УДК 681.121

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТУРБІННИХ ЛІЧИЛЬНИКІВ ГАЗУ

Я.М. Власюк[1], В. А. Яцевський[1], І. С. Кісіль[2], О.Є. Середюк[2]

1) НАК «Нафтогаз України», вул.Богдана Хмельницького, 6, м.Київ, 01001, e–mail: YVlasyuk@naftogaz.net

2) Івано–Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано–Франківськ, 76019, тел. (03422)4–60–77, e– mail: zarichna@nung.edu.ua

Описано моделювання стаціонарних і динамічних режимів функціонування турбінних лічильників газу. Представлена методика розрахунку частоти обертання турбінки з врахуванням сил тертя на її осі і методика визначення систематичної похибки лічильника від об'ємної витрати газу.
Ключові слова: турбінний лічильник, CFD–моделювання, частота обертання, похибка.

Описано моделирование стационарных и динамических режимов функционирования турбинных счетчиков газа. Представлена методика расчета частоты вращения турбинки с учетом сил трения на ее осе и методика определения систематической погрешности счетчика от объемной затраты газа.
Ключевые слова: турбинный счетчик, CFD–моделирование, частота вращения, погрешность.

The modeling of stationary and dynamic modes of turbine gas meters functioning were conducted. The method of turbin rotation frequency calculation taking into account friction forces on its wasp, and method of systematic inaccuracy determination of meter from volume gas flow were developed.
Keywords: turbine meter, CFD–modeling, rotation frequency, inaccuracy.

В умовах дефіциту і перманентного дорожчання енергоресурсів їх достовірний і точний облік при транспортуванні і використовуванні має велике значення для ефективного функціонування економіки. Тільки за наявності точного обліку можлива оцінка ефективності і доцільності впровадження різних енергозберігаючих технологій і організаційних заходів. Одним з найважливіших джерел енергії на даний час є природний газ, що забезпечує функціонування і розвиток енергетики багатьох країн світу. Тому підвищення точності обліку навіть на десяті або соті частки відсотка принесе підприємствам, комунальному сектору і країні в цілому істотну економію фінансових ресурсів, і буде істотним стимулом до впровадження комплексу сучасних енергозберігаючих технологій.

Не дивлячись на те, що в Україні експлуатується більше 50 типів лічильників газу, внесених до Державного реєстру, значну роль при вимірюванні в розподільних мережах займають турбінні лічильники газу [1–3]. Вони обліковують 60–70% всього споживаного газу. В основному турбінні лічильники використовують за умов значної і середньої кількості споживання газу. Верхня границя вимірювання ними становить 8–10 тис. м^3/год. за реальних умов вимірювання або, з урахуванням тиску газу, який може сягати 50 бар і вище, до 0,5 млн. м^3/год. за стандартних умов.

Одними з основних причин виникнення негативного балансу між поставкою і споживанням газу є недоліки його обліку, зокрема, систематичні похибки засобів вимірювання [3–4] мінімальних витратах. Крім основної систематичної похибки, яка визначається при їх метрологічній атестації, для турбінних лічильників характерні і додаткові похибки, які зумовлені такими факторами:

- відмінністю метрологічної характеристики, яка отримана при градуюванні з використанням повітря як робочого середовища, і метрологічної характеристики, яка отримується при калібруванні на природному газі;
- якістю монтажу лічильника (наявність ексцентриситету, виступаючих прокладок на фланцевих з'єднаннях, овальністю підвідних труб і відмінністю їхнього діаметра з вхідним діаметром корпусу лічильника);

- нерівномірністю потоку газу по діаметру трубопроводу і закрученням потоку в ньому.

Для усунення впливу останнього з цих явищ відповідно до рекомендацій PTB (Німеччина) [5] перед лічильником слід встановлювати пряму ділянку, а в деяких випадках і струменевипрямляч.

Не дивлячись на велику кількість публікацій, присвячених питанням проектування, вивченню характеристик турбінних лічильників (в літературі ці лічильники часто називають турбінними витратомірами) в різних умовах експлуатації присвячено порівняно мало уваги, а багато аспектів проблеми не знайшли вичерпного рішення. До теперішнього часу не існує досконалих методів прогнозування метрологічних характеристик лічильників, зокрема, на стадії їх проектування.

Відомі класичні теоретичні моделі для дослідження функціонування турбінних витратомірів і лічильників газу стосуються розрахунку і вибору конструктивних параметрів аксіальних турбінок і, зокрема, кількості, геометричних розмірів і установочного кута лопатей по відношенню до осі турбінки [2]. Вони також реалізують обчислення моментів опору обертанню турбінки і побудову статичних характеристик турбінних витратомірів [6] на основі основних законів теоретичної механіки з використанням рівняння Ейлера або методу підіймальних сил. Однак подані у вказаних джерелах моделі носять за своєю суттю чисто теоретичний характер і не враховують особливостей течії потоку газу.

В роботі [7] розглядається математична модель швидкостей потоку в кільцевому січенні турбінного лічильника газу, в якій встановлені основні залежності для побудови епюри швидкостей потоку. Водночас ці дослідження не встановлюють залежності між умовами функціонування турбінних перетворювачів і їх метрологічними характеристиками.

Дослідження турбінних лічильників також проводилося як в експериментальному, так і теоретичному напрямах [8]. Теоретичний аналіз в основному ґрунтувався на спрощених моделях із зосередженими параметрами [2, 9–12]. За цих умов більшість моделей не в повній мірі враховує всі істотні чинники і конструктивні особливості, а у ряді випадків їм властива зайва ступінь ідеалізації фізичних процесів.

Запропоновані в [3] удосконалення моделі функціонування турбінних лічильників хоча і стосуються впливу параметрів робочого середовища на функціонування турбінних лічильників і витратомірів, однак враховують перш за все зміну робочого діапазону і перепаду тиску на чутливому елементі вказаних засобів вимірювання.

Вказані моделі в цілому не базуються на застосуванні комп'ютерних CFD (Computational Fluid Dynamics) – технологій і не можуть враховувати вплив фізико–хімічних параметрів робочого середовища за умов суттєвого діапазону їх зміни.

В одному із новітніх досліджень [13], яке присвячене вивченню функціонування турбінного вимірювального перетворювача, використані сучасні комп'ютерні технології, що стосуються перш за все моделювання турбінок з гідродинамічним врівноваженням чутливого елемента і спрямовані на їх конструювання згідно комплексного критерію оптимізації з метою удосконалення попередньо вибраних геометричних параметрів перетворювача. В цій роботі відсутні дослідження щодо впливу фізико–хімічних параметрів природного газу на метрологічні характеристики лічильників і витратомірів.

В даний час існують розрахункові методи прогнозування метрологічних характеристик витратомірів, що враховують локальні особливості їх просторової конструкції і взаємодію з вимірюваним середовищем. Однак їх можливості, виходячи з обмеженості діапазону задання граничних умов функціонування, параметрів робочого середовища і технічних характеристик лічильників, дуже обмежені. Аналіз літературних джерел показує, що практично відсутні роботи, які засновані на застосуванні до теорії турбінних витратомірів і лічильників сучасних комп'ютерних CFD технологій. Тим часом саме ці моделі і технології дозволяють достатньо повно і детально аналізувати поля тиску, швидкостей і температур, досліджувати статичні і динамічні характеристики витратомірів і лічильників, оптимізувати параметри приладів і прогнозувати їх метрологічні характеристики.

Сьогодні CFD–технології ґрунтуються на створенні, як правило, тривимірної цифрової сіткової моделі витратоміра, описі його взаємодії з вимірюваним рухомим середовищем (газом або рідиною) з використанням повної системи диференціальних рівнянь Нав'є–Стокса. За цих умов модель доповнюється рівняннями стану газу, початковими і граничними умовами і системою рівнянь, що враховують турбулентні властивості середовища. Після розв'язку рівнянь сучасними апробованими числовими методами (метод контрольного об'єму) отримують тривимірну кольорову візуалізацію результатів з

можливістю обертання і масштабування як об'єкта в цілому, так і окремих його частин, що цікавлять дослідника. Тому CFD–технології є актуальними не тільки для теоретичного, але і в практичному аспектах дослідження витратомірів і лічильників.

Метою роботи є побудова тривимірної комп'ютерної CFD–моделі турбінного витратоміра–лічильника газу і дослідження за її допомогою статичних, динамічних і метрологічних характеристик вказаних приладів.

При моделюванні турбінний лічильник (рис. 1) умовно розділений на три основні частини: вхідний канал, зону обертання турбінки і вихідний канал. Геометричні розміри лічильника вибрані такими:

– довжина вхідного і вихідного каналів 0,04 м;

– внутрішній радіус каналів 0,036 м;

– зовнішній радіус каналів 0,051м;

– висота (товщина) турбінки 0,014 м;

– кількість лопаток в робочому колесі турбінки 16;

– маса турбінки 0,16 кг.

Оскільки геометрія задачі є осесиметричною і періодичною в тангенціальному напрямі, то розглядався лише один сектор, рівний 22,5°. Оскільки при моделюванні основою дослідження є аеродинамічні процеси, то розв'язувалася ізотермічна задача. Умови моделювання стосувалися подачі на вхід витратоміра робочого середовища з такими фізичними властивостями: густина – 1,225 кг/м^3, динамічна в'язкість – $1{,}789\cdot10^{-5}$ кг/(м·с).

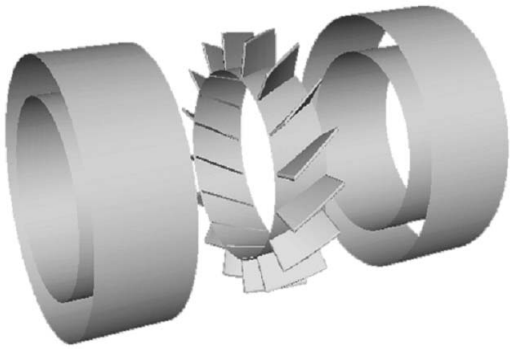

Рисунок 1 – Зовнішній вигляд геометричної частини моделі з вхідним і вихідним каналами і лопатками турбінки

При моделюванні використовувалася *k*–ε модель турбулентності другого порядку [14]. Для побудови сітки і рішення задачі використовувалася CFD–програма FLUENT, для якої число розрахункових елементів моделі сітки складало приблизно 50000.

Для моделювання процесу обертання турбінки використовувалася рухома сітка, що умовно розміщена в зоні обертання турбінки. В основі розрахунку частоти обертання турбінки у функції від витрати покладено рівняння, що виражає рівність моментів сил, діючих на лопатку [2]:

$$I\frac{d\omega}{d\tau} = M_x - M_{mp}, \qquad (1)$$

або

$$m_{np}R_{ef}^2\frac{d\omega}{d\tau} = R_{ef}\cdot\left(F_x - F_{mp}\right), \qquad (2)$$

де I – момент інерції турбінки; M_x, F_x – момент і результуюча гідродинамічна сила тиску потоку на лопатку, що обертається під дією вхідного потоку, відповідно; M_{mp}, F_{mp} – момент і сила тертя в обертових елементах механізму витратоміра, які припадають на одну лопатку, відповідно; m_{np} – приведена маса сектора частин витратоміра, що обертаються з лопаткою; R_{ef} – ефективна відстань центру ваги обертових частин витратоміра з лопаткою до осі обертання; τ – час.

Значення сили F_x у будь–який момент часу τ можна визначити засобами FLUENT, оскільки у будь–який момент часу розраховується тиск на всій поверхні лопатки (в будь–якому осередку лопатки), а також відомі площа і вектор нормалі кожного осередку лопатки (вбудовані можливості FLUENT дозволяють визначити ці значення).

Сила тертя F_{mp} може бути отримана при експериментальному дослідженні конкретного витратоміра–лічильника. Величина її змінюється залежно від частоти обертання турбінки і приклад такої характеристики поданий на рис. 2.

На практиці для конкретного витратоміра в стаціонарних режимах його роботи при заданих постійних витратах газу вимірюється частота ω обертання турбінки, тобто є відомою залежність $\omega = f(G)$, де G – масова витрата. Для стаціонарного режиму (ω = const) рівняння (1) перетвориться у рівність:

$$F_x = F_{mp}. \qquad (3)$$

Рівність (3) означає, що, використовуючи експериментальні дані спільно з CFD – моделлю задачі, можна для конкретного витратоміра знайти залежність:

$$F_{mp} = F(\omega). \qquad (4)$$

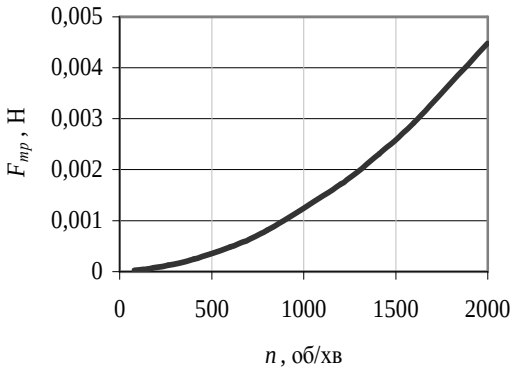

Рисунок 2 – Залежність сили тертя турбіни від частоти обертання

Процес знаходження залежності (4) можна назвати настройкою моделі і алгоритм її полягає у наступному:

– для кожного градуювального значення витрати газу G_i, (i = 1,…, N), за допомогою побудованої комп'ютерної CFD–моделі розв'язується послідовність стаціонарних задач для визначення частот обертання ω_i, які відповідають витратам G_i;

– у результаті послідовного рішення N таких задач обчислюється N значень сили F_x, які для стаціонарного процесу на підставі (3) дорівнюють значенням сили F_{mp}, а це, у свою чергу, означає, що для конкретного витратоміра може бути знайдена шукана залежність (4).

Із співвідношення (1), записаного у вигляді кінцевих різниць відносно ω, для k–го моменту часу τ_k, частота обертання ω_k визначається таким чином:

$$\omega_k = \omega_{k-1} + \frac{F_x(\omega) - F_{\text{тр}}(\omega)}{mR}(\tau_k - \tau_{k-1}). \qquad (5)$$

Описана методика дозволяє розраховувати частоту обертання турбінки в стаціонарних режимах для різних витрат газу. Знаючи залежність $F_{mp}(\omega)$ і враховуючи те, що в стаціонарному режимі виконується рівність (3), для заданої витрати шляхом рішення ряду стаціонарних задач, підбираючи значення частоти обертання, можна досягти виконання умови $F_x = F_{mp} = F(\omega)$. У результаті реалізації цього алгоритму побудована залежність частоти обертання від витрати газу, яка представлена на рис. 3. Ця залежність для стаціонарного процесу, окрім області низьких витрат, близька до лінійної.

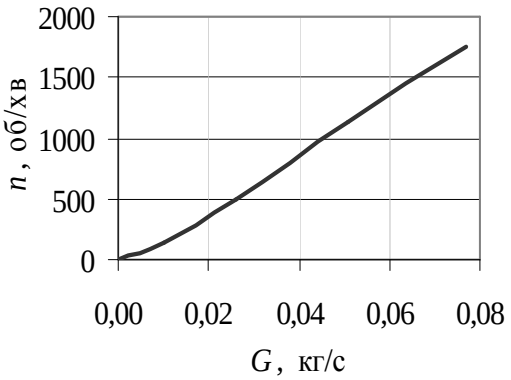

Рисунок 3 – Залежність частоти обертання турбіни лічильника від масової витрати в стаціонарних режимах

Розроблена методика дослідження була реалізована в програмі FLUENT у вигляді спеціальної додаткової функції, яка на кожному кроці за часом обчислює частоту обертання по формулі (5). Зазначимо, що ця формула реалізована в явному вигляді, тобто F_x і F_{mp} на кожному часовому кроці з врахуванням вибору на базі попереднього кроку за часом.

У приведених розрахунках були використані як лінійна залежність сили тертя від частоти $F_{mp}(\omega)=0{,}0025\cdot10^{-3}\omega$, так і нелінійна, апроксимована поліномом другого степеня, яка ілюструється рис. 2.

Метрологічні характеристики витратоміра, при дослідженні метрологічних характеристик турбінного витратоміра його похибку δ пов'яжемо з параметром n/Q наступною залежністю:

$$\delta = \left(\frac{n}{Q} - \left(\frac{n}{Q}\right)_{cp}\right) \Bigg/ \left(\frac{n}{Q}\right)_{cp}, \qquad (6)$$

де $(n/Q)_{cp}$ – середнє в межах діапазону вимірювання ($Q_{min} \div Q_{max}$) значення n/Q.

Вирішуючи зворотну задачу для кожної витрати і визначаючи відповідну для неї частоту з врахуванням залежності сили тертя від частоти (рис. 2), отримана залежність зміни похибки від витрати (рис. 4). Її характер є близьким до відомих експериментально визначуваних кривих похибок турбінних лічильників [2, 3], що підтверджує адекватність розробленої моделі. Тут конкретизуємо також, що для цього випадку зміна сили тертя була представлена наступною функціональною залежністю

$$F_{mp} = 10^{-9}n^2 + 2\cdot10^{-7}n - 5\cdot10^{-7}, \qquad (7)$$

де n – частота обертання в об/хв, $n=2\pi\cdot60/\omega$.

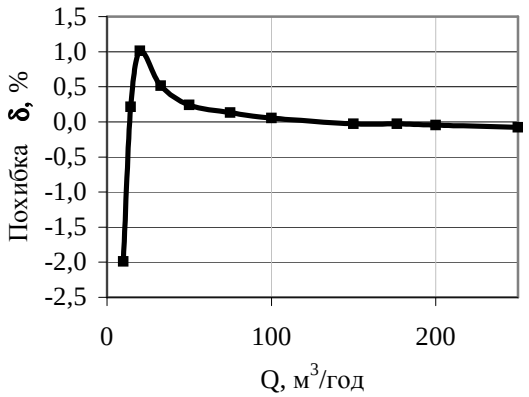

Рисунок 4 – Залежність систематичної похибки витратоміра від об'ємної витрати

Динамічні характеристики витратомірів пов'язані із нестаціонарними процесами в трубопроводах, оснащених лічильниками газу, наприклад, зміна умов функціонування технологічних пристроїв, а саме: компресорів, вентиляторів, насосів, газотурбінних установок, що перекачують газ, переходи з одного режиму роботи на іншій, а також пуски і зупинки тощо.

Для моделювання перехідних режимів розглядалася нестаціонарна задача аеродинаміки. При цьому на вході у витратомір задавалася змінна у часі витрата газу, що змінюється згідно залежності, наведеної на рис. 5.

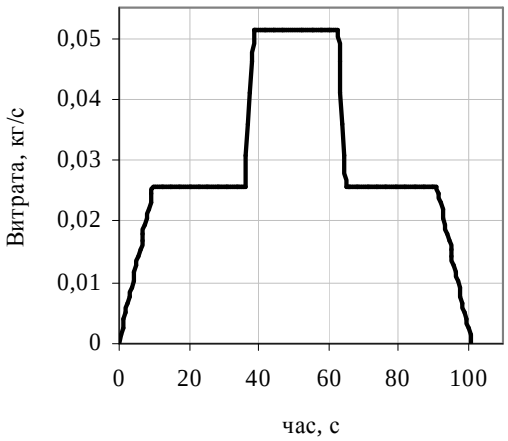

Рисунок 5 – Залежність зміни витрати газу на вході лічильника від часу

На підставі описаної вище методики були знайдені залежності для окремих сил, діючих на турбінку в перехідних режимах (рис. 6). Як видно з рис 6, гідродинамічна сила тиску потоку F_x на обертову лопатку і сила інерції $F_{ін}$ змінюються синхронно із зміною витрати і на етапі розгону досить близькі за абсолютним значенням. В той же час сила тертя змінюється набагато плавніше і її абсолютні значення лише асимптотично наближаються знизу до гідродинамічної сили в кінці перехідного процесу.

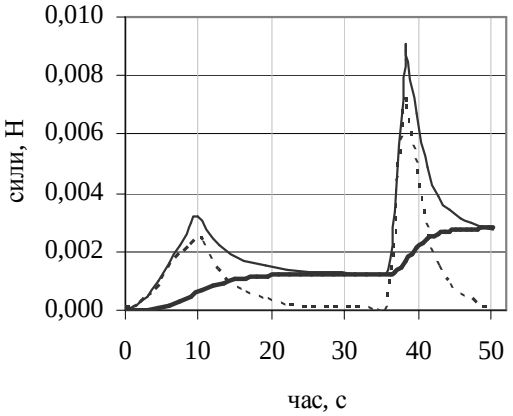

Рисунок 6 – Залежності діючих на турбінку сил від часу (товста лінія – гідродинамічна сила тиску F_x потоку на лопатку, що обертається; - - - сила тертя $F_{ін}$; тонка лінія — сила інерції $F_{тр}$)

На етапі гальмування (зменшення витрати) гідродинамічна сила тиску потоку F_x на обертову лопатку монотонно змінюється істотно повільніше у порівнянні з різкішим падінням сили інерції, асимптотично прагнучи до нуля в кінці перехідного процесу. Час релаксації до квазістаціонарних значень окремих сил істотно більший за час дії збурення (зміни витрати).

На основі розробленої методики за допомогою комп'ютерної моделі знайдена залежність частоти обертання турбінки від часу для перехідних режимів витрати газу (рис. 7). Результати розрахунків показують, що похибка визначення витрати в перехідних режимах без урахування сил інерції може сягати до 100 % (рис. 8).

Проведені також чисельні дослідження динамічних характеристик турбінного лічильника, зокрема, впливи розгону і вибігу турбінки при зміні витрати газу в часі. За цих умов розглядалися випадки як симетричної (рис. 5), так і несиметричної в часі залежності розгону і вибігу.

Результати моделювання (рис. 7) показують, що навіть для симетричної в часі залежності зміни витрати (рис. 5) похибка визначення кількості газу, що пройшов через лічильник, на цих етапах не компенсується.

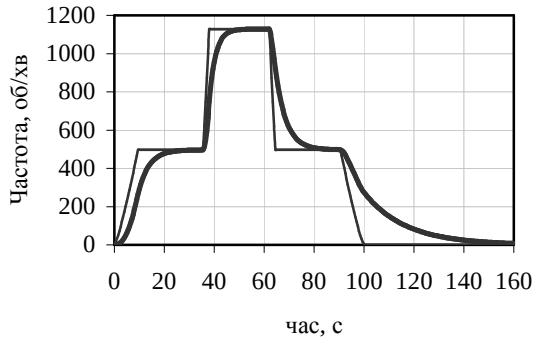

Рисунок 7 – Зміна частоти обертання турбінки для симетричної залежності зміни витрати (рис. 6) з урахуванням сил інерції (товста лінія) і без їх урахування (тонка лінія)

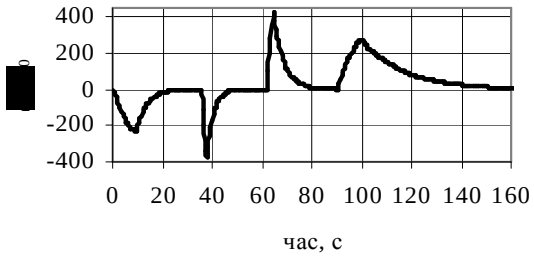

Рисунок 8 – Залежність відхилення частоти обертання турбінки в нестаціонарному режимі вимірювання ω від частоти обертання ω_0, одержаної на базі градуювальної кривої (рис. 3) за умов вибраної в часі (рис. 5) залежності зміни витрати газу на вході лічильника

Протягом часу зменшення витрати (похибка позитивна) частота обертання турбінки змінюється набагато плавніше у порівнянні з інтенсивнішим збільшенням частоти обертання турбінки протягом часу збільшення витрати (похибка від'ємна). Різниця між першим розгоном і симетричним йому другим спадом (рис. 7) складає 160 %, а між другим збільшенням витрати і відповідним йому першим спадом витрати становить 72 %. Тобто при досить повільних нестаціонарних процесах сумарна похибка, знайдена по градуювальній кривій (рис. 3), на етапах збільшення і подальшого зменшення витрати позитивна і може перевищувати реальну витрату в 2,6 рази для досліджуваного лічильника. На рис. 8 показана динаміка зміни такої похибки в часі для вибраної (рис. 5) залежності зміни витрати газу у лічильнику.

Як видно з рис. 8, частота обертання турбінки, а значить і визначені значення витрати, в нестаціонарному процесі істотно відрізняються від витрати, одержаної по градуювальній кривій виду рис. 2 для стаціонарного режиму функціонування лічильника.

Інтенсивність збільшення або зменшення похибки залежить від амплітуди відхилення витрати від усталеного значення і ця похибка корелює з періодами збільшення і зменшення. Ці відхилення при відомих характеристиках лічильників і витратомірів в практичних аспектах можна враховувати і компенсувати за допомогою коректорів.

ВИСНОВКИ

За результатами досліджень розроблена методика визначення сил тертя для турбінки лічильника або витратоміра в статичних і перехідних режимах, яка базується на експериментально–розрахунковому методі з використанням CFD–технологій.

Одержана залежність частоти обертання турбінки від витрати для стаціонарного режиму лічильника витратоміра.

Запропонована методика розрахунку частоти обертання турбінки в перехідних режимах, на основі якої одержані залежності частоти обертання турбінки від часу для перехідних режимів. Одержані залежності для розрахунку сил, які діють на турбінку в перехідних режимах.

Проведене моделювання динамічних режимів роботи турбінних лічильників і витратомірів показало, що час розгону турбінки витратоміра (зростання витрати) і вибігу (подальшого зменшення витрати до первинного значення) можуть суттєво відрізнятися і ця відмінність може досягати 25 % і більше.

Встановлено, що динаміка розгону і вибігу турбінки лічильника – витратоміра залежить від виду функціональної залежності зміни витрати в часі, при цьому додатня похибка вимірювання витрати може досягати 160 %.

За результатами виконаних досліджень для конкретних типорозмірів турбінних лічильників і витратомірів газу на основі CFD моделювання можуть бути одержані функціональні залежності, які є актуальними при створенні автоматичних електронних коректорів похибок вимірювань витрати, пов'язаних з коливаннями витрати в газотранспортних мережах.

1 Лічильники газу турбінні. Загальні технічні умови (EN 12261:2002, IDT): ДСТУ EN 12261:2006. – [Чинний від 2007–01–01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2007. – V, 33 с. – (Національний стандарт України). 2

Кремлёвский П. П. Расходомеры и счетчики количества веществ: Справочник: Кн 1; под ред. Е. А. Шорникова. – СПб.: Политехника, 2002. – 409 с. 3 Облік природного газу: Довідник / М. П. Андріїшин, О. М. Карпаш, О. Є. Середюк [та ін.]; за ред. С. А. Чеховського. – Івано–Франківськ: ПП «Сімик», 2008. – 180 с. 4 Тонконогий Ю. Погрешности средств измерения, применяемых для учета газа / Ю. Тонконогий, А. Пядишюс // Измерительная техника. – 1999. – №5.– С. 35–38. 5 PTB Technische Richtlinien G–13. Messgeräte für Gas. Einsaue und Betrieb von Turbinenradgaszahlern (Измерения количества газа. Установка и эксплуатация турбинных счётчиков газа). – 1994. –12 s. 6 Бобровников Г. Н. Теория и расчет турбинных расходомеров / Г. Н. Бобровников, Л. А. Камышев //М.: Изд–во стандартов. – 1978. – 128 с. 7 Вощинський В. В. Математична модель швидкостей потоку в кільцевому січенні турбінного лічильника газу / В. В. Вощинський // Методи та прилади контролю якості. – 2000. – №6. – С.61–63. 8 Baker R. C. Turbine flow meters: II. Theoretical and experimental published information / R. C. Baker // Flow Meas. Instrum.– 1993. –№ 4(3). – P. 123 – 144. 9 Atkinson K. N. A software tool to calculate the over–registration error of a turbine meter in pulsating flow. / K. N. Atkinson // Flow Meas. Instrum. – 1992. – №3(3). – P. 167 – 172. 10 Cheesewright R. Field tests of correction procedures for turbine flow meters in pulsate flows. / R.Cheesewright, K. N. Atkinson, C. Clark, C. Horst // Flow Meas. Instrum. – 199. – №7(1). – P. 7–17. 11 Lee W. F. Z. Gas turbine flow meter measurement of pulsating flow. Trans. ASME / W. F. Z. Lee, M. J. Kirik, J. A. Bonner // J. Eng Power. –1975. – №10. – Oct.– P. 531–539. 12 McKee R. J. Pulsation effect on single and two–rotor turbine meters. / R. J. McKee // Flow Meas. Instrum. – 1992. – №3(3). – P. 151–166. 13 Писарець А. В. Турбінний вимірювальний перетворювач витрат з гідродинамічним врівноваженням чутливого елемента: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.11.01 "Прилади та методи вимірювання механічних величин". – Київ, 2010.– 19 с. 14 Durbin P. A. Separated flow computations with the k–(e) –v2 model"/ P. A. Durbin // AIAA J. – 1995. – № 33. – P. 659–667.

Поступила в редакцію 26.11.2010 р.

Рекомендував до друку докт. техн. наук, проф. Костишин В.С.