

УДК 621.4

DOI:10.46960/62045\_2020\_4\_47

**Ю.П. Кузнецов, В.А. Кикеев, А.Б. Чуваков, Р.А. Погодин, А.Н. Жаров**  
**ОСОБЕННОСТИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**  
**ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ С РАДИАЛЬНЫМИ СТУПЕНЯМИ**  
**ДАВЛЕНИЯ С УЧЕТОМ ДИНАМИКИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ**

*Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева*  
Нижний Новгород, Россия

Описан подход к исследованию рабочего процесса в двухступенчатой турбине с радиальными ступенями давления для привода пневмоинструмента с целью его совершенствования методами численного моделирования. Представлена математическая модель исследуемых процессов, расчетной сетки, используемой для численного моделирования. Приведена информация о начальных и граничных условиях, временной дискретизации, сходимости задачи. Показан подход к осреднению результатов моделирования, обоснован выбор способа временной дискретизации моделируемого процесса.

**Ключевые слова:** численное моделирование, пневмоинструмент, турбомашина, уравнения Навье-Стокса.

### **Введение**

Совершенствование компактного пневмоинструмента, используемого в технологических процессах различных отраслей промышленности, необходимо для повышения его эффективности и увеличения качества и скорости выполнения производственных операций. В настоящее время в машинах подобного типа наиболее актуальным является применение микротурбинного привода. Для проведения мероприятий по улучшению показателей работы пневмоинструмента следует получить данные по характеристикам турбины и исследовать рабочие процессы, происходящие в ней. Необходимо отметить, что экспериментальное исследование рабочих процессов в многоступенчатой турбине является крайне трудоемким. В связи с этим, наряду с ростом вычислительных возможностей современных ЭВМ, в последнее время для исследования процессов в турбомашинах активно применяются методы численного моделирования.

Объект исследования – двухступенчатая турбина с радиальными ступенями давления. Цели исследования – получение характеристик турбины, изучение и визуализация структуры потока газа в основных элементах проточной части, разработка рекомендаций по ее дальнейшему совершенствованию. Для достижения поставленных целей необходимо решение следующих задач:

- получение характеристик крутящего момента и мощности для турбины в целом и ее ступеней по отдельности для номинального режима работы;
- анализ структуры потока в проточной части турбины и определение осредненных параметров потока в характерных сечениях;
- определение эффективности турбины в целом и ее ступеней по отдельности, а также эффективности элементов (коэффициенты скорости соплового аппарата и рабочих колес; потерь скорости в поворотных направляющих аппаратах);
- выработка рекомендаций по совершенствованию турбины на основании определенных характеристик эффективности и анализа структуры потока.

На первом этапе необходимо сформулировать общий подход к моделированию рабочих процессов в двухступенчатой турбине с радиальными ступенями давления привода, рас-

смотреть особенности построения расчетной сетки, используемой для численного моделирования, задания начальных и граничных условиях, особенности временной дискретизации и сходимости задачи, а также подход к осреднению результатов моделирования.

Трехмерная модель турбины представлена на рис. 1, где показано по одному сектору (каналу) каждого элемента турбины. Диски рабочих колес 1-й и 2-й ступеней находятся на одном валу. Основные геометрические характеристики приняты в соответствии с геометрической трехмерной моделью.

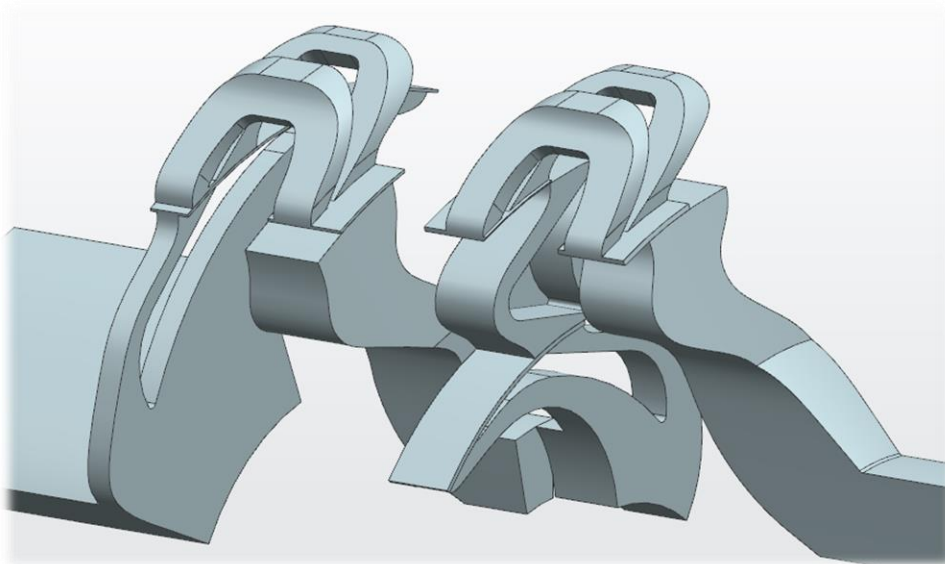


Рис. 1. Геометрия центробежно-центростремительной турбины

### Математическая модель для исследования рабочих процессов

При выборе подхода к моделированию при решении инженерных задач ключевым является нахождение баланса точности и затрачиваемых на решение задачи ресурсов. Последнее существенно сужает область применяемых подходов к моделированию сложной физики течения, поэтому подход RANS (решение осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса) [1-3] не имеет на сегодняшний день аналогов для многоступенчатых турбомашин. Исследуемый объект является сложным с точки зрения численного моделирования, поскольку, во-первых, проявляется существенная нестационарность вследствие неизбежной конструктивной парциальности ступени центробежной реактивной турбины, что требует проведения нестационарного расчета. Во-вторых, нестационарный подход исключает применение интерфейса с окружным осреднением параметров потока Stage и требует увеличения количества моделируемых секторов. Нестационарные расчеты для двухступенчатой турбины с большим числом секторов требуют мощностей уровня суперкомпьютера.

Для решения задачи численного моделирования использовался коммерческий пакет Ansys CFX [4-5]. Задача решалась с применением подхода осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса в нестационарной постановке (URANS) [6]. В качестве модели турбулентности использовалась  $k-\omega$  SST. Пристенные функции использовались в областях без отрыва потока, а при его наличии расчетная сетка замельчалась до достижения безразмерной высоты первой пристенной ячейки  $y^+ < 2$ . Выбор модели определила необходимость точного разрешения как течений в областях склонных к отрыву, где имеет преимущество  $k-\omega$  модель, так и струйных течений со смешением, где налицо преимущества  $k-\varepsilon$  модели. Параметры турбулентности на входе принимались согласно стандартным установкам решателя по причине отсутствия достоверных данных по интенсивности турбулентности и ее характерному

масштабу. Рабочее тело описывалось моделью *воздух – идеальный сжимаемый газ*. Наличие сжимаемости требует соответствующего подхода к уравнению энергии. Оно формулировалось решателем в предположении «total energy», что означает сохранение полной энергии в абсолютном движении для неподвижных доменов и в относительном движении для рабочих колес. Шероховатость в расчетной модели не задавалась по причине высокой чистоты поверхностей пластиковых рабочих колес.

Расчетная модель поточной части приведена на рис. 2. В нее входят каналы рабочих колес и поворотных направляющих аппаратов, а также включены объемы на входе и выходе для исключения влияния граничных условий на рабочий процесс в проточной части. При построении расчетной модели использовался принцип секторного моделирования, на границы секторов накладывалось условие периодичности (красные стрелки на рис. 2). С учетом применения интерфейса *Transient rotor-stator* требуется обеспечение максимально близких площадей стыкуемых интерфейсов.

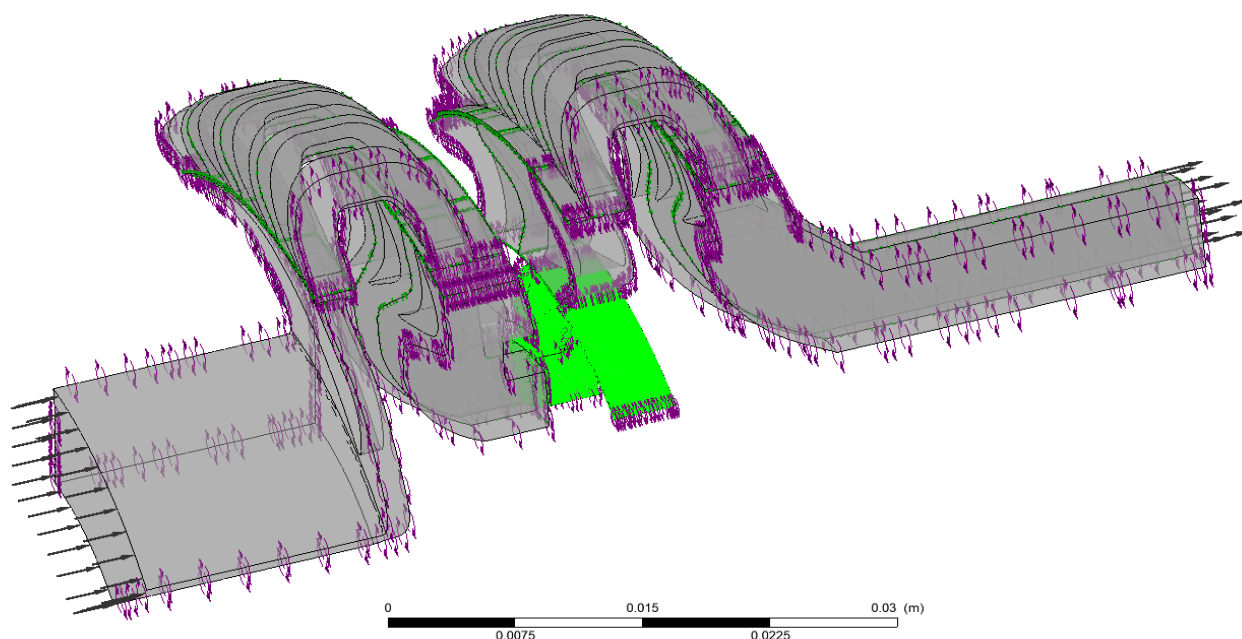


Рис. 2. Модель исследуемой турбины в препроцессоре

Положение интерфейсов стыковки неподвижных и вращающихся областей было выбрано посередине осевых зазоров. Перетечка рабочего тела под поворотными направляющими аппаратами (ПНА) не моделировалась. Для первой ступени допущение справедливо. Для второй ступени в результате расчета была обнаружена некоторая реактивность на ПНА, которая, очевидно, будет сведена на нет при включении зазора в модель, однако такой расчет не производился.

### Расчетная сетка

Для расчета построена неструктурированная тетраэдрическая сетка с пристенными призматическими элементами, разрез сетки приведен на рис. 3. Размерность расчетной сетки составила до 17 млн узлов. При построении сетки максимальные параметры *Expansion Factor* и *Aspect Ratio* были приняты равными 500. Значение безразмерной высоты первой пристенной ячейки задавалось дифференцированно для различных областей течения. При наличии отрывов использовались значения  $y^+ < 2$ . В областях без отрывов использовался диапазон  $30 < y^+ < 100$  для сокращения размерности расчетной сетки. Работа с пристенными областями

производилась итерационно: изначально строилась сетка с одинаковыми параметрами первого призматического слоя. Далее, по результатам расчета, находились места особенностей и производились соответствующие корректировки расчетной сетки.

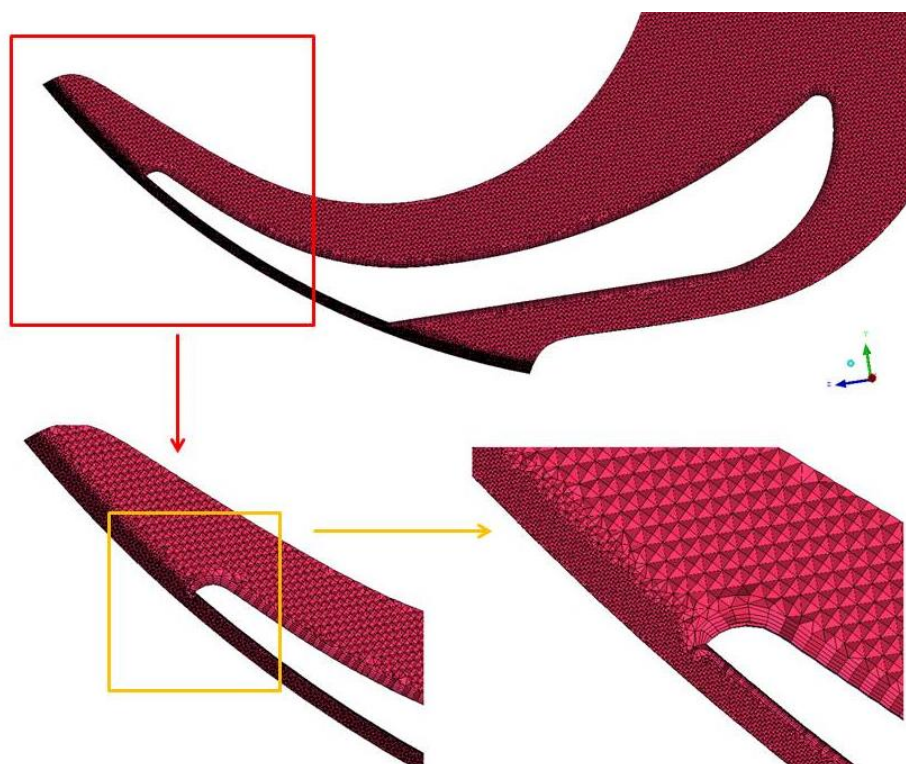


Рис. 3. Фрагмент расчетной сетки в разрезе

### Временная дискретизация

Распространенным является подход стационарного расчета турбомашин [7]. В целом он не приводит к существенным неточностям в определении характеристик традиционных турбинных ступеней. Временная дискретизация задачи численного моделирования напрямую связана с применяемыми интерфейсами стыковки неподвижных и вращающихся доменов. Использование стационарного подхода позволяет реализовывать интерфейс Stage с окружным осреднением параметров потока, что является желательным для снижения трудоемкости моделирования. Попытки применить указанную концепцию для исследуемого объекта, однако, не имели успеха, поскольку стационарные расчеты с окружным осреднением параметров потока не демонстрировали сходимости после совершения 65-80 итераций. Применение стационарного подхода в совокупности с интерфейсом *Frozen Rotor* позволяло достичь сходимости задачи, но получаемая физическая картина являлась мгновенной. В данном случае рекомендуется проводить осреднение характеристик турбины по нескольким характерным положениям с применением *Frozen Rotor*. Однако достоверность описания характеристик исследуемого объекта в данном случае вызывала сомнения. В итоге было принято решение о проведении нестационарных расчетов для получения характеристик турбины.

В дополнение укажем, что после проведения оптимизационных мероприятий по реорганизации течения на выходе из центробежной ступени/сегнерова колеса с подрезкой лопаток ПНА, стационарный расчет с интерфейсом *Stage* стал демонстрировать удовлетворительную сходимость. Это однозначно указывает на основной источник генерации нестационарности в рассматриваемых ступенях.

### Граничные, начальные условия и сходимость задачи

Граничные условия задачи, приведенные в табл. 1, являются традиционными для моделирования турбомашин: задаются полное давление и полная температура на входе и статическое давление на выходе, частота вращения турбины. В качестве начальных условий для инициализации нестационарного расчета использовались результаты моделирования с использованием интерфейса *Frozen Rotor*. При этом стационарной постановкой обеспечиваются мгновенные поля параметров потока, которые затем «развиваются» в нестационарном расчете. Такой подход позволяет существенно сократить время проведения последнего.

Таблица 1.  
Граничные условия задачи

Параметр	Размерность	Значение
Полное давление на входе $p_0^*$	МПа	0,73
Полная температура на входе $T_0^*$	К	293
Статическое давление на выходе $p_2$	МПа	0,101325
Частота вращения турбины $n$	1/мин	25000

Приняты следующие критерии сходимости решения:

- падение осредненных невязок RMS более чем на 2 порядка;
- достижение в точках мониторинга установившихся или регулярно осциллирующих значений;
- значения небалансов не более  $\pm 0,5\%$ .

В нестационарном расчете было воспроизведено  $\frac{3}{4}$  оборота рабочего колеса, при этом  $\frac{1}{2}$  оборота было промоделировано для выхода значений в точках мониторинга на устойчивую периодичность,  $\frac{1}{4}$  оборота – для осреднения результатов. Мониторинг производился по значениям моментов, развиваемых центробежным и центростремительным колесами.

### Подход к осреднению результатов

Как многократно упоминалось выше, характеристики исследуемой турбины демонстрируют существенную нестационарность, а параметры потока существенную пространственную и временную неравномерность. В связи с этим, важным аспектом работы является методика их осреднения. Подход к осреднению также зависит от типа осредняемого параметра. На рис. 4 приведено поведение расхода, характерное для рассматриваемой турбины. До 200 итерации производился стационарный расчет в постановке *Frozen rotor*, далее полученные поля использовались как инициализация нестационарного расчета. Синяя линия отражает поведение расхода на входе, красная – на выходе из проточной части. Как видно, трансзвуковой характер течения позволяет исключить влияние процесса в проточной части на параметры потока на входе. На выходе, напротив, осцилляции потока значительны, амплитуда составляет 5-7 % от значения расхода. Различные знаки расхода на входе и выходе являются нормальными для принятой в решателе системы обозначений: втекающий расход имеет положительный знак, а покидающий проточную часть – отрицательный.

Для получения достоверного значения расхода через всю проточную часть следует брать значение на входе. Для получения корректных значений расхода через элементы турбины, следующие за первой ступенью, следует выполнять арифметическое осреднение значения расхода за характерный период времени. На рис. 5 приведена характерная динамика развиваемых моментов. Зеленая линия обозначает момент, развиваемый сегнеровым колесом, синяя – центростремительным колесом первой ступени. Заметна высокая, до 50 % от

среднего значения, амплитуда нестационарного поведения генерируемого момента. Для получения среднего значения следует пользоваться арифметическим осреднением за характерный период времени.

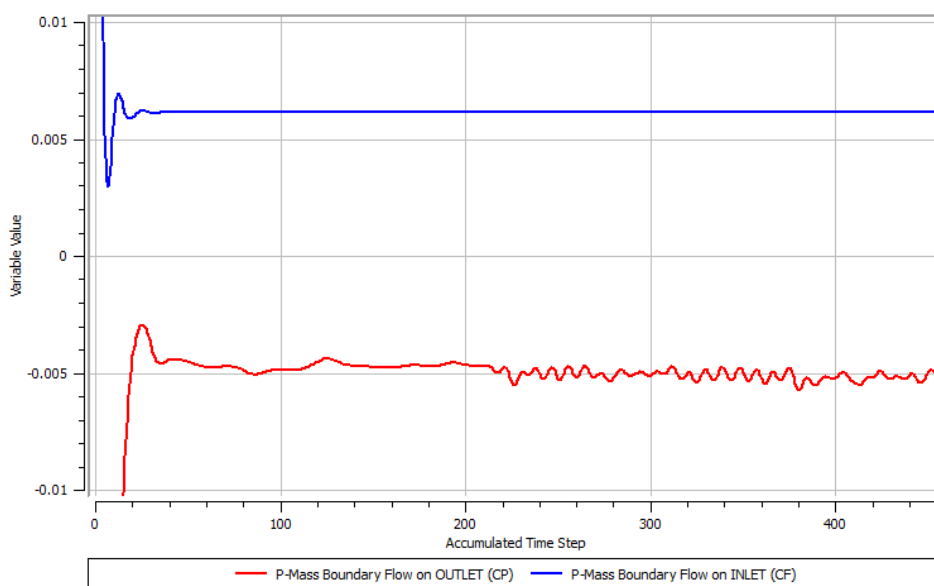


Рис. 4. Расход рабочего тела в динамике

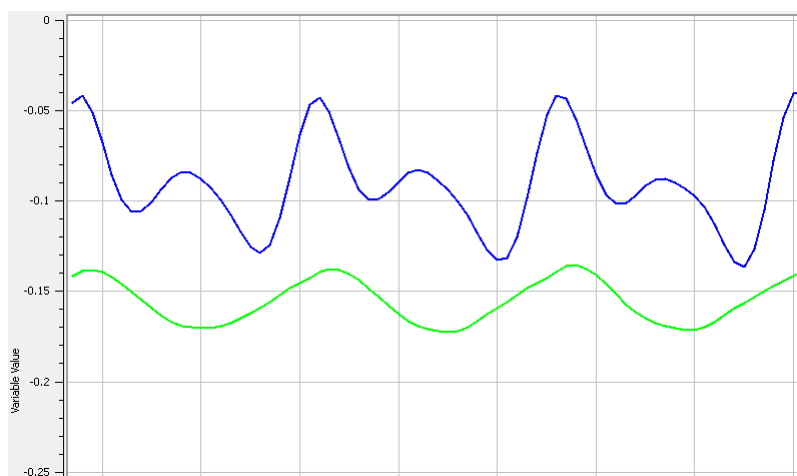


Рис. 5. Момент, развиваемый колесами турбины, в динамике

Поля параметров потока в общем виде характеризуются существенной пространственной неравномерностью и временной нестационарностью. Для получения адекватных значений, действительно характеризующих режим работы и эффективность турбомашины, следует дать рекомендации по осреднению полей параметров потока. Общий смысл осреднения заключается в следующем: сначала выполняется временное осреднение параметров потока во всей проточной части по заданному характерному периоду. В результате имеются осредненные значения полей параметров потока для каждого узла проточной части. Однако, практический смысл имеет осреднение параметров потока на характерных плоскостях, например, между сопловым аппаратом рабочим колесом, на выходе из турбины и т.п. Поэтому далее следует пространственное осреднение в заданной плоскости с получением осредненных в плоскости значений. Для пространственного осреднения «статических» параметров потока (статическое давление, температура, энтальпия, энтропия, пространственное

осреднение) выполняется с использованием функции *areAve*, т.е., осреднение по площади с использованием значений площади элементарных площадок в качестве весовых множителей в осреднении. Для динамических параметров (скорость, полное давление, полная температура, полная энтальпия) применяется *massFlowAve*, т.е., в качестве весового множителя в осреднении используется значение элементарного расхода рабочего тела в рассчитываемом узле. Также следует отметить, что динамические параметры могут осредняться в относительном и абсолютном движении.

По факту, для выполнения временных осреднений в *Ansys CFX* можно использовать встроенную функцию *TrnAveraging*, активируемую из настроек нестационарного расчета. Далее, подгружая в постпроцессор полученные осредненные поля, можно произвести требуемые пространственные осреднения. Минимальным характерным периодом является период одной осцилляции осредняемого параметра. Для достоверного осреднения лучше увеличивать период как минимум до времени пролета лопаткой рабочего колеса одного сектора соплового аппарата. Лучший результат достигается при периоде осреднения, эквивалентном нескольким шагам соплового аппарата.

### Выводы

В работе сформулирован подход к расчетному исследованию процессов течения рабочего тела и определению характеристик многоступенчатого турбинного привода пневмоинструмента. Описана математическая модель исследуемых процессов, показано формирование расчетной модели, граничных и начальных условий, указаны требования к расчетной сетке и основные аспекты ее построения. Дана методика осреднения результатов расчета и обоснован выбор способа временной дискретизации моделируемого процесса.

### Библиографический список

1. Pinto, R.N. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art [Текст] / R.N. Pinto, A. Afzal, L.V. D'Souza, Z. Ansari, A. D. Mohammed Samee // Archives of Computational Methods in Engineering. 2017. V. 24. P. 467-479.
2. Castillon, L. Numerical simulations of technological effects encountered on turbomachinery configurations with the chimera technique [Электронный документ] / L. Castillon, S. Péron, C. Benoit, G. Billonnet. Режим доступа: [http://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2010/PAPERS/088.PDF](http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2010/PAPERS/088.PDF) (Дата обращения 29.09.2020).
3. Gerhold, T. Overview of the hybrid RANS code TAU [Текст] // MEGAFLOW-Numerical flow simulation for aircraft design. – Berlin: Springer. 2005. P. 81-92.
4. Hellström, J.G.I. Parallel CFD simulations of an original and redesigned hydraulic turbine draft tube [Электронный документ] / J.G.I. Hellström, B.D. Marjavaara, T.S. Lundström. Режим доступа: <https://doi.org/10.1016/j.advensoft.2006.08.013> (Дата обращения 29.09.2020).
5. Bochette, N.J. Computational analysis of flow through a transonic compressor rotor. [Электронный документ]. Режим доступа: <https://core.ac.uk/download/pdf/36695673.pdf>. (Дата обращения 29.09.2020).
6. He, L. Two-Scale Methodology for URANS/Large Eddy Simulation Solutions of Unsteady Turbomachinery Flows [Электронный документ] / L.He , J. Yi. Режим доступа: <https://doi.org/10.1115/1.4036765>. (Дата обращения 29.09.2020).
7. Jasak, H. Openfoam turbo tools: from general purpose CFD to turbomachinery simulations [Текст] / H. Jasak, M. Beaudoin // ASME-JSME-KSME 2011 joint fluids engineering conference. American Society of Mechanical Engineers. P. 1801-1812.