SOCAR

SOCAR Proceedings

Oil and gas structures and equipment

journal home page: http://proceedings.socar.az

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ТУРБИННЫХ РАСХОДОМЕРОВ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РОТОРА С ВНУТРЕННИМ ВИНТОВЫМ РЕЛЬЕФОМ

К. А. Башмур*[1], В. В. Бухтояров[1,2], Р. Б. Сергиенко[3], А. Н. Сокольников[1], Я. А. Тынченко[1]

[1]*Институт нефти и газа, Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия;*
[2]*Центр НТИ «Цифровое материаловедение: новые материалы и вещества», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия;*
[3]*Gini Gmbh, Мюнхен, Германия*

Improving the quality of turbine flowmeters on the basis of the use of a rotor with internal screw relief

K.A. Bashmur*[1], V.V. Bukhtoyarov[1,2], R.B. Sergienko[3], A.N. Sokolnikov[1], Ya. A. Tynchenko[1]

[1]*Institute of Petroleum and Natural Gas Engineering, Siberian Federal University, Krasnoyarsk, Russia;* [2]*Digital Material Science: New Materials and Technologies, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia;* [3]*Gini Gmbh, Munich, Germany*

A B S T R A C T

This research aims to improve the quality of measurement of fluid flow rates by turbine flowmeters. The quality criteria for a turbine flowmeter include the accuracy of measurement and the cost of its implementation. To compare the criteria, the article presents a hydrodynamic simulation of the movement of the flow of the working medium through the rotors of the flowmeters of the developed and standard types. The developed type of rotor is a hollow shaft with an internal screw relief. A propeller type of rotor was used as standard. Based on the results of the literature analysis, the purpose of the study was reduced to determining the characteristics of hydraulic resistance that affect the linearity of the flow-pressure characteristics of the flowmeter rotor. The tasks of hydrodynamic computer simulation included its implementation for various indicators of the viscosity of the working fluid - from low-viscosity to high-viscosity. It showed that the use of a rotor with an internal screw relief in a flowmeter reduces the hydraulic resistance of the flow by more than 2 times for any viscosity of the working medium compared to a propeller-type rotor, which significantly reduces the energy costs for moving the flow. At the same time, the linearity of characteristics for both types of flowmeter rotors remains approximately the same in the studied range of characteristics, which indicates a similar accuracy of parameter measurements.

K E Y W O R D S

Turbine flowmeter;
Viscosity;
Hydraulic resistance;
Oil transportation;
Computational fluid dynamics;
CFD.

© 2022 «OilGasScientificResearchProject» Institute. All rights reserved.

Введение

С постоянно растущими затратами на разведку и добычу природных ресурсов важно, чтобы количество данного сырья измерялось качественно (точно и с наименьшими затратами). Применение расходомеров актуально для многих сфер промышленности. Турбинные расходомеры широко применяются при транспортировке нефти и нефтепродуктов, а также при различных технологических операциях [1]. Выбор расходомера зависит главным образом от условий технологического процесса, предполагаемого диапазона параметров и свойств рабочей среды.

Принцип работы тахометрических (турбинных) расходомеров основан на измерении количества оборотов ротора или его элементов (крыльчатки) турбины в потоке жидкости, газа или пара [2].

К преимуществам турбинных расходомеров относят их невысокую стоимость и возможность работать без источника питания [3].

Существенными недостатками турбинных расходомеров пропеллерного типа являются:

1. Узкий динамический диапазон характеристик.
2. Неустойчивость измерений ввиду конструктивных особенностей.
3. Существенное влияние примесей в рабочей жидкости на результаты измерений.

Наиболее близкий к исследуемому в данной работе расходомеру – турбинный расходомер со спиральным ротором был разработан в 1950-х годах и в основном использовался в реактивных самолетах. Он доказал свою надежность и воспроизводимую точность в приложениях, варьирующихся от продуктов с очень низкой вязкостью, таких как природный газ, до тяжелой сырой нефти [4].

Несмотря на то, что было проведено множество исследований, механизм влияния вязкости рабочей среды на работу турбинного расходомера до сих пор не до конца понятен.

Lee и Karlby [5] показали, что любой момент трения, являющийся функцией вязкости, влияет на величину

*E-mail: bashmur@bk.ru
http://dx.doi.org/10.5510/OGP2022SI100686

линейности турбинного расходомера. Ellison [6] показал, что сила вязкого трения на роторе турбины возрастает с увеличением вязкости жидкости и замедляет скорость вращения ротора.

Guo и др. [7] показали, что вязкость жидкости существенно влияет на работу турбинного расходомера. Она отвечает за скорость образования завихрений перед входом жидкости в ротор, а также влияет на распределение скорости осевого потока жидкости. Также авторы показали, что увеличение вязкости увеличивает сопротивление потока в зазоре вершины лопасти, в результате чего увеличивается поток через нее. Этот факт со временем может существенно влиять на показатели турбинных расходомеров пропеллерного типа ввиду накопленного износа и последствий.

Отмечается, что величиной, которая напрямую влияет на величину линейности турбинного расходомера, является вязкость рабочей среды. Линейный диапазон турбинного расходомера постепенно уменьшается при вязкости выше 1 сСт, и практически исчезает в диапазоне от 50 сСт до 100 сСт [7]. В связи с этим расширение диапазона линейности турбинного расходомера актуально, например, для местностей с резким контрастом температур, в частности, для Сибири.

Понимание гидравлического сопротивления потока – основное знание, необходимое инженерам-гидротехникам для определения напорно-расходных характеристик в устройстве или трубопроводе. Хорошо зарекомендовавшие себя формулы сопротивления потоку, такие как формулы Дарси-Вейсбаха, Мэннинга и Шези, уже давно используются для анализа потоков среды. Однако характеристики сопротивления шероховатых поверхностей, особенно со значительными элементами шероховатости (макрорельефом), изучены недостаточно. Появление средств компьютерного моделирования движения потока существенно упростило данную задачу.

Исследования Zhen, Wang и др. [8, 9] показали, что результаты, полученные при моделировании расходомеров методами компьютерной гидродинамики (CFD), близки к натурным, что дает возможность существенно быстрого и менее трудоемкого прогнозирования влияния рабочих параметров потока и геометрии элементов расходомера.

Исходя из анализа работ, вытекает необходимость рассмотрения работы расходомеров при различных величинах вязкости и определения ее влияния методами CFD-моделирования на гидравлическое сопротивление в расходомерах с различным исполнением ротора.

Методика моделирования

Сравниваемые устройства представляют собой турбинные расходомеры с различным исполнением ротора.

Первый ротор расходомера имеет стандартное исполнение конструкции пропеллерного типа (рис.1).

Вторая разработанная конструкция (рис.2) представляет собой ротор расходомера с внутренним винтовым рельефом. Наиболее предпочтительной технологией изготовления рельефной винтовой поверхности является ротационное точение, ввиду низких температурных напряжений в области резания и обеспечиваемой методом точности обработки и невысокой стоимости метода [10].

Источником энергии разработанного устройства является давление потока рабочей жидкости. Поток, воздействуя на винтовой рельеф, расположенный на внутренней поверхности ротора, формирует возникновение сил, стремящихся повернуть ротор, тем самым вызывая крутящий момент.

Геометрические параметры роторов расходомеров различного исполнения представлены в таблице 1.

Среда представлена в трех вариантах – маловязкая, с

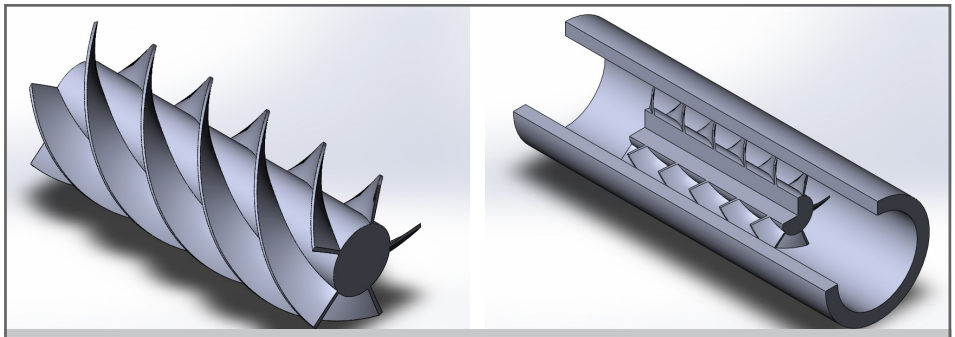

Рис. 1. Модель ротора турбинного расходомера пропеллерного типа

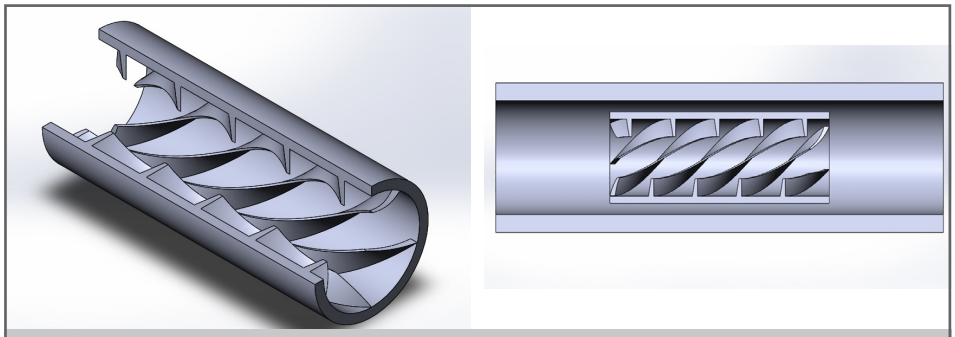

Рис. 2. Модель ротора турбинного расходомера с внутренним винтовым рельефом

Таблица 1
Геометрические параметры роторов расходомеров

Параметр	Значение
Внутренний диаметр ротора	25 мм
Внешний диаметр ротора	52 мм
Длина ротора	125 мм
Внутренний диаметр трубы	65 мм
Внешний диаметр трубы	85 мм

Таблица 2
Исходные параметры рабочей жидкости

Тип рабочей среды	Вязкость, МПа·с	Плотность, кг/м³
Маловязкая	10	700
Повышенной вязкости	25	900
Высоковязкая	60	1030

повышенной вязкостью и высоковязкая. Исходные параметры рабочей жидкости для моделирования потока среды представлены в таблице 2.

Численный эксперимент с движением потока среды осуществлялся при помощи программного обеспечения Ansys CFX.

Параметры потока: массовый расход на входе – 4 кг/с; давление на выходе – 4.2 МПа.

После задания параметров геометрии конструкций и рабочей жидкости выстраивается сеточная модель (рис.3 и 4).

В программное обеспечение Ansys CFX загружаются две модели роторов расходомеров. Далее выстраивается сетка с указанием начальных параметров, представленных ранее в таблице 2. Запускаются процессы моделирования течения среды при различных оборотах ротора. В качестве модели движения жидкости, используемой при расчётах, была выбрана модель турбулентности $k-\varepsilon$. Данная модель обеспечивает достаточно быструю сходимость и менее требовательна к вычислительной мощности.

Гидравлическое сопротивление оценивается количеством потерянной удельной энергии, безвозвратно расходуемой на работу сил трения [11]. Важность этого параметра заключается в том, что прогноз величины гидравлического сопротивления позволяет наиболее оптимально выбрать требуемую мощность насоса и вычислить потери давления на определенном участке системы .

В программах CFD-моделирования гидравлическое сопротивление можно найти следующим образом. С помощью полученных эпюр скорости и давления гидравлическое сопротивление рассчитывается по формуле:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot v^2} \quad (1)$$

где: Δp – перепад давления потока на участке, Па; ρ – плотность рабочей среды, кг/м³; v – средняя скорость потока, м/с.

Перепад давления был определен с эпюры распределения давления извлечением значений давления с начального и конечного участка ротора. Средняя скорость была определена с помощью функции «средняя скорость по объёму».

Результаты моделирования

Полученные графики моделирования зависимости значений гидравлического сопротивления от числа оборотов ротора при различных значениях вязкости отображены на графиках (рис.5, 6).

Исходя из графиков (рис. 5 и 6) можно отметить, что в исследуемом диапазоне характеристик рабочей среды и оборотов ротора, графики гидравлических сопротивлений примерно одинаково линейны. Это свидетельствует о дальнейшей относительно простой интерпретации расходно-напорных характеристик обоих расходомеров.

Для большей наглядности разницы в гидравлическом сопротивлении аппроксимируем функции и найдем среднее значение каждой из них по формуле:

$$f_{cp}(x)\frac{1}{a-b}\int_b^a f(x)dx \quad (2)$$

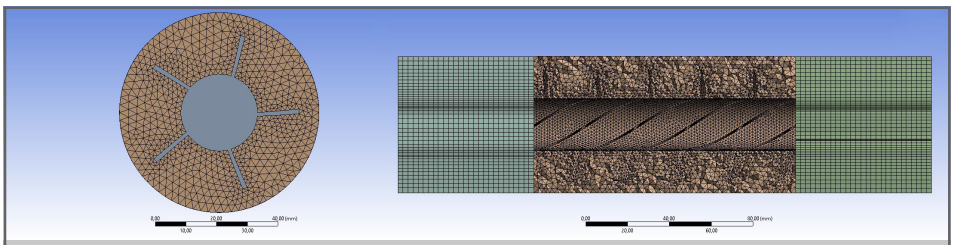

Рис. 3. Сеточная модель ротора расходомера пропеллерного типа в программе Ansys CFX

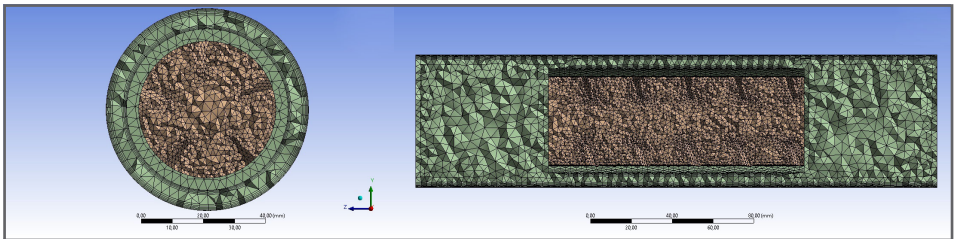

Рис. 4. Сеточная модель ротора расходомера с внутренним винтовым рельефом в программе Ansys CFX

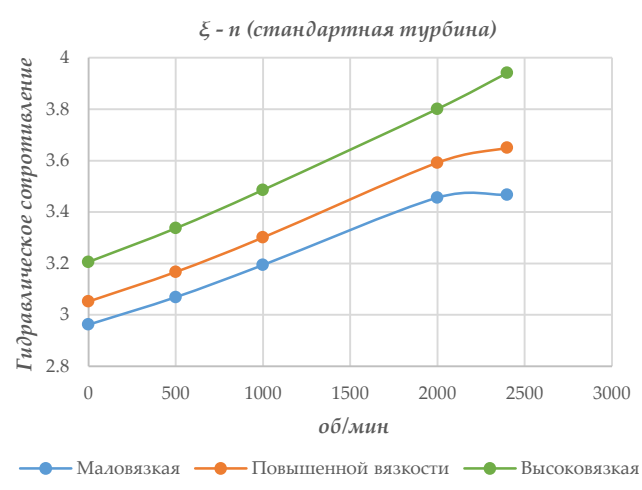

Рис. 5. Гидравлическое сопротивление потока в роторе расходомера с внутренним винтовым рельефом

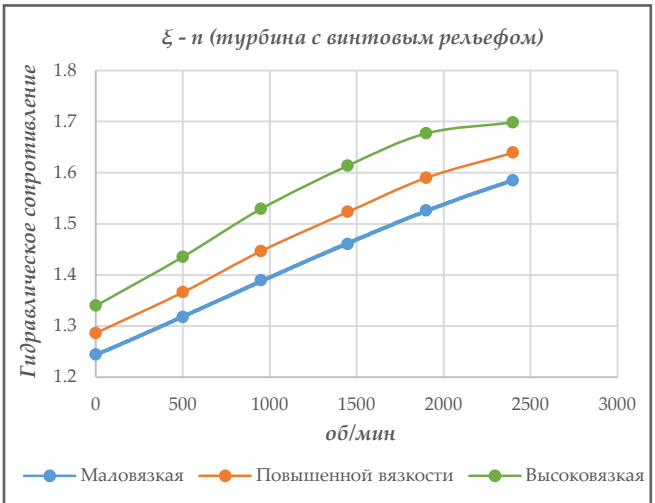

Рис. 6. Гидравлическое сопротивление потока в роторе расходомера пропеллерного типа

Найденные значения аппроксимирующих функций представлены в таблице 3, а их средние значения в таблице 4.

Для наглядности построим диаграммы средних значений функций гидравлического сопротивления расходомеров различного исполнения при различной вязкости рабочей среды (рис. 7).

Исходя из результатов гидродинамического моделирования, использование ротора расходомера с внутренним винтовым рельефом эффективнее, чем расходомера пропеллерного типа. Связано это с тем, что в первом случае значительно меньше гидравлическое сопротивление, благодаря чему требуется меньше энергии потока (напора насоса). В частности, для маловязкой и высоковязкой сред значение гидравлического сопротивления меньше в 2.9 и в 2.5 раза соответственно, для повышенной вязкости – в 2.3 раза.

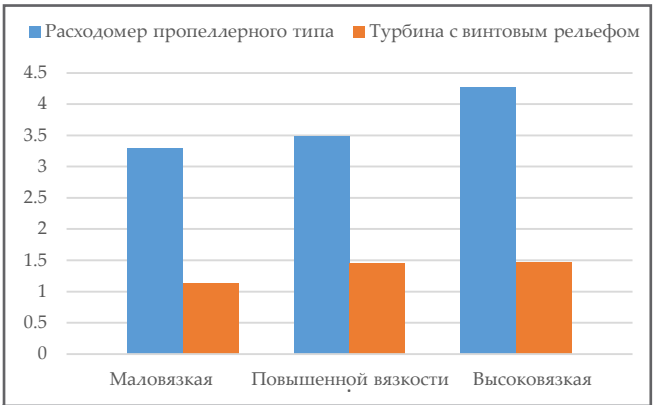

Рис. 7. Среднее значение функций гидравлического сопротивления расходомеров различного исполнения при различной вязкости рабочей среды

Таблица 3

Исходные параметры рабочей жидкости

Тип рабочей среды	Расходомер пропеллерного типа	Расходомер с внутренним винтовым рельефом
Маловязкая	$y=-3\cdot10^{-22}x^6+5\cdot10^{-18}x^5-3\cdot10^{-14}x^4+$ $+5\cdot10^{-11}x^3-2\cdot10^{-9}x^2+0.0002x+2.9621$	$y=-10^{-11}x^3+4\cdot10^{-8}x^2+$ $+0.0001x+1.2462$
Повышенной вязкости	$y=9\cdot10^{-24}x^6-10^{-18}x^5+2\cdot10^{-14}x^4-$ $-10^{-10}x^3+2\cdot10^{-7}x^2+0.0001x+3.0549$	$y=-2\cdot10^{-11}x^3+5\cdot10^{-8}x^2+$ $+0.0001x+1.2881$
Высоковязкая	$y=-2\cdot10^{-18}x^5+3\cdot10^{-14}x^4-10^{-10}x^3+$ $+3\cdot10^{-7}x^2+0.0001x+3.2078$	$y=-3\cdot10^{-11}x^3+6\cdot10^{-8}x^2+$ $+0.0002x+1.3407$

Таблица 4

Среднее значение функций

Тип рабочей среды	Расходомер пропеллерного типа	Расходомер с внутренним винтовым рельефом
Маловязкая	3.231	1125
Повышенной вязкости	3.333	1.453
Высоковязкая	3.731	1.468

Выводы

В данной статье было произведено сравнение качества измерений турбинных расходомеров с двумя типами роторов. Рассматривались роторы пропеллерного типа и с внутренним винтовым рельефом поверхности. К критериям качества турбинного расходомера отнесли точность измерения и затраты на ее осуществление.

Для сравнения роторов расходомеров в программном модуле Ansys CFX проведено гидродинамическое моделирование. Моделирование производилось для различной вязкости рабочей среды. После процесса моделирования были рассчитаны значения гидравлического сопротивления и получены соответствующей зависимости в интервалах рабочих характеристик расходомеров.

Выявлено, что при использовании расходомера с внутренним винтовым рельефом ротора возникает кратно меньшее гидравлическое сопротивление, чем при использовании расходомера пропеллерного типа. В частности, для маловязкой и высоковязкой сред значение гидравлического сопротивления меньше в 2.9 раза, для повышенной вязкости – в 2.4 раза. Таким образом могут быть снижены затраты на осуществление точности измерений путем снижения энергетических затрат насоса.

Также можно отметить, что в исследуемом диапазоне характеристик рабочей среды и оборотов ротора, графики гидравлических сопротивлений примерно одинаково линейны. Это косвенно свидетельствует о примерно идентичной точности производимых измерений и в целом о повышении их качества.

Исследования выполнены по государственному заданию по проекту «Разработка комплекса научно-технических решений в области создания биотоплив и оптимальных биотопливных композиций, обеспечивающих возможность трансформации потребляемых видов энергоносителей в соответствии с тенденциями энергоэффективности, снижения углеродного следа продукции и использования видов топлива альтернативных ископаемому» в научной лаборатории биотопливных композиций Сибирского федерального университета, созданной в рамках деятельности Научно-образовательного центра «Енисейская Сибирь».

Исследование поддержано программой Совета по грантам при Президенте Российской Федерации, проект СП-1051.2022.1.

Литература

1. Džemić, Z., Širok, B., Bizjan, B. (2017). Turbine flowmeter response to transitional flow regimes. *Flow Measurement and Instrumentation*, 59, 18-22.

2. Кремлевский, П. П. (2004). Расходомеры и счетчики количества вещества. *Санкт-Петербург: Политехника.*

3. Liu, S., Ding, F., Ding, C. (2014). A rotor speed sensor of cycloid rotor flowmeter. *Advanced Materials Research,* 1449-1452.

4. Saboohi, Z., Sorkhkhah, S., Shakeri, H. (2015). Developing a model for prediction of helical turbine flowmeter performance using CFD. *Flow Measurement and Instrumentation*, 42, 47-57.

5. Lee, W., Karlby, H. (1960). A study of viscosity effect and its compensation on turbine-type flowmeters. *Journal of Basic Engineering*, 82, 717-725.

6. Ellison, B. A. (1983). Turbine meters for liquid measurement. *Mechanical engineering*, 52-56.

7. Guo, S., Sun, L., Zhang, T., et al. (2013). Analysis of viscosity effect on turbine flowmeter performance based on experiments and CFD simulations. *Flow Measurement and Instrumentation*, 34, 42-52.

8. Zhen, W., Tao, Z. (2008). Computation study of tangential type turbine flowmeter. *Flow Measurement and Instrumentation*, 19, 233-239.

9. Wang, B., Du, Y., Xu, N. (2019). Simulation and experimental verification on dynamic calibration of fuel gear flowmeters. *Measurement*, 138, 570-577.

10. Башмур, К. А., Петровский, Э. А., Бухтояров, В. В. и др. (2021). Влияние гидроциклона-демпфера с рельефом поверхности на разделительную способность текучих неоднородных систем. *SOCAR Proceedings*, 2, 13-20.

11. Башта, Т. М., Руднев, С. С., Некрасов, Б. Б., и др. (2010). Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. *Москва: Альянс.*

References

1. Džemić, Z., Širok, B., Bizjan, B. (2017). Turbine flowmeter response to transitional flow regimes. *Flow Measurement and Instrumentation*, 59, 18-22.

2. Kremlevskyi, P. P. (2004). Flowmeters and counters of the amount of substance. *Saint Petersburg: Polytechnic.*

3. Liu, S., Ding, F., Ding, C. (2014). A rotor speed sensor of cycloid rotor flowmeter. *Advanced Materials Research,* 1449-1452.

4. Saboohi, Z., Sorkhkhah, S., Shakeri, H. (2015). Developing a model for prediction of helical turbine flowmeter performance using CFD. *Flow Measurement and Instrumentation*, 42, 47-57.

5. Lee, W., Karlby, H. (1960). A study of viscosity effect and its compensation on turbine-type flowmeters. *Journal of Basic Engineering*, 82, 717-725.

6. Ellison, B. A. (1983). Turbine meters for liquid measurement. *Mechanical engineering*, 52-56.

7. Guo, S., Sun, L., Zhang, T., et al. (2013). Analysis of viscosity effect on turbine flowmeter performance based on experiments and CFD simulations. *Flow Measurement and Instrumentation*, 34, 42-52.

8. Zhen, W., Tao, Z. (2008). Computation study of tangential type turbine flowmeter. *Flow Measurement and*

Instrumentation, 19, 233-239.

9. Wang, B., Du, Y., Xu, N. (2019). Simulation and experimental verification on dynamic calibration of fuel gear flowmeters. *Measurement*, 138, 570-577.

10. Bashmur, K. A., Petrovsky, E. A., Bukhtoyarov, V. V., et al. (2021). The effect of a hydrocyclone-damper with a surface relief on the separation ability of fluid heterogeneous systems. *SOCAR Proceedings*, 2, 13-20.

11. Bashta, T. M., Rydnev, C. C., Nekrasov, B. B., et al. (2010). Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives. *Moscow: Alliance.*

Повышение качества турбинных расходомеров на основе использования ротора с внутренним винтовым рельефом

К.А. Башмур[1], В.В. Бухтояров[1,2], Р.Б. Сергиенко[3], А.Н. Сокольников[1], Я. А. Тынченко[1]

[1]Институт нефти и газа, Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия;
[2]Центр НТИ «Цифровое материаловедение: новые материалы и вещества», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия; [3]Gini Gmbh, Мюнхен, Германия

Реферат

Исследование посвящено проблеме повышения качества измерения показателей расхода жидкости турбинными расходомерами. К критериям качества турбинного расходомера отнесли точность измерения и затраты на ее осуществление. Для сравнения критериев в статье представлено гидродинамическое моделирование движения потока рабочей среды через роторы расходомеров разработанного и стандартного типов. Разработанный тип ротора представляет собой полый вал с внутренним винтовым рельефом. В качестве стандартного использовался пропеллерный тип ротора. По итогам литературного анализа цель исследования свелась к определению характеристик гидравлических сопротивлений, влияющих на линейность расходно-напорных характеристик ротора расходомера. В задачи гидродинамического компьютерного моделирования входило его проведение для различных показателей вязкости рабочей жидкости – от маловязкой до высоковязкой. Оно показало, что использование в расходомере ротора с внутренним винтовым рельефом снижает гидравлическое сопротивление потока более чем в 2 раза для любой вязкости рабочей среды по сравнению с ротором пропеллерного типа, что существенно снижает энергетические затраты на перемещение потока. При этом линейность характеристик для обоих типов роторов расходомеров остается примерно одинаковой в исследуемом диапазоне характеристик, что свидетельствует о схожей точности измерений параметров.

Ключевые слова: турбинный расходомер; вязкость; гидравлическое сопротивление; транспортировка нефти; компьютерное моделирование; гидродинамическое моделирование.

Daxili vintli relyefli rotorun istifadəsi ilə turbin sərfölçənlərin keyfiyyətinin yüksəldilməsi

K.A. Başmur[1], V.V. Buxtoyarov[1,2], R.B. Serqiyenko[3], A.N. Sokolnikov[1], Ya. A. Tınçenko[1]

[1]Neft və Qaz İnstitutu, Sibir Federal Universiteti, Krasnoyarsk, Rusiya;
[2]N.E.Bauman adına MDTU-nin «Rəqəmsal materialşünaslıq: yeni materiallar və maddələr» Milli Texnoloji Təşəbbüs Mərkəzi, Moskva, Rusiya; [3]Gini Gmbh, Münhen, Almaniya

Xülasə

Tədqiqat maye sərfinin göstəricilərinin turbin sərfölçənlərlə ölçülməsinin keyfiyyətinin artırılması probleminə həsr olunmuşdur. Turbin sərfölçənin keyfiyyət kriteriyalarına ölçü dəqiqliyi və onun həyata keçirilməsi xərcləri aid edilib. Kriteriyaları müqayisə etmək üçün işlənilmiş və standart tipli rotor sərfölçənləri vasitəsilə işçi mühitin axınının hərəkətinin hidrodinamik modelləşdirilməsi məqalədə təqdim olunur. Rotorun işlənilmiş tipi daxili vintli relyefli içi boş valdır. Standart tipi kimi propeller tipli rotordan istifadə edilmişdir. Ədəbiyyat təhlilinin nəticələrinə görə, tədqiqatın məqsədi rotor sərfölçənlərinin sərf-basqı xüsusiyyətlərinin xətliliyinə təsir edən hidravlik müqavimətlərin xüsusiyyətlərinin müəyyənləşdirilməsinə yönəldilmişdir. Hidrodinamik kompüter modelləşdirmənin məqsədi işçi mayenin özlülüyünün müxtəlif göstəriciləri üçün – kiçiközlülükdən yüksəközlülüyə qədər aparılması idi. O göstərmişdir ki, daxili vintli relyefi olan rotor sərfölçənin istifadəsi, propeller tipli rotorla müqayisədə, hidravlik axınının müqavimətini 2 dəfədən çox azaldır, iş mühitinin hər hansı bir özlülüyü üçün, bu da axının hərəkətinə sərf olunan enerji xərclərini əhəmiyyətli dərəcədə azaldır. Eyni zamanda, hər iki növ rotor sərfölçənləri üçün xarakteristikaların xəttliliyi tədqiq olunan xarakteristikalarda təxminən eyni olaraq qalır ki, bu da parametrlər ölçülərinin oxşar dəqiqliyindən xəbər verir.

Açar sözlər: turbin sərfölçəni; özlülük; hidravlik müqavimət; neftin nəqli; kompüter modelləşdirilməsi; hidrodinamik modelləşdirilmə.