

Вып. 4. – С.750-752. **13.** Пистун Е.П., Стасюк И.Д., Теплюх З.Н. Определение расходных характеристик дроссельных элементов // Автоматизация и контрольно-измерительные приборы в нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. – М., – 1982. – № 4. – С. 28 –30. **14.** Мюллер Г., Гнаук Г. Газы высокой чистоты / Пер. с нем. – М., 1968. – 236 с. **15.** Романько К.С., Савченко И.Б., Сицинский А.И. Метрологическая аттестация динамической газосмесительной установки // Измерительная техника. – 1981. – № 3. – С. 62 – 64. **16.** А.с.1631285 СССР, G 01 F 1/42. Пленочно-пузырьковый расходомер / Н.Д. Дубовой, А.Ю. Илясов. (СССР). – № 4627415/10; Заявл. 28.12.88; Опубликовано. 28.02.91, Бюл. № 8. – 4 с. **17.** Шмудевич Э.А., Большаков Д.А., Чехов Е.Е. Прибор для измерения объемных скоростей газового потока при атмосферном и пониженном давлении // ЖФХ. – 1973. – Т. 47, № 1. – С. 264 – 265. **18.** А.с. 1017929 СССР, G 01 F 1/70. Пленочный расходомер / В.П. Делямуре, С.А. Сирота (СССР). – № 2661116/18-10; Заявл. 05.09.78; Опубликовано. 15.05.83, Бюл. № 18. – 3 с. **19.** Пат. 143 823 НДР, G 01 F 1/70. Seifenfilmstromungsmesser mit digitaler Anzeige der Stromungsgeschwindigkeit / Schone Gerd (НДР). – Заявл. 22.05.79; Опубликовано. 10.09.80. – 8 с. **20.** А.с. 651196 СССР, G 01 F 3/00. Устройство для измерения расхода газа / В.Г. Березкин, С.В. Мельникова, В.Л. Худяков (СССР). – № 2537172/18-10; Заявл. 27.10.77; Опубликовано. 05.03.79, Бюл. № 9. – 2 с. **21.** Патент 13107 України, G 01 F 1/70. Плівковий витратомір / А.Ф. Данько, І.С. Ігнашкін. – № 5100024/ SU; Заявл.08.05.91; Опубликовано.28.02.97, Бюл. № 1. – 5 с. **22.** Пат. 4.914.955 США, G 01 F 1/708. Soapfilm flowmeter device for measuring gas flow rates / David A. Stonestrom (США). – № 258,955; Заявл. 29.08.88; Опубликовано. 10.04.90. – 5с. **23.** Пинкава Я. Лабораторная техника непрерывных процессов. – М., 1961. **24.** Пат. 4.762.004 США, G 01 F 1/708. Gas flowmeter and soap bubble generator / Hill S. Lalin, William T. Fleming, Jorge E. Bermudez (США). – № 911.369; Заявл. 25.09.86; Опубликовано. 09.08.88. – 9с.

УДК 681.121:533.21

Л. Лесовой

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра автоматизації теплових і хімічних процесів

## ОБЧИСЛЕННЯ ВИТРАТИ ПАРИ ЗА МЕТОДОМ ЗМІННОГО ПЕРЕПАДУ ТИСКУ

© Лесовой Л., 2003

**The algorithm of calculation of flow rate steam by the method of variable swing of pressure is considered. The equations for the calculation coefficient of discharge, corrective coefficient on blunting a square-wave corner under the inlet of orifice-plate and corrective coefficient on roughness internal surface of pipe are brought. Offered new methods of calculation of density and isentropic exponent steam for the calculation of flow rate this heat carrier.**

### Вступ

Економія паливно-енергетичних ресурсів та економне їх використання є основним завданням сьогодення. При економному використанні паливно-енергетичних ресурсів, до яких відноситься пара, основну роль відіграє визначення витрати пари. Тому питання підвищення точності вимірювання та порядок виконання розрахунку витрати та кількості пари є актуальним завданням. На сьогодні основним методом визначення витрати пари є

метод змінного перепаду тиску, який, порівняно з іншими методами, застосовується для вимірювання витрати середовища в широкому діапазоні тисків, температур, внутрішніх діаметрів трубопроводу та чисел Рейнольдса. Крім того, широке застосування витратомірів змінного перепаду тисків пояснюється такими чинниками: високим рівнем досліджень запропонованого методу вимірювань в області достовірного визначення коефіцієнта витікання стандартних пристроїв звуження потоку (СПЗП) і поправкового множника на розширення вимірюваного середовища; нормалізацією СПЗП без індивідуального градуювання і перевірки на складних взірцевих витратомірних установках; універсальністю їх використання; простотою виготовлення СПЗП (особливо діафрагм), надійністю і високою швидкістю цього методу вимірювання витрати. Первинними перетворювачами для вимірювання витрати за методом змінного перепаду тиску є СПЗП, до яких відносять [1, 2]:

- діафрагму з кутовим, фланцевим та трирадіусним способами відбору перепаду тиску;
- сопло ИСА1932;
- сопло Вентурі;
- класична труба Вентурі.

Необхідно зазначити, що однією з головних вимог, які впливають із завдань економії паливно-енергетичних ресурсів, особливо водяної пари, є забезпечення максимально можливої точності вимірювання витрати та визначення кількості. Порядок розрахунку витрати пари, який наведений у [3], використовує спрощений метод розрахунку. При застосуванні цього методу із СПЗП – діафрагмою виникають додаткові систематичні похибки близько 0,05 %, що для розрахунку витрати пари за допомогою обчислювачів витрати та кількості є неприйнятним. Деякі коефіцієнти рівняння витрати визначені з досить великою похибкою розрахунку, інші показники подані за допомогою графіків експериментальних значень, що збільшує похибку визначення витрати та кількості водяної пари. Тому постає завдання розробити методики визначення вищевказаних коефіцієнтів та розрахунку витрати водяної пари.

### **Основне рівняння визначення витрати водяної пари та його коефіцієнтів**

Масова витрата водяної пари  $q_m$  визначається за методом змінного перепаду тиску з первинним перетворювачем діафрагмою згідно з [1, 2, 3] за рівнянням

$$q_m = \frac{\pi}{4} \cdot d_{20}^2 \cdot K_o^2 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}, \quad (1)$$

де  $d_{20}$  – діаметр отвору діафрагми при температурі  $20^\circ\text{C}$ ;

$K_o$  – поправковий коефіцієнт на зміну діаметра діафрагми, викликаний відхиленням температури пари від  $20^\circ\text{C}$ ;

$\alpha$  – коефіцієнт витрати;

$\varepsilon$  – поправковий множник на розширення перегрітої пари;

$\Delta p$  – перепад тиску на діафрагмі;

$\rho$  – густина перегрітої пари.

Залежно від марки сталі діафрагми та значення температури  $t$  перегрітої пари знаходять значення  $K_o$  в діапазоні температур від  $-200^\circ\text{C}$  до  $+700^\circ\text{C}$  за формулою [2]

$$K_o = 1 + 10^{-6} (a_e + 10^{-3} b_e t + 10^{-6} c_e t^2) (t - 20), \quad (2)$$

де  $e_e$ ,  $b_e$ ,  $c_e$  – сталі коефіцієнти, які залежать від марки сталі, наведені в [2].

Обчислюють коефіцієнт витрати  $\alpha$  для діафрагм з кутовим способом відбору перепаду тиску за формулою

$$\alpha = C \cdot E \cdot K_{II} \cdot K_{III}, \quad (3)$$

де  $C$  – коефіцієнт витікання діафрагми;

$E$  – коефіцієнт швидкості входу;

$K_{II}$  – поправковий множник на затуплення прямокутного канта при вхідному отворі діафрагми;

$K_{III}$  – поправковий множник на шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу.

Коефіцієнт витікання діафрагми – це коефіцієнт  $C$ , який характеризує відношення дійсного значення масової витрати рідини (середовища, що не стискається), яка протікає через діафрагму, до відповідного його значення, розрахованого згідно з теоретичною моделлю витрати рідини через цю саму діафрагму, і розраховується за рівнянням [1,2]

$$C = 0,5959 + 1,0312 \cdot \beta^{2,1} - 0,184 \cdot \beta^8 + 0,0029 \cdot \beta^{2,5} \cdot \left( \frac{10^6}{Re} \right)^{0,75} + \\ + 0,09L_1 \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,0337L_2 \beta^3 \quad (4)$$

де  $\beta$  – відносний отвір діафрагми, який розраховується за рівнянням

$$\beta = \frac{d}{D}; \quad (5)$$

$d$ ,  $D$  – відповідно діаметр отвору діафрагми та внутрішнього діаметра трубопроводу в місці встановлення діафрагми при робочій температурі;

$L_1$ ,  $L_2$  – відповідно відношення відстані від вхідного торця діафрагми до осі отвору для відбору тиску перед діафрагмою до діаметра трубопроводу та відношення відстані від вихідного торця діафрагми до осі отвору для відбору тиску перед діафрагмою до діаметра трубопроводу;

$Re$  – число Рейнольдса.

Діаметр отвору діафрагми та внутрішнього діаметра при робочій температурі розраховуються за рівняннями

$$d = d_{20} K_o; \quad (6)$$

$$D = D_{20} K_T, \quad (7)$$

де  $D_{20}$  – внутрішній діаметр трубопроводу при 20°C;

$K_T$  – поправковий коефіцієнт на зміну діаметра вимірювального трубопроводу, викликане відхиленням температури пари від 20°C, який розраховується аналогічно  $K_o$  за рівнянням (2).

У рівнянні (4) значення параметрів  $L_1$  та  $L_2$  залежать від типу діафрагми та приймають такі значення [1, 2]:

– для діафрагми з кутовим способом відбору перепаду тиску

$$L_1 = L_2 = 0;$$

– для діафрагми з трирадіусним способом відбору перепаду тиску

$$\begin{aligned}L_1 &= 1; \\L_2 &= 0,47;\end{aligned}$$

– для діафрагми з фланцевим способом відбору перепаду тиску

$$L_1 = L_2 = \frac{0,0254}{D}.$$

Крім того, у рівнянні (4) коефіцієнт  $0,09L_1 = 0,039$  для умови  $L_1 \geq \frac{0,039}{0,09} = 0,4333$ .

Число Рейнольдса  $Re$  як безрозмірний критерій гідродинамічної подібності потоків, характеризує відношення сил інерції до сил в'язкості і визначається за формулою

$$Re = \frac{4q_m}{\pi D \mu}, \quad (8)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості перегрітої пари.

Коефіцієнт  $E$  швидкості входу розраховують за рівнянням [1, 2]

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}}. \quad (9)$$

В процесі експлуатації діафрагми проходить поступове притуплення гострого прямокутного канта при вхідному отворі діафрагми, що веде до збільшення значення коефіцієнта витікання діафрагми. Щоб врахувати це збільшення коефіцієнта витікання діафрагми, необхідно його початкове значення  $C$  (при гострому прямокутному канті вхідного отвору діафрагми) скорегувати поправковим множником  $K_{II}$ .

Поправковий множник  $K_{II}$  на притуплення гострого прямокутного канта при вхідному отворі діафрагми характеризує зміну гостроти цього канта. Його виражають [4] через функцію відношення радіуса  $r_k$  заокруглення канта при вхідному отворі діафрагми до діаметра  $d$  отвору діафрагми, тобто  $K_{II} = f\left(\frac{r_k}{d}\right)$ . Поправковий множник  $K_{II}$  на затуплення прямокутного канта при вхідному отворі діафрагми розраховується за рівнянням [5]

$$K_{II} = \begin{cases} \sum_{i=0}^5 A_{IIi} \cdot Y^i & \text{для } d < 0,125 \text{ м} \\ 1 & \text{для } d \geq 0,125 \text{ м або } \frac{r_k}{d} < 0,0004, \end{cases} \quad (10)$$

в якому

$$A_{II0}=0,9962; A_{II1}=0,10404; A_{II2}=-0,1435; A_{II3}=0,1679; A_{II4}=-0,098796; A_{II5}=0,02229;$$

$$Y = 10^2 \cdot \frac{r_k}{d}.$$

Оскільки радіус заокруглення  $r_k$  гострого прямокутного канта при вхідному отворі діафрагми в процесі експлуатації змінюється з часом та залежить від складу та властивостей вимірюваного середовища, то його значення необхідно визначати за рівнянням [2]

$$r_k = 0,195 - (0,195 - r_n) \exp\left(-\frac{\tau}{3}\right), \quad (11)$$

де  $r_n$  – початкове значення радіуса заокруглення вхідної кромки діафрагми.

Для нової діафрагми значення  $r_n$  знаходиться в межах від  $0,02 \cdot 10^{-5}$  м до  $5 \cdot 10^{-5}$  м.

Наявність шорстких внутрішніх стінок трубопроводів призводить до спотворення розподілу швидкості газу по їх перерізу. Корегування впливу шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу на значення коефіцієнта витрати для діафрагм здійснюється за допомогою поправкового множника  $K_{III}$  [6, 7, 8]. Якщо внутрішня поверхня трубопроводу гладка, то вплив шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу на значення коефіцієнта витрати не враховують.

Внутрішню поверхню трубопроводу перед діафрагмою вважають гладкою, а поправковий множник на шорсткість внутрішньої поверхні цього трубопроводу таким, що дорівнює одиниці ( $K_{III} = 1$ ), якщо відношення еквівалентної шорсткості  $R_{III}$  його внутрішньої поверхні до значення внутрішнього діаметра цього трубопроводу, тобто відносної шорсткості  $\frac{R_{III}}{D}$ , на відстані  $2D$  перед діафрагмою не перевищує значення

$\left(\frac{R_{III}}{D}\right)_D$ , яке розраховане за виразом

$$\left(\frac{R_{III}}{D}\right)_D = 10^{-4} \left( 3,8571066 - \frac{0,0056114}{\beta^2} + \frac{0,0022729}{\beta^4} + \frac{0,0208783}{\beta^6} - \frac{0,0005184}{\beta^8} \right). \quad (12)$$

Це рівняння було отримане нами на базі експериментальних точок, наведених в [8].

Значення середньої еквівалентної шорсткості  $R_{III}$  для сталевих трубопроводів залежно від умов їх експлуатації, а також від стану внутрішньої поверхні стінки трубопроводів наведені в табл. 1.

Поправковий множник  $K_{III}$  на шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу для  $\frac{R_{III}}{D} \leq 56 \cdot 10^{-4}$ , ця визначається на відстані  $2D$  перед діафрагмою, розраховують за формулою

$$K_{III} = \begin{cases} 1 & \text{для } Re < 10^4 \\ 1 + \beta^4 \frac{r_0}{400} (8 - \lg Re)(\lg Re - 4) & \text{для } 10^4 \leq Re < 10^6 \\ 1 + \beta^4 \frac{r_0}{100} & \text{для } Re \geq 10^6 \end{cases}, \quad (13)$$

де  $r_0$  – допоміжний коефіцієнт, який залежить від відносної шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу.

Значення еквівалентної шорсткості  $R_{III}$  внутрішньої поверхні трубопроводу

Тип металу трубопроводу і технологія виготовлення труби	Умови експлуатації трубопроводу, стан поверхні стінок трубопроводу	Еквівалентна шорсткість $R_{III}$ , м
Сталь холодного витягування	Нова, безшовна	$0,03 \cdot 10^{-3}$
Сталь гарячого витягування з прокату та сталь гарячого суцільного витягування	Нова, технічно гладка	$0,05 \cdot 10^{-3}$
Сталь зварна зі спіраллю	Нова	$0,1 \cdot 10^{-3}$
Усі вищенаведені сталі	Газопроводи після одного року експлуатації	$0,1 \cdot 10^{-3}$
	Газопроводи після п'яти років експлуатації	$0,2 \cdot 10^{-3}$
	Газопроводи покриті суцільною корозією	$0,3 \cdot 10^{-3}$

На базі експериментальних точок [4] нами було отримано рівняння для розрахунку допоміжного коефіцієнта  $r_0$  у вигляді [7]

$$r_0 = -2,8972 + 1,0156A_{III} - 0,06619A_{III}^2 + 0,002609A_{III}^3 - 0,00004973A_{III}^4 + 0,3587 \cdot 10^{-6} A_{III}^5; \quad (14)$$

$$A_{III} = 10^4 \cdot \frac{R_{III}}{D}. \quad (15)$$

Поправковий множник на розширення перегрітої пари  $\epsilon$  враховує зміну густини пари за рахунок її розширення при протіканні через діафрагму внаслідок зменшення тиску пари в отворі діафрагми. Значення  $\epsilon$  для діафрагми розраховується за рівнянням [1, 2]

$$\epsilon = 1 - (0,4 + 0,35 \cdot \beta^4) \cdot \frac{\Delta p}{p \cdot \chi}, \quad (16)$$

де  $p$  – абсолютний тиск перегрітої пари;

$\chi$  – показник адіабати перегрітої пари.

**Аналітичні рівняння для розрахунку теплофізичних параметрів водяної пари**

Основними теплофізичними параметрами для водяної пари, які необхідні для визначення її витрати, є густина, показник адіабати та динамічна в'язкість водяної пари.

На базі експериментальних даних [9] нами отримане аналітичне рівняння для визначення густини перегрітої та сухої насиченої пари в діапазоні тисків від 611 Па до лінії насичення та діапазоні температур від 140°C до 190°C. Густина пари розраховується за рівнянням

$$\rho = \frac{I}{\sum_{I=0}^2 A_I \cdot T_0^I}, \quad (17)$$

де  $A_I$  – коефіцієнти рівняння, які є функцією тиску і розраховуються за рівняннями

$$A_I = \sum_{J=0}^6 B_{IJ} \cdot p_0^J ; \quad (18)$$

$$T_0 = \frac{t}{1000} ; \quad (19)$$

$$p_0 = 10^{-6} \cdot p , \quad (20)$$

де  $B_{IJ}$  – сталі коефіцієнти.

Значення сталих коефіцієнтів  $B_{IJ}$  наведені у табл. 2.

Лінія насичення визначає однозначну залежність тиску насиченої пари від її температури. Тиск пари на лінії насичення розраховується за рівняннями

$$P_{\text{sat}} = 10^6 \cdot \exp \left[ 82,865856 - \frac{7821,541}{T} + 0,01028003 \cdot T - 11,48776 \cdot \ln(T) \right] + 4 ; \quad (21)$$

$$T = t + 273,15 . \quad (22)$$

Таблиця 2

**Значення сталих коефіцієнтів  $B_{IJ}$  рівняння (18)**

$J$	$B_{0J}$	$B_{1J}$	$B_{2J}$
0	1,3752143	5,6484805	-0,9256608
1	-6,632313	-24,420967	0,8113651
2	16,2854243	59,9344498	-1,7572216
3	-23,0406981	-83,9564024	1,0942529
4	18,8031016	67,6376068	0,6216783
5	-8,2237587	-29,1144414	-1,0984371
6	1,4915012	5,1858151	0,3691332

На базі експериментальних даних нами отримано аналітичне рівняння [10] для визначення показника адіабати  $\chi$  перегрітої пари в діапазоні температур від  $140^0 \text{ C}$  до  $200^0 \text{ C}$  та абсолютного тиску від 611 Па до лінії насичення. Показник адіабати пари для вищевказаного діапазону температур і тисків розраховується за рівнянням

$$\chi = \sum_{i=0}^3 \left( \frac{1}{a_i \cdot T_0 + b_i} + c_i \right) \cdot p_1^i , \quad (23)$$

де  $a_i$ ,  $b_i$  та  $c_i$  – коефіцієнти рівняння, значення яких наведені в табл. 3;

$T_0$  та  $p_1$  – параметри, які розраховуються за рівняннями

$$T_0 = 0,01 \cdot t ; \quad (24)$$

$$p_1 = \frac{P}{98066,5} . \quad (25)$$

Значення сталих коефіцієнтів  $a_i$ ,  $b_i$  та  $c_i$  рівняння (23)

Коефіцієнти $a_i$ , $b_i$ та $c_i$	Значення коефіцієнтів $a_i$ , $b_i$ та $c_i$ для $140^\circ C \leq t \leq 200^\circ C$
$a_0$	1,79622
$b_0$	-16,16384
$c_0$	1,391649
$a_1$	$-1,035753 \cdot 10^4$
$b_1$	$3,757385 \cdot 10^4$
$c_1$	$-3,092162 \cdot 10^4$
$a_2$	$-3,41959 \cdot 10^5$
$b_2$	$6,52539 \cdot 10^5$
$c_2$	$7,68114 \cdot 10^{-7}$
$a_3$	$3,856053 \cdot 10^7$
$b_3$	$-7,646496 \cdot 10^7$
$c_3$	$-2,41596 \cdot 10^{-8}$

Динамічна в'язкість  $\mu$  перегрітої пари в діапазоні тиску від 611 Па до тиску насичення та температури від  $140^\circ C$  до  $200^\circ C$  розраховують за рівнянням [9]

$$\mu = 10^{-7} [80,4 + 0,407t - \rho(1858 - 5,9t)]. \quad (26)$$

#### Методика розрахунку витрати водяної пари за методом змінного перепаду тиску

Розглянемо випадок розрахунку витрати водяної пари за допомогою діафрагми як стандартного звужуючого пристрою. Як видно з рівнянь (1), (3), (4), (8) та (13), обчислити витрату пари аналітичним методом неможливо. Тому для цього нами був застосований ітераційний спосіб розрахунку витрати. Застосовуючи цей метод, розраховують допоміжну величину  $S_q$ , яка не залежить від витрати  $q_m$

$$S_q = \frac{\pi}{4} \cdot d_{20}^2 \cdot K_t^2 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}. \quad (27)$$

Розраховують за рівняннями (9) коефіцієнт  $E$  швидкості входу та (10) поправковий множник  $K_{II}$  на затуплення прямокутного канта при входному отворі діафрагми.

Наступним етапом вибираємо початкове значення числа Рейнольдса  $Re_1 = 10^6$ . Згідно з рівнянням (4) обчислюють початкове значення  $C_1$  коефіцієнта витікання  $C$ , а за формулою (13) – поправковий множник  $K_{III1}$  на шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу. За знайденими значеннями  $C_1$  та  $K_{III1}$ , за рівнянням (3) розраховують значення  $\alpha_1$  коефіцієнта витрати. За рівнянням

$$q_{m1} = S_q \cdot \alpha_1 \quad (28)$$

обчислюють  $q_{m1}$  значення масової витрати пари. За цим значенням витрати, застосовуючи формулу (8), уточнюють значення числа Рейнольдса  $Re_2$ , за яким потім уточнюють значення  $C_2$  та  $K_{III2}$  відповідно до формул (4) та (13).



Процес уточнення  $Re$ ,  $C$ ,  $K_{III}$  та  $q_m$  проводять до того часу, поки наступне значення витрати  $q_{m_{i+1}}$  не буде відрізнятися від попереднього значення  $q_{m_i}$  на відносну похибку розрахунку витрати

$$\delta_{q_i} = 100 \cdot \frac{|q_{m_i} - q_{m_{i+1}}|}{q_{m_{i+1}}} < 10^{-4}. \quad (29)$$

Можливо завершувати процес ітерації обчисленням витрати і при більших значеннях похибки  $\delta_{q_i}$ , але при цьому цю похибку необхідно враховувати в загальній похибці вимірювання витрати як систематичну складову.

Знайдене значення  $q_{m_{i+1}}$  буде кінцевим значенням шуканої витрати пари  $q_m$ .

### Висновки

У цій роботі наведені нові аналітичні залежності розрахунку поправкового коефіцієнта на шорсткість внутрішньої поверхні трубопроводу, що уможливить зменшити похибку визначення витрати водяної пари на 0,14 %; густини та показника адіабати водяної пари (похибки апроксимації цих залежностей відповідно становлять 0,15 % та 0,1 % відносно експериментальних точок). Наведена методика розрахунку витрати водяної пари ітераційним методом дасть змогу зменшити похибку визначення витрати на 0,05 %.

Цей алгоритм розрахунку витрати водяної пари за методом змінного перепаду тиску був застосований в обчислювачах витрати та кількості перегрітої пари ОВК-ПП.

1. ISO 5167-1:1991 (E). *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices. Part 1: Orifice plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full.* 1991. 2. ГОСТ 8.563.1-97. *Диафрагмы, сопла ИСА 1932 и трубы Вентури, установленные в заполненных трубопроводах круглого сечения.* – К., 2001. 3. ГОСТ 8.563.2-97. *Методика выполнения измерений с помощью сужающих устройств.* – К., – 2001. 4. VDI 2040, Blatt 1.1971. *Berechnungsgrundlagen für die Durchflüßzahlen mit Drosselgeräten. Durchflüßzahlen und Expansionszahlen genormter Drosselgeräte und Abweichungen von den Normvorschriften.* – 1972. – P. 30. 5. Лесовий Л. В., Химко О. М. *Розрахунок поправкового множника на притуплення прямокутного канта при вхідному отворі діафрагми // Проблеми економії енергії.* – Львів, – 1998. 6. Пістун Є. П., Лесовий Л. В., Химко О. М. *Визначення поправкового множника на шорсткість трубопроводу під час вимірювання витрати газу / Нафтова і газова промисловість.* – 2000. – №5. – С. – 41 – 44. 7. Лесовий Л. В., Химко М. О. *Визначення поправкового множника на шорсткість трубопроводу при вимірюванні витрати теплоносіїв / Методи та прилади контролю якості.* – 2000. – №6. – С. 46 – 51. 8. DIN1952. *Durchflüßmessung mit genormten Dusen, Blenden und Venturidusen (VDI- Durchflüßmeßregeln).* – 1971. – P. 13. 9. Ривкин С. Л., Александров А. А. *Теплофизические свойства воды и водяного пара.* – М., 1980. 10. Лесовой Л. В. *Розрахунок показника адіабати при визначенні кількості теплоти, що переноситься перегрітою парою / Методи та прилади контролю якості.* – 2002. – №8. – С. 51 – 54.