron resource]: <http://www.mai.ru/science/trudy/>. (Rus.)
3. Benatoa A. Combined cycle power plants: A comparison between two different dynamic models to evaluate transient behaviour and residual life / A. Benatoa, A. Stoppatoa, S. Braccob // Energy Conversion and Management. – 2014. – V. 87. – Pp. 1269-1280.
4. Cogeneration energy technologies based on the use of steam turbines of low power / A.L. Shubenko, V.A. Malyarenko, A.V. Senetsky, N.Y. Babak // NAS of Ukraine, Institute of mechanical engineering. – Kharkiv, 2014. – 320 p. (Rus.)
5. Brodyansky V.M. Perpetuum Mobile – Before and Now / V.M. Brodyanskiy. – Moscow: Energoatomizdat, 1989. – 256 p. (Rus.)
6. Frolov M.U. Secondary energy utilization efficiency of heat engines with heat pump when the temperature of outside air : phd. thesis : 05.04.02 / M.U. Frolov; PFUR. – Moscow, 2010. – 17 p. (Rus.)

7. Peer A.E. Edwards reference cycle for the internal and external combustion / A.E. Peer // Proceedings of the higher educational institutions and associations of the CIS energy. Energy. – 2014. – № 3. – Pp. 62-66. (Rus.)

Рецензент: В.О. Маслов
д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 08.04.2015

УДК 532.525.2:533.6.011.5

© Лухтура Ф.И.*

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СВЕРХЗВУКОВЫХ НЕРАСЧЕТНЫХ СТРУЙ ГАЗА

Проанализированы влияния режимных параметров (полный перепад давлений, избыточный импульс, расход и др.) на изменение характеристик дутьевого потока (дальнобойности струи, присоединенной к струе массы газа из окружающей среды, и др.) в условиях истечения без эффекта обратной акустической связи из сопел с различными числами Маха и углами между образующей и осью расширяющейся части сопла. Получены соответствующие зависимости для затопленных (изотермических) струй, которые практически совпадают с экспериментальными данными. Приведены области режимов, нежелательные для практического использования при продувке сталеплавильной ванны.

Ключевые слова: фурма, сопло, сверхзвуковой поток, эжекция, присоединенная масса, дальнобойность.

Лухтура Ф.И. Дослідження параметрів надзвукових нерозрахункових струменів газу. Проаналізовані впливи режимних параметрів (повний перепад тиску, надлишковий імпульс, витрата та др.) на змінення характеристик дутьевого потоку (дальнього бою струмини, присєднаної до струменя маси газу з навколишнього середовища, та ін.) в умовах витікання без ефекту зворотного зв'язку з сопел з різними числами Маху і кутами між твірною й віссю дифузора сопла. Отримані відповідні залежності для затоплених (ізотермічних) струменів, які практично збігаються з експериментальними даними. Приведені області режимів, небажаних (нездатних) для практичного використання при продувці сталеплавильної ванни.

Ключові слова: фурма, сопло, надзвуковий потік, ежекція, присєднана маса, дальній бій струменя.

F.I. Lukhtura. Supersonic gas jets parameters research. *The influences of regime parameters (total pressure differential, surplus impulse, consumption etc.) on change of the blowing stream characteristics (hitting range of the jet joined to the gas mass jet from the surrounding medium, etc.) in discharge conditions without acoustic feedback through the nozzles with different Mach numbers, the generatrix and the widening nozzle axis forming an angle have been analyzed. The corresponding dependencies for submerged (isothermal) jets have been received which practically coincide with the experimental data. The regimes undesirable for blowing have been shown. These results and the analyses of the parameters of the supersonic jet as a function of the melting blowing regime refers to the jet penetrating the liquid with the difference that it is necessary to take into account such additional factors as the gas composition and temperature of the gases surrounding the jet, opposite streams of gases, the availability of the second phase, and so on. The received results must be taken into account in designing, improving and operating blowing*

* ст. преподаватель, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь