

свойствам веществ, окт. 2005, С.-Петербург – Т.2, – С. 134–135.

3. Бурова З.А., Гайдучек А.В., Ковтун С.И. Проблемы измерения теплопроводности теплоизоляционных и строительных материалов // Пром. теплотехника. – 2004. – Т. 26, № 6. – С. 205–209.

4. Дифференциальный сканирующий микрокалориметр ДСМ-2М. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. СКБ БП АН СССР, г. Пушкино, 1978. – 40 с.

5. ГОСТ 7076-99 Материалы и изделия строительные. Метод определения теплопроводности и термического сопротивления при стационарном тепловом режиме.

6. ISO 8301:1991 Thermal insulation – Determination of steady-state thermal resistance and related properties – Heat flow meter apparatus (Теплоизоляция. Визначення теплового опору та пов'язаних із ним характеристик. Прилад із перетворювачем теплового потоку).

7. Михайлик В.А., Снежкин Ю.Ф., Немчин А.Ф., Давыдова Е.О. Определение теплоёмкости влаго-

содержащих материалов с помощью сканирующей калориметрии // Пром. теплотехника. – 2002. – Т.24, №5. – С. 92–96.

8. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. (Изд. 4, переработанное и дополненное) – М.: Энергоиздат, 1981. – 417 с.

9. www.vactekh-holod.ru

10. Теплотехнический справочник. Том 1. – М.: Энергия, 1975. – 744 с.

11. www.ru.wikipedia.org

12. www.courses.edu.nstu.ru

13. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Учебное пособие для вузов. – Л.: Химия, 1987. – 587 с.

14. Енохович А.С. Справочник по физике. – М.: Просвещение, 1978. – 415 с.

15. СНиП 2.02.04-88. Основания и фундаменты на вечномерзлых грунтах.

Получено 05.03.2008 г.

УДК 681.122

Тонконогий Ю.¹, Пядишюс А.¹,
Станкявичюс А.¹, Круковский П.²

¹Литовский энергетический институт

²Институт технической теплофизики НАН Украины

ДИНАМИЧЕСКАЯ ПОГРЕШНОСТЬ ТУРБИННЫХ СЧЕТЧИКОВ ГАЗА В ПУЛЬСИРУЮЩЕМ ПОТОКЕ

Розроблено новий метод розрахунку обертання турбінного лічильника газу в перехідному режимі. Наведені приклади застосування методу.

Разработан новый метод моделирования вращения турбинного счетчика газа в нестационарном потоке. Приведены примеры применения метода.

A new method for simulation of the rotation of a turbine gas meter in a transitional flow has been developed. Examples of the application of this method are presented.

f – частота пульсации расхода;

J – момент инерции ротора;

k_Q – коэффициент расхода;

Q – расход газа;

T – постоянная времени инерции вращения;

t – время;

δ – динамическая погрешность счетчика;

ρ – плотность газа;

ω – частота вращения;
 ω_Q – частота вращения, соответствующая
 текущему расходу;
 $\Omega = (\omega - \omega_Q) / (\omega_n - \omega_Q)$ – безразмерная избыточная
 частота вращения;
 $\Delta \bar{Q} = (Q_{\max} - Q_{\min}) / 2Q_{cp}$ – безразмерная амплитуда
 пульсации;
 Δt_0 – период пульсации;
 Δt_i – шаг расчета во времени.

Нижние индексы:

к – конечный;
 н – начальный;
 макс – максимальный;
 мин – минимальный;
 пр – предельный;
 р – ротор;
 ср – средний;
 сч – счетчик.

Введение

Турбинные счетчики являются основным техническим средством учета природного газа. Они также широко применяются в качестве образцовых счетчиков в эталонных установках для воспроизведения единиц объема и расхода воздуха (газа), т.е. для калибровки рабочих счетчиков газа. Совершенствование метрологических характеристик турбинных счетчиков газа связано с экономией больших денег. По различным причинам в потоке газа всегда есть пульсации, которые вызывают характерную для турбинных счетчиков “динамическую” погрешность измерения. В процессе пульсации из-за инерционности вращающихся частей (главным образом турбинного колеса) показания счетчика, соответствующие частоте вращения турбины ω , всегда отстают от истинного моментального значению расхода газа. При этом в фазе уменьшения расхода отставание больше, чем в фазе увеличения расхода, поскольку в первом случае момент аэродинамических сил, понуждающих показания счетчика приблизиться к истинному расходу, меньше. Поэтому “сверхзарегистрированное” в фазе уменьшения расхода количество газа больше, чем “недорегистрированное” в фазе увеличения. Разница этих двух количеств и составляет динамическую погрешность, которая всегда положительна.

Проблема динамической погрешности известна уже несколько десятилетий. Одними из первых являются результаты ее расчета и прогнозирования, полученные У.Ф.Ли и др. [1]. К сожалению, в них вкралась ошибка. По данным У.Ф.Ли, при низких значениях параметра отклика счетчика динамическая погрешность становится отрицательной, чего по природе этой по-

грешности быть не должно. Н.Леманн [2] изучал зависимость динамической погрешности от частоты и амплитуды пульсаций. Его результаты получены только для прямоугольных колебаний расхода, которые на практике не встречаются. Среди влияющих параметров отсутствует параметр, характеризующий инерционность ротора счетчика. Результаты Н.Леманна включены в нормативный документ G13 РТВ (Германия) [3]. Наиболее известны работы К.Аткинсона [4], включенные в документ ИСО [5]. Принципиально они отличаются от результатов Н.Леманна тем, что получены для синусоидальных пульсаций расхода. Аналогичные результаты представлены Р.МакКи [6]. В то время, как по данным, например, Б.Ли [7], в реальных условиях пульсации потока происходят по сложным законам, все известные результаты получены только для прямоугольных или синусоидальных пульсаций потока. Они основаны на решении дифференциального уравнения движения турбины, включающего неизвестные и трудно определяемые параметры. Из-за этого результаты отдельных исследователей фрагментарны и часто не совпадают. Подробный обзор выполненных исследований по рассматриваемой проблеме выполнен в [8]. Проблема актуальна не только для турбинных счетчиков газа, но и для турбинных счетчиков жидкости [9].

Следует заметить, что исчерпывающих данных о динамической погрешности и методах ее прогнозирования в известной литературе нет.

Цель настоящей работы состояла в разработке метода численного моделирования для изучения отклика турбинного счетчика газа на пульсацию расхода при произвольном законе изменения расхода и анализ динамической по-

грешности в зависимости от всех влияющих параметров. В основе предлагаемого метода лежит применение постоянной времени инерции счетчика, которая может быть определена экспериментально путем измерения отклика счетчика на резкое изменение расхода до различных конечных значений.

Отклик турбинного счетчика на резкое изменение расхода

Измерение отклика турбинного счетчика газа на резкое изменение расхода проводилось нами на специально созданной установке [10, 11]. Установка включала 2 измерительные линии с независимо регулируемым расходом в каждой из них. При помощи системы задвижек с пневмоприводом обеспечивалось практически мгновенное (быстрее 0,1 с) переключение испытуемого счетчика из одной линии в другую с отличным от первой линии расходом воздуха, который поддерживался постоянным. В переходном процессе регистрировалось изменение частоты вращения ротора счетчика во времени.

Были исследованы 3 счетчика:

- G650 фирмы «Premagas» (Словакия) с металлической крыльчаткой G650, DN150, $Q = 20...400 \text{ м}^3/\text{ч}$.
- MZ100 фирмы «Rombach» (Германия) с металлической крыльчаткой DN100, $Q = 20...400 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- MZ100 фирмы «Rombach» (Германия) с пластиковой крыльчаткой DN100, $Q = 20...400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Некоторые результаты измерения отклика этих счетчиков на ступенчатое изменение расхода от начального Q_n до конечного Q_k представлены на рис. 1.

Анализ результатов показывает, что величина начального расхода воздуха практически не влияет на время переходного процесса. Увеличение же конечного значения расхода вызывает практически обратно пропорциональное уменьшение этого времени. Причина этого – увеличение момента аэродинамических сил, способствующее быстрейшему завершению переходного процесса, при увеличении действующего в переходном процессе (т.е. конечного) расхода.

Сравнение результатов показывает, что при одинаковом значении конечного расхода время

отклика счетчика «Premagas» G650 примерно в два раза выше, чем у MZ100 с металлической крыльчаткой и примерно в три с половиной раза выше, чем у MZ100 с пластиковой крыльчаткой. Это объясняется последовательным убыванием размеров и массы счетчиков.

Постоянная времени инерции вращения

На рис. 2 представлено в качестве примера изменение во времени безразмерной избыточной частоты вращения Ω турбинного счетчика газа MZ100 с металлической крыльчаткой, $Q_k = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$ при всех начальных расходах.

Результаты для всех начальных расходов укладываются на одну общую кривую. Такая же ситуация наблюдается при всех значениях конечного расхода, а также для других исследованных счетчиков. Анализ показывает, что зависимость $\Omega = f(t)$ во всех случаях резкого изменения расхода является экспоненциальной:

$$\Omega \equiv \frac{\omega - \omega_0}{\omega_n - \omega_0} = e^{-t/T}, \quad (1)$$

где параметр T является постоянной времени инерции вращения ротора счетчика. Формула (1) аналогична формуле для изменения во времени безразмерной избыточной температуры в регулярном тепловом режиме [12], а постоянная времени инерции вращения аналогична постоянной времени тепловой инерции. Величина T может быть установлена из экспериментально полученной зависимости безразмерной избыточной частоты вращения от времени, как это показано на рис. 2. Постоянная T численно равна отрезку времени, в течение которого безразмерная избыточная частота вращения становится равной 0,368 от своего начального значения:

$$T = t \text{ при } \Omega = 0,368\Omega_n. \quad (2)$$

Постоянная времени T – очень важный параметр. В литературе для нее предлагаются зависимости типа [13]:

$$T = \frac{C_1 J}{\rho_p Q}. \quad (3)$$

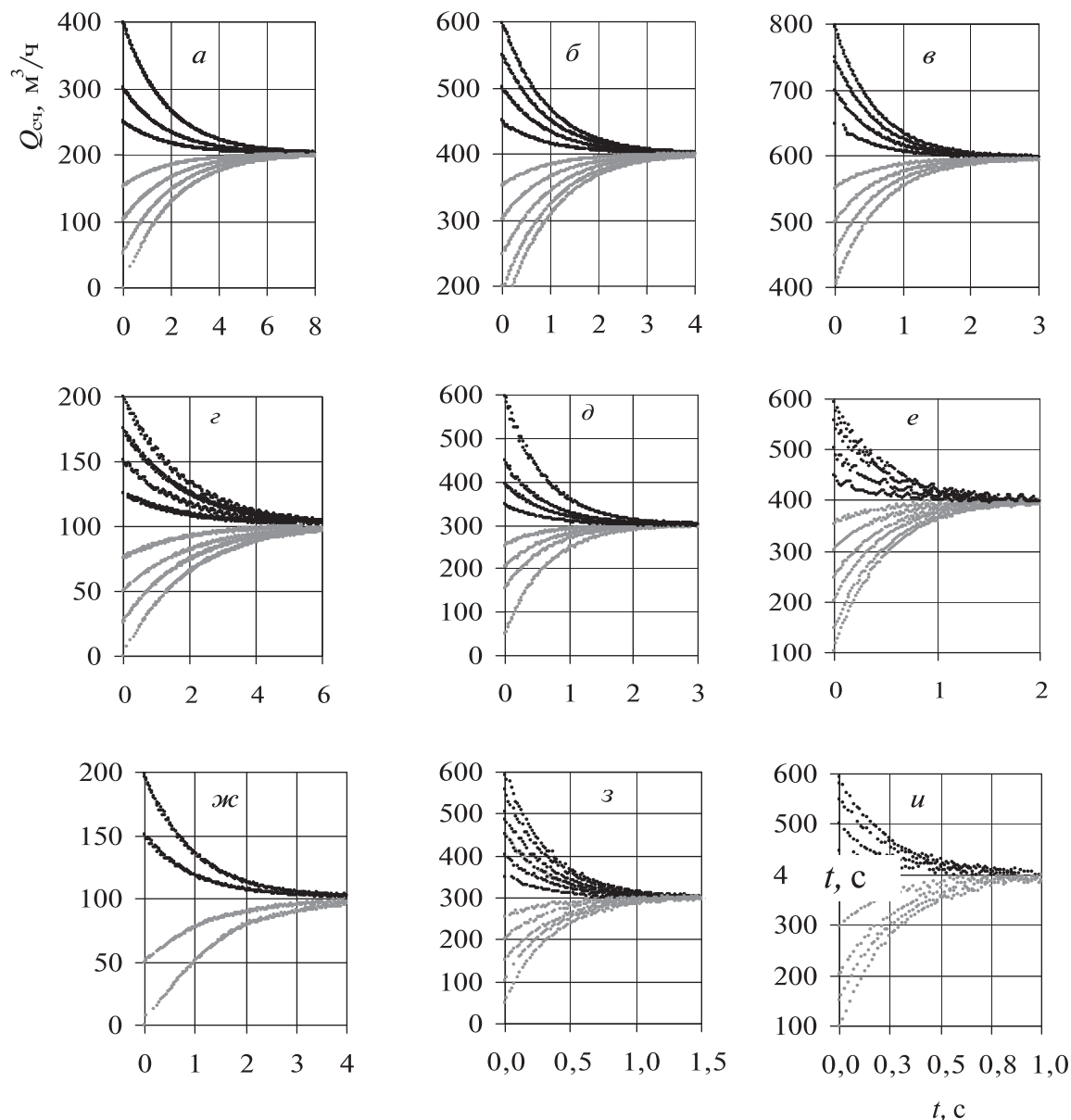


Рис. 1. Отклик турбинного счетчика на резкое изменение расхода; а, б, в – „Premagas“, $Q_k = 200, 400, 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ соответственно; г, д, е – MZ100 с металлической крыльчаткой, $Q_k = 100, 300, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$; ж, з, и – MZ100 с пластмассовой крыльчаткой, $Q_k = 100, 300, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Коэффициент C_1 в уравнении (3) зависит от вязкости протекающего через счетчик газа, особенностей аэродинамики счетчика и технического состояния счетчика, в основном от состояния подшипников. Этот коэффициент может быть определен только приблизительно, с большой неопределенностью. В этом большой недостаток всех методов расчета переходных процессов в турбинных счетчиках, основанных на уравнении (3).

Для данного счетчика при зафиксированных свойствах протекающего через счетчик газа константа T сравнительно легко и достаточно точно может быть определена экспериментальным вышеописанным методом. Зависимость постоянной времени от расхода газа имеет вид:

$$T = \frac{C}{\left(\frac{Q}{100}\right)^n}. \quad (4)$$

Как пример, в табл. 1 приведены результаты определения коэффициента C и показателя степени n в уравнении (4) для 3-х исследованных турбинных счетчиков газа.

Следует заметить, что эти два параметра учитывают и заменяют все входящие в традиционные уравнения неточно и с большими трудностями определяемые параметры. Показатель степени n в уравнении (4) при расходе для находящихся в хорошем техническом состоянии счетчиков близок к 1. Уравнение (4) справедливо во всем диапазоне измерения счетчика по расходу.

Метод расчета отклика счетчика и динамической погрешности при пульсации расхода по произвольно заданному закону

Вместо решения дифференциального уравнения вращения ротора со многими неизвестными параметрами применен расчетно-экспериментальный метод, основанный на двух экспериментально подтвержденных зависимостях:

1. Экспоненциальной зависимости безразмерной избыточной частоты вращения турбины Ω от времени.

2. Экспериментально установленной зависимости постоянной времени от расхода.

Для моделирования применен метод конечных разностей. Ищется распределение частоты вращения турбины счетчика на интервале времени, равном периоду колебаний $\Delta t_0 = 1/f$, где величина Δt_0 разбивается на достаточно большое число n отрезков времени Δt_i . На каждом из отрезков величина расхода Q_i принимается постоянной, и для определения конечной для это-

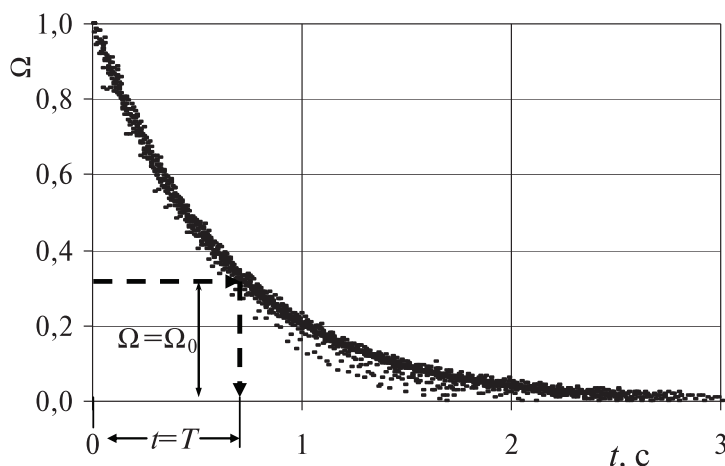


Рис. 2. Изменение во времени безразмерной избыточной частоты вращения: турбинный счетчик газа MZ100 с металлической крыльчаткой, $Q_k = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$.

го отрезка частоты ω_{ki} применяется зависимость (1):

$$(\omega_{ki} - \omega_{Qi}) / (\omega_{hi} - \omega_{Qi}) = e^{-\Delta t_i / T_i} \quad (5)$$

Фактически такое допущение означает замену произвольно заданного закона изменения расхода ступенчатым изменением расхода с длиной ступеньки Δt_i , как это показано на рис. 3.

Величина начальной частоты ω_{hi-1} равна известной из решения на предыдущем отрезке времени конечной для предыдущего участка частоте ω_{ki-1} :

$$\omega_{hi} = \omega_{ki-1} \quad (6)$$

Соответствующая фактическому текущему расходу Q_i ($\text{м}^3/\text{ч}$) частота ω_{Qi} рассчитывается по соотношению

Табл. 1. Результаты определения коэффициента C и показателя степени n в уравнении (4) для 3-х исследованных счетчиков

Счетчик	Параметры C и n в уравнении (4)	
	C	n
„Premagas“ G650 DN150 с металлической крыльчаткой	8,616	1,006
„Rombach“ MZ100 $Q_{max} = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ с металл. крыльчаткой	4,242	0,998
„Rombach“ MZ100 $Q_{max} = 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ с пласт. крыльчаткой	2,289	0,956

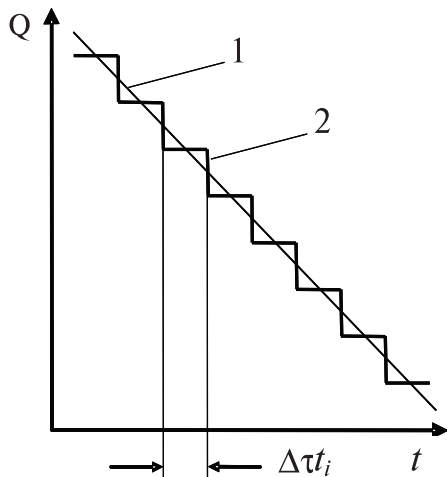


Рис. 3. Принятое ступенчатое изменение расхода с длиной ступеньки Δt_i (2) вместо произвольно заданного изменения расхода (1).

$$\omega_{Qi} = Q_i k_{\text{имп}} \quad (7)$$

Расход Q_i определяется по заданному закону его изменения $Q_i = f(t)$. Текущий расход по показаниям счетчика $Q_{\text{сч},i}$ рассчитывается по соотношению

$$Q_{\text{сч},i} = \omega / k_{\text{имп}} \quad (8)$$

Текущее значение постоянной времени инерции T_i определяется по зависимости (4). Краевое условие составляет равенство значений частоты вращения ω в начале и конце отрезка времени Δt_0 . Средний на отрезке времени Δt_0 фактический расход $Q_{\text{ср}}$ определяется как

$$Q_{\text{ср}} = (\sum Q_i) / n \quad (9)$$

средний расход по показаниям счетчика

$$Q_{\text{сч},\text{ср}} = (\sum Q_{\text{сч},i}) / n \quad (10)$$

Динамическая погрешность определяется как

$$\delta = (Q_{\text{сч},\text{ср}} - Q_{\text{ср}}) / Q_{\text{ср}} \quad (11)$$

Приведенные выше соотношения составляют математическую модель исследуемого процесса.

Результаты моделирования и их анализ

На рис. 4, как пример, представлены результаты численного моделирования отклика счетчика

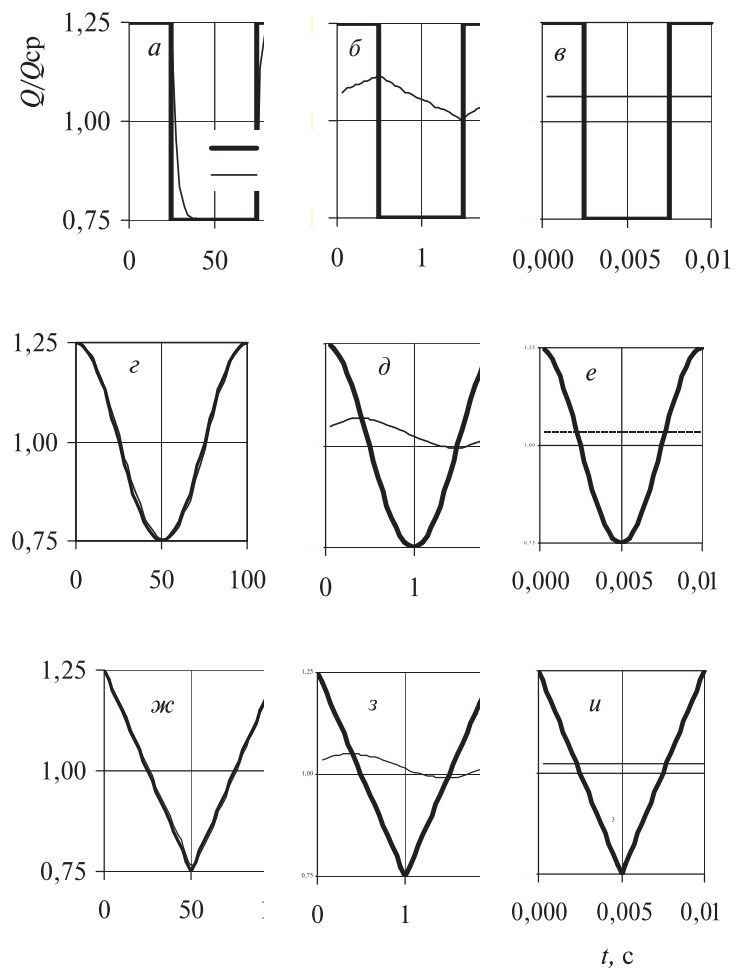


Рис. 4. Отклик счетчика MZ100 с металлической крыльчаткой на колебания расхода $\Delta \bar{Q} = 0,25$, $Q_{\text{ср}} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$; 1 – фактический расход, 2 – отклик счетчика; а, г, ж – $f = 0,01 \text{ Гц}$; б, д, з – $0,5 \text{ Гц}$; в, е, и – 100 Гц .

MZ100 с металлической крыльчаткой на колебания расхода газа с относительной амплитудой $\Delta \bar{Q} = 0,25$ при среднем расходе $Q_{\text{ср}} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$, плотности газа $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$, для трех основных законов распределения колебаний – прямоугольного, косинусоидального и треугольного. Следует заметить, что треугольный закон наиболее близок к практике. Отметим, что данные для этого закона в литературе отсутствуют. Как видно из рис. 4, показания счетчика во всех случаях колеблются с той же частотой, что и фактический расход, но с уменьшающейся по мере увеличения частоты колебаний амплитудой. При прямоугольном законе сдвига по фазе не происходит, а показания колеблются по сложному закону. При

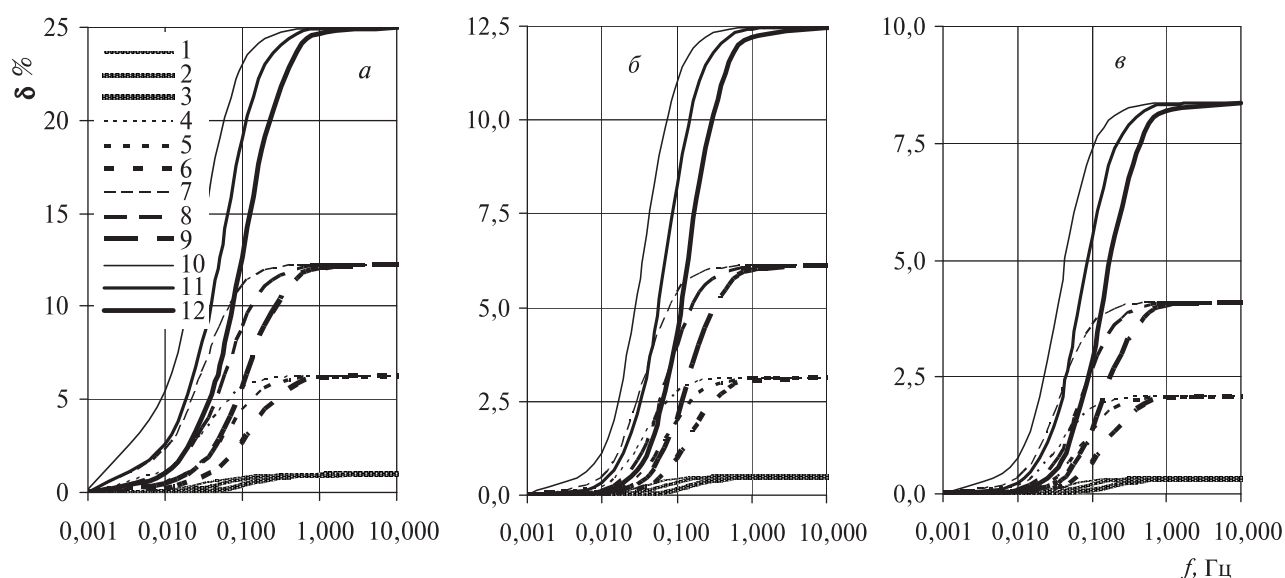


Рис. 5. Динамическая погрешность счетчика MZ100: а – прямоугольный закон колебаний; б – косинусоидальный; в – треугольный. 1, 2, 3 – $\Delta\bar{Q}=0,1$, $Q = 100, 200, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$ соответственно; 4, 5, 6 – $\Delta\bar{Q}=0,25$, $Q = 100, 200, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$; 7, 8, 9 – $\Delta\bar{Q}=0,35$, $Q = 100, 200, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$; 10, 11, 12 – $\Delta\bar{Q}=0,5$, $Q = 100, 200, 400 \text{ м}^3/\text{ч}$.

косинусоидальном законе показания счетчика колеблются по этому же закону, но со сдвигом по фазе. При треугольном законе показания счетчика колеблются по сложному линейно-косинусоидальному закону, который по мере увеличения частоты все более приближается к чисто косинусоидальному. В этом случае также наблюдается сдвиг по фазе. Во всех случаях среднее значение показаний счетчика смещается в положительном направлении относительно среднего значения расхода. Сдвиг нарастает с увеличением частоты. При достаточно большой частоте колебаний ротора и соответственно показания счетчика становятся постоянными.

На рис. 5 представлены результаты расчета зависимости динамической погрешности от частоты колебаний потока при разных законах и амплитудах для выбранного в качестве примера счетчика MZ100 с металлической крыльчаткой при трех значениях расхода.

При частотах $f < (0,01 \dots 0,001) \text{ Гц}$ погрешность практически равна нулю. С увеличением частоты сверх указанных значений погрешность возрастает вплоть до некоторого предельного значения $\delta_{\text{пр}}$, которое зависит от амплитуды и закона колебаний расхода. Рост начинается тем раньше, чем

меньше расход газа и чем больше амплитуда колебаний. Частота, при которой достигается предельное значение, примерно равна 1 Гц. Предельное значение погрешности соответствует постоянной частоте вращения ротора счетчика.

С увеличением расхода газа кривая погрешности в области ее возрастания смещается в сторону больших частот, поскольку при этом уменьшается постоянная времени инерции вращения. То же и по той же причине происходит при снижении трения во вращающихся частях, улучшении аэродинамики счетчика, снижении момента инерции ротора и увеличении плотности газа.

Зависимость предельного значения динамической погрешности от амплитуды колебаний расхода носит квадратичный характер и для косинусоидального, прямоугольного и треугольного законов описывается формулами

$$\delta_{\text{пр}} = 100 \Delta\bar{Q}^2; \quad \delta_{\text{пр}} = 50 \Delta\bar{Q}^2; \quad \delta_{\text{пр}} = 33,5 \Delta\bar{Q}^2\%.$$

Примерно так же амплитуда влияет на динамическую погрешность в области ее возрастания.

Наибольшей величины при прочих равных условиях динамическая погрешность достигает при

прямоугольных колебаниях. При косинусоидальных колебаниях она в два, а при треугольных в три раза меньше.

Полученные результаты хорошо совпадают с результатами, полученными Н.Леманном [2] и использованными в нормативном документе G13 [3] института РТВ (Германия). К сожалению, в [2] не указаны инерционные свойства счетчика, для которых проведены расчеты. К тому же в [2] получены результаты только для прямоугольного закона колебаний расхода.

Основными источниками пульсаций являются зоны отрыва в коленах, диффузорах и за решетками, а также некачественные или плохо отрегулированные регуляторы давления. В практике автора наблюдался случай, когда показания турбинного счетчика DN50, установленного в небольшой котельной перед плохо настроенным регулятором давления, были завышены на 80 %. Ситуация нормализовалась после тщательной настройки регулятора.

Проблема актуальна и для эталонных установок калибровки счетчиков, где дополнительным источником пульсаций может быть вентилятор. В отдельных случаях динамическая погрешность образцовых турбинных счетчиков газа может достигать (0,05...0,1) % и более, что составит довольно ощутимый вклад в суммарную неопределенность измерения.

Выводы

1. Предложен и реализован новый численный метод расчета динамической погрешности турбинных счетчиков газа. Метод основан на экспериментальном определении отклика счетчика на резкое изменение расхода и применим для любого закона изменения расхода.

2. Проанализировано влияние на динамическую погрешность закона колебаний расхода, их амплитуды и частоты, а также инерционных свойств счетчиков.

3. Показано, что наибольшее влияние на динамическую погрешность оказывает амплитуда колебаний. При больших значениях амплитуды, что может иметь место при неисправном регуля-

торе давления, динамическая погрешность может достигать десятков процентов.

4. Динамическая погрешность может быть существенна не только при учете газа, но и для эталонных установок с образцовыми турбинными счетчиками газа.

5. Предложенный метод и отчасти результаты применимы также к турбинным счетчикам воды.

ЛИТЕРАТУРА

1. Lee W.F.Z., Kirik M.J., Millington B. Gas turbine flowmeter measurement in pulsating flow // Eng. Power, Trans. ASME. – 1975 – October. – P. 531–539.
2. Lehmann N. Dynamisches Verhalten von Turbinenradgaszahlern // Das Gas und Wasserfach - GWF- 131 Gas Erdgas. – 1990–№4. –P 160–167.
3. Technische Richtlinien Messgerätee für Gas (PTB) G13, 1994–12.
4. Atkinson K. N. A software tool to calculate the overregistration error of a turbine meter in pulsating flow // Flow Meas. Instrum. – 1992. – V3, No 3. – P. 167–172.
5. ISO/TR 3313:1998 Measurement of fluid flow in closed conduits – Guidelines on the effects of flow pulsations on flow-measurement instruments.
6. McKee R. J. Pulsation effects on single- and two rotor turbine meters // Flow Meas. Instrum. – 1992. – V.3, No 3. – P. 151–166.
7. Cheesewright R., Atkinson K. N., Clark C., ter Horst G. J. P., Motoram R. C. and Viljeer J. Field tests of correction procedures for turbine flowmeters in pulsate flows // Flow Meas. Instrum. – 1996. – V7, No 1. – P. 7–17.
8. Lee B., Cheesewright R., Clark C. The dynamic response of small turbine flowmeters in liquid flows // Flow Meas. Instrum. – 2004 – V.15, No 5–6. – P. 239–248.
9. Roger R. Baker. Review “Turbine flowmeters: II. Theoretical and experimental published information” // Flow Meas. Instrum. – 1993 – V.4, No 3 – P. 123–142.
10. Tonkonogij J., Stankiavičius A. Investigation of Transient Processes in Turbine Gas Meters // Matavimai. ISSN 1392-1223 Kaunas, Technologija, – 2007, No.1 (39). – P. 29–33.

11. *Тонконогий Ю., А. Станкявичюс, П. Круковский.* Исследование переходных процессов в турбинных счетчиках газа // Сборник научных трудов международной Балтийской ассоциации машиностроителей BALTECHMASH-2006, Калининград. 2006 г., 20–23 июня. – С.167–175.

12. *Гухман Г., Гухман А., Зайцев А.* Обобщенный анализ. – М.: Факториал Пресс, 1998. – с.304.

13. *Sparks C.R., McKee R. J.* Method and apparatus for assessing and quantifying pulsation induced error in gas turbine flow meters. – US patent Number 5,481,924, Jan.9, 1998 – P.304.

Получено 20.05.2008 г.

УДК 532.74: 536.6: 539.3

**КОРСКАНОВ В.В.¹,
УСЕНКО А.А.¹, ШМОРГУН А.В.²**

¹*Институт химии высокомолекулярных соединений НАН Украины*

²*Черниговский государственный педагогический университет*

ВЫСОКОБАРИЧЕСКИЙ ТЕРМОЭЛАСТОМЕТР ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Описано конструкцію високобаричного термоеластометра для дослідження теплофізичних властивостей композиційних матеріалів та показано можливість одночасного вимірювання питомого об'єму, теплоємності, теплопровідності та температуропровідності при підвищених тисках.

Описана конструкция высокобарического термоэластометра для исследования теплофизических свойств композиционных материалов и показана возможность одновременного измерения удельного объема, теплоемкости, теплопроводности и температуропроводности при повышенных давлениях.

We describe the design of a high-pressure thermoelastometer for studying the thermophysical properties of composite materials. We show the possibility of simultaneous measurement of the specific volume, specific heat, heat conductivity and thermal diffusivity under high pressure.

a – коэффициент температуропроводности;

C_p – удельная теплоемкость;

P – давление;

T – температура;

t – время;

V – удельный объем;

ΔP – скачок давления;

ΔT – скачок температуры;

ΔV – скачок удельного объема;

λ – коэффициент теплопроводности.

Переработка композиционных материалов в готовые изделия, т.е. придание им необходимой геометрической формы, предполагает воздействие на формуемый композит повышенных давлений и температур. Получение термодинамических параметров состояния P - V - T представляет особый интерес для оптимизации процессов переработки.

Для определения P - V - T состояния композиционных материалов и их вязкоупругих свойств в диапазонах температур 290...570 К и давлений

0,1...100 МПа предложен высокобарический термоэластометр. Конструкция прибора также позволяет фиксировать изменения температуры и удельного объема исследуемого образца как функцию времени при скачкообразном изменении внешнего давления.

Измерения могут проводиться в изобарном и изотермическом режимах или в режиме ступенчатого либо непрерывного нагрева/охлаждения. Это даёт возможность изучать релаксационные