

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ТУРБИННЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ РАСХОДА

Коробко И. В.*, Писарец А. В.

Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

03056, пр-т Победы, 37, Соломенский район, г. Киев, Украина

*e-mail: i.korobko@kpi.ua

Una dintre principalele caracteristici metrologice ale dispozitivelor de contorizare a lichidelor este eroarea de măsurare. Articolul descrie structura erorii relative la traductori cu turbină al contoarelor de lichide, care se determină de valorile ideale și reale ale frecvenței de rotație a senzorului; au fost efectuate cercetările privind influența parametrilor geometrici ai camerei de măsurare a traductorului asupra erorii de măsurare.

Cuvinte-cheie: traductor cu turbină, contor, eroare de măsurare, senzor.

One of the main metrological characteristics of the liquid metering devices is the measurement error. The article examines the structure of the relative error of turbine type flow rate transducers which is determined by the values of ideal and real rotation frequency of the sensitive element, the study has been done concerning the effect of geometrical parameters of the measuring chamber transducer on the measurement error.

Keywords: turbine transducer, meter, measurement error, sensor.

ВВЕДЕНИЕ. ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

С развитием промышленности, энергетики, нефтегазовых комплексов, соответственно, возрастают объемы потребления топливно-энергетических ресурсов. Во всем мире получают широкое распространение энергосберегающие технологии и средства учета топливно-энергетических ресурсов. Для создания действенной системы энергосбережения необходимо, прежде всего, разработать эффективную систему измерения и контроля расхода. Крайне важной является необходимость измерения расхода энергоносителей с различной динамикой их протекания – от установившихся ламинарных потоков до нестационарных стохастических – длительностью в доли секунды. Все это обуславливает жесткие требования к метрологическим характеристикам приборов и систем, универсальности и надежности работы, максимальной инвариантности к влиянию факторов кинематической и силовой структуры.

При отсутствии средств измерения расхода становится невозможным обеспечение управления, а в дальнейшем и оптимизации технологических процессов в энергетике, металлургии, нефтяной,

газовой, целлюлозно-бумажной, пищевой и в других областях промышленности.

Счетчики количества крайне необходимы для учета массы или объема нефти, газа, пара, воды и других веществ различного агрегатного состояния, транспортируемых по технологическим сетям и потребляемым отдельными объектами. Значение счетчиков возрастает в связи с коммерциализацией учета энергоносителей. Следовательно, сегодня становится важнейшей проблема разработки новых и усовершенствования существующих методов и способов измерения расхода и количества жидкостных энергоносителей.

Для определения количественных показателей потоков, благодаря их преимуществам перед существующими приборами других классов аналогичного назначения, широкое распространение получили приборы учета на основе турбинных преобразователей расхода (ТПР). Инженерная практика требует значительного повышения точности определения расхода и количества жидкостей, что очерчивает требования к метрологическим характеристикам измерительных приборов. Одной из основных метрологических характеристик приборов учета расхода жидкостей является погрешность измерения.

Целью работы является выявление структуры погрешности ТПВ и определение степени влияния геометрических параметров измерительной камеры и кинематических характеристик потока на величину погрешности.

ПОГРЕШНОСТЬ ТУРБИННОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ РАСХОДА

Погрешность ТПР определяется путем сравнения реальной и идеальной частот вращения чувствительного элемента (ЧЭ) [1]:

$$\Delta n = \frac{n_{ид} - n_p}{n_{ид}} 100, \quad (1)$$

где n_p – реальная частота вращения ЧЭ (с учетом сопротивлений вращению); $n_{ид}$ – идеальная частота вращения ЧЭ (при отсутствии сопротивлений вращению).

Идеальная частота вращения ЧЭ определяется в предположении, что поток измеряемой жидкости плоский с равномерным по сечению распределением скорости, без каких-либо пограничных слоев и завихрений. Следовательно, идеальная частота вращения ЧЭ при расходе Q определяется по формуле:

$$n_{ид} = \frac{Q}{S_{Ж}H}, \quad (2)$$

где $S_{Ж}$ – площадь живого сечения потока в зоне ЧЭ; H – ход винтовых поверхностей, образуемых лопастями турбинки.

Площадь живого сечения потока в зоне ЧЭ определяется по формуле:

$$S_{ЖТ} = \pi \sin \beta (r_H^2 - r_{BT}^2) - hz(r_H - r_{BT}), \quad (3)$$

где r_H – радиус внешней поверхности лопастей ЧЭ; β – угол установки лопастей на среднем радиусе; r_{BT} – радиус втулки ЧЭ; h – толщина профиля лопасти; z – количество лопастей.

Для хода винтовых поверхностей, образуемых лопастями ЧЭ, можно записать:

$$H = 2\pi r_{CP} t g \beta, \quad (4)$$

где r_{CP} – средний радиус ЧЭ.

Реальная частота вращения ЧЭ отличается от идеальной по ряду причин: наличие моментов вязкого трения

жидкости о поверхность, трение в опорах, присоединенные массы жидкости, захватываемые при движении ЧЭ. Реальная частота вращения турбинки определяется решением дифференциального уравнения, описывающего ее вращательное движение [2-4].

С учетом протекания жидкости в радиальном зазоре между турбинкой и внутренней поверхностью корпуса, которая не взаимодействует с ЧЭ и не учитывается выражением (2), получим:

$$n_{ид} = \frac{Q - q}{S_{Ж}H}, \quad (5)$$

где q – протечки потока в радиальном зазоре.

Величину q легко установить при предположении, что весь поток жидкости в радиальном зазоре имеет осевое направление движения с однородным полем распределения скорости потока в поперечном сечении:

$$q = 2\pi \int_{r_H}^{r_K} v(r) r dr, \quad (6)$$

где r_K – радиус внутренней поверхности корпуса; $v(r)$ – распределение скорости в живом сечении потока.

Так как радиус окружности с максимальными значениями скорости r_M в реальных условиях соответствует $r_M \ll r_K$, то:

$$v(r) = v_{CP} \left[1 - \left(\frac{r - r_M}{r_K - r_M} \right)^m \right], \quad (7)$$

где v_{CP} – усредненная по сечению скорость потока; m – показатель степени, который зависит от числа Рейнольдса и характеризуется режимом течения на входе в измерительную камеру преобразователя [5]:

$$m = 1,82 \lg(0,01 \text{ Re}) + 2.$$

Учитывая зависимость (7), выражение (6) приобретает вид:

$$q = 2\pi \int_{r_H}^{r_K} v_{CP} \left[1 - \left(\frac{r - r_M}{r_K - r_M} \right)^m \right] r dr. \quad (8)$$

После преобразования выражения (8) для расхода жидкости в радиальном зазоре можем записать:

$$q = 2\pi v_{CP} \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[\frac{r_K^2 - r_H^2}{2} - \frac{r_K^2}{m+2} + \frac{r_M m r_K + r_M^2}{m^2 + 3m + 2} + \left[\frac{r_M - r_H}{r_M - r_K} \right]^m \left(\frac{r_H^2}{m+2} - \frac{r_M m r_H + r_M^2}{m^2 + 3m + 2} \right) \right]. \quad (9)$$

С учетом (9) выражение (3) приобретает вид:

$$n_{уд} = \frac{Q - 2\pi v_{CP} \frac{(2m+1)(m+1)}{2m^2} \left[\frac{r_K^2 - r_H^2}{2} - \frac{r_K^2}{m+2} + \frac{r_M m r_K + r_M^2}{m^2 + 3m + 2} + \left[\frac{r_M - r_H}{r_M - r_K} \right]^m \left(\frac{r_H^2}{m+2} - \frac{r_M m r_H + r_M^2}{m^2 + 3m + 2} \right) \right]}{\left[\pi \sin \beta (r_H^2 - r_{BT}^2) - h z (r_H - r_{BT}) \right] 2\pi r_{CP} t g \beta} + \frac{\left[\frac{r_M - r_H}{r_M - r_K} \right]^m \left(\frac{r_H^2}{m+2} - \frac{r_M m r_H + r_M^2}{m^2 + 3m + 2} \right)}{\left[\pi \sin \beta (r_H^2 - r_{BT}^2) - h z (r_H - r_{BT}) \right] 2\pi r_{CP} t g \beta}.$$

Для исследования метрологических характеристик ТПР разработан программный продукт, который позволяет:

- оценить метрологические характеристики преобразователя расхода (статическую, динамическую, относительную погрешность и потери давления на ТПР в диапазоне изменения расхода);
- определить степень влияния геометрических параметров измерительной камеры ТПР и физических свойств измеряемой жидкости на метрологические характеристики преобразователя.

Основными конструктивными параметрами ТПР являются: количество лопастей z ; толщина профиля лопасти h ;

втулочное отношение, определяемое соотношением радиуса втулки и внешнего радиуса турбинки r_{BT}/r_H ; угол установки лопасти на среднем радиусе β ; осевая длина турбинки s ; радиальный зазор $\Delta = r_K - r_H$.

Сущность теоретических исследований погрешности ТПР, осуществленных с помощью разработанного программного продукта, состоит в определении закономерностей влияния на погрешность измерения каждого отдельного конструктивного параметра ТПР при неизменных значениях других величин (рис. 1 – рис. 3).

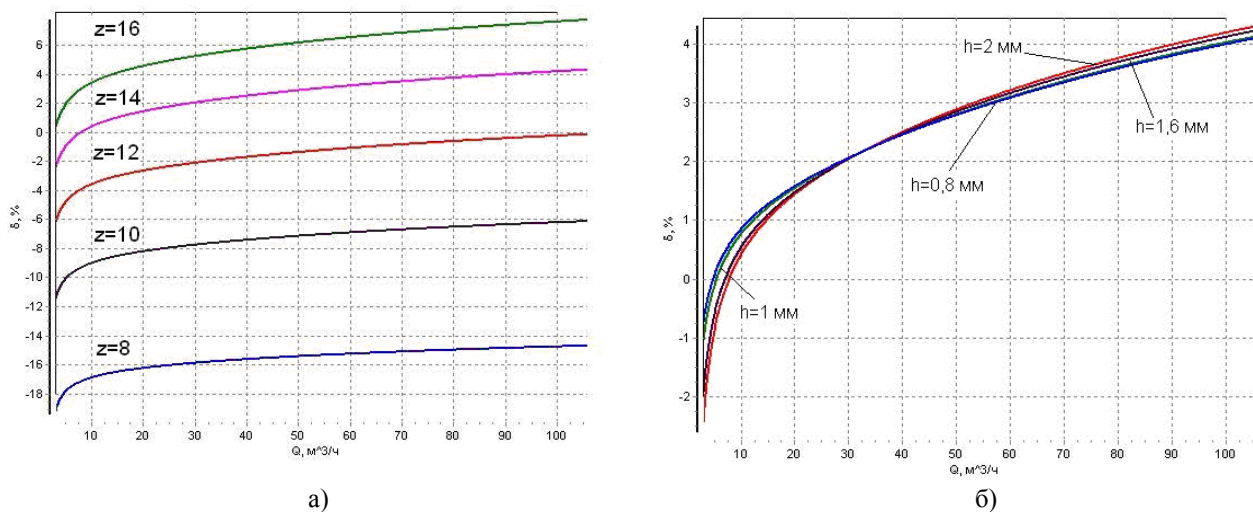


Рис. 1. Влияние количества лопастей z (а) и толщины профиля лопасти h (б) на погрешность измерения

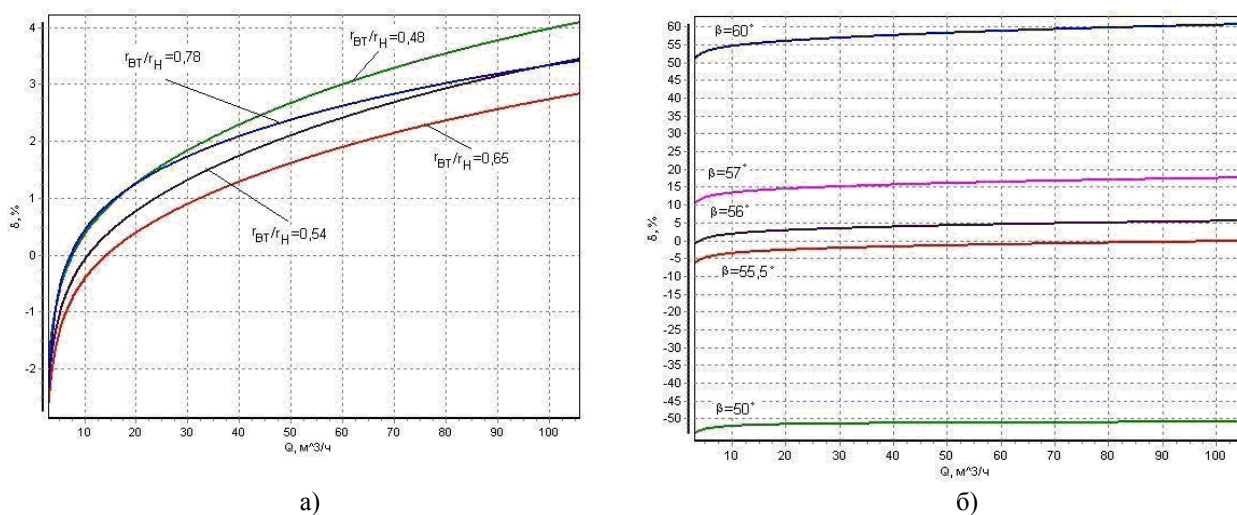


Рис. 2. Влияние втулочного отношения r_{BT}/r_H (а) и изменения угла установки лопасти на среднем радиусе β (б) на погрешность измерения

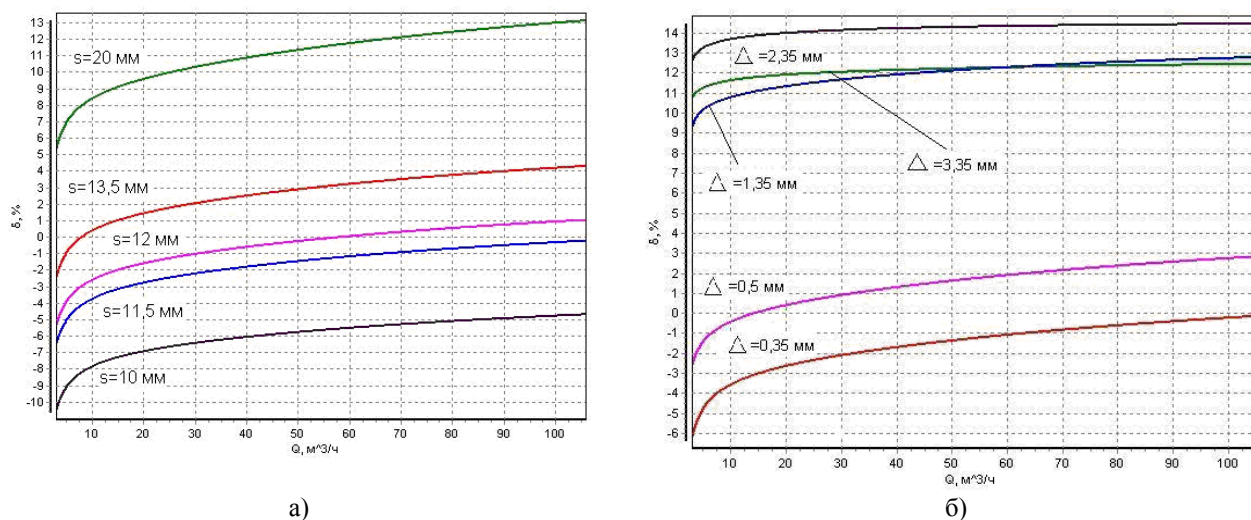


Рис. 3. Влияние изменения осевой длины s турбинки (а) и величины радиального зазора Δ (б) на погрешность измерения

ВЫВОДЫ

Исследования влияния конструктивных параметров турбинки на погрешность измерения (рис. 1 – рис. 3) позволяют сделать такие выводы:

- значение количества лопастей чувствительного элемента, позволяющее спроектировать преобразователь с высокими метрологическими характеристиками, находится в диапазоне от 8 до 16;
- с уменьшением толщины лопасти погрешность преобразователя уменьшается;
- радиус втулки, осевая длина турбинки и угол установки лопастей существенно влияют на погрешность;
- при $r_{BT}/r_H=0,48; 0,78$ погрешность измерения увеличивается, в то время

как соотношение $r_{BT}/r_H \approx 0,6$ позволяет создать прибор с совершенными метрологическими характеристиками;

- вариацией угла установки лопастей в пределах $50 \div 60^\circ$ можно получить преобразователь с погрешностью измерения от 0 до 60 %; изменение β всего на $0,5^\circ$ может существенно увеличить значение погрешности (рис. 2, б для $\beta=55,5^\circ$ и $\beta=56^\circ$);
- при изменении осевой длины турбинки в диапазоне $(1 \div 2) \cdot 10^{-2}$ м существуют такие значения, при которых обеспечиваются высокие метрологические характеристики;
- с увеличением величины радиального зазора между чувствительным

элементом и внутренней поверхностью корпуса погрешность измерения возрастает.

Перспективной является оптимизация геометрических параметров измерительной камеры ТПР с целью уменьшения относительной погрешности измерения в широком диапазоне изменения расхода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бошняк Л. Л. Измерения при теплотехнических исследованиях. Ленинград: Машиностроение, 1974. 448 с.
2. Коробко И. В., Писарец А. В. Дослідження рівняння руху первинного перетворювача швидкісних засобів вимірювання витрат енергоносіїв. Вестник НТУУ "КПИ". Серия машиностроение. 2002, вып. 42, том 2, с. 42–45.
3. Коробко И. В., Писарец А. В. Дослідження моменту в'язкого тертя в швидкісних турбінних перетворювачах витрат. Вестник НТУУ "КПИ". Серия машиностроение. 2003, вып. 44, с. 233–235.
4. Коробко И. В., Писарец А. В. Визначення рушійного моменту на чутливому елементі перетворювача витрати повітря. Вестник НТУУ "КПИ". Серия машиностроение. 2012, вып. 66, с. 178–183.
5. Повх И. Л. Техническая гидромеханика. Ленинград: Машиностроение, 1976. 504 с.

Prezentat la redacție la 26 noiembrie 2013