

УДК 681.121

А.В. Писарец, И.В. Коробко

Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО ЭЛЕМЕНТА ТУРБИНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ РАСХОДА С УРАВНОВЕШЕННЫМ РОТОРОМ

В статье приведена краткая классификация методов уменьшения трения в опорах чувствительного элемента турбинных преобразователей расхода. Проанализированы возможности дальнейшего применения указанных методов. Рассмотрены особенности математической модели турбинного преобразователя расхода с уравновешенным чувствительным элементом. Описана методика определения осевого перемещения чувствительного элемента на основании объединения гидравлического расчета первичного преобразователя и уравнений движения чувствительного элемента.

Ключевые слова: турбинный преобразователь расхода, уравновешенный ротор, математическая модель, осевое перемещение чувствительного элемента.

Введение

Постановка проблемы. Одним из путей увеличения срока службы турбинных преобразователей расхода (ТПР) и приборов на их основе является усовершенствование работы опорных узлов путем уменьшения трения в них.

Способы уменьшения трения в опорах чувствительного элемента (ЧЭ) таких преобразователей можно разделить на две группы: разгрузка опор ЧЭ и уравновешивание ЧЭ [1].

В свою очередь, существующие преобразователи с полной компенсацией осевого усилия на упорный подшипник по сложности конструкции можно разделить на преобразователи с использованием дополнительных потоков и без них.

Уравновешивание ЧЭ преобразователей с использованием дополнительных потоков осуществляется созданием уравновешивающего давления на упорном подшипнике, геометрическим профилированием проходного сечения потока; выполнением ЧЭ в виде тонкостенного диффузора, внутри которого закреплены винтовые лопасти; профилирование обтекателей; выполнением ТПР в виде клапанной системы.

Уравновешивание ЧЭ турбинных преобразователей расхода без использования дополнительных потоков достигается: комбинацией ТПР и ротаметра; профилированием элементов гидравлического канала преобразователя расхода (входного обтекателя, выходного обтекателя, внутренней поверхности корпуса вдоль измеряемого потока); выполнением преобразователя расхода в виде гидродинамической муфты [2].

Анализ методов усовершенствования ТПР за счет уменьшения трения в опорах ЧЭ и рассмотрен-

ных конструкций, реализующих эти методы, показал, что:

- применение схем с использованием дополнительных потоков возможно только для измерения малых расходов жидкости;

- уравновешивание ЧЭ профилированием элементов гидравлического канала преобразователя характеризуется высокими метрологическими характеристиками, множеством возможных вариантов исполнения, возможностью осуществления желаемой пространственной ориентации на трубопроводе при разных направлениях потока.

Анализ последних исследований и публикаций. Не смотря на широкое распространение турбинных счетчиков жидкостей, конструкции с разгруженным ЧЭ на данный момент не нашли должного применения. Это вызвано, прежде всего, низким уровнем исследований работы таких приборов.

Изучению степени влияния износа опор на метрологические характеристики ТПР посвящены научные исследования известных ученых Бошняка Л.Л., Бызова Л.Н., Бобровникова Г.Н., Камышева Л.А. и другие [3 – 6]. Обобщая результаты этих работ, можно сказать, что вопросы повышения эксплуатационной надежности турбинных измерителей расхода путем компенсации осевого усилия не нашли надлежащего отображения в литературе.

Осевое перемещение чувствительного элемента

Для исследования принципов гидродинамического уравновешивания ЧЭ авторами была предложена конструкция ТПР [7] (рис. 1).

Особенностью работы ТПР с гидродинамическим уравновешиванием ЧЭ является наличие его осевого перемещения.

В связи с этим математическая модель такого преобразователя расхода дополняется, в отличие от математической модели классических ТПР, где чувствительный элемент вращается в жестко закрепленных опорах, дифференциальным уравнением осевого перемещения ЧЭ:

$$\begin{cases} 2\pi J \frac{dn(t)}{dt} = M_D - \sum M_C; \\ A \frac{d^2x}{dt^2} = \sum F_i, \end{cases} \quad (1)$$

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 [1, 8].

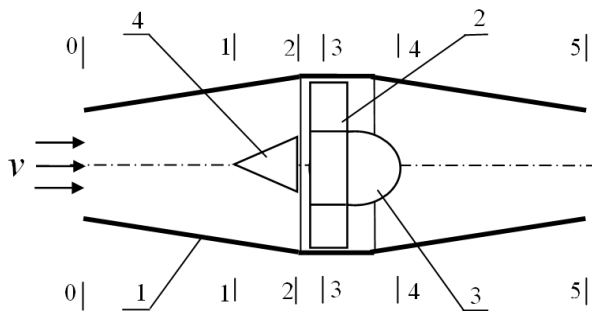


Рис. 1. Схема предложенной измерительной камеры ТПР:

v – скорость потока; 1 – корпус;
2 – турбинка; 3 – выходной обтекатель;
4 – входной обтекатель; 0-0, 1-1, 2-2, 3-3,
4-4, 5-5 – сечения измерительной камеры

Кроме того, наличие осевого перемещения ЧЭ вызывает изменение средней скорости потока измеряемой жидкости, что отражается на значениях движущего момента от измеряемого потока, набегающего на ЧЭ преобразователя, и моментов сопротивления вращению ЧЭ.

Состояние равновесия ЧЭ характеризуется величиной степени понижения давления перед ЧЭ.

Полное гидродинамическое уравновешивание ЧЭ преобразователя расхода определяется равенством нулю равнодействующей всех сил, действующих на него, в широком диапазоне режимов работы прибора [8 – 10]:

$$\frac{\rho v_{CP}^2}{2} [A_{OC} - \varepsilon S_{EФ} + (1 + \varepsilon) S_{Xmax} \varphi(x)] = 0$$

или

$$A_{OC} - \varepsilon S_{EФ} + (1 + \varepsilon) S_{Xmax} \varphi(x) = 0, \quad (2)$$

где ρ – плотность измеряемой жидкости;

v_{CP} – средняя скорость потока измеряемой жидкости;

A_{OC} – коэффициент осевого усилия, учитыва-

ющий конструктивные параметры преобразователя и коэффициенты лобового сопротивления соответствующих элементов измерительного канала;

ε – степень понижения давления перед ЧЭ;

$S_{ЭФ}$ – эффективная площадь ЧЭ;

S_{Xmax} – максимальное значение регулирующей площади;

$\varphi(x)$ – функция, учитывающая зависимость регулирующего давления и площади от координаты.

Учитывая, что [8]

$$\varphi(x) = \varphi_1 + \varphi_2 x,$$

выражение (2) принимает вид

$$A_{OC} - \varepsilon S_{EФ} + (1 + \varepsilon) S_{Xmax} (\varphi_1 + \varphi_2 x) = 0. \quad (3)$$

Следовательно, для величины степени понижения давления перед ЧЭ можем записать

$$\varepsilon = \frac{A_{OC} + S_{Xmax} \varphi_1 + S_{Xmax} \varphi_2 x}{S_{EФ} - S_{Xmax} \varphi_1 - S_{Xmax} \varphi_2 x}. \quad (4)$$

С другой стороны, величина степени понижения давления перед ЧЭ определяется из гидравлического расчета конструкции ТПР (рис. 1):

$$\varepsilon = \frac{2(P_4 - P_2)}{\rho v_{CP}^2}, \quad (5)$$

где P_2, P_4 – статическое давление в соответствующих сечениях первичного преобразователя.

Из гидравлического расчета первичного преобразователя [7] получаем

$$P_4 - P_2 = \frac{\rho v_{CP1}^2}{2} \left(\frac{S_{Ж1}^2}{S_{Ж2}^2} (1 - \xi_{12}) - \frac{S_{Ж1}^2}{S_{Ж3}^2} (1 - \xi_{13}) \right) - \frac{\lambda_t}{4R_{Г4}} \frac{v_{CP4}^2}{2g} l_{34},$$

где ξ_{12}, ξ_{13} – коэффициенты местного сопротивления на соответствующих участках первичного преобразователя,

$S_{Ж}$ – площадь живого сечения потока,

$R_{Г}$ – гидравлический радиус,

λ_t – линейный коэффициент сопротивления трения,

l – длина участка первичного преобразователя между соответствующими сечениями.

А значит, для величины степени понижения давления перед ЧЭ можем записать:

$$\varepsilon = \frac{v_{CP1}^2}{v_{CP4}^2} \left(\frac{S_{Ж1}^2}{S_{Ж2}^2} (1 - \xi_{12}) - \frac{S_{Ж1}^2}{S_{Ж3}^2} (1 - \xi_{13}) \right) - \frac{\lambda_t}{4R_{Г4}} \frac{l_{34}}{g}. \quad (6)$$

Приравнявая правые части выражений (4) и (6), и раскрывая значения коэффициентов местного

сопротивления ξ_{12} , ξ_{13} , получаем уравнение относительно осевого перемещения ЧЭ:

$$A_1x^3 + A_2x^2 + A_3x + A_4 = 0, \quad (7)$$

где

$$A_1 = S_{X \max} \varphi_2 \left(\frac{1}{D_{\Gamma 03}} (\lambda_{t3} + \frac{k C_{xO2} S_{mO2}}{\frac{D_{mO2}}{D_{\Gamma O2}} I_{ob} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mK}}{S_{Ж0}} + \tau_{\Gamma} \frac{S_{m\Gamma}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} - \frac{S_{Ж3}^2 / S_{Ж2}^2 (1 + \lambda_{t2})}{D_{\Gamma T}} \right);$$

$$A_2 = S_{X \max} \varphi_2 \left(\frac{1}{D_{\Gamma 03}} \left(\frac{k C_{xO2} S_{mO2}}{\frac{D_{mO2}}{D_{\Gamma O2}} I_{ob} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mK}}{S_{Ж0}} + \tau_{\Gamma} \frac{S_{m\Gamma}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} + \lambda_{t3} \right) \times \right.$$

$$\times (l_0 + 1, 5l_1 + 1, 5s) + \frac{k (C_{XK} S_{mK} D_{\Gamma K} + C_{XT} S_{m\Gamma} D_{\Gamma T})}{D_{\Gamma 03} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mK}}{S_{Ж0}} + \tau_{\Gamma} \frac{S_{m\Gamma}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} -$$

$$- \frac{S_{Ж3}^2}{S_{Ж2}^2} k \frac{C_{XT} S_{m\Gamma}}{D_{m\Gamma}} \left(D_{mK} + \frac{D_{m\Gamma}}{S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mK}}{S_{Ж0}} + \tau_{\Gamma} \frac{S_{m\Gamma}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} \right) - (1, 5l_1 + 1, 5s) \times$$

$$\times \frac{S_{Ж3}^2 / S_{Ж2}^2 (1 + \lambda_{t2})}{D_{\Gamma T}} \left. \right) - \left(\frac{1}{D_{\Gamma 03}} \left(\frac{k C_{xO2} S_{mO2}}{\frac{D_{mO2}}{D_{\Gamma O2}} I_{ob} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mK}}{S_{Ж0}} + \tau_{\Gamma} \frac{S_{m\Gamma}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} + \lambda_{t3} \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{S_{Ж3}^2 / S_{Ж2}^2 (1 + \lambda_{t2})}{D_{\Gamma T}} \right) (S_{E\Phi} - S_{X \max} \varphi_1);$$

$$A_3 = (0, 5l_1 + 0, 5s) \left(\frac{S_{Ж3}^2 / S_{Ж2}^2 (1 + \lambda_{t2})}{D_{\Gamma T}} ((S_{E\Phi} - S_{X \max} \varphi_1) - S_{X \max} \varphi_2 (l_1 + s)) + ((l_0 + l_1 + s) S_{X \max} \varphi_2 - \right.$$

$$\left. - (S_{E\Phi} - S_{X \max} \varphi_1) \frac{1}{D_{\Gamma 03}} \left(\frac{k C_{xO2} S_{mO2}}{\frac{D_{mO2}}{D_{\Gamma O2}} I_{ob} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mK}}{S_{Ж0}} + \tau_{\Gamma} \frac{S_{m\Gamma}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} + \lambda_{t3} \right) \right) +$$

$$+ S_{X \max} \varphi_2 \left(\frac{k (C_{XK} S_{mK} D_{\Gamma K} + C_{XT} S_{m\Gamma} D_{\Gamma T}) (l_0 + l_1 + s)}{D_{\Gamma 03} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mK}}{S_{Ж0}} + \tau_{\Gamma} \frac{S_{m\Gamma}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} - \right.$$

$$\left. - \frac{S_{Ж3}^2}{S_{Ж2}^2} k \frac{C_{XT} S_{m\Gamma}}{D_{m\Gamma}} \left(D_{mK} + \frac{D_{m\Gamma}}{S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mK}}{S_{Ж0}} + \tau_{\Gamma} \frac{S_{m\Gamma}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} \right) (l_1 + s) \right) - (A_{OC} + S_{X \max} \varphi_1) +$$

$$\begin{aligned}
 & + (S_{E\Phi} - S_{X_{\max}} \varphi_1) \left(\frac{S_{Ж3}^2 / S_{Ж2}^2 (1 + \lambda_{t2})}{D_{ГТ}} (l_1 + s) - 1 - \frac{k (C_{ХК} S_{mК} D_{ГК} + C_{ХТ} S_{mТ} D_{ГТ})}{D_{Г03} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mК}}{S_{Ж0}} + \tau_T \frac{S_{mТ}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} + \right. \\
 & \left. + \frac{S_{Ж3}^2}{S_{Ж2}^2} k \frac{C_{ХТ} S_{mТ}}{D_{mТ}} \left(D_{mК} + \frac{D_{mТ}}{S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mК}}{S_{Ж0}} + \tau_T \frac{S_{mТ}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} \right) - (l_0 + l_1 + s) \times \right. \\
 & \left. \times \frac{1}{D_{Г03}} \left(\frac{k C_{xO2} S_{mO2}}{\frac{D_{mO2}}{D_{Г02}} l_{ob} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mК}}{S_{Ж0}} + \tau_T \frac{S_{mТ}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} + \lambda_{t3} \right) \right); \\
 A_4 = & (S_{E\Phi} - S_{X_{\max}} \varphi_1) \left((0,5l_1 + 0,5s) \left[\frac{S_{Ж3}^2 / S_{Ж2}^2 (1 + \lambda_{t2})}{D_{ГТ}} (l_1 + s) - 1 - (l_0 + l_1 + s) \times \right. \right. \\
 & \left. \left. \times \left(k \frac{C_{xO2} S_{mO2}}{\frac{D_{mO2}}{D_{Г02}} l_{ob} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mК}}{S_{Ж0}} + \tau_T \frac{S_{mТ}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} + \lambda_{t3} \right) \frac{(l_0 + l_1 + s)}{D_{Г03}} \right] + \right. \\
 & \left. + \frac{S_{Ж3}^2}{S_{Ж2}^2} k \frac{C_{ХТ} S_{mТ}}{D_{mТ}} \left(D_{mК} + \frac{D_{mТ}}{S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mК}}{S_{Ж0}} + \tau_T \frac{S_{mТ}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} \right) (l_1 + s) - \right. \\
 & \left. - (l_0 + l_1 + s) k \frac{C_{ХК} S_{mК} D_{ГК}}{D_{ГТ} S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mК}}{S_{Ж0}} + \tau_T \frac{S_{mТ}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} + \right. \\
 & \left. + \frac{C_{ХТ} S_{mТ}}{S_{Ж0} \left(1 - \left(\tau_K \frac{S_{mК}}{S_{Ж0}} + \tau_T \frac{S_{mТ}}{S_{Ж0}} + \tau_{O2} \frac{S_{mO2}}{S_{Ж0}} \right) \right)^3} \right) - (A_{OC} + S_{X_{\max}} \varphi_1) (0,5l_1 + 0,5s);
 \end{aligned}$$

k – коэффициент неравномерности распределения скорости потока по живому сечению;
 C_X – коэффициент лобового сопротивления тела;
 S_m – площадь миделя тела;
 D_m – диаметр миделя;
 $D_{Г}$ – гидравлический диаметр;
 τ – корректирующий коэффициент, учитывающий влияние формы тела на изменение попереч-

ного сечения;
 индекс К относится ко входному обтекателью, выполненному в форме конуса;
 индекс Т – к турбинке ЧЭ;
 индекс O2 – к выходному обтекателью.
 Решение уравнения (7) дает возможность определить изменение осевого перемещения ЧЭ ТПР с

уравновешенным чувствительным элементом в широком диапазоне расходов измеряемой жидкости, то есть получить зависимость $x = f(Q)$, а также оценить влияние конструктивных параметров преобразователя расхода и физических свойств измеряемой жидкости на осевое перемещение ЧЭ.

Для исследования разработанной математической модели осевого перемещения ЧЭ были выбраны такие конструктивные параметры преобразователя: количество лопастей, толщина профиля лопасти, втулочное отношение (отношение радиуса втулки к наружному радиусу турбинки), угол установки лопастей на среднем радиусе, осевая длина турбинки, радиальный зазор (разность радиуса внутренней поверхности корпуса преобразователя и наружного радиуса турбинки); из физических свойств измеряемой жидкости – кинематическая вязкость и плотность, изменяющиеся вследствие изменения давления и температуры.

Выводы

Величина осевого перемещения ЧЭ турбинных преобразователей расхода с гидродинамическим уравновешиванием ротора зависит не только от отдельно взятых геометрических параметров измерительной камеры первичного преобразователя, но и от их комбинации.

Математическое моделирование работы ТПР с гидродинамическим уравновешиванием ЧЭ показало, что при фиксированной комбинации геометрических параметров измерительной камеры величина осевого перемещения чувствительного элемента остается неизменной в широком диапазоне измеряемых расходов. Что, в свою очередь, свидетельствует о равновесии ЧЭ.

Физические свойства измеряемой жидкости не влияют на величину осевого перемещения чувствительного элемента.

ВИЗНАЧЕННЯ ОСЬОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ЧУТЛИВОГО ЕЛЕМЕНТУ ТУРБІННИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ВИТРАТИ

З ВРІВНОВАЖЕННЯ РОТОРОМ

А.В. Писарець, І.В. Коробко

У статті наведена стисла класифікація методів зменшення тертя в опорах чутливого елементу турбінних перетворювачів витрати. Проаналізовані можливості подальшого застосування вказаних методів. Розглянуто особливості математичної моделі турбінного перетворювача витрати з врівноваженням чутливим елементом. Описана методика визначення осьового переміщення чутливого елементу на підґрунті поєднання гідравлічного розрахунку первинного перетворювача та рівнянь руху чутливого елементу.

Ключові слова: турбінний перетворювач витрати, врівноважений ротор, математична модель, осьове переміщення чутливого елементу.

AXIAL MOVEMENT DETERMINATION OF TURBINE TYPE FLOW RATE TRANSDUCER SENSITIVE ELEMENT WITH HYDRODYNAMIC BALANCING OF SENSITIVE ELEMENT

A.V. Pisarets, I.V. Korobko

Article gives a brief methods classification friction reducing in the sensitive element bearings of turbine flow transducers. Possibilities for further use of these methods were analyzed. Mathematical model features of turbine flow transducers with balanced sensitive elements were considered. A technique for determining the sensitive element axial movement based on combining the primary converter hydraulic calculation and the sensitive element motion equations are described.

Keywords: turbine flow transducer, balanced rotor, mathematical model, sensitive element axial movement.

Список литературы

1. 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. – Вип. 25. – С. 89-94.
2. Писарець А.В. Про методи врівноважування чутливого елементу турбінних перетворювачів витрати / А.В. Писарець // ПРИЛАДОБУДУВАННЯ 2011: стан і перспективи: X Міжнар. наук.-техн. конф., Київ, 19 – 20 квітня 2011 р. – К., 2011. – С. 242-243.
3. Бошняк Л.Л. Тахометрические расходомеры / Л.Л. Бошняк, Л.Н. Бызов. – Л.: Машиностроение, 1968. – 212 с.
4. Бошняк Л.Л. Измерения при теплотехнических исследованиях / Л.Л. Бошняк. – Л.: Машиностроение, 1974. – 448 с.
5. Бошняк Л.Л., Бызов Л.Н. Измерение малых расходов жидкостей / Л.Л. Бошняк, Л.Н. Бызов. – М.-Л.: Машгиз, 1961. – 80 с.
6. Бобровников Г.Н. Теория и расчет турбинных расходомеров / Г.Н. Бобровников, Л.А. Камышев. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 128 с.
7. Пат. на корисну модель № 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.
8. Коробко І.В. Турбінні преобразователи расхода с уравновешенным ротором / І.В. Коробко, А.В. Писарець // Промышленная теплотехника. – 2006. – № 4. – С. 84-89.
9. Писарець А.В. Визначення врівноважуючої сили турбінного витратоміра із гідродинамічним врівноваженням ротора / А.В. Писарець, І.В. Коробко // Наукові вісті НТУУ "КПІ". – 2004. – № 4. – С. 115-120.
10. Писарець А.В., Коробко І.В. Визначення осьового зусилля в турбінному первинному перетворювачі витрат з гідродинамічним врівноваженням ротора / А.В. Писарець, І.В. Коробко // Вібрації в техніці та технологіях. – 2005. – № 2 (40). – С. 67-70.

Поступила в редколлегию 16.08.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Д. Гераимчук, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, Украина.