

заслонки.

На нашу думку, позитивною особливістю такого повірочного комплексу є те, що ні державний повірник, ні будь-хто інший немає можливості вплинути на результати повірки.

Вказані лічильники поставляються як без коректорів об'єму газу, так і з ними.

В лютому 2001 р. коректори пройшли державні приймальні випробування, а в березні занесені до державного реєстру засобів вимірювальної техніки, допущених до застосування в Україні.

Коректори можуть монтуватися безпосередньо як на лічильнику, так і окремо від нього. В лічильник вмонтовується термоперетворювач типу РТ 1000 та трубка відбору тиску. Живлення коректора здійснюється від літєвої батареї, термін дії якої шість років.

В режимі конфігурування коректор забезпечує можливість введення таких вихідних даних, необхідних для його функціонування:

характеристик вимірювальних перетворювачів тиску і температури газу;

характеристик лічильника газу;

характеристик природного газу;

меж штатних значень результатів вимірювань і обчислень;

умовних значень вимірюваних величин, що приймаються при нештатних ситуаціях.

В режимі вимірювання коректор забезпечує:

вимірювання абсолютного тиску і температури газу;

перетворення вхідних сигналів, що поступають від лічильника газу і розрахунок середньої об'ємної витрати і об'єму газу в робочих умовах за періоди надходжень сигналів;

розрахунок і запам'ятовування середніх значень тиску і температури газу, значень об'єму газу в робочих умовах і приведення його до стандартних умов за періоди – годину, добу, місяць, рік;

можливість виводу на дисплей і перелистування результатів вимірювань і обчислень.

В пам'яті коректора зберігаються такі результати вимірювань і обчислень:

середньогодинні значення тиску і температури газу і погодинні значення об'єму газу в робочих і стандартних умовах за період 6 місяців;

середньодобові і середньомісячні значення тиску і температури газу і подобові і помісячні значення об'єму газу в умовах за один рік.

На підставі вищевказаного та спираючись на висловлювання багатьох фахівців можна стверджувати: газопостачальники та промислові споживачі газу одержали високоякісні, надійні засоби вимірювальної техніки, які відповідають кращим світовим зразкам.

Це не тільки досягнення вказаного підприємства, ми вдячні за допомогу та ділову підтримку фахівцям: НАК "Нафтогаз України", Держстандарту, УкрЦСМ, Івано-Франківському ДЦСМС.

УДК 621.121.089.6

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ЕТАЛОНУ ОБ'ЄМУ ГАЗУ ТУРБІННОГО ТИПУ

© Воциньський В. В., 2001

Колективне підприємство СКБ Засобів автоматизації

Розроблена математична модель робочого еталону газу турбінного типу; її достовірність підтверджена експериментально.

Робочий еталон об'єму газу – це перетворювач міри об'єму газу у вихідний імпульсний сигнал. Такі еталони застосовуються для повірки лічильників газу методом порівняння в установках типу УПЛГ-2500 [1]. Метрологічною характеристикою робочого еталону є коефіцієнт перетворень, тобто залежність між кількістю імпульсів і одиницею об'єму газу. При різних витратах коефіцієнт перетворень може мати різні значення, різниця яких знаходиться в межах до 1%. Враховуючи те, що турбінні робочі еталони об'єму газу мають високу стабільність

коефіцієнта перетворень у всьому діапазоні вимірювання, це дає можливість провести метрологічну атестацію еталона в шести точках та інтерполювати їх кривою із степеневу залежністю. Після чого характеристику еталона $K=f(Q)$, де K – коефіцієнт перетворення (імп/м³); Q – витрата (м³/с), можна використовувати в діапазоні від Q_{min} до Q_{max} .

Відомі роботи, які є близькими до вказаної задачі, здебільшого присвячені лічильникам рідин і газів. Найбільш узагальненою роботою є робота П. Кремльовського [2]. Фундаментальними

роботами є роботи Л. Бошняка [3] і Г. Бобровнікова [4], а також роботи закордонних авторів [5, 6, 7]. Всі вони присвячені дослідженню турбіни як чутливого елемента лічильника газу. В основу при отриманні залежності між частотою ω обертання турбіни і витратою газу Q авторами [2÷5] покладено схему з різними швидкостями газу на вході і виході турбіни, враховуючи коефіцієнт ковзання S_K та рівняння руху турбіни такого виду:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_P - \sum M_O,$$

де M_P - момент обертання, M_O - момент опору. В роботах [3,5] отримано залежність між коефіцієнтом ковзання і циркуляцією потоків, що дозволило визначити момент руху турбіни методом "рухомих сил" в плоскій гідродинамічній решітці. Але турбіна має кільцеву гідродинамічну решітку і при малих кутах атаки виникають суттєві похибки у визначенні характеристики турбіни. В [4] при визначенні рухомих моментів скористалися рівняннями Ейлера, що привело до зручних для інженерних розрахунків рівняння, але з великими спрощеннями, що також привело до значних похибок. В роботі [6] при дослідженні лічильника газу для високих тисків швидкості на вході і виході осьової турбіни прийняті по напрямку дотичної до лопаток.

Виходячи із аналізу відомих джерел теоретичні залежності між частотою обертання турбіни і витратою газу не підтверджуються експериментальними дослідженнями їх з достатньою точністю.

Автор даної роботи задався метою отримати вказану залежність із умов ідеальної осьової турбіни, враховуючи реальні моменти руху і опору, які діють на неї.

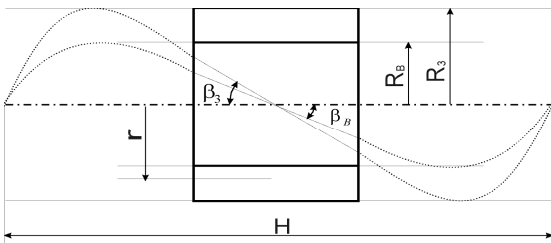


Рис. 1. Кут нахилу β гвинтової лопатки турбіни до її осі на радіусах зовнішньої та внутрішньої поверхні.

На рис. 1 зображена геометрія лопатки турбіни, а на рис. 2 - швидкості в гідродина-

мічній решітці турбіни. Відповідно з приведеними рисунками необхідно встановити або уточнити деякі геометричні параметри турбіни. В результаті взаємодії потоку газу на лопатки турбіни остання обертається навколо своєї осі. Тобто лопатка є основним елементом турбіни. Вона характеризується довжиною - L , товщиною - C , кутом нахилу до осі турбіни - B . Її висота визначається як різниця між зовнішнім і внутрішнім радіусами турбіни $h=R_3-R_2$. Крім того, кут нахилу β є змінним від β_3 на зовнішньому радіусі до β_2 - на внутрішньому радіусі, тобто $\beta=f(r)$, або

$$\operatorname{tg} \beta = 2\pi / H,$$

де H - крок гвинтової лінії. Середнє значення кута β_{CP} можна визначити із такої залежності:

$$\operatorname{tg} \beta_{CP} = (\operatorname{tg} \beta_3 + \operatorname{tg} \beta_2) / 2.$$

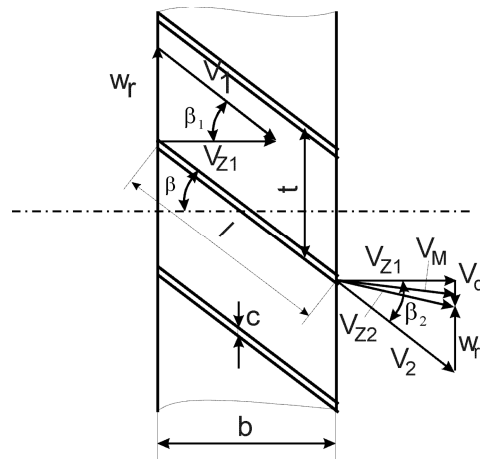


Рис. 2. Гідродинамічна решітка турбіни.

Площа січення потоку через турбіну визначається відомою формулою [3]

$$F = \pi(D_3^2 - D_2^2) / 4 - zhc.$$

Крок решітки $t = 2\pi r / z$, де z - кількість лопаток турбіни. Сукупність лопаток, періодично розташованих в площині однакових профілів, кожний із яких отриманий в результаті паралельного переміщення на довжину t в напрямку осі решітки, називають гідродинамічною решіткою [8,9]. Якщо плоску решітку прийняти за розгортку розміщення лопаток турбіни, то теорію плоскої решітки можна використовувати для розрахунку швидкостей потоку на лопатках турбіни.

У випадку ідеальної турбіни опір її обертанню буде рівний нулю. Тоді абсолютна швидкість на вході V_{Z1} і на виході V_{Z2} будуть однаковими, кутова швидкість обертання турбіни буде такою:

$$\omega_0 = Q_B \operatorname{tg} \beta / Fr_{CP}, \quad (4)$$

де Q_B - об'ємна витрата газу.

Відома теорія [9] про різні швидкості на вході і виході турбіни стверджує про опір тертя, причому V_{Z1} і V_{Z2} відхиляються в протилежну сторону обертання і, відповідно, середня геометрична швидкість буде рівною $V_M = 1/2(V_{Z1} + V_{Z2})$, векторна швидкість девіації потоку - $V_d = V_{Z2} - V_{Z1}$.

Однак в газових потоках момент опору не перевищує декількох відсотків від моменту обертання і доцільно використати просту залежність між частотою обертання і моментом опору. Тому для вирішення поставленої задачі автором використана теорія ідеальної турбіни і взаємозв'язок між ними та моментами обертання і опору запропонований у виді такої простої залежності:

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = 1 - \frac{\sum M_0}{M_P}, \quad (5)$$

де $\sum M_0 = M_B + M_T + M_n$, M_B - момент в'язкого тертя, M_T - момент тертя в підшипниках, M_n - момент опору в перетворювачі, M_P - момент обертання, ω_1 - частота обертання реальної турбіни. З врахуванням (4) отримаємо, що

$$\omega_1 = \frac{Q \operatorname{tg} \beta}{Fr_{CP}} \left(1 - \frac{\sum M_0}{M_P} \right). \quad (6)$$

Для розрахунку моменту обертання використаємо рівняння Ейлера [4]. Елементарний момент на радіусі r буде рівний:

$$dM_P = \rho V_d r dQ; \quad (7)$$

де $dQ = V_{Z1} 2\pi r dr$ - об'ємна витрата через циліндричний шар висотою dr . Враховуючи, що швидкість девіації потоку на виході $V_d = V_{Z1} \operatorname{tg} \beta_2 - \omega r$ (рис. 2), а також припущення автора про рівність швидкостей на вході і виході, то елементарний момент обертання буде таким:

$$dM_P = 2\pi \rho V_{Z1} (V_{Z1} \operatorname{tg} \beta_2 - \omega r) r^2 dz. \quad (8)$$

В цій залежності враховуємо епюру швидкостей в кільцевому сеченні робочого еталону, отриману автором в [10] для турбулентної і ламінарної течії, і порівнюємо на вході і виході турбіни $V_{Z1} = V_{Z2} = Q/F$. Тоді вираз (8) буде мати такий вид:

$$M_P = \left(\frac{\pi}{HF} - \frac{\omega}{Q} \right) Q^2 r_{CP}^2. \quad (9)$$

Моменти сил в'язкого тертя на поверхні турбіни можна визначити із таких складових: $M_B = M_{B,Л.} + M_{B,Ц.} + M_{B,Д.} + M_{B,П.}$, де $M_{B,Л.}$ - момент в'язкого тертя на лопатках, $M_{B,Ц.}$ - момент сил в'язкого тертя на циліндричній поверхні, $M_{B,Д.}$ - момент сил в'язкого тертя на диску, $M_{B,П.}$ - момент сил в'язкого тертя на торцевій поверхні. Із всіх складових найбільшим є момент в'язкого тертя на лопатках. Він є більшим 90%. Тому для спрощення розрахунків використаємо рівність $M_B = M_{B,Л.}$

Момент сил в'язкого тертя визначимо за такою формулою [3]:

$$M_B = C_f \rho \frac{\pi b Q^2}{HF^2 \cos^2 \beta_3} I_H, \quad (10)$$

де C_f - коефіцієнт тертя (для ламінарного поверхне-вого шару $C_f = \frac{0,8}{\sqrt[3]{Re}}$, а $Re = \frac{N_1 l}{\nu}$ - число Рейнольдса). Для турбулентного режиму

$$C_f = \frac{0,074}{\sqrt[3]{Re}}, \quad (9 \cdot 10^4 \leq Re \leq 1,1 \cdot 10^6)$$

$$C_f = \frac{0,455}{(\lg Re)^{2,58}}, \quad (Re \geq 1,1 \cdot 10^6);$$

$$I_H = \frac{2}{3} z (R_3^3 - R_B^3) + R_B^2 (2\pi R_B - zh) \cos \beta_B + z R_3^2 h \cos \beta_3.$$

Момент тертя в підшипниках можна визначити за такою формулою для радіальних підшипників [3]:

$$M_T = k_{П} \rho Q, \quad (11)$$

де $k_{П}$ - коефіцієнт пропорційності.

Дослідженнями автора також встановлено відсутність опору в індукційному і фотоелектричному перетворювачах, так як результати вимірювання на одній і тій самій турбіні не

відріз-няються.

Підставивши (11), (12), (13) в (6) будемо мати таку залежність частоти обертання для реальної турбіни.

$$\omega_1 = \frac{Q \operatorname{tg} \beta}{Fr_{CP}} \left[1 - \frac{\rho \left(\frac{C_f \pi b I_H}{HF^2 \cos \beta_3} + k_{II} \right)}{\left(\frac{\pi}{H} - \frac{\operatorname{tg} \beta}{r_{CP}} \right) \frac{r_{CP}^2}{F}} \right]. \quad (12)$$

Коефіцієнт перетворення робочого еталона можна визначити таким чином:

$$k = \frac{\omega_1 z}{2\pi Q}. \quad (13)$$

Для експериментальних досліджень було взято робочий еталон ЛГЕ-2500 діаметром умовного проходу ДУ-200. Різниця між експериментальними дослідженнями і отриманими залежностями (12) і (13) не перевищує 1%, що підтверджує правильність вибору математичної моделі робочого еталону об'єму газу.

І. Воцинський В.С., Іроденко В.В., Воцинський В.В. Установка з еталонами об'єму газу типу УПЛГ-2500. // Методи та прилади контролю

якості, №4, 1999, С. 104-106. 2. Кремлевский П. П. Расходомеры и счётчики количества.-Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1989. - 701с. 3. Бошьяк Л. Л. Бызов Л. Н. Тахометрические расходомеры.-Л.:Машиностроение, 1968, 212 с.:пл. Бобровников Г. Н., Камышев Л. А. Теория и расчёт турбинных расходомеров; М.:Издательство стандартов; 1978, - 128 с: пл. 4. Thompson R. E. Grey I. Теоретическая модель турбинного расходомера // Труды американского общества инженеров и механиков. Теоретические основы инженерных расчётов. Том 92, серия Д, №4 1970, С. 43-49. 5. DSCHMITTNER. Verhalten von Turbinenradgaszählern im Hochdruckbereich. // Souderdruck aus "gwfgas/erdgas", 125 (1984), Helf 8, S. 311-317. 6. Измерение больших расходов газа за рубежом. (Обзоры зарубежной литературы).-М.: ВНИИО7НГ, 1968, 72 с. 7. Алешко П. И. Механика жидкости и газа. Харьков.: Издательство при Харьковском государственном университете издательского объединения "Вища школа", 1977, 320 с. 8. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа.- М.: Наука, 1973. 847 с. 9. Воцинський В. В. Математична модель швидкостей потоку в кільцевому січєнні турбінного лічильника газу. // Методи та прилади контролю якості - 2000. №6, С. 61-63.

УДК 681.121.84

ЗАСТОСУВАННЯ БЕЗВЕНТИЛЬНИХ БЛОКІВ ПІД'ЄДНАННЯ ДИФМАНОМЕТРІВ ДЛЯ УНЕМОЖЛИВЛЕННЯ СПОТВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИМІРЮВАНЬ ПРИ ОБЛІКУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

© Пістун Є. П., Дубіль Р. Я., 2001

Національний університет "Львівська політехніка"

Розглянута проблема спотворення результатів вимірювань витрати та кількості природного газу за методом змінного перепаду тиску. З метою запобігання такому спотворенню в схемах під'єднання дифманометрів до діафрагми пропонується застосовувати спеціальні безвентильні блоки. Наведено їх опис та технічні характеристики.

В системах обліку природного газу широке застосування знайшли витратоміри змінного перепаду тиску зі стандартними пристроями звуження потоку (різного типу діафрагмами та соплами). Їх застосування регламентоване як міжнародним стандартом ISO 5167 [1], так і чинними в Україні нормативними документами РД-50-213-80 [2] та РД-50-413-80 [3]. Включення в

схему таких витратомірів сучасних мікропроцесорних обчислювальних засобів, наприклад, інтелектуальних вимірювальних перетворювачів та обчислювачів витрати та кількості природного газу дозволяє створювати системи обліку природного газу з новими суттєво розширеними функціональними і метрологічними можливостями [4]. Так, наприклад, вони сьогодні дозволяють забезпечити облік