

УДК 621.521

Сємин<sup>1</sup> Д.А. д.т.н., проф.; Роговой<sup>2</sup> А.С., к.т.н., доц.; Левашов<sup>1</sup> А.М.; Левашов<sup>1</sup> Я.М.

1 - Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, г. Северодонецк, Украина;

2 - Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков, Украина

## ВЕРИФИКАЦИЯ РАСЧЕТОВ ТЕЧЕНИЙ В ВИХРЕКАМЕРНЫХ УСТРОЙСТВАХ

Syomin<sup>1</sup> D., Rogovyi<sup>2</sup> A., Levashov<sup>1</sup> A., Levashov<sup>1</sup> Ya.1 - Volodymyr Dahl East-Ukraine National University, Sievierodonetsk, Ukraine ([sdaa261@ukr.net](mailto:sdaa261@ukr.net));2 - Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, Ukraine ([asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net))

### VERIFICATION OF FLOW IN THE VORTEX CHAMBER DEVICES

*В результате верификации математического моделирования в вихревых клапанах и вихрекамерных нагнетателях с закрытым выходом, получено, что наиболее подходящей для расчетов моделью является модель несжимаемой жидкости с учетом кривизны линий тока и вращения потока на основе SST модели турбулентности. Вихрекамерные нагнетатели в режиме закрытого выходного канала, и клапаны объединяют гидродинамические особенности течения жидкости через них и схожесть распределения давления вдоль радиуса вихревой камеры, а также наличие существенного градиента давления вдоль радиуса. Верификация проведена путем сравнения с результатами экспериментальных исследований по интегральным параметрам: давление на выходе из устройства, расход в питающем канале, расход, всасываемый в аппарат из внешней среды. Также производилось сравнение и по кинематическим параметрам на основе сравнения статического давления на верхней торцевой крышке вихревой камеры. Более точные результаты получены для вихревого аппарата с радиальным диффузором.*

*Ключевые слова:* вихревой клапан, верификация, численный расчет, модель турбулентности, вихрекамерный нагнетатель, сжимаемая жидкость.

#### Введение

Закрученные течения являются одним из самых распространенных видов течений жидкости и газа в природе и технике. В природе они встречаются в виде торнадо и циклонов. В технике человечество научилось использовать свойства закрученных потоков в устройствах с различным назначением: сепараторы, клапаны, вихревые трубы, циклоны, смесители. Общим для всех этих устройств является наличие вихревой камеры, а также наличие гидродинамических эффектов, вызываемых вращением потоков жидкости, таких как образование вакуума на оси камеры и избыточного давления на периферии [1].

На сегодняшний день, ввиду сложности аналитического описания процессов в вихревых камерах, было много попыток описать закрученные течения на основе упрощенных гидродинамических подходов и физических экспериментов, что привело к нахождению значительного количества полумпирических зависимостей параметров потоков и методик расчета вихревых аппаратов [1].

Вихревые аппараты получили широкое распространение в промышленности особенно в экстремальных или особых условиях эксплуатации, где большие значения приобретают положительные свойства струйных устройств, и вихревых в частности, такие как надежность и долговечность, вопреки недостаткам таких устройств [2].

В данной статье рассмотрены вихрекамерные нагнетатели [2] и устройства управления потоками жидкостей – вихревые клапаны [3], которые являясь элементами струйной техники способны дросселировать проходящие через них потоки текучих сред, вплоть до полного перекрытия. Они не содержат подвижных механических частей и поэтому обладают высокой надежностью и долговечностью, во много раз превосходящей механические устройства аналогичного назначения [3].

#### Постановка проблемы

Вихрекамерные нагнетатели в режиме закрытого выходного канала, и клапаны объединяют гидродинамические особенности течения жидкости через них и схожесть распределения давления вдоль радиуса вихревой камеры, а также наличие существенного градиента давления вдоль радиуса [2, 4].

Последние несколько десятилетий широкое распространение получили методы численного решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, и визуализации течений в различных гидропневмоагрегатах, в том числе и вихревых аппаратах [5]. Данные методы кроме неоспоримых преимуществ изучения сложных гидродинамических эффектов и течений обладают такими недостатками как значительное время, необходимое для расчета и большие погрешности, в случае некорректного использования

и подбора моделей турбулентности [6]. Кроме того, использование тех или иных коммерческих и бесплатных программных продуктов сужает выбор моделей турбулентности и подходов к моделированию, тем набором моделей, которые встроены в пакеты для расчетов. Написание собственных программных продуктов требует еще более значительных затрат времени и ресурсов, что заставляет использовать пакеты для вычисления и модели турбулентности из числа встроенных в продукты. Таким образом, существенное значение приобретает правильность выбора модели турбулентности и математической модели для расчета с целью получения адекватных результатов [6, 7]. Особенно это касается закрученных потоков в вихревых аппаратах, где наряду с небольшими погрешностями в интегральных параметрах, наблюдаются значительные расхождения в кинематических, например, в величине давления в приосевой зоне [6, 8].

#### Анализ публикаций

Несмотря на рост использования гибридных методов расчета турбулентных течений, решение уравнений Рейнольдса является более простым, устойчивым и экономичным, в вычислительном плане, по сравнению с гибридными, и подходами моделирования крупных вихрей, и прямого численного моделирования [5, 9].

Однако, полуэмпирические модели турбулентности приводят к некоторым систематическим дефектам, которые могут быть исправлены введением в модели соответствующих поправок, в частности поправки на кривизну линий тока, которые в центре вихря должны обеспечить подавление турбулентной вязкости, а в стационарных сдвиговых течениях поправка не активизируется [10].

Для обоснования применимости данной поправки необходима верификация математических моделей, в том числе с использованием описанной поправки, на основе сравнения с экспериментальными картинами течений в вихрекамерных нагнетателях и вихревых клапанах. Использование поправки на кривизну линий тока и вращение потока описано во многих источниках для различных закрученных течений в циклонах, вихревых трубах и потоках с поворотами [5, 6, 8, 10], однако опыт использования ее для расчета течений в вихревых клапанах и вихрекамерных нагнетателях отсутствует.

#### Цель

Целью работы является верификация математического моделирования на основе численного решения уравнений Рейнольдса с использованием поправки на вращение потока и кривизну линий тока для вихревых клапанов и вихрекамерных нагнетателей в режиме закрытого выходного канала, когда распределение давления вдоль радиуса этих двух устройств сходны.

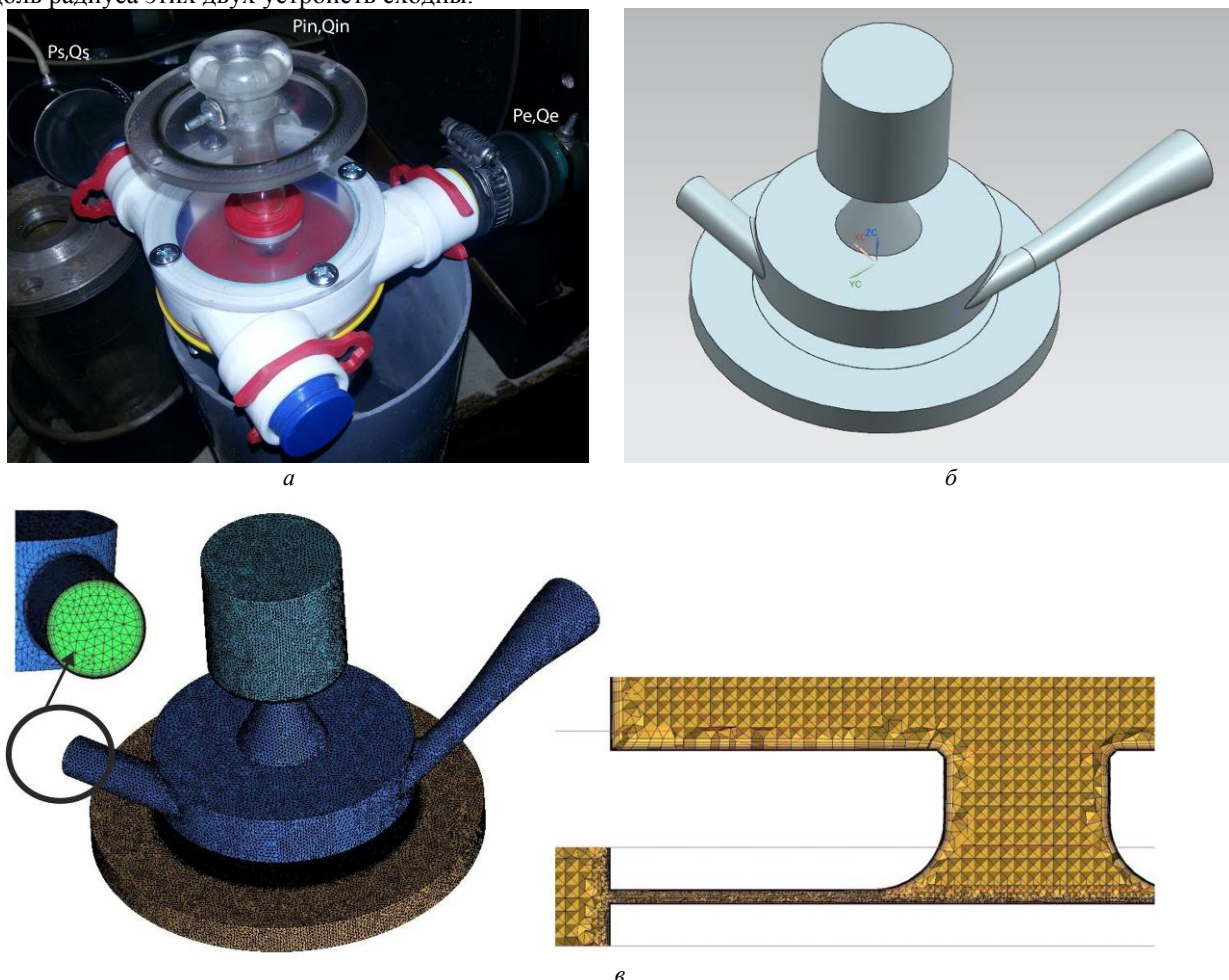


Рис. 1. Исследуемый вихревой аппарат: а) экспериментальный образец; б) твердотельная модель; в) расчетная сетка

### Изложение основного материала

Для верификации численных расчетов были произведены экспериментальные исследования вихревого аппарата (рис. 1), который можно использовать в качестве вихрекамерного нагнетателя с закрытым выходным каналом и в качестве вихревого клапана. Установка для физического исследования включала вихревой аппарат, воздуходувку, ресивер и измерительную аппаратуру. Давление в каналах измерялось чашечными манометрами, температура окружающей среды – ртутными термометрами, расход в каналах – расходомерами. Для проведения экспериментальных исследований была изготовлена прозрачная модель с диаметром вихревой камеры 60 мм (рис. 1, а) с и без радиального диффузора в осевом дренажном канале.

Под верификацией математического моделирования в устройстве следует понимать подбор математической модели, позволяющей рассчитать поле кинематических характеристик и интегральные параметры течения в вихревом устройстве, с помощью специализированного программного комплекса, дальнейшее сравнение результатов расчета с экспериментальными данными и выбор той модели, которая обеспечивает наименьшие погрешности. Выбранная модель позволяет проводить дальнейшие оптимизацию конструкции вихревого устройства и вычисление характеристик с уже известным диапазоном возможных погрешностей при расчетах.

Численный эксперимент проводился путем решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу, с помощью программного комплекса OpenFoam [11].

На сегодняшний день существует достаточно большое количество программных вычислительных комплексов для проведения CFD расчетов, включающих в себя большое количество различных моделей турбулентности, однако авторы публикаций [5-10] приходят к выводу, что одной из наилучших по вычислительным затратам и погрешностям расчета моделей турбулентности является модифицированная двухслойная « $k-\omega$ » модель турбулентности переноса сдвигающих напряжений Ментера (SST модель), учитывающая особенности течения около твердых стенок и во внешнем потоке. В то же время, применение прямого моделирования турбулентности (DNS) и моделирования больших вихрей (LES), а также гибридных моделей может приводить к более точным решениям [12], однако сопряжено с трудно преодолимыми вычислительными затратами сейчас и в ближайшей перспективе [13]. Поэтому, в данной работе рассматривалась именно SST модель, и было произведено сравнение результатов расчетов с помощью этой модели сжимаемой и несжимаемой жидкости, с учетом и без учета поправки на кривизну линий тока и вращение потока.

Система уравнений SST модели выглядит следующим образом [14]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega, \quad (1)$$

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

где  $\rho$  – плотность;  $k = \frac{1}{2}(u'u' + v'v' + w'w')$  – кинетическая энергия турбулентных пульсаций ( $u'$ ,  $v'$  и  $w'$  – проекции пульсационной составляющей вектора скорости на оси координат);  $x_j$  – декартовы координаты;  $u_j$  – проекции скорости в декартовой системе координат;  $\mu_{ef} = \mu + \mu_t$  – эффективная вязкость;  $\mu_t$  – турбулентная вязкость;  $\mu$  – молекулярная вязкость;  $\omega$  – удельная диссипация;  $P_k$  – генерационный член;  $C d_\omega$  – перекрестный член. Константы и описание уравнений (1)-(2) можно найти в работах [10, 14].

Поправка на кривизну линий тока и вращение потока в SST-модели турбулентности реализуется путем умножения генерационного члена в уравнениях (1)-(2) на функцию [10]:

$$f_{r_1} = \max \{ \min (f_{rotation}, 1.25), 0.0 \}, \quad (3)$$

где

$$f_{rotation} = (1 + c_{r1}) \frac{2r^*}{1 + r^*} \left[ 1 - c_{r3} \tan^{-1} (c_{r2} \tilde{r}) \right] - c_{r1}. \quad (4)$$

Константы  $c_{r1}$ ,  $c_{r2}$ ,  $c_{r3}$  равны 1, 2 и 1 соответственно [14].  $r^*$  и  $\tilde{r}$  вычисляются следующим образом:

$$r^* = \frac{S}{\Omega}, \quad \tilde{r} = 2\Omega_{ik} S_{ik} \left[ \frac{DS_{ij}}{Dt} + (\varepsilon_{imn} S_{jn} + \varepsilon_{jmn} S_{in}) \Omega_m^{rot} \right] \frac{1}{\Omega D^3} \quad (5)$$

Тензор скоростей деформаций:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Тензор завихренності –  $\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + 2\varepsilon_{mji} \Omega_m^{rot} \right)$ , где  $\varepsilon_{mji}$  – тензор Леви-Чивиты.

$$S^2 = 2S_{ij}S_{ij}; \quad \Omega^2 = 2\Omega_{ij}\Omega_{ij}; \quad D^2 = \max(S^2, 0.09\omega^2)$$

Сетка состояла из 7 млн. элементов для расчета вихревого аппарата с радиальным диффузором и 4,5 млн. элементов для расчета вихревого аппарата без радиального диффузора, и была построена таким образом, чтобы обеспечить параметр  $Y^+ < 2$ . Больше число элементов для аппарата с диффузором обусловлено уменьшением размера элементов в диффузоре вследствие малой ширины канала (рис. 1,в). Выбор числа элементов был продиктован сравнением результатов расчетов на более грубых сетках и сетках с большим числом элементов (порядка 15 млн.). В результате расчетов было получено, что использование сеток с числом элементов более 7 млн. не рационально, вследствие отсутствия больших отличий в погрешностях, но больших вычислительных затратах. Результаты расчета на грубых сетках, с числом элементов порядка 1-1,5 млн. и обеспечением параметра  $Y^+ < 2$ , приведено в статье.

При моделировании течения в устройстве в качестве рабочей среды принимался воздух. Хотя во многих задачах транспортирования потоков жидкостей, газов и сыпучих сред с помощью струйной макротехники рабочие давления и скорости таковы, что с достаточной точностью, течения в них можно считать несжимаемыми, в данной работе была произведена проверка этого утверждения и были выполнены все расчеты как для сжимаемой, так и для несжимаемой жидкости.

Были приняты следующие граничные условия: на всех границах расчетной области приняты «жесткие» граничные условия: на твердой стенке – условие прилипания жидкости  $\vec{V}|_b = 0$ , во входном сечении канала питания задавалось значение давления торможения  $p|_b = p_s$ , в выходных каналах – равенство нулю давления  $p|_b = 0$ .

При задании граничных условий осевых выходов и входов вихревой камеры учитывалось то, что в закрученном потоке давление распределяется по радиусу струи. Поэтому была увеличена расчетная область и заданы граничные условия выхода на новой границе, где давление практически равно нулю и не изменяется по радиусу [2, 5].

Сравнение результатов расчета с экспериментальными исследованиями было произведено по следующим интегральным параметрам: объемный расход в канале питания  $Q_s$ , объемный расход, всасываемый в устройство  $Q_{in}$ , статическое давление в выходном канале  $p_e$ . Вследствие существенной нестационарности течения и прецессии вихревого ядра в камере, кинематические характеристики течения в устройстве меняют свои значения, поэтому измерить их и произвести верификацию по ним достаточно сложно. В первом приближении, верификация была проведена по интегральным параметрам, а также по кинематическим, путем сравнения величины статического давления на верхней торцевой крышке устройства.

На рис. 2 приведены результаты сравнения расчетов вихревого аппарата с радиальным диффузором и интегральными параметрами, полученными экспериментально.

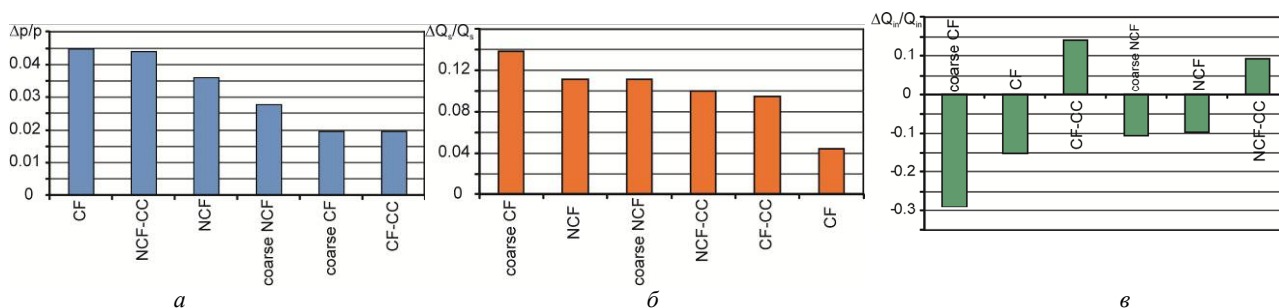


Рис. 2. Погрешности результатов расчетов течений вихревом аппарате с радиальным диффузором: а) давления в выходном канале; б) объемного расхода в канале питания; в) объемного расхода, всасываемого в устройство

На рисунке применены следующие обозначения: coarse NCF – расчет несжимаемой жидкости на грубой сетке, coarse CF – сжимаемая жидкость на грубой сетке, NCF – несжимаемая жидкость, NCF-CC – несжимаемая жидкость с учетом поправки на кривизну линий тока и вращение потока, CF – сжимаемая жидкость, CF-CC – сжимаемая жидкость с учетом поправки на кривизну линий тока и вращение потока. Как видно на рис. 2, наименьшую погрешность расчета имеет модель несжимаемой жидкости с учетом поправки на кривизну, кроме того, все модели расчета, за исключением, тех, в которых использовалась поправка, дают заниженный расход, всасываемый в аппарат (рис. 2, в).

Разница в расходах возникает вследствие разной величины вакуума, возникающей на оси аппарата (рис. 3, 4) при расчетах с введением коррекции на кривизну и без. Большая величина вакуума хорошо согласуется с результатами экспериментов [15], что говорит о необходимости использования коррекции на кривизну линий тока и вращения потока в дальнейших расчетах. На рис. 3 давление и радиус отнесены к давлению питания  $p_s$  и радиусу вихревой камеры  $R$  соответственно.

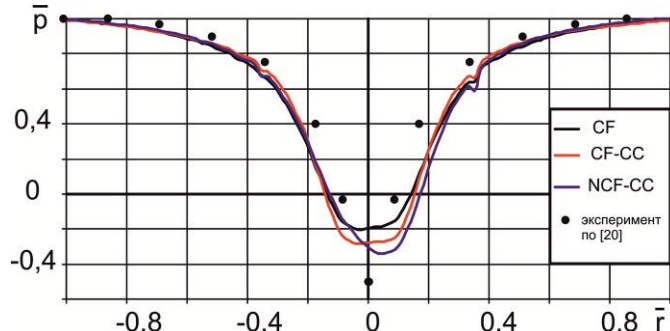


Рис. 3. Распределение давления вдоль радиуса вихревой камеры аппарата с радиальным диффузором

На рис. 4 приведены поля давлений в вихревых аппаратах с радиальным диффузором (а, б, в) и без диффузора (рис. г, д, е). Наблюдается качественное совпадение расчетной картины течения в устройстве и течения в экспериментальной модели. Вторичное течение в дренажном канале хорошо согласуется с данными экспериментальных и теоретических исследований вихревых камер клапанов и нагнетателей [2-4, 15-18], кроме того, большее приближение к экспериментальным картинам течения имеют результаты расчета с использованием поправки на кривизну линий тока.

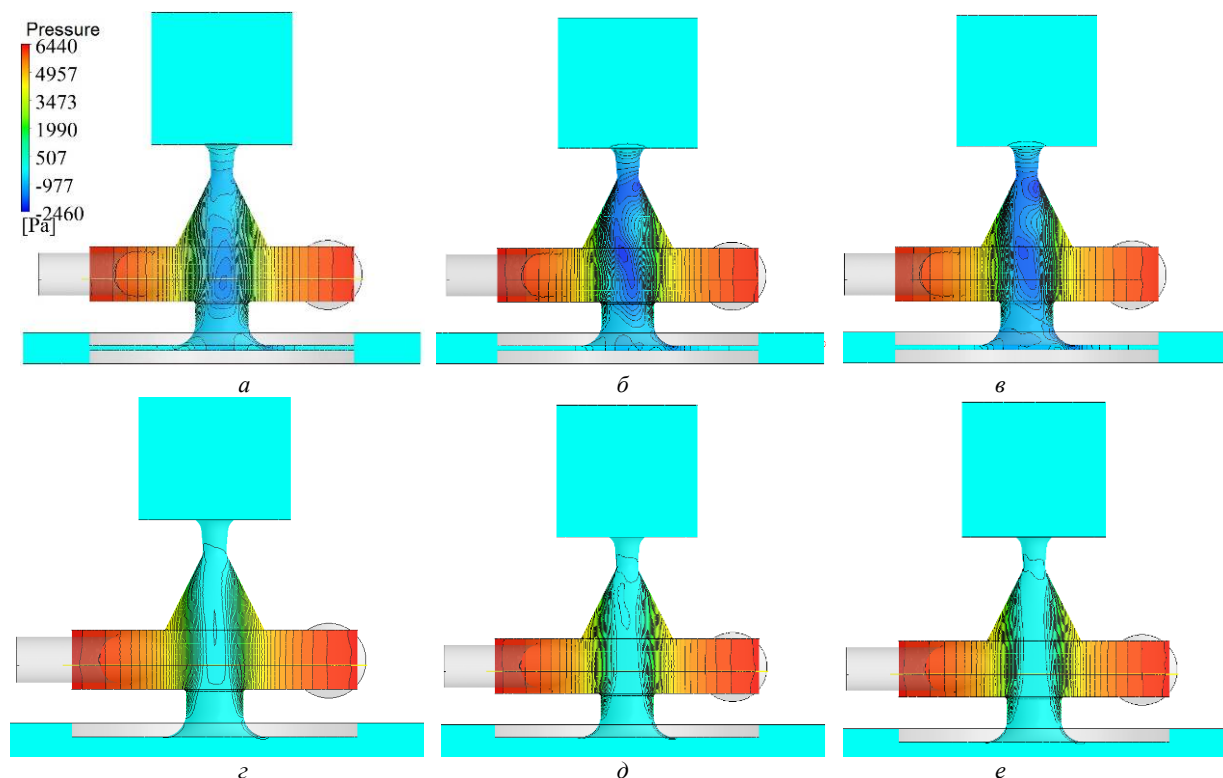


Рис. 4. Расчетные распределения давлений в вихревых аппаратах с радиальным диффузором (а, б, в) и без него (г, д, е): а, г – расчет по модели сжимаемой жидкости (CF); б, д – модель несжимаемой жидкости с поправкой на кривизну линий тока (NCF-CC); в, е – модель сжимаемой жидкости с поправкой на кривизну линий тока (CF-CC)

На рис. 5 приведены результаты сравнения расчетов вихревого аппарата без радиального диффузора и интегральными параметрами, полученными экспериментально. Как видно на рис. 5 наименьшую погрешность расчета, так же как и в случае расчета жидкости через вихревой аппарат с радиальным диффузором, имеет модель несжимаемой жидкости с учетом поправки на кривизну.

Погрешность расчета давления на выходе из аппарата  $p_e$  с радиальным диффузором и без него не превышает 5 % для всех моделей. Погрешность расчета расхода питания  $Q_s$  для всех моделей колеблется в

пределах 5-13% и является наименьшей для модели сжимаемой жидкости без введения коррекции на кривизну линий тока, составляя порядка 5 %. Для моделей с введением поправки – порядка 10 %.

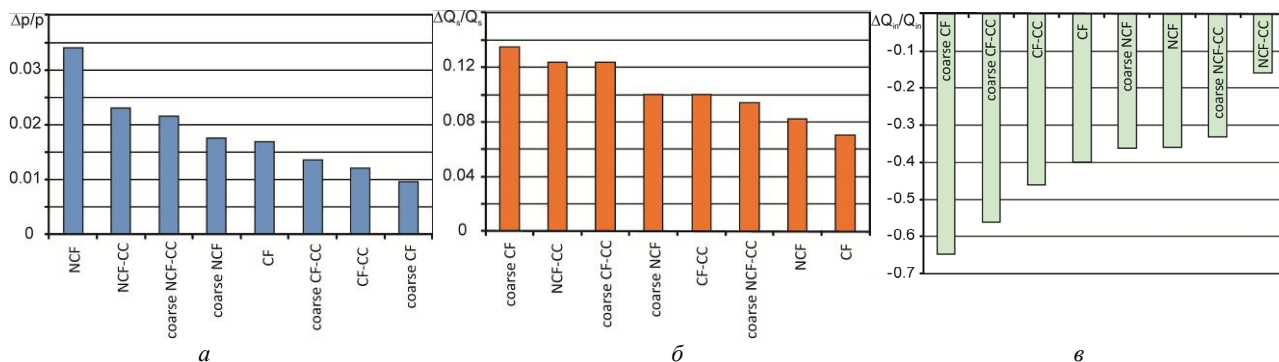


Рис. 5. Погрешности результатов расчетов течений в вихревом аппарате без радиального диффузора: а) давления в выходном канале; б) объемного расхода в канале питания; в) объемного расхода, всасываемого в устройство

Погрешность расчета расхода, всасываемого в аппарат из внешней среды  $Q_{in}$  для всех моделей, колеблется в пределах 10-60% и является наименьшей для модели несжимаемой жидкости с учетом коррекции на кривизну линий тока и вращение потока, составляя 10 %. Более точное решение получено для вихревого аппарата с радиальным диффузором. Таким образом, наиболее подходящей моделью для расчета течений в вихревых клапанах и в вихрекамерных нагнетателях в режиме закрытого выходного канала является модель несжимаемой жидкости с учетом коррекции кривизны линий тока и вращение потока. Эта модель, хотя и не отличается особой точностью при расчете давления на выходе из аппарата, и расхода питания, дает наименьшую погрешность при расчете вакуума на оси вращающегося в вихревой камере потока независимо от геометрии вихревого аппарата, в отличие от других моделей. Использование модели несжимаемой жидкости для таких течений оправдано небольшими скоростями потоков, не превышающими 70 м/с и меньшими вычислительными затратами на расчет, а также лучшей сходимостью.

#### Выводы

1. На основе численного решения уравнений Рейнольдса проведена верификация математического моделирования течений в вихревых клапанах и в вихрекамерных нагнетателях в режиме закрытого выходного канала, когда распределение давления вдоль радиуса этих двух устройств сходны.
2. Погрешность расчета давления на выходе из аппарата  $p_e$  с радиальным диффузором и без него не превышает 5 % для всех моделей. Погрешность расчета расхода питания  $Q_s$  для всех моделей колеблется в пределах 5-13 % и является наименьшей для модели сжимаемой жидкости без введения коррекции на кривизну линий тока, составляя порядка 5 %. Для моделей с введением поправки – порядка 10 %. Погрешность расчета расхода, всасываемого в аппарат из внешней среды  $Q_{in}$  для всех моделей, колеблется в пределах 10-60% и является наименьшей для модели несжимаемой жидкости с учетом коррекции на кривизну линий тока и вращение потока, составляя 10 %. Более точное решение получено для вихревого аппарата с радиальным диффузором.
3. Наиболее подходящей моделью для расчета течений в вихревых клапанах и в вихрекамерных нагнетателях в режиме закрытого выходного канала является модель несжимаемой жидкости с учетом коррекции кривизны линий тока и вращения потока. Эта модель, хотя и не отличается особой точностью при расчете давления на выходе из аппарата, и расхода питания, дает наименьшую погрешность при расчете вакуума на оси вращающегося в вихревой камере потока независимо от геометрии вихревого аппарата, в отличие от других моделей.
4. Использование модели несжимаемой жидкости для описанных течений оправдано небольшими скоростями потоков, не превышающими 70 м/с и меньшими вычислительными затратами на расчет, а также лучшей сходимостью.

**Анотація.** За результатами верифікації математичного моделювання у вихрових клапанах і вихрекамерних нагнетачах із закритим виходом, отримано, що найбільш підходящою для розрахунків моделлю є модель нестисливої рідини з урахуванням кривизни ліній струму та обертання потоку на основі SST моделі турбулентності. Вихрекамерні нагнетачі в режимі закритого вихідного каналу та клапани поєднують гідродинамічні особливості течії рідини через них і схожість розподілу тиску вздовж радіусу вихрової камери, а також наявність істотного градієнту тиску вздовж радіусу. Верифікація проведена шляхом порівняння з результатами експериментальних досліджень за інтегральними параметрами: тиск на виході із пристрою, витрата в каналі живлення, витрата, що всмоктується в апарат із зовнішнього середовища. Також вироблялося порівняння за кінематичними параметрами на основі порівняння статичного тиску на верхній торцевій кришці вихрової камери. Більш точні результати отримані для вихрового апарата з радіальним диффузором.

*Ключові слова:* вихровий клапан, верифікація, числовий розрахунок, модель турбулентності, вихрекамерний нагнітач, стислива рідина.

#### **Abstract.**

**Purpose.** On the basis of the numerical decision of the Reynolds equations verification of mathematical modeling of vortex valves and vortex chamber superchargers in a mode of the closed exit channel when distributions of pressure along radius of these two devices are similar is conducted.

**Approach.** Verification is made by comparison with results of experimental researches on integrated parameters: pressure upon an exit from the device, the flow rate in the supply channel, the flow rate, which is sucked up in the device from environment.

**Findings.** It is as a result received that the most suitable model is the model of an incompressible fluid with rotation-curvature correction on the basis of SST turbulence model. This model provides the least error at vacuum calculation on an axis of a rotating stream is not dependent on device geometry. Also comparison on kinematics parameters on the basis of static pressure comparison on the top end cover of the vortex chamber was made. More exact results are received for the vortex device with radial diffuser.

**Keywords:** vortex valve, verification, numerical calculation, turbulence model, vortex chamber supercharger, compressible fluid.

#### **Библиографический список использованной литературы**

1. *Вихревые аппараты*/А.Д. Суслов, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
2. *Роговий А.С.* Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів. Дис...канд. техн. наук: 05.05.17 / Східноукраїнський національний ун-т ім. Володимира Даля. — Луганськ, 2007. — 193 с.
3. *Syomin D.* Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums. /Syomin D., Pavljuchenko V., Maltsev Y., Rogovoy A., Dmitrienko D // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. Volume X. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, № 10. – P. 440-445.
4. *Syomin D.* Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. /Syomin D., Rogovyi A.// Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.
5. *Гарбарук А.В.* Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений: учебное пособие / А.В. Гарбарук, М.Х. Стрелец, М.Л. Шур – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 88 с.
6. *Montavon C. A.* Mathematical modelling and experimental validation of flow in a cyclone /Montavon C. A.//5th International Conference on Cyclone Technologies, Warwick, UK. – 2000. – Vol. 31. – P. 175-186.
7. *Raposo G. M.* Flow Analysis of a Hydrocyclone Designed to High Oil Content Application /Raposo G. M., Nieckele A. O.//ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting. – American Society of Mechanical Engineers, 2009. – P. 2231-2236.
8. *Stephens D.W.* Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone /Stephens D. W., Mohanaragam K.//Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal. – 2010. – Vol. 10. – № 5-6. – P. 366-373.
9. *Koli B. R.* CFD investigation of a switched vortex valve for cooling air flow modulation in aeroengine (Doctoral dissertation, © Bharat Ramesh Koli), 2015.
10. *Smirnov P. E.* Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart–Shur correction term /Smirnov P. E., Menter F. R.//Journal of Turbomachinery. – 2009. – Vol. 131. – № 4. – P. 041010.
11. *Jasak H.* OpenFOAM: open source CFD in research and industry /Jasak H.//International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. – 2009. – Vol. 1. – № 2. – P. 89-94.
12. *Yin J.* Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode /Yin J., Jiao L., Wang L.//Nuclear Engineering and Design. – 2010. – Vol. 240. – № 5. – P. 970-974.
13. *Солодов В.Г.* Современное состояние проблемы моделирования крупномасштабной турбулентности / В.Г. Солодов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 20 (1192). – С. 108-115.
14. *Menter F. R.* Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / Menter, F. R. // AIAA Journal – 1994.– Vol. 32. – no 8. – P. 1598-1605.
15. *Сємин Д.А.* Разработка и совершенствование характеристик крупномасштабных вихревых клапанов. Дисс...канд. техн. наук: 05.04.13 / Луганский машиностроительный институт, 1992. – 203 с.
16. *Сємин Д.А.* Экспериментальные исследования характеристик струйно-вихревого насоса. /Сємин Д.А., Роговой А.С.// Вісник СумДУ. – 2005. – 12(84). – С. 64-70.
17. *Сьомін Д.О.* Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20 (1192) – С. 68-71.
18. *Syomin D.* Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber /Syomin D., Rogovyi A.// Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on motorization, vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering Volume 12. No 4. Lublin-Lugansk. XB. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, V.12 No4. – 2012 - P. 279-284.

#### **References**

1. Suslov, A.D., Ivanov, S.V., Murashkin, A.V. and Chizhikov, Ju.V. (1985), *Vihreveye apparaty* [Vortical Apparatus], Mashinostroenie, Moscow, Russia.
2. Rogovyi, A.S. (2007), "Perfecting of the power characteristics of ink-jet superchargers", Diss, kand. tekhn. Nauk, Lugansk, Ukraine.

3. Syomin, D., Pavljuchenko, V., Maltsev, Y., Rogovoy, A. and Dmitrienko, D. (2010), "Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums", Polish academy of sciences branch in Lublin, TEKA, Commission of motorization and power industry in agriculture, Vol. X, TEKA Kom. Mot. Energ. Roln., OL PAN, no 10, pp. 440-445.
4. Syomin, D. and Rogovyi, A. (2012), "Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps", *Procedia Engineering*, Vol. 39, pp. 231-237, available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.
5. Garbaruk, A.V., Strelec, M.H. and Shur, M.L. (2012), *Modelirovanie turbulentnosti v raschetah slozhnyh techenij* [Turbulence modelling in calculations of difficult flows], Politehn. University, Saint Petersburg, Russia.
6. Montavon, C.A. (2000), "Mathematical modelling and experimental validation of flow in a cyclone", *5th International Conference on Cyclone Technologies*, Warwick, UK, Vol. 31, pp. 175-186.
7. Raposo, G.M. and Nieckele, A.O. (2009), *Flow Analysis of a Hydrocyclone Designed to High Oil Content Application*, ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, American Society of Mechanical Engineers, pp. 2231-2236.
8. Stephens, D.W. and Mohanarangam, K. (2010), "Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone", *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*, vol. 10, no 5-6, pp. 366-373.
9. Koli, B.R. (2015), CFD investigation of a switched vortex valve for cooling air flow modulation in aeroengine, Doctoral dissertation, © Bharat Ramesh Koli.
10. Smirnov, P.E. and Menter, F.R. (2009), "Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term", *Journal of Turbomachinery*, vol. 131, no 4, pp. 041010.
11. Jasak, H. (2009), OpenFOAM: open source CFD in research and industry, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, vol. 1, no 2, pp. 89-94.
12. Yin, J., Jiao, L. and Wang, L. (2010), "Large eddy simulation of unsteady flow in vortex diode", *Nuclear Engineering and Design*, vol. 240, no 5, pp. 970-974.
13. Solodov, V.G. (2016), "Current state of the problem of large-scale turbulence modeling", *Sovremennoe sostojanie problemy modelirovanija krupnomasshtabnoj turbulentnosti*, *Visnyk NTU«KhPI»*, Seriya: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty, NTU "KhPI", Kharkiv, no. 20 (1192), pp. 108-115.
14. Menter, F.R. (1994), "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications", *AIAA journal*, vol. 32, no 8, pp. 1598-1605.
15. Syomin, D.O. (1992), "Development and improvement of the characteristics of large-scale vortex valves", Diss, kand. tekhn. Nauk, Lugansk, Ukraine.
16. Syomin, D.O. and Rogovyi, A.S. (2005), "Experimental investigations of the characteristics of vortex-fluid pumps", *Jeksperimental'nye issledovanija harakteristik strujno-vihrevogo nasosa*, *Visnik SumDU*, no 12 (84), pp. 64-70.
17. Syomin, D.O., Rogovyi, A.S. and Levashov, A.M. (2016), "Influence of spin a pumped over stream on power characteristics of vortex chamber pumps", *Visnyk NTU«KhPI»*, Seriya: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty, Kharkiv, NTU "KhPI", no. 20 (1192), pp. 68-71.
18. Syomin, D. and Rogovyi, A. (2012), "Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber", *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*, vol. 12, no 4, pp. 279-284.

Подана до редакції 29.07.2016