

Тестирование и адаптация новых подходов к моделированию течения в нестационарной постановке для задач аэродинамики

Пятунин К. Р. *, Лугинина Н. С., Диденко Р. А.*****

Научно производственное объединение (НПО) «САТУРН», Проспект Ленина, 163, Рыбинск, 152912, Россия

**e-mail: kodlin@bk.ru*

***e-mail: luginina_nata@mail.ru*

****e-mail: roman.didenko@npo-saturn.ru*

Аннотация

Нестационарное численное моделирование течения газа в турбомашинах требует наличия значительных вычислительных ресурсов и представляется проблематичным, особенно в условиях промышленных предприятий, где сроки выполнения задач жестко регламентированы. В данном случае приходится прибегать к различного рода допущениям в постановке задачи (изменение числа лопаток, геометрическое или газодинамическое масштабирование, переход к двухмерной постановке), которые могут привести к погрешностям на этапе проектирования, т.к. не позволяют корректно смоделировать нестационарное взаимодействие венцов с разным числом лопаток.

В данной работе представлены результаты нестационарного численного моделирования пространственного течения сжимаемого газа в 1½ модельной ступени турбины Aachen (статор-ротор-статор) с использованием новых подходов, реализованных в решателе ПК ANSYS CFX v.14, которые позволяют при физическом моделировании минимального числа межлопаточных каналов получить решение для полной расчетной области в 360°. Также выполнена верификация данных методов по результатам нестационарного эксперимента и сравнение результатов расчетов с результатами моделирования полной расчетной области.

Ключевые слова

нестационарное течение, турбомашина, лопаточный венец, ротор-статор взаимодействие, преобразование профиля, преобразование времени, преобразование Фурье, 3D моделирование

Актуальность задачи

Течение газа в турбомашинах имеет сугубо нестационарный характер. Основным источником нестационарности является взаимодействие соседних неподвижных (статора) и вращающихся (ротора) венцов. Для современных лопаточных машин характерно использование высоконагруженных ступеней, как турбины, так и компрессора, которые характеризуются транс- и сверхзвуковыми скоростями. Такие турбомшины характеризуются наличием скачков уплотнения и сильной окружной неравномерностью параметров, которые приводят к различному нагружению лопаток, снижению аэродинамической эффективности и ресурса двигателя, а также генерации звуковых колебаний. При использовании современных средств инженерного анализа для предсказания интегральных характеристик достаточно стационарной постановки. Однако задачи прогнозирования уровня вибронпряжений, флаттера, а также акустических характеристик двигателя в полной мере не могут быть решены без учета нестационарных эффектов.

Нестационарное численное моделирование аэродинамики позволяет учитывать следующие основные факторы:

1. Потенциальное взаимодействие венцов вследствие изменения положения ротора относительно статора, что влечет за собой пульсации давления и скорости на профиле пера;
2. Влияние кромочных следов и вторичных течений за лопатками на лопаточные венцы, расположенные ниже по тракту турбомшины;
3. Изменение интенсивности турбулентности, влияющее на состояние пограничного слоя на лопатках, расположенных ниже по потоку.

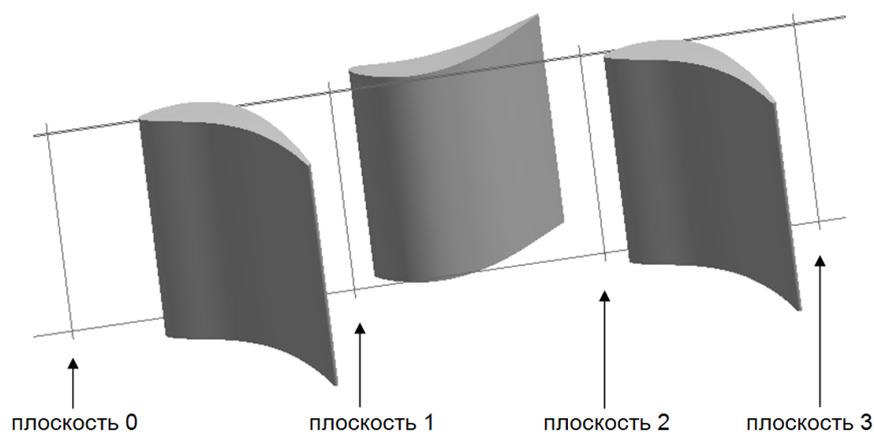
В полной постановке нестационарное численное моделирование течения газа в турбомашинах требует наличия огромных вычислительных ресурсов и представляется проблематичным даже в условиях промышленных предприятий. В данном случае приходится прибегать к различного рода допущениям в постановке задачи. Данные допущения в основном относятся к изменению исследуемой геометрии (изменение числа лопаток, геометрическое или газодинамическое масштабирование), либо требуют перехода

от трехмерной постановки задачи - к двумерной. Подобные упрощения приводят к погрешностям на этапе проектирования.

Решение данной проблемы возможно с применением методов пространственно-временных преобразований *Transient Blade Row Transformation*, реализованных в решателе программного комплекса вычислительной газовой динамики *ANSYS CFX v.14: Profile Transformation, Time Transformation, Fourier Transformation*. Данные методы позволяют при моделировании одного – двух межлопаточных каналов каждого венца получить нестационарное решение для всей турбомшины, что позволяет значительно уменьшить затраты вычислительных ресурсов, а также требует на порядок меньше вычислительного времени.

Выбор объекта исследования и постановка задачи

В качестве объекта исследования была выбрана модельная турбина, которая была спроектирована в техническом университете города Aachen (Германия). Профили лопаток не имеют закрутки по высоте и характеризуются низким значением величины относительного удлинения лопаток, что вызывает интенсивные вторичные течения в роторе. Лопатка ротора безбандажная с радиальным зазором 0.4 мм. Обводы проточной части – цилиндрические, с внутренним и наружным диаметрами 490 мм и 600 мм соответственно. Экспериментальные данные и координаты профилей лопаток предоставлены компанией NUMECA. На рисунке 1 представлена 3D модель исследуемой турбины и геометрия профилей лопаток, а также местоположение плоскостей, в которых производились замеры параметров.



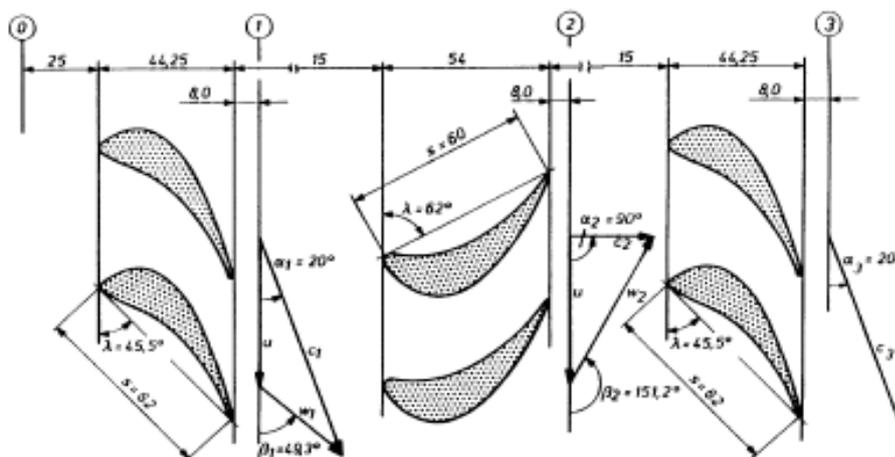


Рисунок 1 – Геометрия профилей лопаток и пояса измерения параметров

Плоскость 0 расположена на расстоянии 25 мм вверх по потоку от входной кромки первого статора. Плоскости 1...3 расположены на расстоянии 8 мм вниз по потоку от выходных кромок лопаток первого статора, ротора и второго статора соответственно. Стационарные измерения параметров потока производились с использованием пневматических зондов, а нестационарные – посредством зондов с горячей проволокой. Экспериментальные замеры проводились в 20 точках в радиальном направлении и в 17 точках в окружном. К сожалению, отсутствуют данные по погрешностям измерения параметров потока в эксперименте. Модельная ступень продувалась воздухом ($k = 1.4$ и $R = 287 \frac{Дж}{кг * К}$). Геометрические параметры решеток и число Рейнольдса (по хорде и скорости на выходе), полученное в эксперименте, представлено в таблице 1. Статорные лопатки модельной турбины полностью идентичны.

Характеристики профилей

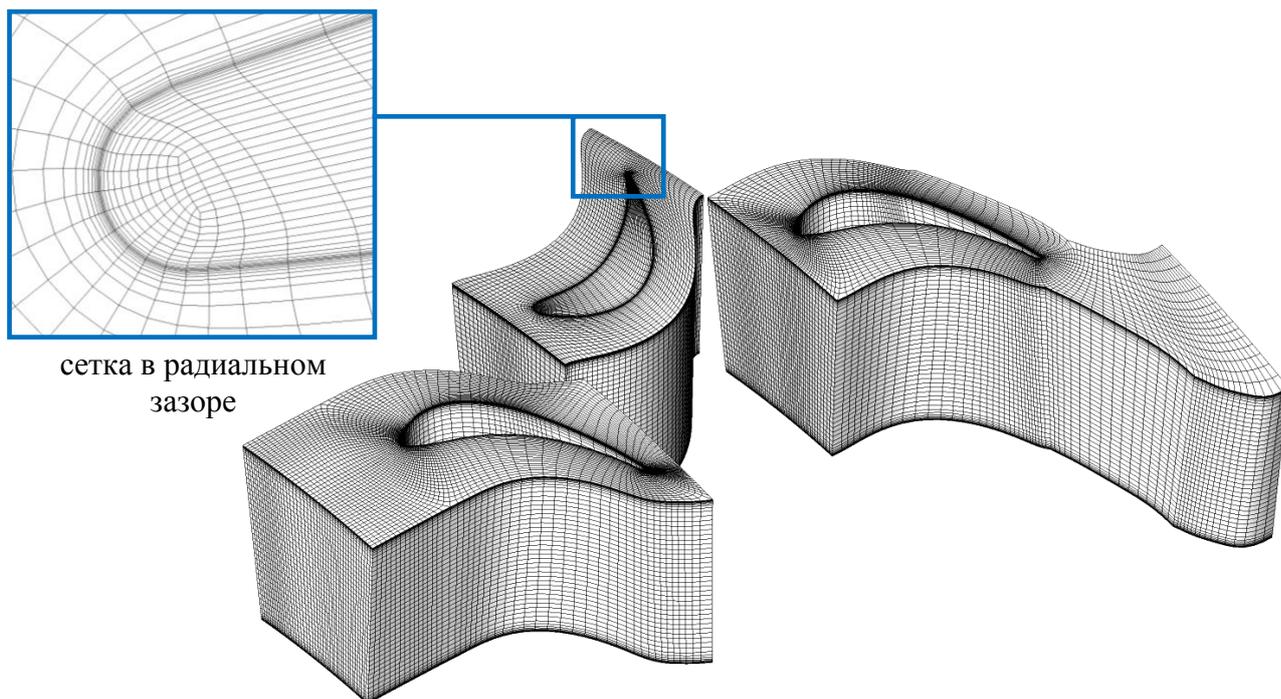
Таблица 1

Параметр	Статор	Ротор
$\beta_{1k}, ^\circ$	90	49.3
$\beta_{2k}, ^\circ$	20	28.8
$\gamma, ^\circ$	45.5	62.0
$C, мм$	62	60
$C_x, мм$	44.25	54.0
$Z, шт$	36	41
$t, мм$	47.6	41.8

H, мм	55.0	55.0
Re	680000	490000

В качестве граничных условий на входе в турбину (плоскость 0) задавались радиальные эпюры полных давления и температуры, угла потока, измеренные в эксперименте, а также стандартные в практике расчетов на ОАО «НПО «Сатурн» значения интенсивности и линейного масштаба турбулентности. На выходе из турбины (плоскость 3) фиксировалось среднее значение статического давления. Поверхности стенок принимаются гладкими и адиабатными. В качестве рабочего тела использовался воздух (коэффициент адиабаты $k=1.4$, газовая постоянная $R=283$), с учетом полиномиального изменения теплоемкости, а также изменения динамической вязкости и теплопроводности по формуле Сазерленда. В задаче моделируется изотропная турбулентность с использованием модели сдвиговых напряжений (SST). По опыту моделирования течения в проточной части турбин данная модель турбулентности дает наилучшие результаты, т.к. обладает достаточной точностью описания пограничного слоя и точностью предсказания параметров основного потока. Поток принимается полностью турбулентным, ламинарно-турбулентный переход пограничного слоя не моделируется.

На начальном этапе тестирования было проведено исследование влияния сеточной дискретизации и топологии расчетной сетки на результаты моделирования. Выбранная гексагональная расчётная сетка (рисунок 2) построена в NUMECA AutoGrid v5 на базе Н-О-Н топологии с учетом радиального зазора. Размерность расчетной сетки при моделировании одного межлопаточного канала каждого венца составляет 971385 узлов при величине пристеночной ячейки $3e-6$ м. Данная расчетная сетка представляет собой компромисс между качеством дискретизации расчетной области и вычислительной стоимостью, что позволит сэкономить ресурсы при моделировании полной расчетной области в 360° для получения эталонного решения.



сетка в радиальном зазоре

Рисунок 2 – Расчетная сетка

Используемые подходы к моделированию

Полная постановка (Full). Соотношение количества лопаток экспериментальной модельной турбины 36:41:36, что исключает возможность моделирования секторов с равным угловым шагом, поэтому для корректного проведения эталонного нестационарного расчета был смоделирован сектор в 360° для каждого лопаточного венца, что потребовало огромных вычислительных ресурсов. Для снижения вычислительных затрат при нестационарном численном моделировании в данной работе используется несколько различных подходов.

Profile Transformations (PT) - преобразование профиля. Данный подход предполагает окружное масштабирование полей газодинамических параметров на коэффициент, равный отношению площадей каналов на границе интерфейса «статор-ротор» (рисунок 3). Метод PT присутствует в ПК ANSYS CFX достаточно давно и дает наилучший результат, когда исследуемая геометрия позволяет смоделировать лопаточные венцы в виде секторов с равным угловым шагом. В случае некратного числа лопаток ротора и статора такая постановка задачи является допущением и применима только для случаев, когда разность угловых шагов межлопаточных каналов незначительна ($\sim 10\%$) [2]. При этом точность тем выше, чем ближе отношение угловых шагов к единице. Применительно к данной задаче угловой шаг межлопаточного канала статора на 12.2% больше, чем у ротора.

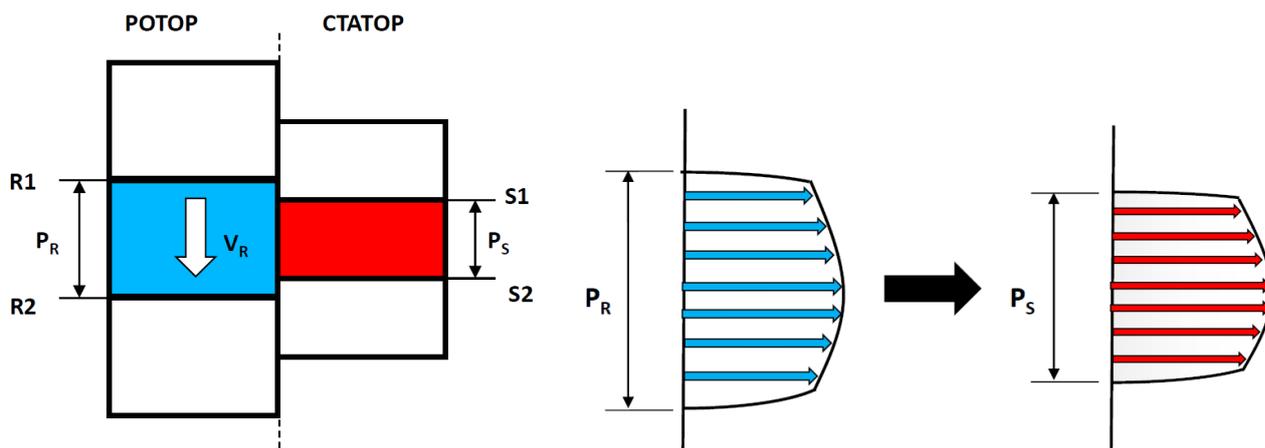


Рисунок 3 – Газодинамическое масштабирование на границе интерфейса «ротор - статор»

Следует также отметить, что данный подход требует значительного объема дискового пространства, т.к. информация о каждом временном шаге хранится в отдельном файле результата. По этому при «тяжелых» задачах (размерность сетки более 1 млн. узлов) качество пост обработки зависит от наличия свободного дискового пространства.

Time Transformations (ТТ) - преобразование времени. В данном подходе проблема неравных угловых шагов решается путем преобразования координаты времени для ротора и статора. Основной принцип заключается в том, что решение на периодических границах доменов ротора R1/R2 и статора S1/S2 (см. рисунок 4) меняется с течением времени. В течение расчетного периода относительное положение периодических границ R1 и S1 в момент времени t_0 воспроизводится для границ R2 и S2 в момент времени $t_0 - \Delta t$, где $\Delta t = (P_r - P_s) / V_r$ - промежуток времени, за который ротор проходит расстояние, равное разнице угловых шагов статора и ротора. Принятый в расчете шаг по времени используется для статорного венца, шаг по времени для ротора вычисляется исходя из величины отношения угловых шагов статора и ротора. Таким образом, в каждом расчетном домене решение выполняется в преобразованном «отклоненном времени» с учетом мгновенной периодичности и для анализа результаты необходимо снова привести к физическому времени [2].

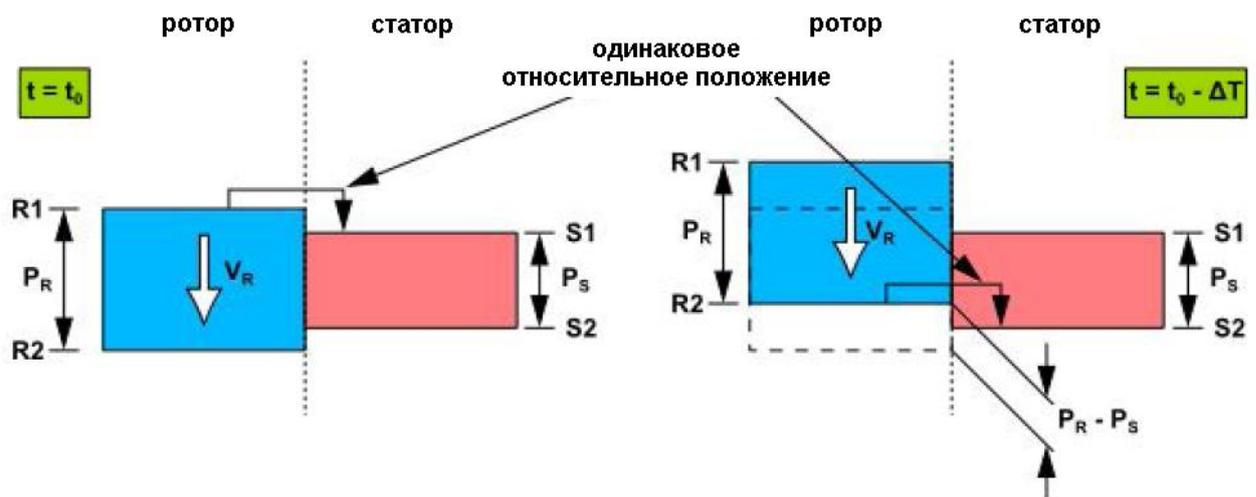


Рисунок 4 – Пространственно временное преобразование на периодических границах

Взаимодействие потоков на границе интерфейса «ротор-статор» происходит аналогично методу «преобразования профиля», отличие заключается в том, что в «отклоненном» времени угловой шаг статора соответствует шагу ротора (см. рисунок 5а), следовательно, выполняется не геометрическое окружное масштабирование газодинамических полей, а «растягивание» их во времени (рисунок 5б).

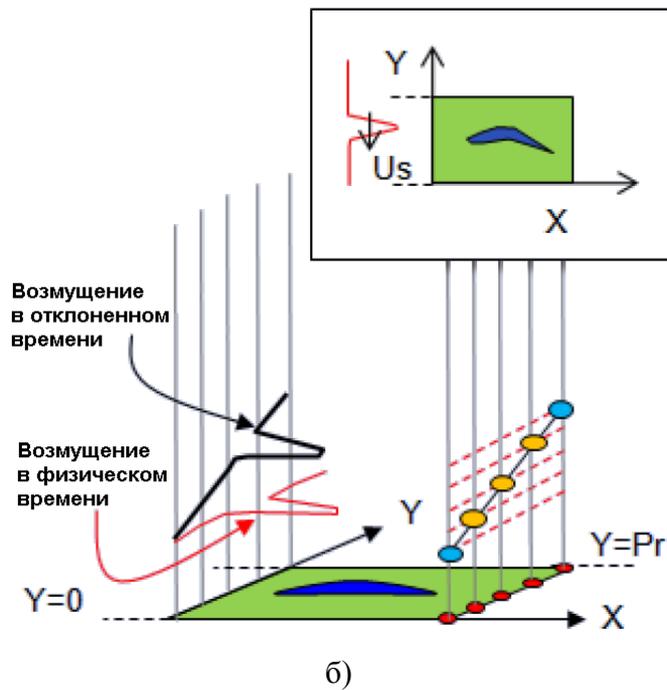
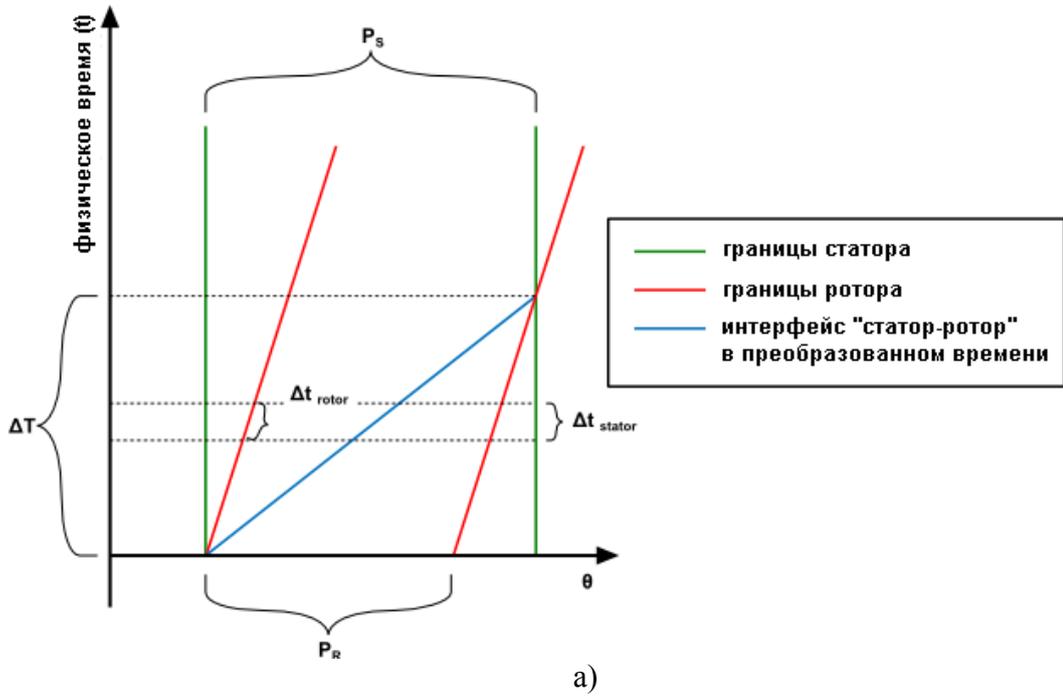


Рисунок 5 – Согласование интерфейсов статора и ротора в «отклоненном времени»

Для стабильного решения отношение угловых шагов $\frac{P_S}{P_R}$ ротора и статора не должно

превышать следующего диапазона: $1 - \frac{M_\omega}{1 - M_\theta} < \frac{P_S}{P_R} < 1 + \frac{M_\omega}{1 + M_\theta}$;

где M_ω - число Маха, рассчитанное через угловую скорость вращения ротора, M_θ – число Маха, рассчитанное через тангенциальную скорость ротора.

Из представленного выражения видно, что данный метод может быть использован, только в случае сжимаемого потока. Для большинства турбомашин при $M_o = 0.3...0.6$ допустимое отношение угловых шагов находится в пределах $0.6...1.5$ [2].

В отличие от метода «преобразования профиля» информация о каждом временном шаге сохраняется в сжатом виде в единственном файле результатов. При пост обработке решение на любом временном шаге может быть сгенерировано автоматически по коэффициентам Фурье, накопленным за время расчета. Поэтому для данного метода не требуется большого объема дискового пространства.

Fourier Transformations (FT) - преобразование Фурье. Метод также основан на изменении во времени решения на периодических границах. В отличие от метода «преобразование времени» в данном подходе применяется непосредственное смещение фаз между границами R1, R2 и S1, S2 для основных переменных. Данный метод требует накопления решения (коэффициентов Фурье) за пройденный период на всех периодических и межвенечных интерфейсах (рисунок 6), что требует дополнительных вычислительных затрат. Чтобы ускорить сходимость задачи, для воспроизведения решения на периодических границах и межвенечных интерфейсах используются ряды Фурье. В данном методе сигнал раскладывается на гармоники основной частоты ($\omega / 2\pi$) каждого венца. Для типичной задачи о «ротор-статор» взаимодействии эта основная частота – величина, обратная периоду T.



Рисунок 6 – Преобразования Фурье на межвенечном интерфейсе

Метод преобразования Фурье в ANSYS CFX реализован для двух секторов. Решение накапливается на GGI интерфейсе между двумя соседними доменами и интерполируется на другие периодические интерфейсы в предыдущий и последующий моменты времени (рисунок 7). При этом расчет двух секторов сходится за меньшее число итераций, чем расчет

с одним сектором, для которого требуется большой уровень сходимости (т.к. решение накапливается для неявных переменных, а не физических границ периодичности). Преобразование Фурье для двух секторов очень быстро сводится к квази-периодической постановке, требующей менее 3-4 итераций на каждом временном шаге, [2].

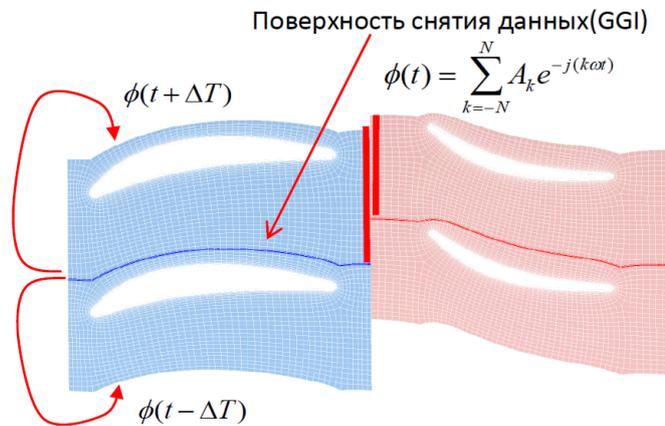


Рисунок 7 – Интерполяция данных на предыдущий и последующий временные шаги

Данный метод не имеет ограничений по отношению угловых шагов статора и ротора и может быть использован как для сжимаемого, так и для несжимаемого потока. Однако на данном этапе развития ANSYS CFX метод «Преобразование Фурье» имеет статус тестовой β -версии и его стабильная работа реализована только для одной ступени (ротор-статор). Поэтому в данной работе результаты тестирования данного метода представлены только в виде сравнения вычислительных затрат, с затратами других методов.

В таблице 2 представлено число межлопаточных каналов каждого венца, которое моделировалось при использовании различных подходов.

Число моделируемых межлопаточных каналов

Таблица 2

Метод	Число каналов статор/ротор/статор	Размерность расчетной сетки, млн. узлов
Стационарный расчет	1/1/1	0,97
Profile Transformation	1/1/1	0,97
Time Transformation	1/1/1	0,97
Fourier Transformation	2/2/2	1,94
Полная постановка (Full 360°)	36/41/36	36

Результаты расчетов и вычислительные затраты

При заданных граничных условиях расход газа через турбину, полученный в стационарном расчете, составил 8.48кг/с. Для нестационарных расчетов методами РТ и ТТ расход газа составил 8.46 кг/с и 8.45 кг/с соответственно. При расчете сектора в 360° получен расход 8.47 кг/с. В таблице 3 представлены осредненные по времени основные газодинамические параметры по результатам нестационарных расчетов, проведенных с помощью различных подходов. Значения параметров в соответствующих плоскостях осреднения различаются незначительно.

Основные газодинамические параметры

Таблица 3

Плоскость	Метод	Параметр									
		P^*_{abs} , Па	P^*_{w} , Па	P , Па	T^*_{abs} , К	T^*_{w} , К	T , К	M_{abs}	M_w	α , °	β , °
0	Стац.	169400	-	167230	305.7	-	304.6	0.135	-	0	-
	РТ	169400	-	167233	305.8	-	304.6	0.135	-	0	-
	ТТ	169403	-	167234	305.8	-	304.6	0.135	-	0.1	-
	360°	169400	-	167235	305.8	-	304.6	0.135	-	0	-
1	Стац.	168234	151220	147075	305.8	296.6	294.2	0.442	0.199	-69.9	-39.6
	РТ	168307	151039	146656	305.8	296.4	293.9	0.447	0.203	-69.9	-39.7
	ТТ	168307	151041	146659	305.8	296.4	293.9	0.447	0.203	-69.9	-39.7
	360°	168336	151030	146648	305.8	296.4	293.9	0.447	0.204	-69.8	-39.7
2	Стац.	142245	150356	139494	291.9	296.6	290.3	0.165	0.327	-4.7	59.9
	РТ	142124	150181	139304	291.8	296.4	290.1	0.168	0.327	-4.4	59.9
	ТТ	142135	150177	139305	291.8	296.4	290.1	0.168	0.327	-5.4	59.8
	360°	142153	150190	139322	291.9	296.5	290.2	0.168	0.327	-4.4	60.0
3	Стац.	140495	-	113631	291.9	-	274.8	0.557	-	-70.1	-
	РТ	140380	-	113621	291.8	-	274.8	0.556	-	-69.5	-
	ТТ	140399	-	113628	291.8	-	274.8	0.556	-	-69.9	-
	360°	140420	-	113593	291.9	-	274.8	0.556	-	-69.7	-

В таблице 4 представлены осредненные величины коэффициента потерь полного давления σ^* (в каждом статоре) и степени понижения полного давления π^* (первой ступени и всей турбины) по результатам эксперимента и расчетов. Индексы указывают номера плоскостей, в которых вычислялось значение параметра. Как видно интегральные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными. Коэффициент

восстановления полного давления σ_{10}^* в первом статоре методы РТ и ТТ предсказывают точно; за ротором – занижают π_{20}^* на 0.3 %; во втором статоре σ_{32}^* предсказывают точно. Результаты осредненных по времени нестационарных и стационарных расчетов практически не отличаются между собой, что говорит о хорошей сходимости данных подходов решения при проектировании.

Коэффициенты потерь и степень понижения полного давления

Таблица 4

Параметр	Эксперимент	Стац.	РТ	ТТ	360°
			Осред. по времени	Осред. по времени	Осред. по времени
σ_{10}^*	0.993	0.993	0.993	0.993	0.994
σ_{32}^*	0.986	0.989	0.988	0.987	0.988
π_{20}^*	0.842	0.839	0.839	0.839	0.839
π_{30}^*	0.829	0.829	0.829	0.829	0.829

На рисунке 7 представлены радиальные эпюры углов потока за ротором (плоскость 2) в различные моменты времени, соответствующие смещению ротора на 0, 25, 50 и 75 % шага решетки. Качественно радиальные эпюры распределения углов для различных подходов к моделированию, удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными во всем диапазоне. Результаты моделирования полной расчетной области лучше согласуются с экспериментом, т.к. при таком подходе влияние различного рода преобразований (газодинамических, пространственно-временных) на предсказание параметров потока минимально. Количественно отличие в углах потока составляет 2...7° за исключением зоны $h=0.7-0.9$, где разница в углах потока достигает 12°. Однако результат, полученный методом «Преобразование времени» (ТТ) имеет тот же уровень сходимости с экспериментом, но имеет локальные качественные отличия по местоположению максимумов угла потока. При этом отклонение от эксперимента составляет 1..7°. Наибольшее локальное отклонение от эксперимента составляет 12° (также вблизи периферии). Различие экспериментальных и расчетных данных вызвано, по-видимому, несоответствием между измеренными в эксперименте перепадом давлений π (задано в качестве граничных условий) и расходом. Следует отметить, что рабочая лопатка турбины имеет малую величину относительного удлинения лопаток $H/C=0.917$, что вместе с наличием радиального зазора вызывает

интенсивные вторичные течения. Все вышеперечисленные аспекты могут быть причиной рассогласования расчетных и экспериментальных данных.

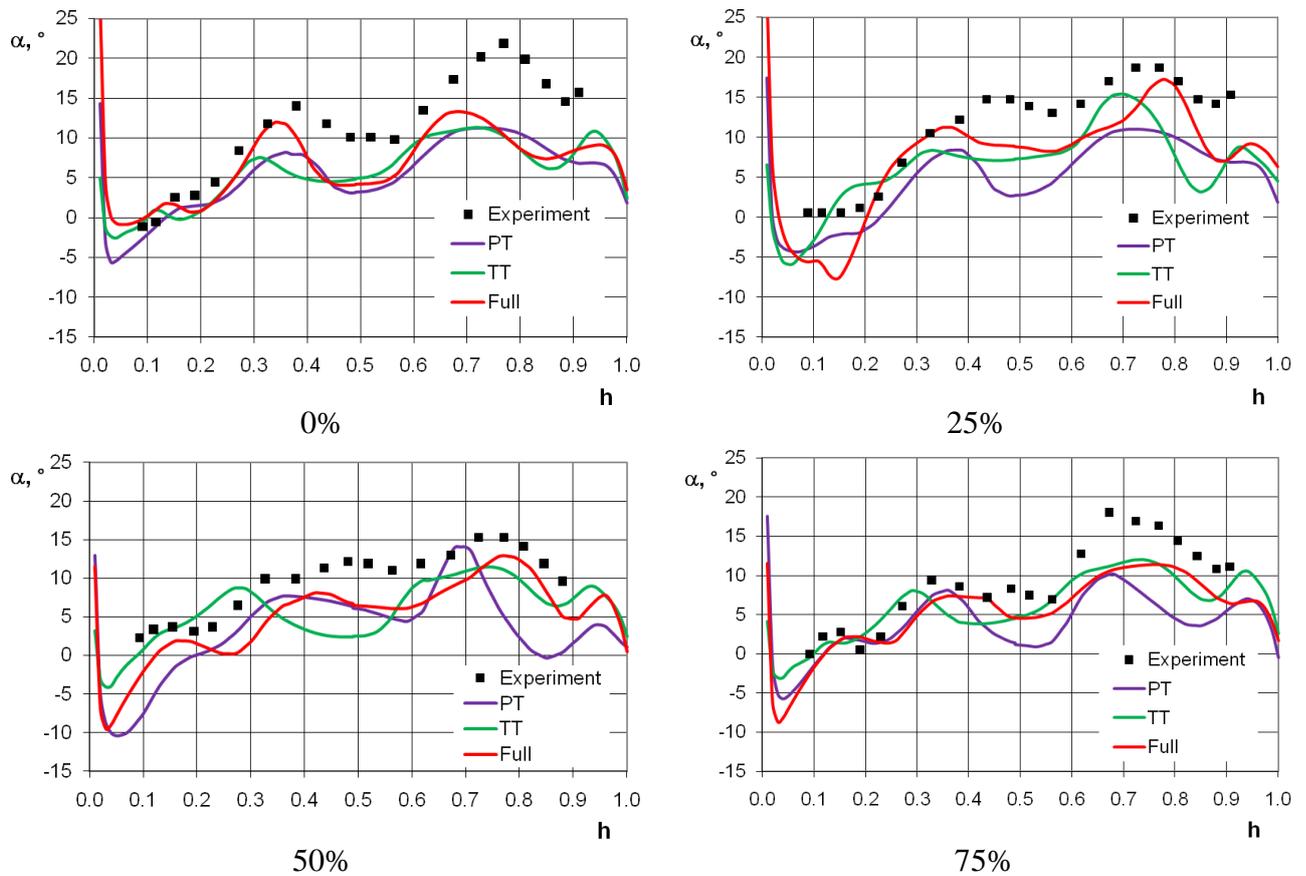


Рисунок 7 – Радиальная эпюра угла потока на выходе из ротора при смещении ротора на 0%, 25 %, 50, 75 % шага решетки

На рисунке 9 представлено изменение нестационарного давления в точках мониторинга на профилях лопаток (в среднем сечении) за время прохождения рабочей лопаткой одного шага. Местоположение и номера точек указаны на рисунке 8. Для сравнения использованных подходов давление на графиках представлено в абсолютных величинах, а время отнесено к общему времени расчета. Результаты расчета методом ТТ приведены к физическому времени. Таким образом, на графиках представлено изменение давления за последний расчетный шаг ротора. Как видно из графиков, при использовании метода РТ газодинамическое масштабирование приводит к тому, что изменяется не только характер нестационарного нагружения лопаток, но и его амплитуда. Данный метод будет приводить к погрешностям, в частности, при определении вибронпряжений в лопатках изменяя частоту аэродинамического нагружения. Как видно на графиках метод ТТ и расчет сектора в 360° дают схожие между собой результаты.

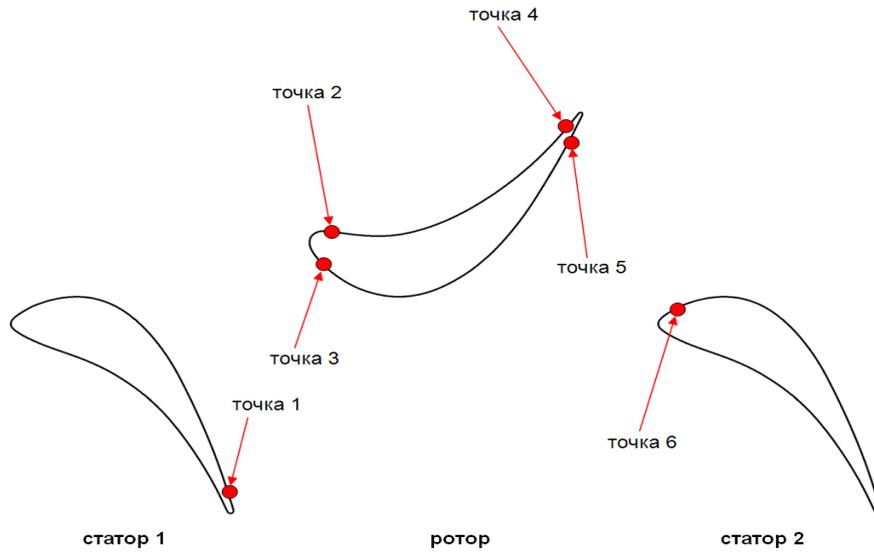


Рисунок 8 – Расположение точек мониторинга (среднее сечение)

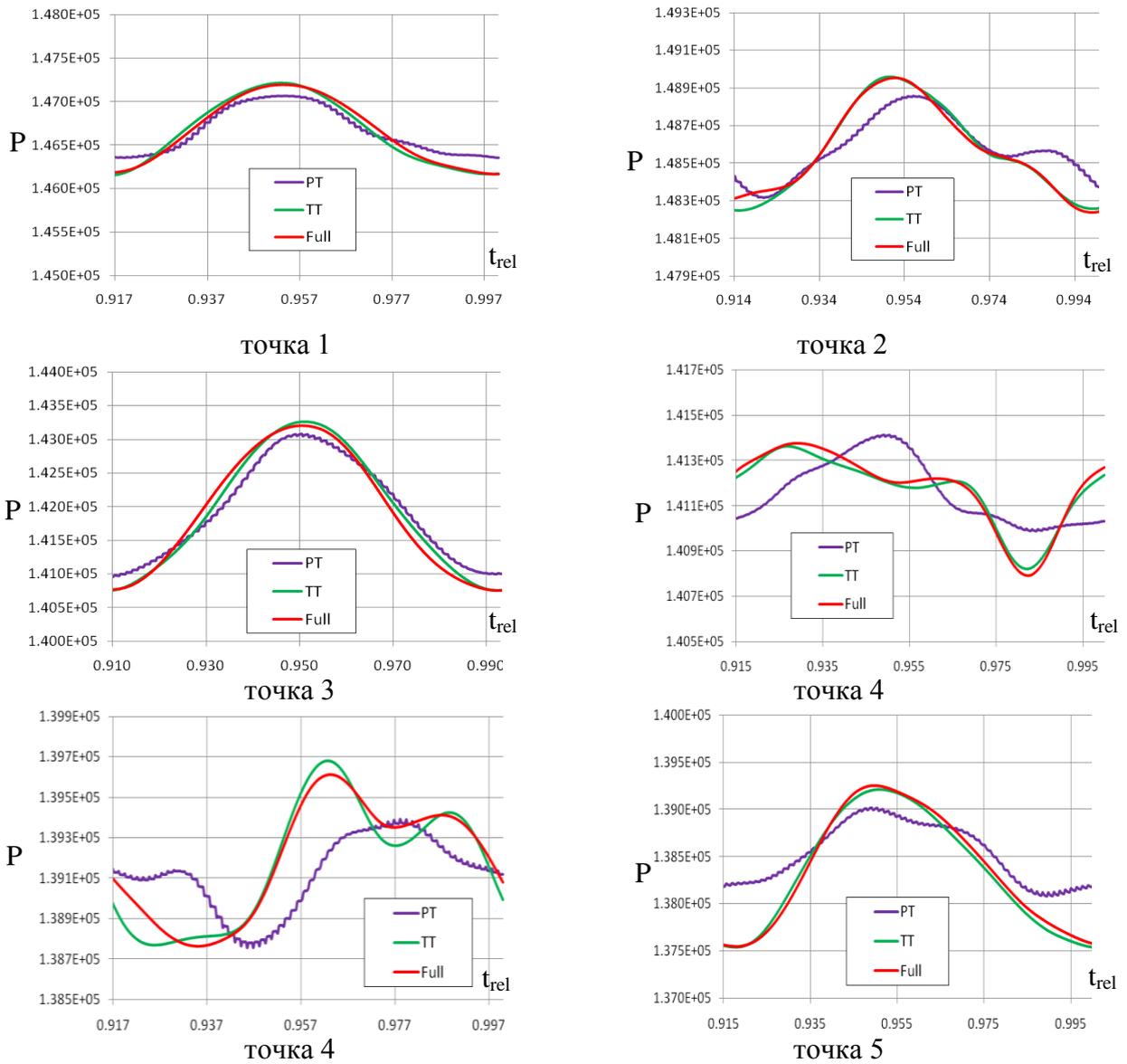


Рисунок 9 – Изменение нестационарного давления в точках мониторинга за один шаг ротора

На рисунке 10...12 представлено мгновенное распределение энтропии в среднем по высоте сечении турбины для разных подходов в момент времени, соответствующий исходному положению ротора (0%). По структуре течения видно, что при одном и том же угловом положении рабочей лопатки картины течения в соответствующих межлопаточных каналах схожи между собой для всех методов. На рисунках видно изменение формы закруточных следов, а также изменение их интенсивности с течением времени. Для метода РТ структура потока и положение следов одинаковы в каждом соседнем межлопаточном канале одного венца, что не соответствует реальной мгновенной картине течения для данной геометрии. Как видно, окружное масштабирование газодинамических полей при использовании метода РТ приводит к изменению окружного положения следов при их прохождении через межвенечные интерфейсы и их смещению. При этом изменяются места попадания следов на лопатках, находящихся ниже по тракту турбомшины, что приведет к искажению процесса генерации потерь при переходе пограничного слоя из ламинарного режима в турбулентный.

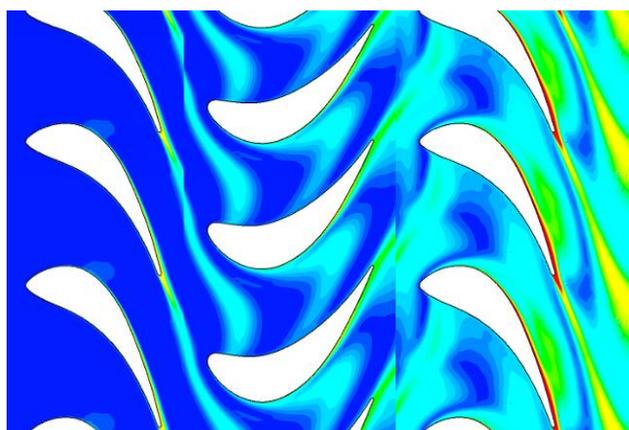


Рисунок 10 – Мгновенное распределение энтропии, полученное методом «Преобразование профиля» (РТ)

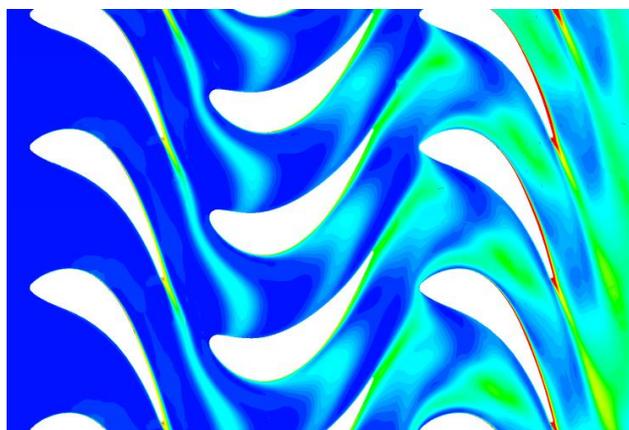


Рисунок 11 – Мгновенное распределение энтропии, полученное методом «Преобразование времени» (ТТ)

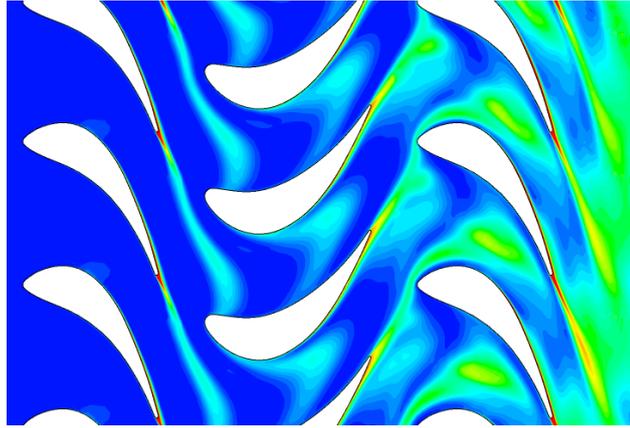


Рисунок 12 – Мгновенное распределение энтропии, полученное при моделировании полной расчетной области (Full 360°)

На рисунках 13...15 представлены стационарные и осредненные по времени радиальные эпюры углов потока и безразмерного полного давления (отнесенного к осредненному полному давлению на входе в турбину) в плоскостях 1, 2 и 3 (за каждым лопаточным венцом) для всех методов. Поскольку наблюдается несоответствие между значениями π и расхода, измеренными в эксперименте, осредненные по времени данные сравниваются не только с экспериментом, но и с результатами стационарного расчета. В плоскости 1 (за первым статором) отклонение углов потока для всех методов составляет 2...3°, при этом характер радиального изменения углов полностью соответствует экспериментальному. Распределение полного давления хорошо согласуется с экспериментальными данными во всем диапазоне за исключением периферийной области. Отклонение от эксперимента не превышает 0.45%. В плоскости 2 (за ротором) локальные отклонения углов потока достигают 5...6° (для всех методов). При этом отклонение по углам потока для стационарного расчета в данном сечении достигает 8°. Распределение полных давлений за ротором удовлетворительно согласуется с экспериментом. Наибольшее отклонение составляет около 0.7% во втулочном сечении. Вблизи периферии отклонение от эксперимента около 0.4%. В плоскости 3 (за вторым статором) результаты расчетов также удовлетворительно согласуются с экспериментом. Различия в углах потока в 3...4° по сравнению с экспериментом наблюдаются вблизи торцевых стенок. Расхождение с экспериментом по безразмерному полному давлению за вторым статором составляет 0.6...0.7% во второй половине высоты канала. По данным графикам видно, что наибольшие отклонения от эксперимента имеют место вблизи периферийной и втулочной поверхности, где по причине недостаточной сеточной дискретизации вблизи стенок не удается более точно описать вторичные течения. Однако при исследовании сеточной дискретизации

выявлено, что более подробная сеточная дискретизация приводит к погрешностям в определении интегральных параметров и увеличению требуемых вычислительных ресурсов. Данная проблема представляет собой тему отдельного исследования применяемых моделей турбулентности и настроек решателя.

Следует также отметить, что сравнение стационарных (пневматические зонды) и нестационарных (зонды с горячей проволокой) экспериментальных данных для угла потока за лопаткой ротора, представленное на рисунке 16 также показывает существенные различия. Визуальное сравнение радиальных распределений показывает, что осредненное по времени значение угла потока отличается от стационарного на величину 2.5° .

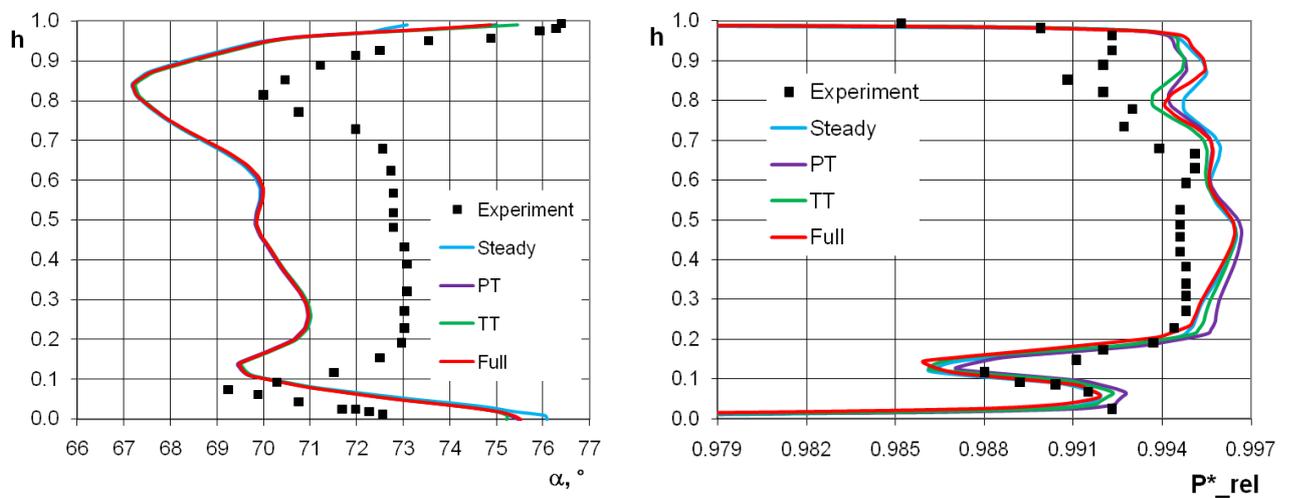


Рисунок 13 – Распределение угла потока и безразмерного полного давления в плоскости 1 (за первым статором)

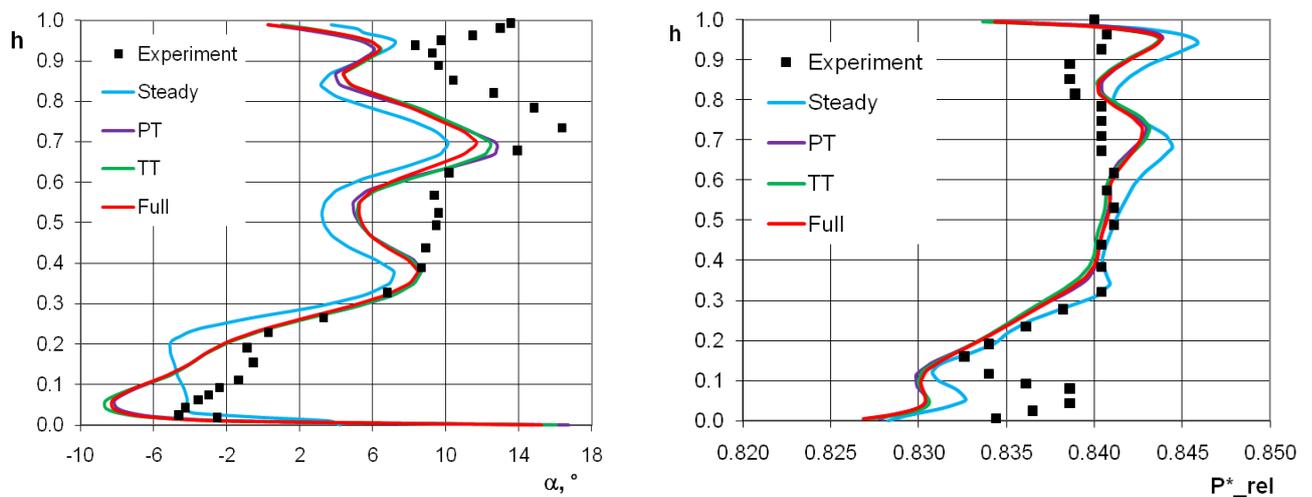


Рисунок 14 – Распределение угла потока и безразмерного полного давления в плоскости 2 (за ротором)

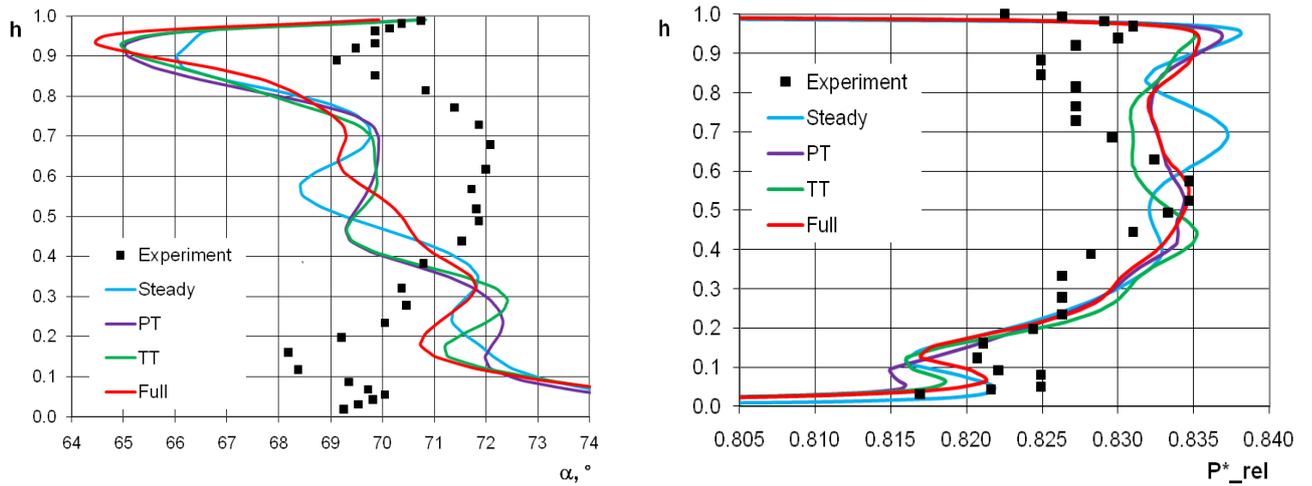


Рисунок 15 – Распределение угла потока и безразмерного полного давления в плоскости 3 (за вторым статором)

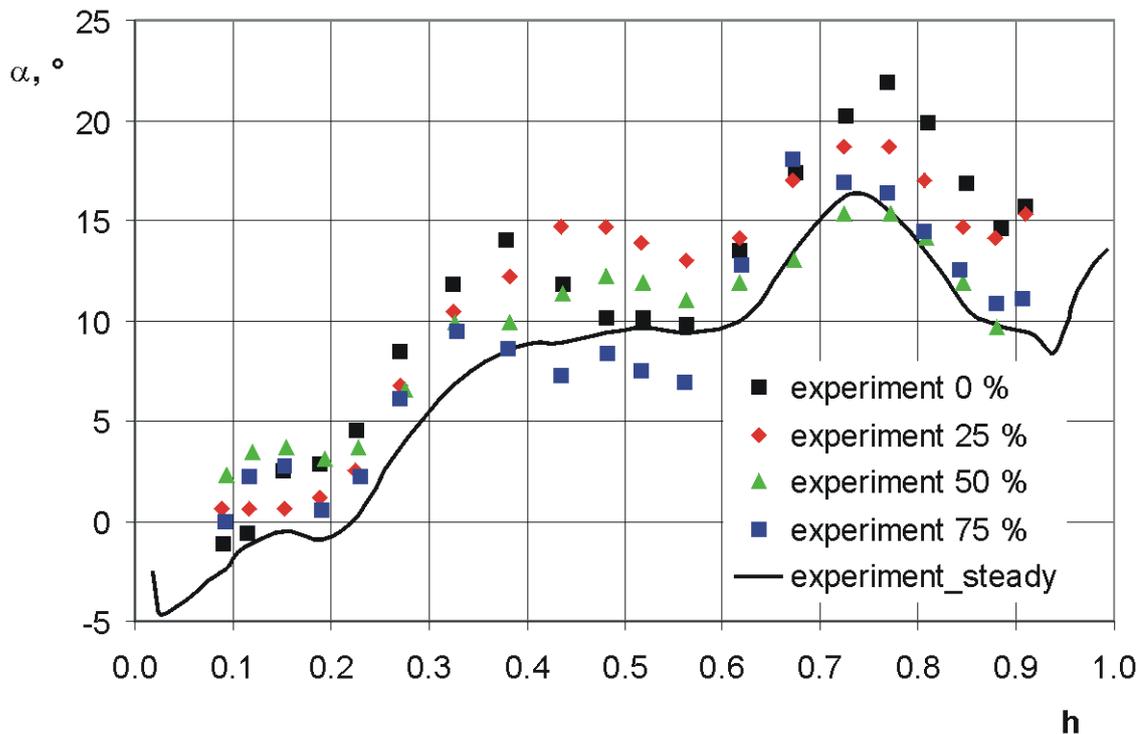


Рисунок 16 – Экспериментальное распределение угла потока в плоскости 2 (за ротором)

В таблице 5 представлена сравнительная оценка затраченных вычислительных ресурсов для различных подходов к моделированию. Из таблицы видно, что методы TBR Transformations имеют значительное преимущество по объему затраченной оперативной памяти и времени расчета.

Метод	Время расчета, с	Затраты оперативной памяти, МБ	Отн. затраты памяти	Время расчета одной итерации, с	Отн. время расчета одной итерации	Объем дискового пространства, ГБ
Стац.	5.03e+03	5553.8	1	12.76	1	0.44
PT	4.41e+04	7248.5	1.3	68.97	5.41	9.32
TT	3.93e+04	9750.2	1.8	61.34	4.81	1.9
FT	-	40121.7	7.2	-	-	-
Full	3.23e+05	174804.4	31.5	568.38	44.56	192

Выводы

Рассмотренные методы моделирования течения в нестационарной постановке с удовлетворительной точностью предсказывают локальные характеристики пространственного потока в решетках турбин и имеют хорошую сходимость с экспериментом по интегральным параметрам даже при использовании неоптимальных по густоте (применительно к нестационарному моделированию) расчетных сеток.

Анализ различных подходов для снижения временных и вычислительных требований при проведении нестационарных аэродинамических расчетов показывает, что метод «Преобразование времени» является наиболее простым и правильным подходом при моделировании турбомашин с некратным числом лопаток по сравнению с моделированием полной расчетной области. Метод «Преобразование Фурье» имеет тот же математический принцип расчета возмущений на межвенечных и периодических интерфейсах, поэтому следует ожидать схожих результатов при его дальнейшей реализации в ANSYS CFX. Данные подходы позволяют существенно снизить трудоемкость задач по определению уровня вибронпряжений в лопатках, прогнозированию флаттера и определению граничных условий для расчета акустики. К недостаткам газодинамического масштабирования (метод «Преобразование профиля») относится изменение окружного положения следов и вторичных вихрей на границе интерфейса «статор-ротор».

Хорошая сходимость результатов стационарных расчетов с экспериментом по интегральным величинам говорит о нецелесообразности применения нестационарного моделирования для поверочных газодинамических расчетов и определения интегральных параметров турбомашин ввиду относительно больших затрат вычислительных ресурсов.

Библиографический список

1. Августинovich, В. Г. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях: Научное издание / В. Г. Августинovich, Ю. Н. Шмотин и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 536 с.
2. ANSYS CFX-Solver Modelling Guide. / ANSYS Inc.– ANSYS CFX Release 14.5.– 2012.
3. Aubé, M., Hirsch, C. Numerical investigation of a 1-½ axial turbine stage at quasi-steady and fully unsteady conditions. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2001*.
4. Biesinger, T., Cornelius, C., Rube, C., Schmid, G., Braune, A., Campregher, R., Godin, P.G., Zori, L. Unsteady CFD methods in a commercial solver for turbomachinery applications.- *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010*, GT2010-22762, 12 p.
5. Blumental, R., Hutchinson, B., Zori, L. Investigation of transient CFD methods applied to a transonic compressor stage. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011*, GT2011-46635, 8 p.
6. Connell, S., Braaten, M., Zori, L., Steed, R., Hutchinson, B., Cox, G. A comparison of advanced numerical techniques to model transient flow in turbomachinery blade rows. – *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2011*, GT2011-45820, 12 p.