



УДК 621.65

NUMERICAL RESEARCH OF FLOW STRUCTURE IN THE TORQUE FLOW PUMP WITH THE COMBINED WORKING PROCESS**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В СВОБОДНОВИХРЕВОМ НАСОСЕ С КОМБИНИРОВАННЫМ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ****Panchenko V.O. / Панченко В.А.**

senior lecturer / ст. преп.

ORCID: 0000-0001-9228-4888

Sumy State University, Sumy, Rymskogo-Korsakova st. 2, 40007

Сумский Государственный Университет, Сумы, ул. Римского-Корсакова 2, 40007

Аннотация. В работе рассматривается один из видов динамических насосов – свободновихревой насос с измененной проточной частью (часть лопастей рабочего колеса выдвинута в рабочую камеру). Изложены данные об исследовании течения в проточной части такого насоса с использованием программного комплекса ANSYS. Приведены сведения о получении напорных и энергетических характеристик насоса с помощью физического эксперимента. Сделаны выводы о достаточно хорошей сходимости полученных результатов численного и физического экспериментов.

Ключевые слова: свободновихревой насос, рабочее колесо, численное исследование, подвод, отвод

Вступление. Свободновихревые насосы (СВН) являются одним из типов насосного оборудования, которые имеют простую в эксплуатации конструкцию и обеспечивают высокую надежность, долговечность и экономическую эффективность при работе их на гидросмесях, а также при транспортировании разнообразных твердых веществ и продуктов [1]. В настоящее время известны три базовые конструкции таких насосов, отличающиеся между собой формой рабочего колеса, отвода и местом расположения колеса относительно свободной камеры: «Wemco», «Turo» і «Seka». Наибольшей экономической эффективностью (максимальным значением коэффициента полезного действия) среди указанных конструкций обладает свободновихревой насос, выполненные по схеме «Turo». Конструктивная особенность указанного насоса заключается в том, что ротор полностью отодвинут в расточку задней части корпуса. Благодаря этому перед ротором остается свободным все внутреннее пространство корпуса.

В то же время свободновихревые насосы обладают и существенным недостатком – низким уровнем экономичности (теоретически достижимый коэффициент полезного действия составляет 63 %), связано с потерями энергии на поддержание продольного вихря в свободной камере насоса. Повышение уровня к. п. д. свободновихревых насосов, таким образом, является актуальной задачей. Известны попытки повысить уровень экономичности свободновихревого насоса путем выдвигания рабочего колеса из ниши корпуса в свободновихревую камеру, что приводит к некоторому повышению напора насоса и его к. п. д., происходящему вследствие уменьшения гидравлических потерь в проточной части (частица жидкости совершает меньшее количество циклов обращения, траектория ее движения укорачивается). Недостатком



такого способа является уменьшение ширины свободной камеры, что в свою очередь ограничивает максимальный размер перекачиваемых твердых включений в жидкости. Для устранения данного противоречия был предложен способ [2], в котором было предложено выдвинуть в свободную камеру насоса лишь часть лопастей рабочего колеса, что позволило повысить напор и к. п. д. насоса практически не повлияв на максимальную крупность перекачиваемых включений. Таким образом была создана конструкция, реализующая в себе комбинированный (лопастной и вихревой) рабочий процесс и являющаяся переходной формой между известными свободновихревыми и насосами и центробежными насосами с полуоткрытым колесом.

Течение жидкости в проточной части СВН является пространственным и не поддается точному математическому описанию. Сложность рабочего процесса привела к возникновению целого ряда его гипотез и моделей.

Численное исследование структуры потока в проточной части СВН было проведено с помощью программного продукта (ПП) ANSYS Academic Research CFD 12.1.

В основу данного ПП положен метод численного решения фундаментальных законов гидромеханики [3]: уравнений движения вязкой жидкости совместно с уравнением неразрывности, что обеспечивает обоснованность применения результатов численного исследования.

Программный продукт ANSYS использует метод конечных объемов, который содержит в себе дискретизацию пространственной области с использованием расчетной сетки. Сетку применяют для построения конечных объемов, которые несут в себе свойства сохранения массы, импульса и энергии.

Для иллюстрации метода конечных объемов запишем уравнение сохранения масс, моментов и энергии в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0,$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right),$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varphi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\varphi.$$

Эти уравнения интегрируют по каждому контрольному объему. Для преобразования объемных интегралов, связанных с дивергенцией и градиентом операторов поверхностных интегралов, применяется теорема о дивергенции Гаусса. Если контрольные объемы не деформируются со временем, то производная по времени может быть вынесена за границу объемных интегралов, тогда система интегральных уравнений может быть дана в виде:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0,$$



$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV,$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \varphi dV + \int_S \rho U_j \varphi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\varphi dV.$$

Здесь V и S соответственно обозначают объемную и поверхностную области интегрирования, а dn_j является дифференциальным компонентом вектора внешней нормали к поверхности в декартовой системе координат. Интегралы по объему являются источником или набором условий, поверхностные интегралы являются суммированием потоков.

Следующий шаг числового алгоритма это дискретизация объемных и поверхностных интегралов.

Объемные интегралы дискретизируются в пределах каждого элемента сектора и накапливаются в контрольном объеме, которому принадлежит сектор. Поверхностные интегралы дискретизируются в точках интегрирования, расположенных в центре поверхности каждого сегмента внутри элемента, а потом распределяются в соседних контрольных объемах. Поскольку поверхностные интегралы являются равными и противоположными по контрольным объемам, прилегающим к точкам интегрирования, то поверхностные интегралы гарантированно будут локально консервативными.

После дискретизации объемных и поверхностных интегралов интегральные уравнения принимают вид

$$V \left(\frac{\rho - \rho^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0,$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^\circ U_i^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\varphi V,$$

$$V \left(\frac{\rho \varphi - \rho^\circ \varphi^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \varphi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\varphi V,$$

где $\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}$, V – контрольный объем, Δt – шаг по времени, Δn_j – дискретный вектор внешней нормали к поверхности, индекс «ip» обозначает точки интегрирования, по которым осуществляется суммирование в контрольном объеме, а обозначение «°» относится к предыдущему уровню времени. В данной схеме применяется обратная схема Эйлера первого порядка.

Расчет течения был выполнен путем численного решения системы уравнений, описывающих наиболее общий случай движения жидкой среды – уравнений Навье-Стокса и уравнения неразрывности. Моделирование турбулентных течений было выполнено с использованием уравнений Рейнольдса, для замыкания которых в данном ПП используется ряд моделей турбулентности.

Предыдущие исследования [4] свидетельствуют, что для проведения



расчета течений в свободновихревом насосе наиболее целесообразно использовать SST модель турбулентности.

Наиболее распространенными среди дифференциальных моделей турбулентности являются двухпараметрические модели, основанные на рассмотрении кинетической энергии турбулентных пульсаций k . В качестве второго уравнения в них используют уравнение переноса скорости диссипации энергии ϵ или уравнение удельной скорости диссипации энергии ω . Разница моделей состоит в учете влияния стенки при проведении расчета пристеночных течений. Модели турбулентности типа k - ϵ с высокой степенью достоверности описывают течение на отдалении от стенки, а модели типа k - ω имеют преимущество при моделировании пристеночных течений. SST модель турбулентности объединяет лучшие свойства указанных моделей, поскольку она содержит специальную функцию, отвечающую за переключение с одной модели турбулентности на другую.

Полный перечень возможностей данного ПП, положенного в его основу математического аппарата и базовых моделей гидродинамики можно найти в документации на данный ПП [5, 6], а также в значительном количестве публикаций [7, 8, 9].

Расчет был выполнен в стационарной постановке. Рабочая среда (вода при нормальных условиях) считалась несжимаемой, режим течения – турбулентным.

Математическая модель, использованная в расчетах, основывается на системе уравнений сохранения импульса и массы, и SST модели.

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{ef}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right];$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0;$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta * \rho k \omega;$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + C d_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k.$$

При проведении численного исследования были приняты следующие допущения:

- поток на входе в расчетную область является осесимметричным;
- режим течения является установившимся;
- течение в нише корпуса за рабочим колесом не влияет на параметры основного потока в насосе и его интегральные характеристики.

Для проведения численного эксперимента с помощью программного продукта SolidWorks были созданы трехмерных жидкотельные модели рабочего колеса и корпуса насоса.

После создания жидкотельных моделей были построены расчетные сетки (рис. 1). Для рабочего колеса была построена блочно-структурированная



гексаэдрная сетка. Для корпуса насоса была построена неструктурированная тетраэдрная сетка. Вблизи твердых стенок были созданы несколько слоев призматических ячеек, что позволило увеличить разрешающую способность пристеночной области для расчета пограничного слоя. По результатам расчетов величина переменной Y^+ составляла не более 2, что подтверждает адекватность использования SST модели турбулентности. Густота расчетных сеток составляла: для рабочего колеса – 1 200 000 ячеек и 285 000 узлов, для корпуса насоса – 1 500 000 ячеек и 420 000 узлов.

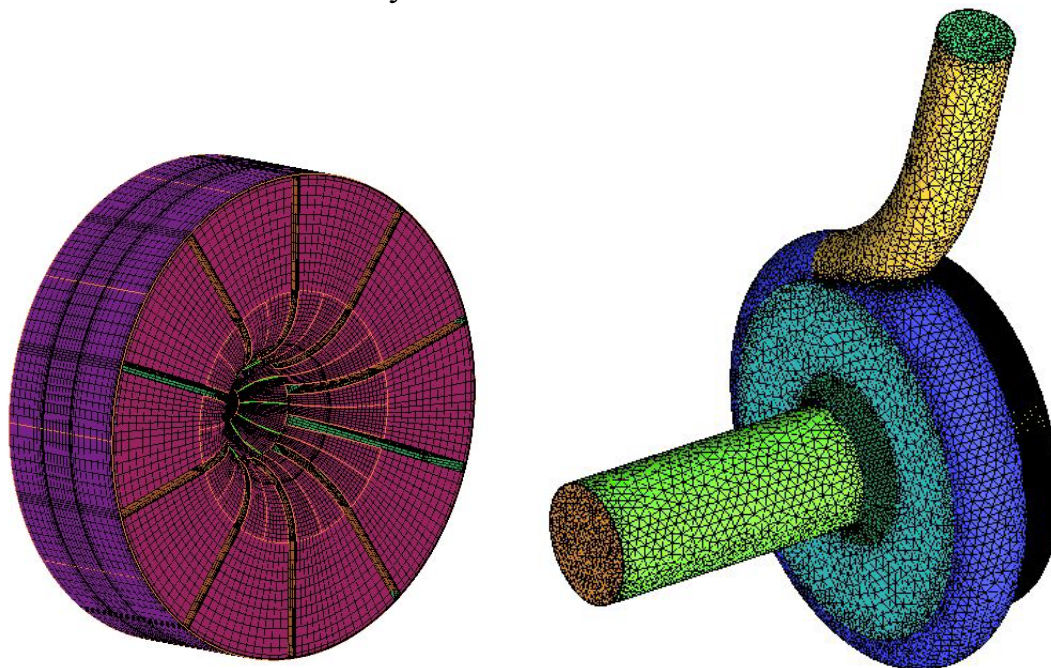


Рис. 1. Вид расчетных сеток рабочего колеса и корпуса насоса

Авторская разработка

После генерации сеток в Пре-Процессоре была создана рабочая область (РО). РО состояла из рабочего колеса и корпуса насоса, который объединяет в себе входной патрубок, свободную камеру и выходной патрубок. На входе в РО был задан массовый расход (G , кг/с). Для параметров турбулентности на входе был задан средний уровень интенсивности. На выходе из РО задавалась величина статического давления (p , МПа).

Были определены области интерфейса на границе взаимодействия роторных и статорных элементов. Тип интерфейса был указан как «frozen rotor» («замороженный ротор»), что предусматривало осреднение параметров по времени [10].

В результате численного расчета были получены мгновенные величины скоростей и давлений в каждой ячейке расчетной сетки. Для определения интегральных величин было проведено осреднение по массовому расходу.

Физический эксперимент был проведен на экспериментальном стенде, который позволял выполнять энергетические испытания свободновихревых насосов с различными рабочими колесами.

Экспериментальный насос (**рис. 2**) консольного типа с осевым подводом рабочей жидкости. Корпус насоса имеет тангенциальный выходной патрубок.



східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – №3(109). – С. 82-85.

3. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : учебник для вузов / Л. Г. Лойцянский. – [6-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987. – 840 с.

4. Криштоп И. В. Усовершенствованное отводящее устройство свободновихревого насоса с улучшенными гидравлическими показателями: Дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / Криштоп Игорь Владимирович. – Сумы, 2015. – 188 с.

5. ANSYS CFX-Solver Theory Guide [Электронный ресурс] // ANSYS, Inc. – 2006. – Режим доступа к электронному ресурсу: <http://product.caenet.cn/Uploadfiles/12872437250986625020081129090050986.pdf>.

6. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide [Электронный ресурс] // ANSYS, Inc. – 2009. – Режим доступа к электронному ресурсу: <http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.0/120/CFX/xmod.pdf>.

7. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Сквозная технология проектирования лопаточных машин / Д. Хитрых // ANSYS Solution : (русская редакция). – 2007. – № 6. – С. 31–37.

8. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Обзор моделей турбулентности / Д. Хитрых // ANSYS Solution : (русская редакция). – 2005. – № 1. – С. 9–11.

9. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / [A. N. Kochevsky, S. N. Kozlov, K. M. Aye, A. Y. Schelyaev, V. N. Konshin] // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. – Houston, TX, USA. – 2005. – P. 412–423.

10. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

Abstract. *The article considers one of the types of dynamic pumps used for pumping the slurries - a torque flow Turo-type pump. A design is proposed that differs from the classical one: a part of the blades is pushed into the free chamber of the pump. This change allows you to use a combined workflow and improve the efficiency of the pump. To study the structure of the flow in the flow-through part of this pump, it is proposed to use the software product ANSYS The method of numerical solution of the fundamental laws of hydromechanics is illustrated. The conclusion and expediency of application of SST model of turbulence for carrying out of calculation is made. Data on the results of calculation and physical experiment are given. Comparison of the integral characteristics of the pump, obtained from the results of a numerical study and from the results of investigations at the experimental stand, makes it possible to ascertain the presence of a high level of compliance of the characteristics obtained.*

Key words: *torque flow pump, impeller, numerical research, inlet, outlet.*

References:

1. German V. F., Kovalev I. O., Kotenko A. I. Svobodnovikhrevyye nasosy. – 2013. – 159 p.
2. Yevtushenko A. A., Morgal A. S., Panchenko V. A., Shastun V. F. Modernization of the flowing part of the torque flow pump type TURO for the purpose of using a combined working process in Bulletin of East-Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, issue 3(109). – 2007 – pp. 82-85.
3. Loytsyanskiy L. G. Mechanics of liquid and gas. – 1987. – 840 p.
4. Kryshlop I. V. Improved discharge of the free-flowing pump with improved hydraulic



performance. – 2015. – 188 p.

5. ANSYS CFX-Solver Theory Guide // ANSYS, Inc. – 2006. – <http://product.caenet.cn/Uploadfiles/12872437250986625020081129090050986.pdf>.

6. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide // ANSYS, Inc. – 2009. – <http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.0/120/CFX/xmod.pdf>.

7. Khitrykh D. ANSYS Turbo: End-to-end technology of designing blade machines // ANSYS Solution: (Russian edition) – 2007. – pp. 31-37.

8. Khitrykh D. ANSYS Turbo: Overview of turbulence models // ANSYS Solution: (Russian edition) – 2005. – pp. 9-11.

9. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / [A. N. Kochevsky, S. N. Kozlov, K. M. Aye, A. Y. Schelyaev, V. N. Konshin] // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. – Houston, TX, USA. – 2005. – P. 412–423.

10. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 // ANSYS, Inc. 2008. – 261 p. – <http://www.ansys.com>.

Статья отправлена: 10.05.2018 г.

© Панченко В.А.