

Паламарчук Евгений Федорович¹

e.f.palamarchuk@gmail.com

Жарковский Александр Аркадьевич²

azharkovsky@gmail.com

Тамзен Пауль Уве³

paul-uwe.thamsen@tu-berlin.de

¹Berlin Heart, Research and Development, Германия, г. Берлин

*²ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет
Петра Великого», Россия, г. Санкт-Петербург*

³Берлинский технический университет, Германия, г. Берлин

ВЛИЯНИЕ ТИПА ИНТЕРФЕЙСА НА РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ ЧАСТИЧНОЙ НАГРУЗКЕ И УСЛОВИЯХ ОСТАНОВА

Аннотация. Методы вычислительной гидро- и газодинамики широко известны как инструмент для оценки и анализа производительности в ряде инженерных областей, включая турбомашиностроение, позволяющие заменить часть физических экспериментов их виртуальным аналогом. Тем не менее, следует осторожно оценивать результаты численного анализа, учитывая возможное расхождение полученных численных и экспериментальных данных вследствие ряда причин (включая, но не ограничиваясь допущениями, принятыми для численной модели). Эти расхождения, как правило, минимальны на режимах, близких к оптимальному. В определенных областях не менее важным является анализ нерасчетных режимов работы оборудования, к примеру, при предсказании напорной характеристики динамического насоса. Общие рекомендации в этих случаях указывают на использование мелких расчетных сеток и нестационарных симуляций с моделями скользящих сеток, тем самым хорошо подходят для получения относительно достоверных данных. Однако такой подход не всегда является приемлемым для определенных операций, где время вычисления может играть решающую роль в применимости метода (как, например, мультипараметрическая оптимизация геометрии проточной части). В этой

публикации проводится сравнительный анализ результатов симуляций для радиального насоса между тремя моделями расчетов — двумя стационарными (с поверхностью смещения и без) и нестационарными (скользящая сеть) для режимов малой подачи и закрытой задвижки. Проведено сравнение профилей скоростей на поверхностях интерфейса, указывая на влияние выбранной модели интерфейса на структуры потока, формируемые на режимах недогрузки. Эти эффекты оказывают определенное влияние на параметры производительности (прежде всего, на развиваемый напор), которое объясняется в публикации. Указанные данные могут быть использованы для подбора параметров, соответствующих лучшему соотношению между достоверностью численной модели и затратами на вычисление.

Ключевые слова: интерфейс, насос, гидродинамика, CFD, моделирование.

Palamarchuk Evgenii¹

e.f.palamarchuk@gmail.com

Zharkovskii Alexander²

azharkovsky@gmail.com

Thamsen Paul Uwe³

paul-uwe.thamsen@tu-berlin.de

¹*Berlin Heart, Research and Development, Germany, Berlin*

²*Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Russia, St. Petersburg*

³*Technische Universität Berlin, Chair of Fluid System Dynamics*

IMPACT OF INTERFACE MODEL ON SIMULATION RESULTS OF A RADIAL PUMP AT PART LOAD AND SHUT-OFF CONDITIONS

Abstract. Computational Fluid Dynamics (CFD) is a well-known tool for predicting and analyzing performance in a variety of engineering branches, including turbomachinery, allowing engineers to partially replace physical experiments with their virtual analog. Nevertheless, numerical analysis should be used carefully regarding possible deviation between simulated and experimental results due to multiple reasons (including but not limited to applied simplifications in the numerical model). These deviations usually have their minima close to the Best Efficiency Point (BEP). It is still of high importance for some applications to predict off-design performance of the unit (e.g. form of the head curve for a rotordynamic pump). General recommendations of

using fine high-quality meshes and transient simulations with sliding mesh interface are well applicable for delivering relatively reliable results, but their usage is still challenging for applications like multi-parametric optimization of hydraulic geometry, where computational time plays a significant role. The paper deals with analyzing the outcome of steady-state simulations for a radial pump at strong part load and shut-off conditions by switching between three simulation types (steady-state with mixing plane, steady-state with frozen rotor, transient with sliding mesh). A comparison of velocity profiles on the interface surfaces is made, showing how the chosen interface model affects the structures being formed at part load conditions. These effects show particular impact on performance parameters (first of all, head production), which is discussed in the paper. The information provided could be helpful for adjusting the simulation parameters and finding an appropriate compromise between simulation reliability and demand for computational time thereby.

Keywords: radial, pump, CFD, simulations, interface. performance, curve.

Введение

Методы вычислительной гидро- и газодинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD) широко используются для оценки производительности в турбомашиностроении. Несмотря на то, что стоимость вычислительных ресурсов падает в последние годы, определенные упрощения вычислительных моделей, как и прежде, широко используются для получения приемлемых результатов симуляций в короткие сроки. К примеру, практика моделирования турбулентности с использованием RANS-моделей широко распространена в турбомашиностроении. Стационарные расчеты по большей части предоставляют результаты, достаточные для оценки расчетных режимов работы, в то время как нестационарные эффекты имеют большее влияния на режимах, далёких от расчетных. Еще большим упрощением является допущение о том, что поток во всех лопастных каналах ротора (и/или статора) является периодичным, тем самым позволяя сократить расчетную область до одного канала и ускорить вычисления пропорционально количеству лопастей или каналов. Трудности возникают при переносе данных из одной ограниченной области в другую, к примеру, между областями ротора и статора, которые, как правило, имеют различное количество

каналов, делая прямой перенос параметров невозможным. Простым решением является масштабирование результатов при переносе между расчетными областями, «подгоняя» их под геометрические размеры соответствующей области. Допустимые результаты могут быть получены в случае малых коэффициентов масштабирования, что обычно применимо в случае турбомашин с высоким числом лопастей. Однако этот метод с трудом применим к динамическим насосам, которые обычно проектируются с 2–8 лопастями рабочего колеса (РК), в зависимости от быстроходности. Наличие спирали в качестве отводящего элемента привносит дополнительное ограничение на масштабирование переносимых данных.

Другой метод, называемый поверхностью смешения («Mixing Plane», или «Stage» в Ansys CFX), может быть использован для проведения передачи параметров между вращающейся и стационарной зоной. Метод основан на внедрении «кольцевых полос» («circumferential bands»), ширина которых обычно соответствует разрешению элементов расчетной сетки на поверхности интерфейса. Граничным условием для решателя в этом случае является соблюдение баланса переноса массы и энергии для обеих сторон каждой из полос. Таким образом, окружные неравномерности сглаживаются, делая невозможными симуляцию нестационарного взаимодействия ротора и статора (наряду с большинством других нестационарных эффектов), но предоставляя возможность масштабирования результатов безотносительно количества лопастей. Тем не менее, этот метод не рекомендуется для симуляции нерасчетных режимов, на которых вторичные течения являются значимым фактором. Наиболее достоверные данные могут быть получены путём проведения полностью нестационарного расчета с использованием скользящих сеток, беря в расчет все неравномерности потока на границе расчетных зон, но значительно увеличивая количество времени, требуемое для проведения симуляции.

Будет ли полностью нестационарный анализ являться наиболее подходящим методом, зависит от цели проведения симуляции. В некоторых случаях требуется получение быстрых результа-

тов, к примеру, для грубой оценки производительности в случае междисциплинарных расчетов, проводимых для комплексных устройств, или при проведении задач оптимизации, где конечное достижимое разрешение пространства параметров будет зависеть от того, насколько быстро будет проведена симуляция для каждого отдельного случая (при фиксированных общих временных рамках).

В рамках этой публикации проведены результаты сравнения трех типов симуляций: нестационарная с применением скользящих сеток, стационарная симуляция без применения поверхности смещения («Frozen Rotor») и с применением поверхности смещения («Mixing Plane»). В заключение приведены рекомендации о степени применимости каждой из них.

Методы

Исследуемый насос

Для текущего исследования был использован радиальный насос с шестилопастным рабочим колесом ($n_q = 35 \text{ мин}^{-1}$, $n_s = 128 \text{ мин}^{-1}$), спиральным отводом, разгрузочными отверстиями в рабочем колесе и щелевыми уплотнениями на обеих сторонах рабочего колеса (см. рис. 1). Замеры напорной кривой проводились на испытательном стенде закрытого типа, показанном на рис. 2, включающем магнитно-индуктивный расходомер, частотный преобразователь и две точки отбора давления — перед и после насоса.

Таблица 1

Основные параметры насоса (спецификация)

Параметр	Значение
Напор	47 м
Подача	650,7 м³/ч
Частота вращения	1450 об/мин
Мощность	160 кВт
Диаметр РК	404 мм

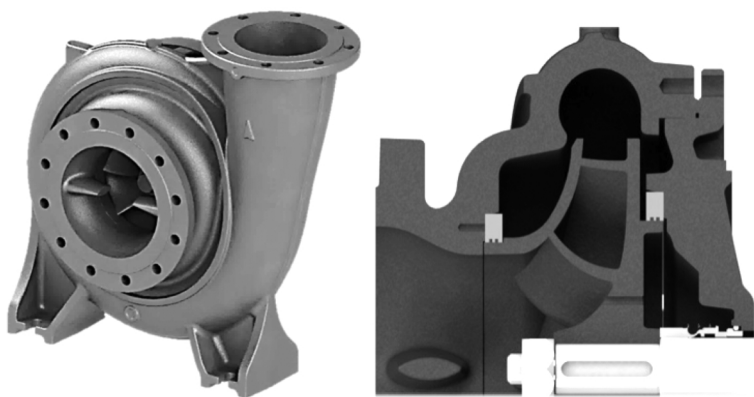


Рис. 1. Вид насоса (CAD, рендеринг)

Замер давления на входе производился на расстоянии $15D_0$ (15 входных диаметров) от всасывающей стороны насоса чтобы исключить влияние закрутки во входном патрубке. Потери напора на этой длине составляют 0,5 % для оптимального режима работы, поэтому они не рассматривались в дальнейшем. Данные, полученные при измерении, были пересчитаны на постоянную частоту вращения (1480 об/мин) по формулам подобия.

Постановка CFD задачи

CFD симуляции были проведены с применением ANSYS CFX 15.0. Основные ГУ приведены схематично на рис. 3, такая постановка использовалась для расчетов с применением поверхности смещения. Расположение входного и выходного граничного условия соответствует расположению точек отбора давления при испытаниях. Пространство пазух рабочего колеса было включено в симуляцию (входили в расчетную область РК). Утечки через щелевые уплотнения были учтены путем включения в расчет тонкого сектора ($0,25^\circ$, не показан на рисунке) пространства между кольцами уплотнения — тем самым принимая поток в щели уплотнения за осесимметричный. Поверхность интерфейса была расположена приблизительно на среднем ра-

диусе между выходной кромкой лопасти рабочего колеса и языком спирали.

Сетка для областей РК и входного патрубка, показанных на рис. 3, были скопированы для получения полной 360°-геометрии, которая могла быть использована для Frozen Rotor и нестационарных симуляций. Для расчетов были использованы тетраэдральные расчетные сетки с добавлением призматических слоев в пограничном слое (общее количество элементов: 4,5 млн для симуляций с поверхностью смещения, 17 млн для Frozen Rotor и нестационарных симуляций). Симуляции Frozen Rotor были

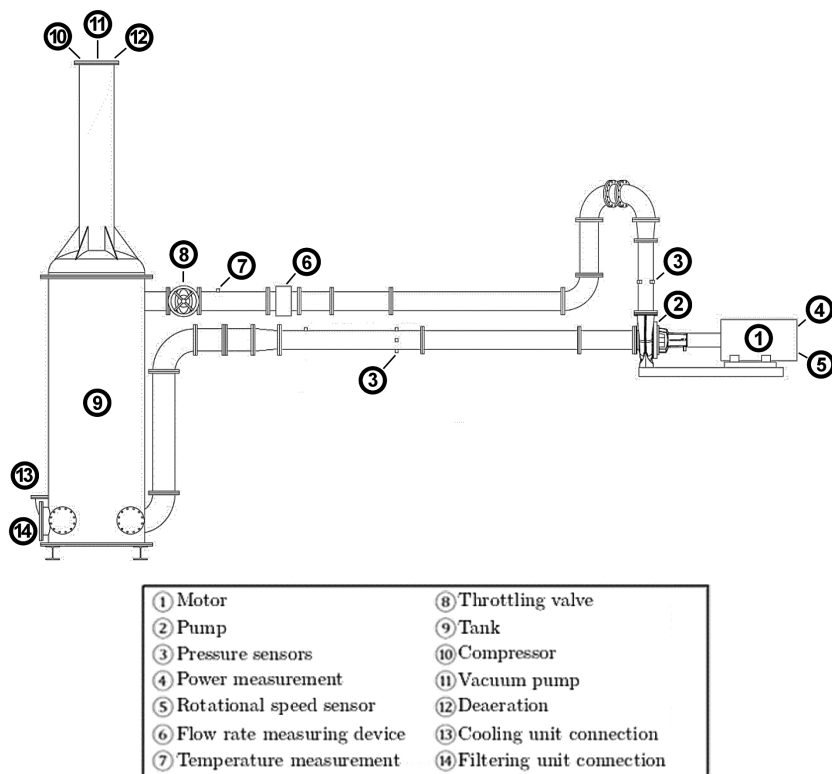


Рис. 2. Схема испытательной установки

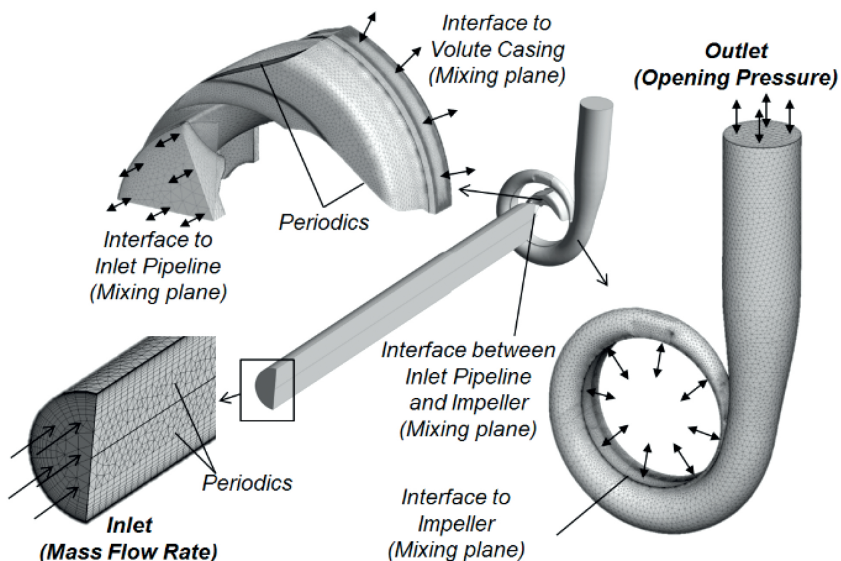


Рис. 3. Схема постановки CFD (один канал ПК)

проведены для одной конкретной поворотной позиции ротора, и её влияние на результаты не было исследовано (многократное повторение Frozen Rotor симуляций для различных поворотных положений ПК исключило бы преимущество касательно скорости вычислений по сравнению с нестационарным расчетом). Турбулентность моделировалась с использованием RANS $k-\omega$ SST модели; итоговое значение y^+ не превышало $y^+_{\max} = 3$. Шаг по времени для нестационарных вычислений был принят соответствующим повороту на $0,5^\circ$. Результаты Frozen Rotor симуляций использовались для инициализации нестационарной постановки.

Результаты

Сравнение характеристик

Сравнение полученных интегральных характеристик (напр., для напора или мощности) дает первое представление о приме-

нимости соответствующих моделей для исследуемого диапазона. Поскольку текущее исследование было направлено на режимы малых подач, большинство данных собрано только для этого диапазона. Сравнение характеристик приведено на рис. 4 и рис. 5.

Результаты Mixing plane симуляций показали лучшую сходимость с результатами замеров для расчетного режима работы ($650 \text{ м}^3/\text{ч}$) и для режимов малого недогруза (выше $400 \text{ м}^3/\text{ч}$). Прямое сравнение кривых для мощности не представляется возможным, поскольку замерялась электрическая мощность (полная), но качественное сравнение показывает схожие тенденции для режимов с малой подачей. Разница начинает проявляться на режимах между 0 и $400 \text{ м}^3/\text{ч}$. Симуляции Mixing Plane недооценивают развиваемый напор, в то время как Frozen Rotor симуляции, напротив, переоценивают его. Нестационарные симуляции (проведены для режимов 0 и $260 \text{ м}^3/\text{ч}$), как предполагалось, показывают наилучшую сходимость с экспериментальными данными. Стоит упомянуть лучшую сходимость данных для напора,

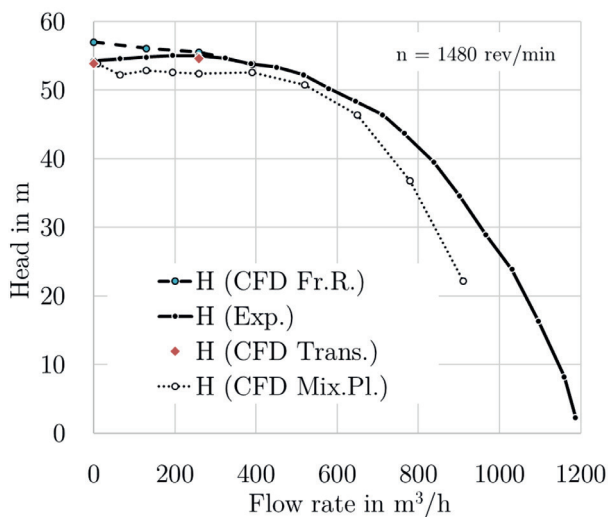


Рис. 4. Напорные кривые (измеренная и расчетные)

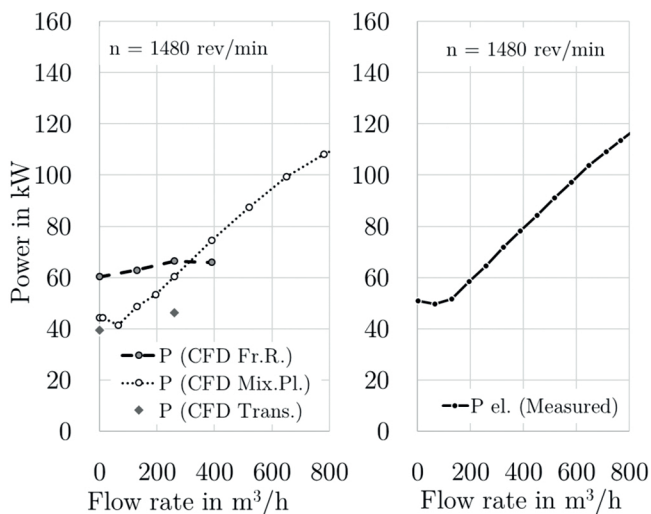


Рис. 5. Кривые мощности (расчетные и измеренная)

полученных из результатов Mixing Plane, с экспериментальными данными в случае режима закрытой задвижки, в то время как Frozen Rotor симуляция лучше подходит для промежуточной точки ($260 \text{ м}^3/\text{ч}$).

Дальнейший анализ будет сосредоточен на двух режимах работы — $0 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $260 \text{ м}^3/\text{ч}$, путем сравнения результатов стационарных расчетов с результатами, используя последние в качестве наиболее достоверных.

Локальные распределения

Предполагаемые причины, приводящие к различиям в оценке производительности, были найдены при анализе локальных распределений скоростей и их различий между различными моделями. Различные источники указывают на то, что рециркуляция на входе и выходе из РК может иметь значительное влияние на напор, развиваемый на режимах низких подач [1, 2, 3, 4]. Более обширное исследование влияния рециркуляции на выходе из РК на напорную кривую было опубликовано ранее [5].

При работе на режимах низких подач неравномерности потока в спиральном отводе развиты в наибольшей степени. Вследствие этого каналы РК работают против изменяющихся условий на выходе из них в зависимости от положения относительно языка спирали.

Распределение скоростей в спиральном отводе показано на рис. 6, на котором изображены скорости на плоскости, лежащей посередине ширины выхода из РК (данные на основе нестационарной симуляции).

Наибольшее окружные скорости сконцентрированы в области за языком спирали. По мере течения вдоль канала спирали к выходу происходит торможение жидкости. Зона резкого противотока формируется прямо перед языком спирали. Структуры рециркуляции, образованные на выходе из РК, таким образом испытывают влияние постоянно изменяющихся условий в спиральном отводе по мере вращения РК. Постоянная перемена внешних условий может быть успешно воспроизведена методом скользящих сеток, что принимается за причину, по которой нестационарный расчет предоставляет наиболее достоверные результаты по сравнению с обоими стационарными подходами.

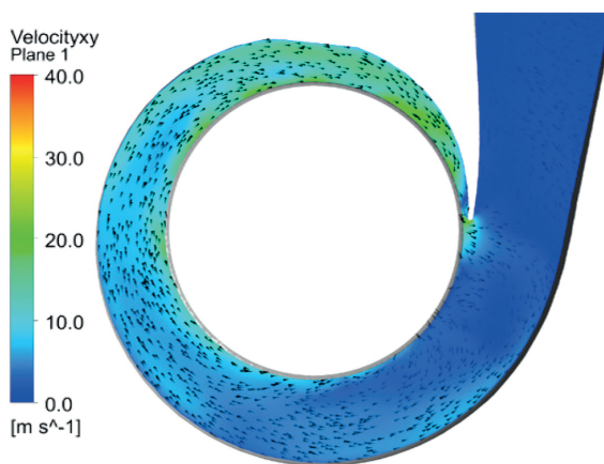


Рис. 6. Кривые мощности (расчетные и измеренная)

Сравнение контуров радиальных и окружных скоростей на поверхностях интерфейса приведено на рис. 7 и рис. 8 для режима закрытой задвижки. Эти контуры дают, соответственно, количественное и энергетическое описание потока, покидающего и возвращающегося в каналы РК. Позиция с нулевым углом развертки соответствует позиции языка спирали. Выход из РК находится между координатами -20 и 20 мм по оси Z (можно распознать на основе зон с повышенными радиальными и окружными скоростями).

Зоны с наиболее интенсивной рециркуляцией могут быть обнаружены в области приближения к языку спирали вследствие обоюдного взаимодействия РК с пространством спирали (повышенные давления в спирали приводят к интенсификации обратного потока в каналы РК, что, в свою очередь, приводит к интенсификации рециркуляции и повышенному увеличению давления).

Структуры с еще большей интенсивностью присутствуют в результатах Frozen Rotor симуляций (на основе обоих — радиальных и окружных скоростей). При этом подходе всё еще сохраняется воспроизведение неравномерностей условий в спиральном отводе, приводящих к неравномерностям потока в каналах РК. Тем не менее, предполагается, что разница с результатами нестационарного расчета проявляется из-за отсутствия «виртуальной инерции» жидкости в этой постановке: каналы, расположенные близко к выходу из спирального отвода «виртуально» работают против постоянно повышенного давления. Тем самым формируются условия построения слишком интенсивной рециркуляции (эти условия успевают лишь частично выстроиться в условиях нестационарного расчета с методом скользящих сеток).

В то время как контуры скоростей идентичны на обоих сторонах интерфейса для Frozen Rotor и Transient симуляций (поэтому только сторона РК показана на рисунках ниже), в случае применения поверхностей смещения происходит трансформация передаваемых параметров при переходе из области РК в область спирали (окружное «смещение»). Области противотока все еще представлены на режиме закрытой задвижки, но полностью

сглажены на стороне спирали при симуляции режима $260 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. рис. 9 и рис. 10), воспроизводя лишь небольшую зону про- тивотока прямо перед языком спирали.

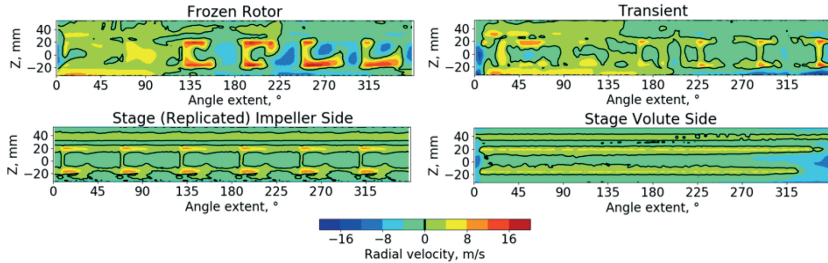


Рис. 7. Контуры радиальных скоростей на поверхностях интерфейса при режиме закрытой задвижки (развертка)

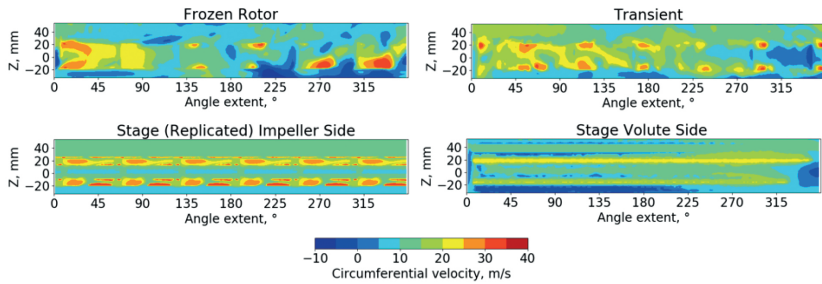


Рис. 8. Контуры окружных скоростей на поверхностях интерфейса для режима закрытой задвижки (развертка)

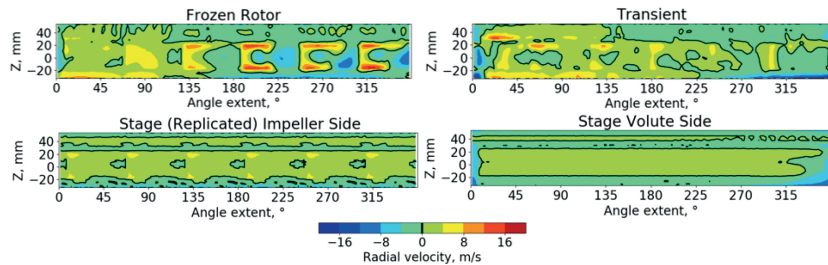


Рис. 9. Контуры радиальных скоростей на поверхностях интерфейса при $260 \text{ м}^3/\text{ч}$ (развертка)

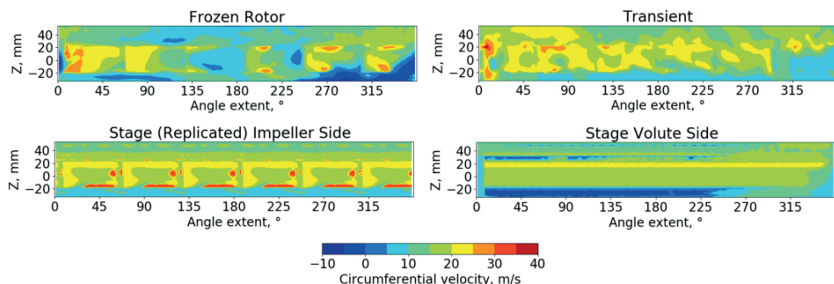


Рис. 10. Контуры окружных скоростей на поверхностях интерфейса при 260 м³/ч (развертка)

Обсуждение

При анализе результатов различных моделей, используемых для симуляции, была найдена корреляция между корректным воспроизведением зоны рециркуляции на выходе из РК и точностью данных. Некорректное воспроизведение зоны рециркуляции поэтому принимается за причину отклонений характеристик интегральных параметров, указанных выше.

Модель с использованием поверхностей смещения показала хорошие результаты для режима закрытой задвижки, будучи способной воспроизвести определенную часть рециркуляции. В то же время выравнивание потока на выходе из РК и виртуальное снижение интенсивности рециркуляции на режиме 260 м³/ч (наблюдаемое на профилях обоих радиальных и окружных скоростей на рис. 9 и рис. 10) было связано с недооценкой развиваемого напора.

Таким образом, сложно сделать определенный вывод о границах применимости модели Frozen Rotor для симуляций режимов недогрузки. Из рассмотрения приведенных результатов можно сделать вывод, что она способна предоставить хорошие результаты при определенных условиях, однако надежность этих результатов будет вызывать сомнения (особенно беря во внимание общую зависимость результатов от поворотного положения РК в модели).

Завышение расчетных неравномерностей потока в случае с Frozen Rotor симуляциями (при закрытой задвижке) было связано с переоценкой развиваемого напора и мощности. Симуляция при 260 м³/ч, несмотря на зоны с переоцененными радиальными скоростями, показала корректные результаты по части развиваемого напора вследствие корректного воспроизведения окружных скоростей.

Было показано, что модель с использованием поверхностей смещения способна предоставить хорошую оценку производительности (напор и мощность), и поэтому предлагается к рассмотрению как обоснованный компромисс между расчетным временем и достоверностью результатов не только для расчетного режима работы, но и для режима с нулевой подачей. Тем не менее, нестационарные симуляции со скользящими сетками всё еще рекомендуются для более глубокого анализа особенностей течения и производительности насоса.

Список литературы

1. **Gulich J. F.** Centrifugal pumps. — New York : Springer, 2008.
2. **Yedidiah S.** Centrifugal pump user's guidebook: Problems and solutions / Sam Yedidiah. — New York, London : Chapman & Hall, 1996.
3. **Karassik I. J.** Pump handbook. — 3rd ed. — New York : McGraw-Hill, 2001.
4. **Hergt P., Starke J. Ed.** Flow Patterns Causing Instabilities In The Performance Curves Of Centrifugal Pumps With Vaned Diffusers, 1985.
5. **Evgenii Palamarchuk, Tino Mengdehl, Alexander Zharkovsky, Paul Uwe Thamsen.** Influence of the impeller outlet recirculation on the head curve instability. — 4th International Rotating Equipment Conference 2019, Wiesbaden, Germany, Sep 24 — Sep 25, 2019.