

тілі кругової тріщини, тобто тіло поводить ся як однорідне. Накінець матимемо подання

$$p_* - \bar{c}_0 q_* b = \begin{cases} \sigma_{T1}^*, & a < a_*, \\ \sigma_{T1}^* \sqrt{2a_*/a} \sqrt{1 - a_*/(2a)}, & a > a_*, \end{cases} \quad (23)$$

яке при $q = 0$ отримано в роботі [2]. Із подання (23) бачимо, що коли $a < a_*$, то навантаження q не впливає на граничний стан тіла.

Література

1. Стадник М.М. Об одном методе приближенного решения трехмерной упругой задачи для тела с тонким включением// Физ.-хим. механика материалов. – 1988, № 1. – С. 53-65.
2. Панасюк В.В. Предельное равновесие хрупких тел с трещинами. – К.: Наук. думка, 1968. – 246 с.
3. Лебедев А.А., Музыка Н.Р. Несущая способность пластины с трещиной при двухосном растяжении// Пробл. прочности. – 2001, № 2. – С. 20-27.
4. Іваницький Я.Л., Штаюра С.Т., Костів Р.Б. Оцінка тріщиностійкості матеріалів при двовісному навантаженні// Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій – Львів: Фіз. мех. ін-т ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2004. – С. 697-702.

УДК 536.532

Доц. В.О. Фединець, канд. техн. наук –
НУ "Львівська політехніка"

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИМІРЮВАННЯ ШВИДКОЗМІННИХ ТЕМПЕРАТУР ГАЗОВИХ ПОТОКІВ

Проаналізовано методи вимірювання швидкозмінних температур газових потоків шляхом їх прямого розрахунку.

Ключові слова: газовий потік, вимірювання, теплообмін, температура, приймач температури.

Assoc. prof. V.O. Fedynets – NU "L'vivs'ka Politechnica"

The analysis of methods of measurement quickly varying temperatures of gas streams

It is lead (is carried out) the analysis of methods of measurement quickly varying temperatures of gas streams by their direct calculation.

Keywords: a gas stream, measurement, heat exchange, temperature, the receiver of temperature.

Вступ. Унаслідок певного значення теплоємності чутливого елемента приймача температури його температура завжди буде відставати від температури газового потоку, якщо вона змінилася. При вимірюванні змінної в часі температури потоку приймач також не встигає слідкувати за зміною температури, оскільки для зміни температури його чутливого елемента потрібен деякий час. Спотворення показів приймача через нестационарності теплових процесів як в самому приймачі, так і між приймачем і навколишнім середовищем зумовлені тепловою інерцією приймача. За рахунок теплової інерції виникає додаткова різниця між температурою чутливого елемента приймача і температурою газового потоку, яку називають динамічною похибкою вимірювання температури газового потоку.

Оскільки повного уникнення інерційності реального приймача температур досягнути неможливо, при практичних вимірюваннях температур газового потоку, що змінюються в часі, використовують приймачі, які мають деяке скінченне значення показника теплової інерції. При таких вимірюваннях отримувати потрібну інформацію можливо шляхом аналізу запису самого нестационарного процесу вимірювання, здійснюючи прямий розрахунок температур середовища, або вносити поправку на запізнення в покази приймача температур.

Метою цієї роботи є аналіз методів вимірювання швидкозмінних температур газових потоків шляхом їх прямого розрахунку.

Виклад основного матеріалу. Метод прямого розрахунку (метод аналізу запису нестационарного процесу) застосовують для випадків, коли можна визначити величину коефіцієнта тепловіддачі між газовим потоком і приймачем температури.

Розглянемо тепловий баланс за проміжок часу $d\tau$, коли циліндричний приймач температури перебуває в газовому потоці і коли втратами від теплопровідності можна знехтувати [1].

Притік тепла Q_1 від газового потоку визначається як

$$Q_1 = (t_o - t_n) \cdot \alpha \cdot \pi \cdot d \cdot l d\tau, \quad (1)$$

де d і l – діаметр і довжина приймача, t_o – температура газового потоку, t_n – температура чутливого елемента.

Тепло Q_2 , що поглинається приймачем:

$$Q_2 = \frac{dt_n}{d\tau} \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot l \cdot \rho \cdot c d\tau, \quad (2)$$

і тепло, що випромінюється приймачем:

$$Q_3 = \sigma \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] \cdot \pi \cdot d \cdot l d\tau, \quad (3)$$

де ρ – середня густина чутливого елемента приймача, T_n і T_{cm} – відповідно термодинамічні температури чутливого елемента і стінки, на якій кріпиться приймач, c – середня теплоємність приймача температури, σ – стала Стефана-Больцмана, ε – коефіцієнт чорноти поверхні приймача температури.

На основі закону збереження енергії знаходимо:

$$t_0 = t_n + \frac{1}{\alpha} \cdot \left\{ \frac{\rho \cdot d \cdot c}{4} \frac{dt_n}{d\tau} + \sigma \cdot \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] \right\}, \quad (4)$$

Якщо із запису нестационарного процесу визначити графічно похідну $dt_n/d\tau$ через невеликі інтервали зміни температур, а всі інші члени у (4) відомі, то можна визначити температуру газового потоку.

Якщо безпосередньо в процесі вимірювання необхідно враховувати непостійність умов теплообміну і зміну внутрішніх властивостей приймачів температури, то для вирішення цього завдання необхідно мати значно більший об'єм інформації, ніж її може дати один приймач, який застосовують у звичайних схемах вимірювання.

Тому для вимірювання швидкозмінних температур інерційними приймачами температури використовують методи двох або трьох приймачів.

Принцип методу вимірювання із застосуванням двох приймачів температур засновано на використанні рівняння (4), де невідомими величинами є α і t_o . Записавши для кожного із приймачів діаметрами відповідно d_1 і d_2 рівняння теплового балансу одержимо:

$$t_0 - t_{n1} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot \left\{ \frac{\rho_1 \cdot c_1 \cdot d_1}{4} \frac{dt_{n1}}{d\tau} + \sigma \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_{n1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] \right\}, \quad (5)$$

$$t_0 - t_{n2} = \frac{1}{\alpha_2} \cdot \left\{ \frac{\rho_2 \cdot c_2 \cdot d_2}{4} \frac{dt_{n2}}{d\tau} + \sigma \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_{n2}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right] \right\}, \quad (6)$$

де індекси 1 і 2 тут і далі відносяться відповідно до першого і другого приймачів.

Якщо залежність коефіцієнта тепловіддачі виразити в функції числа Рейнольдса Re , то число Нуссельта $Nu = A \cdot (Re)^m$, де A і m – постійні величини.

Тоді

$$\alpha_1 = \frac{A \cdot \lambda}{d_1} \cdot \left(\frac{V \cdot d_1}{\nu} \right)^m; \quad \alpha_2 = \frac{A \cdot \lambda}{d_2} \cdot \left(\frac{V \cdot d_2}{\nu} \right)^m; \quad \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{1-m}. \quad (7)$$

Розділивши (6) на (5) з врахуванням співвідношення (7) знаходимо:

$$t_0 = t_{n1} + (t_{n1} - t_{n2}) \cdot \left\{ \frac{1}{\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{1-m}} \cdot \frac{\frac{\rho_1 \cdot c_1 \cdot d_1}{4} \frac{dt_{n1}}{d\tau} + \sigma \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_{n1}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right]}{\frac{\rho_2 \cdot c_2 \cdot d_2}{4} \frac{dt_{n2}}{d\tau} + \sigma \varepsilon \cdot \left[\left(\frac{T_{n2}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100} \right)^4 \right]} - 1 \right\}. \quad (8)$$

За умови, що випромінюванням можна знехтувати [2], (8) перепишемо:

$$t_0 = t_{n1} + (t_{n1} - t_{n2}) \cdot \left\{ \frac{1}{\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{1-m}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot c_1 \cdot d_1 \frac{dt_{n1}}{d\tau}}{\rho_2 \cdot c_2 \cdot d_2 \frac{dt_{n2}}{d\tau}} - 1 \right\}. \quad (9)$$

Якщо в газовому потоці розмістити два однаково орієнтованих приймачі з однаковими зовнішніми діаметрами, то в них буде один і той же коефіцієнт тепловіддачі α [1]. Якщо при цьому їх теплоємності різні, то рівняння (9) для визначення температури газового потоку набуде вигляду:

$$t_0 = t_{n1} + (t_{n1} - t_{n2}) \cdot \left\{ \frac{1}{K \cdot \frac{dt_{n2}/d\tau}{dt_{n1}/d\tau}} - 1 \right\}, \quad (10)$$

де $K = \frac{\rho_2 \cdot c_2}{\rho_1 \cdot c_1}$, яке характеризує відношення показників теплової інерції двох приймачів температур. Різну теплоємність приймачів можна одержати, засто-

совуючи суцільний і пустотілий чутливі елементи або виготовити їх із різних матеріалів. У роботі [3] показано, що максимальна точність вимірювання досягається, якщо значення K знаходиться в діапазоні $0 < K < 0,5$.

При виведенні наведених рівнянь було зроблено допущення, що режим обтікання для приймачів залишається тим самим, тобто показники степеня m однакові для обох приймачів.

Реєструючи в процесі вимірювання покази t_{m1} і t_{m2} приймачів температур і визначаючи швидкості зміни їх температур, можна при відомому значенні K розрахувати дійсну температуру газового потоку. Перевагою методу вимірювання із застосуванням двох приймачів є те, що для знаходження дійсного значення температури потоку або похибки її визначення не потрібно знати абсолютні значення коефіцієнтів теплообміну. Систематичні і випадкові зміни величини коефіцієнтів теплообміну, врахування яких при вимірюваннях з одним приймачем були б утруднені або взагалі неможливі, на коефіцієнт K практично не впливають.

Для підвищення точності вимірювання температур газових потоків в роботі [4] запропоновано метод вимірювання з одночасним застосуванням трьох приймачів температури. Суть цього методу полягає в тому, що якщо всі приймачі температур виготовлені із одного і того ж самого матеріалу і являють собою суцільні циліндри різних діаметрів, то для кожного з них рівняння теплового балансу можна записати:

$$t_0 - t = \frac{1}{\alpha} \cdot \left(\frac{\rho \cdot c \cdot d}{4} \frac{dt}{d\tau} \right). \quad (11)$$

Коефіцієнт тепловіддачі для кожного приймача можна подати у вигляді:

$$\alpha = a \cdot d^{m-1}, \quad (12)$$

де a – постійне число.

З врахуванням того, що для чисел Рейнольдса від 5000 до 50000 (умови при вимірюванні температури газових потоків) значення постійної величини m наближено становить 0,5, підставляючи (12) у (11) одержимо рівність для визначення температури будь-якого з трьох приймачів:

$$t_n = -b \cdot d^{2-m} \frac{dt_n}{d\tau} - t_0, \quad (13)$$

де b – постійне число.

Побудувавши графік залежності t_n від $d^{2-m} \frac{dt_n}{d\tau}$, у будь-який момент часу одержимо для трьох приймачів точки, що укладаються на пряму лінію, яка буде пересікатися з віссю ординат у точці $t_n = t_0$. Оскільки цей метод є графічним, то можливо дещо згладити похибки окремих вимірювань.

Література

1. Ярышев Н.А. Теретические основы измерения нестационарных температур. – Л.: Энергия, 1987. – 364 с.
2. Фединець В. Вплив захисних екранів термоперетворювача на похибку від випромінювання при вимірюванні температури газових потоків// Вісн. НУ "Львівська політехніка". – 2003, № 476. – С. 67-72.

3. Giedt W.H., Chambers J.T.A. Dual-Element Transducer for Measuring High Gas-Stream Temperatures// J. Heat Transfer. Trans. ASME. – Vol. VIII, № 3. – 1985. – P. 397-402.

4. Бенсон Р.С., Брундрет Г.У. Усовершенствование проволочного термометра сопротивления для измерения переменной температуры в выхлопных системах двигателей внутреннего сгорания// В кн. "Измерение нестационарных температур и тепловых потоков". –М.: Мир, 1986. – С. 56-91.

УДК 697.94. (075)

Доц. В.Й. Лабай, канд. техн. наук –
НУ "Львівська політехніка"

ВПЛИВ ПОВІТРЯНИХ ПОТОКІВ У ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРІ НА ВТРАТИ ЕКСЕРГІЇ У КОМПРЕСОРІ SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ

Встановлено залежність втрат ексергії у компресорі split-кондиціонера фірми "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт від продуктивності за повітрям на випарнику і конденсаторі за стандартних умов функціонування. Запропоновані оптимальні витрати повітря на випарнику та конденсаторі цього кондиціонера.

Ключові слова: ексергія, баланс, кондиціонер, ефективність.

Assoc. prof. V.Y. Labay – NU "L'vivs'ka Politekhnika"

The influence of air flows for the evaporator and the condenser on losses of exergy in the compressor of "split" air conditioners

In this article it was defined the dependence of losses of exergy in the compressor of "split" air conditioner of firm "Sanyo" with the cooling capacity 2020 W from conditioner air flows for the evaporator and the condenser under standard conditions. It was allocated the optimal conditioner air flow for the evaporator and the condenser.

Keywords: exergy, balance, air conditioner, efficiency.

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу, засновано на широкому використанні поняття ексергії (технічно придатної енергії), є узагальненим способом термодинамічного дослідження різних процесів перетворення енергії [1-3]. Цей метод знаходить широке застосування для аналізу холодильних машин місцевих автономних кондиціонерів, зокрема split-кондиціонерів. Він дає змогу з достатньою науковою точністю і водночас дуже наочно визначити ступінь досконалості і джерела втрат в установках та їх елементах і, зрештою, знаходити шляхи їх вдосконалення.

Розроблений автором ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин (без ефективного охолодження компресора), які використовують в місцевих автономних кондиціонерах, докладно описано у роботах [4, 5]. У цій методиці використана схема холодильної машини, що наведено на рис. 1, а і відповідну побудову процесів її роботи на p,i -діаграмі – на рис. 1, б та холодильний агент хладон-22 (R22) [6].

Ексергетичний аналіз виконано для split-кондиціонера фірми "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних умов для зовнішнього повітря $t_{H1} = 35^{\circ}\text{C}$, яким охолоджується конденсатор холодильної машини кондиціонера, і внутрішнього повітря $t_{C1} = 27^{\circ}\text{C}$, яке охолоджується у випарнику холодильної машини кондиціонера [7].