

УДК 681.121

Коробко И.В., к.т.н., доц., Писарец А.В., к.т.н., доц.
НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЙ СИЛЫ ТУРБИННОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ РАСХОДА

Korobko I., Pisarets A.
National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine (i.korobko@kpi.ua)

ANALYTICAL DESCRIPTION OF TURBINE TYPE FLOWRATE TRANSDUCER BALANCING FORCE

В статье рассматривается задача создания приборов с турбинными первичными преобразователями расхода, где чувствительный элемент уравнивается потоком измеряемой жидкости, что предотвращает быстрый износ опор чувствительного элемента и потерю метрологических характеристик. Авторами предложена конструкция турбинного первичного преобразователя расхода с гидродинамическим уравниванием чувствительного элемента. Проведены исследования влияния на работу преобразователя параметров чувствительного элемента, размеров, количества и места установки обтекателей по отношению к оси потока, расстояния между ними, а также гидродинамических и физических характеристик измеряемой жидкости.

Ключевые слова: турбинный преобразователь расхода, чувствительный элемент, гидродинамическое уравнивание.

Введение. Постановка проблемы

Основной проблемой, сдерживающей расширение области применения турбинных счетчиков и расходомеров жидкости, является сравнительно быстрый износ опор, который приводит к потере метрологических характеристик приборов.

Одним из возможных путей улучшения метрологических характеристик приборов с турбинными первичными преобразователями расхода (ТППР) является разгрузка опор чувствительного элемента (ЧЭ) от осевого усилия его гидродинамическим уравниванием (создание конструкций с ЧЭ, плавающим в потоке измеряемого вещества).

Несмотря на широкое распространение турбинных счетчиков жидкости, конструкции с разгруженным ЧЭ применяются довольно редко, хотя их можно использовать для широкого диапазона диаметров условного прохода при высоких эксплуатационных и метрологических характеристиках. Это вызвано, в первую очередь, недостаточным уровнем теоретических исследований работы таких приборов, которые дали бы возможность создавать системы синтеза высокоэффективных скоростных ТППР.

Анализу работы ТППР жидкостей и газов посвящены труды Бошняка Л. Л., Бызова Л. Н., Бобровникова Г. Н., Камышева Л. А. и др. [1–5]. Но во всех перечисленных источниках рассматриваются ТППР, в которых ЧЭ вращается в жестко закрепленных опорах. Такие опоры подвержены осевому усилию, вследствие чего происходит их износ и ухудшение метрологических характеристик приборов в целом. Вопросы повышения эксплуатационной надежности турбинных измерителей расхода путем компенсации осевого усилия не нашли надлежащего отображения в литературе.

Гидродинамическое уравнивание основано на создании в зоне ЧЭ неравномерного поля статического давления таким образом, чтобы равнодействующая сил давления была направлена навстречу потоку.

Математическую модель ТППР с гидродинамически уравновешенным ЧЭ можно представить системой дифференциальных уравнений, которые описывают вращательное вокруг своей оси и поступательное вдоль измерительной камеры движения ЧЭ – турбинки [1, 6 – 10]:

$$\begin{cases} 2\pi J \frac{dn(t)}{dt} = M_D - \sum M_C \\ A \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum F_i \end{cases},$$

где J – момент инерции ЧЭ; $n(t)$ – частота вращения ЧЭ; M_D – движущий момент; M_C – моменты сопротивления вращению ЧЭ; A – масса ЧЭ; x – осевое перемещение ЧЭ; $\sum F_i$ – главный вектор сил, приложенных к ЧЭ [7, 9].

Для рассматриваемых тахометрических ТППР сумму сил, действующих на ЧЭ, можно представить выражением [7, 9 – 11]:

$$\sum F_i = F_{OC} - F_{УР} + F_{РЕГ},$$

где F_{OC} – сила трения по проточной части ЧЭ; $F_{УР}$ – сила, уравнивающая ЧЭ; $F_{РЕГ}$ – сила, приложенная к ЧЭ со стороны регулятора его положения.

Одной из основных составляющих математической модели ТППР является сила, уравнивающая ЧЭ.

Определение сил, уравнивающих чувствительный элемент ТППР

На сегодняшний день отсутствуют универсальные математические зависимости, по которым можно было бы определить противодействующие силы, т.к. они зависят от конструктивных особенностей и параметров исследуемого ТППР.

Для уравнивающей силы, которая действует на ЧЭ ТППР (рис. 1), можем записать [12]

$$F_{ВР} = (P_4 - P_3)S_{ТУРБ}, \quad (1)$$

где $S_{ТУРБ}$ – площадь, на которую действует разность давлений, P_3, P_4 – давление, соответственно в сечениях 3 – 3 и 4 – 4 (рис. 1).

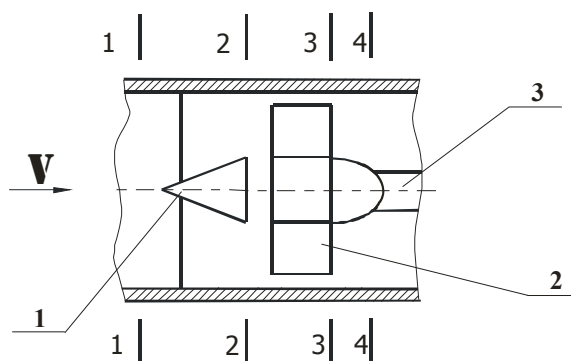


Рис. 1. Схема исследуемой измерительной камеры ТППР: 1 – входной обтекатель; 2 – турбинка; 3 – выходной обтекатель; 1-1, 2-2, 3-3, 4-4 – сечения измерительной камеры, в которых изменяется живое сечение потока

Давление в каждом из рассматриваемых сечений определяется по уравнению Бернулли [13]:

$$P_3 = \rho \frac{v_1^2}{2} \left(1 - (1 - \xi_{13}) \frac{S_1^2}{S_3^2} \right) + P_1, \quad (2)$$

где ρ – плотность измеряемой жидкости; v – скорость течения измеряемой среды; ξ_{13} – коэффициент местного сопротивления; S – площадь живого сечения; P_1 – давление в сечении 1-1 (рис. 1); индексы 1 и 3 – сечения, в которых оцениваются рассматриваемые параметры.

Аналогично для P_4 :

$$P_4 = \rho \frac{v_1^2}{2} \left(1 - (1 - \xi_{14}) \frac{S_1^2}{S_4^2} \right) + P_1. \quad (3)$$

Из выражений (2) и (3) видно, что для определения давлений в определенных сечениях измерительной камеры, необходимо рассчитать коэффициенты гидравлического сопротивления ξ_i . Сложность определения ξ_i состоит в том, что потоком обтекает система, состоящая из нескольких тел разной геометрической формы, установленных по направлению потока измеряемой жидкости.

Коэффициент гидравлического сопротивления рассматриваемой системы тел, на расчетном участке измерительной камеры L , можно определить по формуле [14]

$$\xi = (\lambda_m + \lambda_t) \frac{L}{D_T}, \quad (4)$$

где λ_m – линейный коэффициент местного сопротивления; λ_t – линейный коэффициент сопротивления трения; D_T – гидравлический диаметр; L – длина расчетного участка.

Величина потерь энергии, обусловленная линейным коэффициентом сопротивления трения на несколько порядков меньше потерь, связанных с местными сопротивлениями, поэтому в дальнейшем не учитывается.

При расположении в трубопроводе системы тел, каждое из которых установлено n продольными рядами, линейный коэффициент местного сопротивления λ_m можно описать зависимостью [14]

$$\lambda_m = k \sum_{i=1}^n Cx_{1i} \frac{1}{\left(\frac{Dm}{D_T} \right)_i l_i \left(1 - \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{Sm_i}{F_0} \right)^3}, \quad (5)$$

где k – коэффициент неравномерности распределения скорости течения по живому сечению; i – порядковый номер тела данного комплекта; Cx_{1i} – коэффициент лобового сопротивления тела i -го продольного ряда; Sm_i – площадь миделева сечения i -го тела обтекания; F_0 – площадь сечения трубопровода; y – расстояние между осями тела и трубопровода; Dm_i – диаметр миделева сечения i -го тела; τ – поправочный коэффициент, учитывающий влияние формы тела и уменьшение поперечного сечения трубопровода; D_{Γ} – гидравлический диаметр трубопровода в месте установки тела; l_i – относительное расстояние (продольный калибр).

Учитывая то, что ТППР в основном работают при турбулентном режиме течения измеряемой среды, коэффициент неравномерности распределения скорости течения k представляется так [13]

$$k = \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2}, \quad (6)$$

где m – показатель степени, который в общем случае может изменяться в широких пределах.

Продольный калибр l_i определяется как отношение расстояния между центрами соседних тел к миделеву диаметру рассматриваемого тела.

Для определения коэффициента гидравлического сопротивления на участке от сечения 1–1 до сечения 3–3 (рис. 1) необходимо решить задачу обтекания двух тел, последовательно установленных по направлению измеряемого потока, а именно: конуса и турбинки.

С учетом (4) – (6) для коэффициента местного сопротивления в сечении 3–3 получим:

$$\xi_{13} = \left(\frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[\frac{Cx_1}{\frac{Dm_1}{D_{\Gamma 1}} l_1} \frac{Sm_1}{A_1} + \frac{Cx_2}{\frac{Dm_2}{D_{\Gamma 2}} l_2} \frac{Sm_2}{A_1} \right] \right) \frac{L_{13}}{D_{\Gamma 3}},$$

где $v_{\text{ср}}$ та $r_{\Gamma 3}$ – соответственно средняя скорость и гидравлический радиус в сечении 3–3, ν – кинематическая вязкость измеряемой жидкости;

$$A_1 = S_1 \left(\tau_1 \frac{Sm_1}{S_1} + \tau_2 \frac{Sm_2}{S_1} \right)^3.$$

Для P_3 получаем:

$$P_3 = \rho \frac{v_1^2}{2} \left(1 - \frac{S_1^2}{S_3^2} - k \left[\frac{Cx_1}{\frac{Dm_1}{D_{\Gamma 1}} l_1} \frac{Sm_1}{A_1} + \frac{Cx_2}{\frac{Dm_2}{D_{\Gamma 2}} l_2} \frac{Sm_2}{A_1} \right] \frac{L_{13}}{D_{\Gamma 3}} \frac{S_1^2}{S_3^2} \right) + P_1. \quad (7)$$

При определении коэффициента местного сопротивления в сечении 4–4 (рис. 1) необходимо решить задачу обтекания трех тел разной формы, установленных друг за другом вдоль направления потока измеряемой жидкости, а именно: конуса, турбинки и полусферы.

Учитывая (4) – (6), для коэффициента местного сопротивления в сечении 4–4 можно записать:

$$\xi_{14} = k \left[\frac{Cx_1}{\frac{Dm_1}{D_{\Gamma 1}} l_1} \frac{Sm_1}{A_2} + \frac{Cx_2}{\frac{Dm_2}{D_{\Gamma 2}} l_2} \frac{Sm_2}{A_2} + \frac{Cx_3}{\frac{Dm_3}{D_{\Gamma 3}} l_3} \frac{Sm_3}{A_2} \right] \frac{L_{14}}{D_{\Gamma 4}},$$

$$A_2 = S_1 \left(\tau_1 \frac{Sm_1}{S_1} + \tau_2 \frac{Sm_2}{S_1} + \tau_3 \frac{Sm_3}{S_1} \right)^3,$$

соответственно для P_4 получаем:

$$P_4 = \rho \frac{v_1^2}{2} \left(1 - \frac{S_1^2}{S_4^2} - \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \times \left[\frac{Cx_1}{\frac{Dm_1}{D_{\Gamma 1}} l_1} \frac{Sm_1}{A_2} + \frac{Cx_2}{\frac{Dm_2}{D_{\Gamma 2}} l_2} \frac{Sm_2}{A_2} + \frac{Cx_3}{\frac{Dm_3}{D_{\Gamma 3}} l_3} \frac{Sm_3}{A_2} \right] \times \frac{L_{14}}{D_{\Gamma 4}} \frac{S_1^2}{S_4^2} \right) + P_1. \quad (8)$$

Окончательно выражение (1) для сил уравнивания ЧЭ с учетом выражений (7) и (8) можем записать в виде

$$F_{\text{УР}} = \left\{ \rho \frac{v_1^2}{2} \left(1 - \frac{S_1^2}{S_4^2} - \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \times \left[\frac{Cx_1}{\frac{Dm_1}{D_{\Gamma 1}} l_1} \frac{Sm_1}{A_2} + \frac{Cx_2}{\frac{Dm_2}{D_{\Gamma 2}} l_2} \frac{Sm_2}{A_2} + \frac{Cx_3}{\frac{Dm_3}{D_{\Gamma 3}} l_3} \frac{Sm_3}{A_2} \right] \times \right. \right.$$

$$\times \frac{L_{14} \cdot S_1^2}{D_{\Gamma 4} \cdot S_4^2} - \rho \frac{v_1^2}{2} \left(1 - \frac{S_1^2}{S_3^2} - \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[\frac{Cx_1}{D_{\Gamma 1}} \frac{Sm_1}{A_1} + \frac{Cx_2}{D_{\Gamma 2}} \frac{Sm_2}{A_1} \right] \frac{L_{13} \cdot S_1^2}{D_{\Gamma 3} \cdot S_3^2} \right) \left. \right\} S_{ТУРБ}.$$

Выводы

1. Одной из основных особенностей математической модели скоростных ТППР с гидродинамически уравновешенным ЧЭ является наличие момента, уравновешивания.

2. Уравновешивающий ЧЭ момент возникает в результате создания неравномерного поля статического давления вдоль оси измерительной камеры преобразователя за счет установки на входе и выходе из него обтекателей разной геометрической формы.

3. Изменение статического давления определяется формой, размерами, количеством, местом установки обтекателей по отношению к оси потока, расстоянием между ними, а также скоростью и плотностью измеряемой жидкости.

Результаты проведенных исследований показывают, что на значение силы, уравновешивающей ЧЭ, а значит, и на работу прибора в целом, влияют не только геометрические параметры его чувствительного элемента, но и форма, размеры, количество, место установки обтекателей по отношению к оси потока, расстояние между ними, а также скорость и плотность измеряемой жидкости.

Анотація. У статті розглядається проблема створення приладів з турбінними первинними перетворювачами витрати, де чутливий елемент врівноважується потоком вимірюваної рідини, що запобігає швидкому зношенню опор чутливого елемента і, відповідно, втраті метрологічних характеристик. Авторами запропонована конструкція турбінного первинного перетворювача витрати з гідродинамічним врівноважуванням чутливого елемента. Проведено дослідження впливу на роботу перетворювача параметрів чутливого елемента, розмірів, кількості та місця встановлення обтікачів відносно вісі потоку, відстані між ними, а також гідродинамічних і фізичних характеристик вимірюваного середовища. **Ключові слова:** турбінний перетворювач витрати, чутливий елемент, гідродинамічне врівноважування.

Abstract. The problem of creating devices with turbine primary flow rate transducers, where the sensitive element is balanced by the flow of the liquid, which prevents the rapid deterioration of the sensor support and the loss of the metrological characteristics, is considered. The authors proposed the construction of a primary turbine flow rate transducer with a hydrodynamic sensitive element balancing; a characteristic feature is the presence of the sensitive element axial movement to determine that the analytical dependence, thereby creating a coherent mathematical model generalizes the considered converter. The method of determining the force balancing sensitive element in a wide range of flow rates is described. The influences of the dimensions, number and location of installation of fairings towards the flow axis, the distance between them, as well as liquid hydrodynamic and physical characteristics, on the transducer parameters were studied.

Keywords: turbine type flow rate transducer, sensitive element, hydrodynamic balancing.

Библиографический список использованной литературы

1. Бошняк Л.Л., Бызов Л.Н. Тахометрические расходомеры. – Л.: Машиностроение, 1968. – 212 с.
2. Бошняк Л.Л., Бызов Л.Н. Измерение малых расходов жидкостей. – М.-Л.: Машгиз, 1961. – 80 с.
3. Бобровников Г.Н., Камышев Л.А. Теория и расчет турбинных расходомеров. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 128 с.
4. Бошняк Л.Л. Измерения при теплотехнических исследованиях. – Л.: Машиностроение, 1974. – 448 с.
5. Янбухтин И.Р., Козлов Л.И., Денисов А.В. Массовый расходомер с компенсацией осевого усилия на крыльчатке. – М.: НИИТеплоприбор. Труды института, 1968, №1 – 2. – С. 65 – 76.
6. Коробко І. В. Дослідження рівняння руху первинного перетворювача швидкісних засобів вимірювання витрат енергоносіїв / І. В. Коробко, А. В. Писарець // Вестник НТУУ КПІ. Серія Машиностроение. – 2002. – Вып. 42., Том 2. – С. 42 – 45.
7. Коробко І. В. Дослідження роботи швидкісних засобів вимірювання витрат рідин з розвантаженим ротором / І. В. Коробко, А. В. Писарець // Вісник НТУУ КПІ. Серія Приладобудування. – 2003. – Вып. 25. – С. 89 – 94.
8. Коробко І. В. Дослідження моменту в'язкого тертя в швидкісних турбінних перетворювачах витрат / І. В. Коробко, А. В. Писарець // Вестник НТУУ КПІ. Серія Машиностроение. – 2003. – Вып. 44. – С. 233 – 235.
9. Писарець А. В. Турбінні преобразователи расхода с уравновешенным ротором / А. В. Писарець, И. В. Коробко // Промышленная теплотехника. – 2006. – № 4. – С. 84 – 89.
10. Писарець А. В. Определение осевого перемещения чувствительного элемента турбинных преобразователей расхода с уравновешенным ротором / А. В. Писарець, И. В. Коробко // Системи обробки інформації. Метрологія та вимірювальна техніка. Випуск. – 2011. – № 9 (96). – С. 150 – 154.
11. Писарець А. В. Визначення осьового зусилля в турбінному первинному перетворювачі витрат з гідродинамічним врівноваженням ротора / А. В. Писарець, И. В. Коробко // Вібрації в техніці та технологіях. – 2005. - № 2 (40). – С. 67 – 70.
12. Пат. № 3416 Україна, МПК (2004) G 01 F 1/10. Турбінний витратомір / І. В. Коробко, А. В. Писарець, П. К. Кузьменко. - u2004021392. – Заявл. 26.02.04. – Опубл. 15.11.2004. – Бюл. № 11. – 3 с.

13. Рабинович Е.З. Гидравлика. – М.: Физматгиз, 1961. – 408 с.
14. Скочинский А.А. Аэродинамическое сопротивление шахтных стволов и способы его снижения / А. А. Скочинский, А. И. Ксенофонтова, А. А. Харев, И. Е. Идельчик. – М.-Л.: Углетехиздат, 1953. – 364 с.

References

1. Boshnjak L.L., Byzov L.N. Tahometricheskie rashodomery (Tachometric flowmeters). Leningrad: Mashinostroenie, 1968. 212 p.
2. Boshnjak L.L., Byzov L.N. Izmerenie malyh rashodov zhidkostej (Measurement of low flow liquid). Moscow-Leningrad: Mashgiz, 1961. 80p.
3. Bobrovnikov G.N., Kamyshev L.A. Teorija i raschet turbinnih rashodomerov (Theory and calculation of turbine flowmeters). Moscow: Izd-vo standartov, 1978. 128 p.
4. Boshnjak L.L. Izmerenija pri teplotehnicheskikh issledovanijah (Measurements at heat engineering research). Leningrad: Mashinostroenie, 1974. 448 p.
5. Janbuhtin I.R., Kozlov L.I., Denisov A.V. Moscow: Trudy instituta NIITeplopribor. 1968. No1 – 2. pp. 65 – 76.
6. Korobko I. V., Pisarec A. V. BULLETIN of National Technical University of Ukraine “Kyiv Politechnic Institute”. Series INSTRUMENT MAKING. 2002. Vyp. 42. Tom 2. pp.42 – 45
7. Korobko I. V., Pisarec A. V. BULLETIN of National Technical University of Ukraine “Kyiv Politechnic Institute”. Series Priladobuduvannja. 2003. Vip. 25. pp. 89 – 94.
8. Korobko I. V., Pisarec A. V. BULLETIN of National Technical University of Ukraine “Kyiv Politechnic Institute”. Series INSTRUMENT MAKING. 2003. Vyp. 44. pp. 233 – 235.
9. Pisarec A. V., Korobko I. V. Promyshlennaja teplotehnika. 2006. No 4. pp. 84 – 89.
10. Pisarec A. V., Korobko I. V. Sistemi obrobki informacii. Metrologija ta vimirjuval'na tehnika. Vipusk. 2011. No 9 (96). pp. 150 – 154.
11. Pisarec A. V., Korobko I. V. Vibracii v tehnicі ta tehnologijah. 2005. № 2 (40). pp. 67 – 70.
12. Pat. № 3416 Ukraїna, MPK (2004) G 01 F 1/10. Turbinnij vitratomir. I. V. Korobko, A. V. Pisarec, P. K. Kuz'menko. - u2004021392. Zajavl. 26.02.04. Opubl. 15.11.2004. Bjul. No 11. 3 p.
13. Rabinovich E.Z. Gidravlika (Hydraulics.). Moscow: Fizmatgiz, 1961. 408 p.
14. Skochinskij A.A., Ksenofontova A. I., Harev A. A., Idel'chik I. E..Ajerodinamicheskoe soprotivlenie shahtnyh stvolov i sposoby ego snizhenija (Aerodynamic drag shafts and ways to reduce it). Moscow-Leningrad: Ugletehizdat, 1953. 364 p.

Подано до редакції 09.07.2014