

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ЯВЛЕНИЙ В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ

© 2019 г. Д.В. Ворошнин, О.В. Маракуева, А.С. Муравейко

ООО «НУМЕКА», Санкт-Петербург

contact@numeca-ru.com

DOI: 10.1134/S0234087919100071

Проводится численное исследование течения в осевом четырёхступенчатом компрессоре в ПК *FINE/Turbo* с применением различных подходов по моделированию ротор-статор взаимодействия: в стационарной постановке с использованием граничного условия *Mixing Plane*, в полной нестационарной постановке и с применением нелинейного гармонического метода *NLH*. Сравнение подходов выполняется по осредненным во времени и нестационарным интегральным параметрам компрессора, а также по пульсациям локальных параметров.

Ключевые слова: NLH, URANS, компрессор, нестационарная газодинамика, ротор-статор взаимодействие, численное моделирование, уравнения Навье-Стокса, турбомашинны.

MODELING OF UNSTEADY PHENOMENA IN AN AXIAL COMPRESSOR

D. Voroshnin, O. Marakueva, A. Muraveiko

NUMECA Russia, St. Petersburg

contact@numeca-ru.com

The flow modeling in a four-stage axial compressor is performed using Numeca FINE/Turbo software. A few approaches to a rotor-stator interaction modeling are considered: steady state with *Mixing Plane*, full unsteady URANS, non-linear harmonic method NLH. Time averaged and instantaneous parameters predicted by different methods are compared.

Key words: NLH, URANS, compressor, unsteady gasdynamic, rotor-stator interaction, computational fluid dynamics, Navier–Stokes, turbomachines

1. Введение

Взаимодействие вращающихся и стационарных венцов в турбомашиннах приводит к возникновению пульсаций параметров, существенных при рассмотрении проблем вибрации конструкции и оценке тонального шума. Нестационарные эффекты, возникающие вследствие прохождения одного венца относительно другого, могут значительно влиять и на интегральные

параметры эффективности турбомашин, что приводит к необходимости использования нестационарных подходов моделирования ротор-статор взаимодействия. Однако применимость нестационарных подходов при проектировании турбомашин затрудняется значительными требованиями ко времени счета и вычислительным ресурсам.

Альтернативой полной нестационарной постановке при моделировании течений в трактах турбомашин служит нелинейный гармонический метод *NLH* [1, 2], учитывающий в решении эффекты, связанные только с частотой мелькания следа.

В процессе моделирования течений в ряде многоступенчатых осевых компрессоров [3] с помощью метода *NLH* наблюдалось завышение коэффициента полезного действия (КПД) и занижение степени повышения полного давления относительно результатов стационарного подхода. Поэтому целью данной работы является оценка эффективности использования нелинейного гармонического подхода *NLH* при моделировании нестационарных явлений в многоступенчатых турбомашинах.

Исследование проводится для четырёхступенчатого компрессора с применением различных постановок: стационарной постановки *RANS* с граничным условием *Mixing Plane* на границах между ротором и статором, полной нестационарной постановки *URANS*, с использованием метода *NLH*. Выполняется сравнение осредненных во времени и нестационарных интегральных параметров компрессора, локальных пульсаций статического давления.

2. Постановка задачи

Рассматриваемый объект – первые четыре ступени (комбинация роторного и статорного венцов) и входной направляющий аппарат (ВНА), выделенные из двенадцатиступенчатого осевого компрессора. Количество лопаток в венцах скорректировано для обеспечения их кратности, что позволяет сократить количество моделируемых межлопаточных каналов при использовании *URANS* подхода. На рис.1 показана геометрическая модель компрессора и указано количество лопаток в каждом венце.

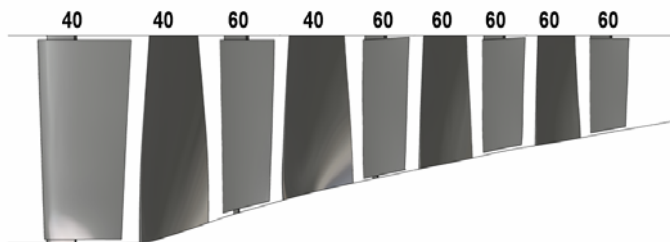


Рис.1. Четырёхступенчатый осевой компрессор.

Моделирование течения осуществлялось с использованием специализированного ПК *NUMECA FINE/Turbo v.11.1*, включающего в себя 3D явный структурированный решатель уравнений Навье – Стокса с функцией геометрического многосеточного ускорителя, автоматический генератор блочно-структурированной расчетной сетки *AutoGrid5* и средство постпроцессинга *CFView*.

Осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье – Стокса решались методом конечных объемов. Для замыкания системы уравнений использовалась k - ϵ модель турбулентности с подключением расширенного пристеночного моделирования. Модель рабочего тела – термически совершенный газ. Частота вращения роторов $n=19500$ об/мин. В качестве граничных условий на входе указываются полные параметры воздуха $P^*=101325$ Па, $T^*=288$ К и направление скорости, на выходе – статическое давление P . На твердых поверхностях – условие прилипания и непротекания, стенки приняты адиабатными. Моделирование проводится для сектора, включающего в себя один или несколько межлопаточных каналов в зависимости от применяемого подхода. На границах сектора применяются условия периодичности.

В рамках работы рассматривались:

- стационарный подход *RANS* с граничным условием *Mixing Plane*, предполагающий осреднение параметров в окружном направлении на границах сопряжения роторных и статорных венцов. Минусы подхода: невозможность моделирования влияния неравномерности потока на соседние венцы; ошибки, связанные с отражением возмущений и процедурой осреднения параметров на границе ротор-статор. Достоинство: скорость получения решения.

- полная нестационарная постановка *URANS*, являющаяся эталонной в рамках *RANS* подходов. Используется метод *Domain Scaling* [4-7]. Основные недостатки: значительное время получения решения и требование равенства секторов расчетных доменов венцов.

- *NLH* подход [8-12]. В данном методе нестационарное возмущение потока раскладывается в ряд Фурье, путем преобразования в частотную область получают уравнения переноса для каждой временной частоты. Наряду с решением осредненных по времени стационарных уравнений потока, каждая частота требует решения двух дополнительных наборов уравнений сохранения (для действительной и мнимой частей каждой гармоники). Нелинейность учитывается за счет так называемых детерминированных напряжений. Т.к. нестационарная часть решается в частотной области, домен включает в себя только один межлопаточный канал. На интерфейсах приме-

няются неотражающие граничные условия. В табл.1 приведены рассмотренные конфигурации *NLH* метода.

Таблица 1. Рассмотренные конфигурации метода *NLH*.

Метод	Моделируемые возмущения	Количество гармоник на каждое возмущение
<i>NLH basic</i>	От соседних венцов	3
<i>NLH basic</i>	От соседних венцов	5
<i>NLH basic</i>	От соседних венцов	7
<i>NLH multi-rank2</i>	От соседних венцов и венцов, расположенных через один	3

Дискретная модель – блочно-структурированная гексагональная с тремя уровнями вложенности, величина пристеночной ячейки обеспечивает явное моделирование пограничного слоя. Количество ячеек, количество моделируемых межлопаточных каналов и время счёта представлено в табл.2, где РК – рабочее колесо, НА – направляющий аппарат, а индекс соответствует номеру ступени компрессора. На рис.2 приведена расчетная сетка в межлопаточных каналах РК2, НА2 и РК3.

Таблица 2. Характеристики дискретной модели и время счета.

	<i>URANS</i>	<i>NLH</i>
Количество межлопаточных каналов ВНА	2	1
Количество межлопаточных каналов РК1	2	1
Количество межлопаточных каналов НА1	3	1
Количество межлопаточных каналов РК2	2	1
Количество межлопаточных каналов НА2	3	1
Количество межлопаточных каналов РК3	3	1
Количество межлопаточных каналов НА3	3	1
Количество межлопаточных каналов РК4	3	1
Количество межлопаточных каналов НА4	3	1
Сетка, млн ячеек	31.2	11.7
Время счета, ч	156	15-30*

* – Зависит от количества гармоник и метода (*basic* или *multi-rank*)

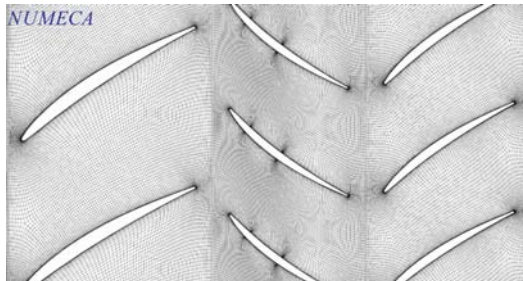


Рис.2. Расчетная сетка в среднем сечении РК2, НА2 и РК1.

3. Результаты расчетов

Интегральные параметры определялись по выходу и входу компрессора (сечения 2 и 1 соответственно). Отношение полных давлений и адиабатический КПД рассчитывались по формулам [13, 14]:

$$\pi^* = P_2^* / P_1^*, \tag{1}$$

$$\eta^* = \left((P_2^* / P_1^*)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right) / \left(T_2^* / T_1^* - 1 \right), \tag{2}$$

где γ – показатель адиабаты воздуха, средний между входом и выходом.

Тенденции в различии осредненных во времени интегральных параметров, полученных методом *NLH Basic* с 3 гармониками и в стационарной постановке, сохранилась и для четырехступенчатой модели (рис.3). При использовании *NLH* наблюдается увеличение расхода, КПД и уменьшение максимального π^* . Остальные конфигурации метода *NLH* и *URANS* подтверждают полученные результаты в рабочей точке.

Значительная разница в параметрах объясняется тем, что при применении граничного условия *Mixing Plane* происходит отражение возмущений от границы между венцами и накопление ошибки при математическом осреднении параметров на интерфейсах. Данные факторы приводят к увеличению потерь в течении и занижению уровня КПД.

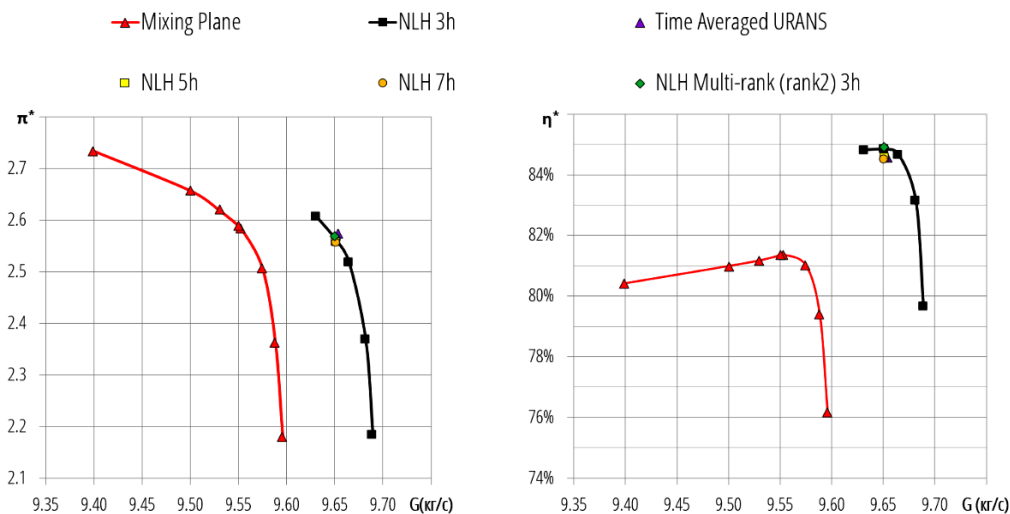


Рис.3. Интегральные характеристики компрессора.

Колебания интегральных параметров во времени в полной нестационарной постановке *URANS* значительно превышают колебания, полученные во всех подходах *NLH* (табл.3, рис.4).

Таблица 3. Интегральные параметры компрессора.

	Осреднённые во времени параметры		Амплитуда колебаний	
	π^*	КПД	$\pi^{*'} $	КПД'
URANS	2.58	84.6	2.55%	0.65%
NLH basic 3h	2.56	84.8	1.00%	0.05%
NLH basic 5h	2.56	84.6	0.95%	0.04%
NLH basic 7h	2.56	84.5	1.00%	0.05%
NLH rank2 3h	2.57	84.9	0.75%	0.07%

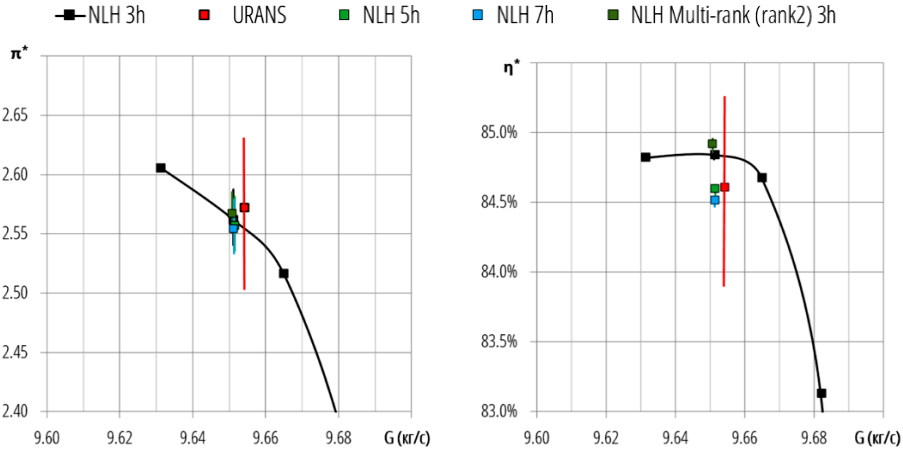


Рис.4. Интегральные характеристики, полученные в нестационарных постановках.

В периферийной области РК1 реализуется большой пульсирующий отрыв потока на стороне сжатия, обусловленный избыточной закруткой потока в ВНА. Подходы *URANS* и *NLH* схожим образом моделируют данный эффект, что можно увидеть на рис.5.

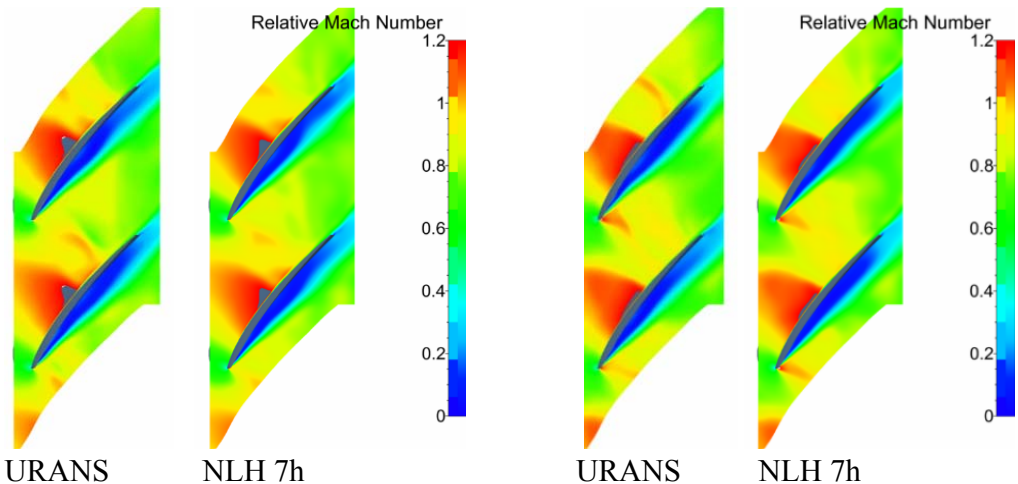


Рис.5. Поле чисел Маха в относительной системе отсчёта в разные моменты времени.

Проведено сравнение распределения статического давления на границах разделения роторных и статорных венцов, полученных различными методами. Между РК1 и НА1 поля хорошо согласуются, на рис.6 представлено распределение статического давления на границах в различные моменты времени для постановки *URANS* и *NLH rank2*. Также рассмотрены пульсации статического давления на передних кромках трех лопаток НА1. Распределение давления, полученного в *NLH rank2*, хорошо согласуется как качественно, так и количественно с постановкой *URANS*. Из распределений видно, что колебания давления на каждой лопатке различаются друг от друга в обеих постановках, что показывает окружающую неравномерность в течении, являющуюся следствием различного количества лопаток ВНА и НА1.

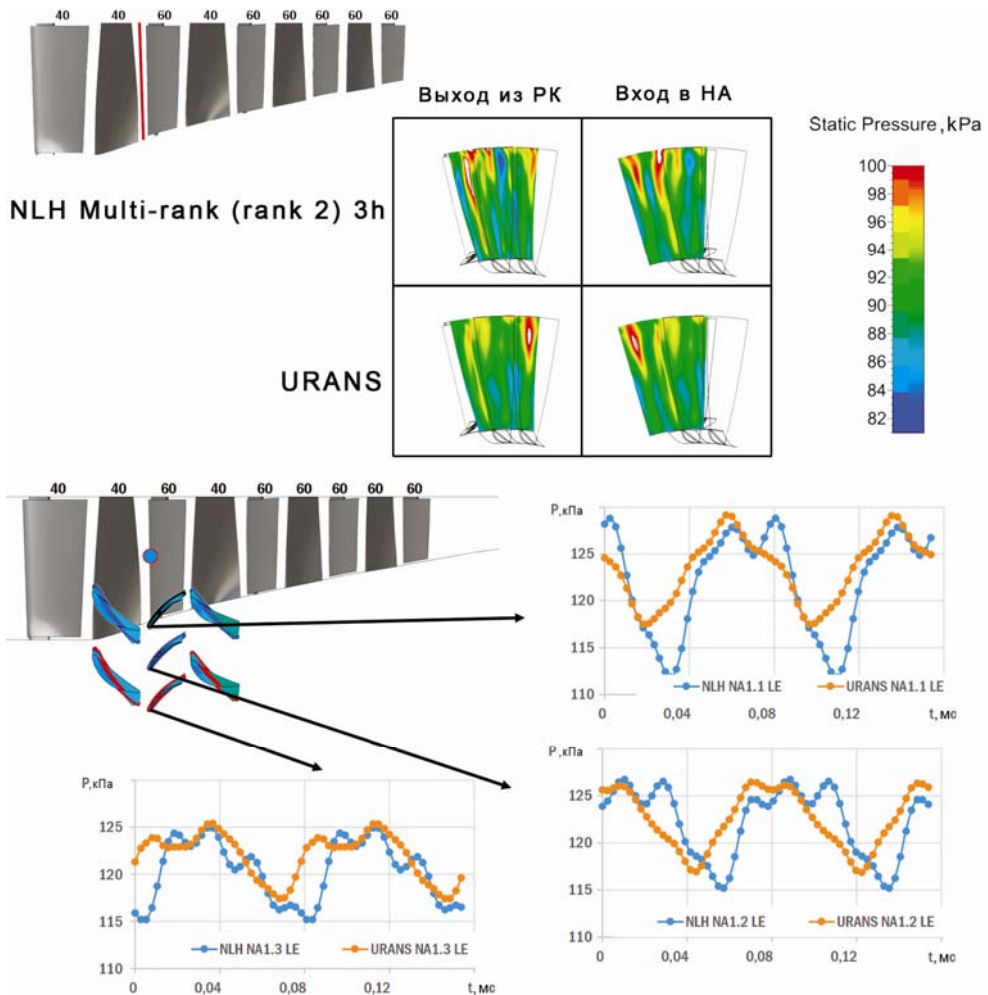


Рис.6. Распределение статического давления на границе ротор-статор в разные моменты времени и зависимость статического давления на кромке НА1 от времени.

Схожая картина в сравнении нестационарного статического давления наблюдается и на границе между рабочим колесом и направляющим аппаратом второй ступени – рис.7.

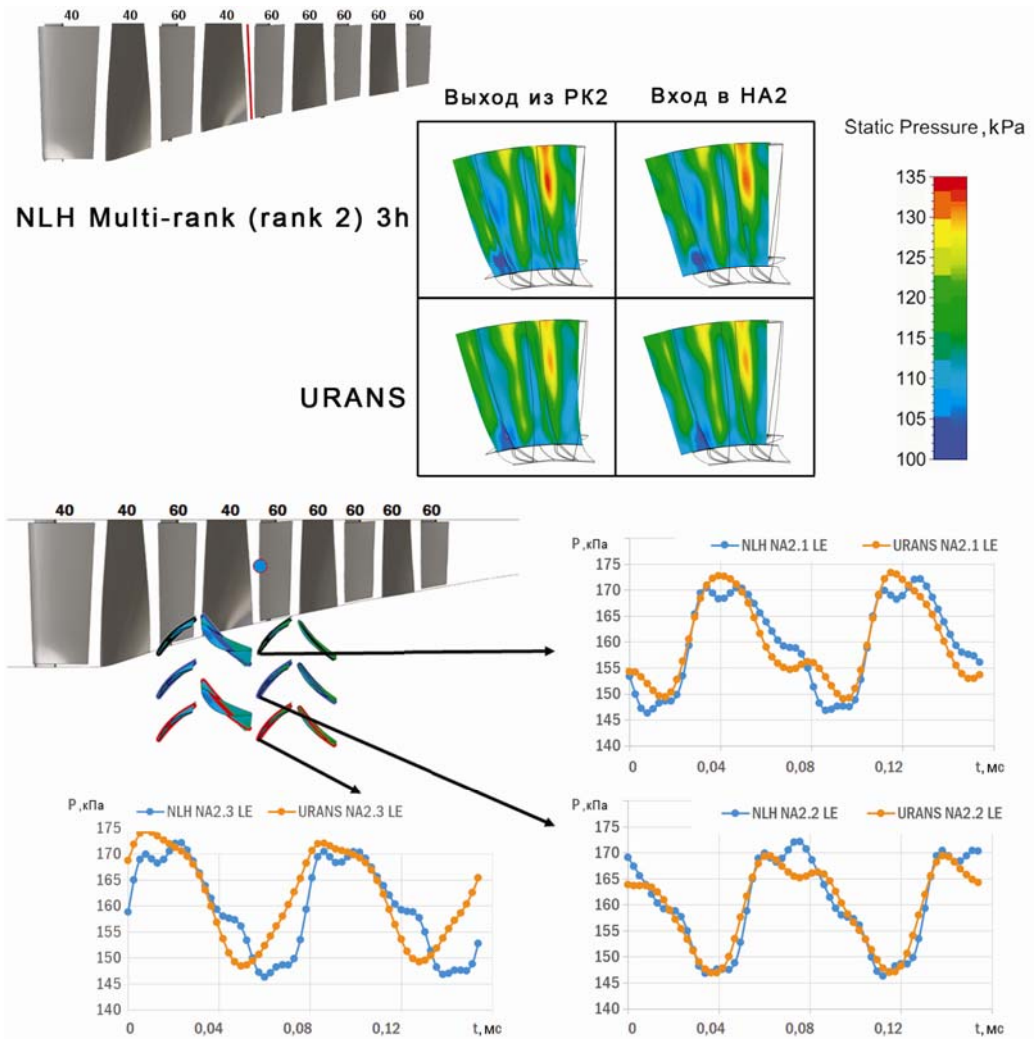


Рис.7. Распределение статического давления на границе ротор-статор в разные моменты времени и зависимость статического давления на кромке НА2 от времени.

На границе между РК3 и НА3 наблюдается значительная разница в распределении статического давления (рис.8). На границе со стороны ротора течение в каждом межлопаточном канале разное, а на границе со стороны направляющего аппарата – идентичное. Данная ситуация объясняется тем, что в случае применения *NLH rank2* в каждом венце учитываются возмущения только от соседних венцов и венцов, расположенных через один.

Таким образом, в случае РК3 в расчете учитываются возмущения от РК2, НА2, НА3 и РК4. В случае НА3 – возмущения от НА2, РК3, РК4 и НА4. Окружная неравномерность в течение РК3 объясняется в первую очередь разным количеством лопаток в РК2 и РК3. В НА3 данная неравномерность не моделируется, т.к. количество лопаток НА2 и НА3 одинаковое.

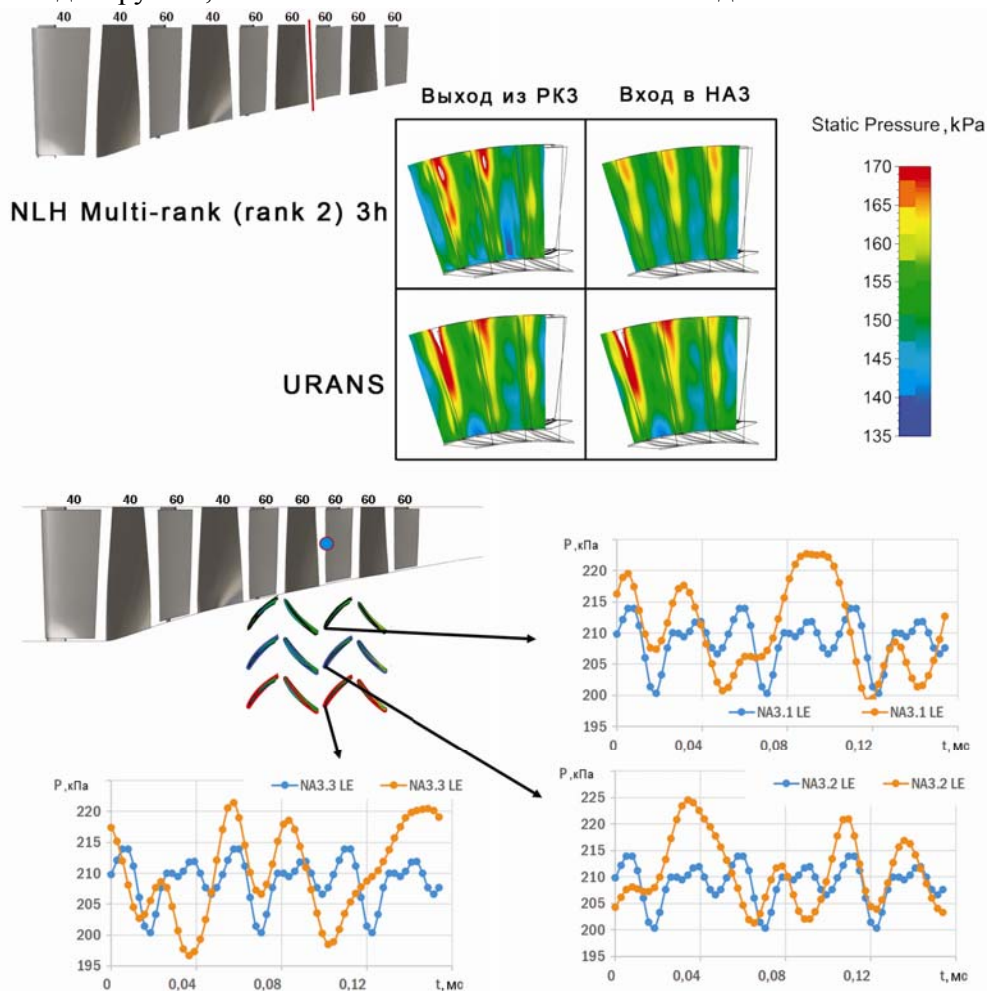


Рис.8. Распределение статического давления на границе ротор-статор в разные моменты времени и зависимость статического давления на кромке НА3 от времени.

Между НА3 и РК4 разница в распределении статического давления во времени также существенна (рис.9). В постановке *URANS* присутствует мгновенная окружная неравномерность, в то время как *NLH* метод в силу своих ограничений по количеству венцов, влияние которых учитывается в расчете, не может смоделировать подобные явления, т.к. они являются следствием разного количества лопаток в первых двух ступенях.

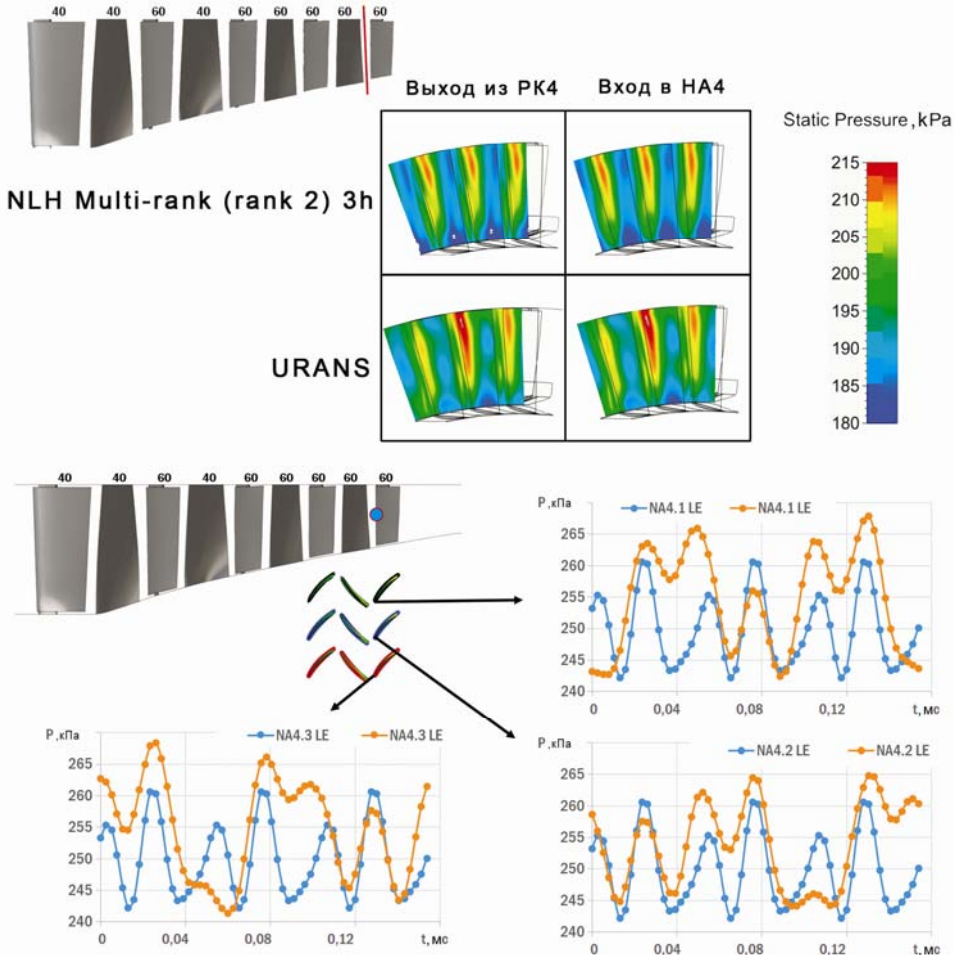


Рис.9. Распределение статического давления на границе ротор-статор в разные моменты времени и зависимость статического давления на кромке НА4 от времени.

Заключение

В процессе исследования показано, что осредненные во времени интегральные параметры, полученные *NLH* методом, совпадают с результатами *URANS* с большой точностью, что подтверждает эффективность гармонического подхода при оценке параметров многоступенчатых турбомашин.

Занижение КПД в стационарной постановке является результатом математического осреднения и отражения возмущений от границы между венцами, что ведет к появлению дополнительных ошибок при моделировании течения.

NLH подход не позволяет моделировать окружающую неравномерность, связанную с взаимодействием всех венцов в многоступенчатой машине, однако, в реальных конфигурациях компрессоров данная неравномерность

практически не играет роли, в силу некратного количества лопаток в венцах, что предотвращает прохождение окружной неравномерности вглубь тракта многоступенчатого компрессора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *L. He, W. Ning.* Efficient Approach for Analysis of Unsteady Viscous Flows in Turbomachines // AIAA J., 1998, v.36, No. 11.
2. *T. Chen, P. Vasanthakumar, L. He.* Analysis of Unsteady Blade Row Interaction Using Nonlinear Harmonic Approach // Journal of propulsion and power, 2001, v. 17, No. 3.
3. *Д.В. Ворошинин, О.В. Маракуева, А.С. Муравейко.* Создание CFD-модели многоступенчатого осевого компрессора. Климовские чтения–2016: перспективные направления развития авиадвигателестроения: Сб. докл. науч.-техн. конф. – СПб. Скифия-принт, 2016, с.79–87. ISBN 978-5-98620-215-0.
D. Voroshnin, O. Marakueva, A. Muraveiko. Sozдание CFD-modeli mnogostupenchatogo oseвого kompressora. Klimovskie chtenia – 2016: perspektivnyye napravlenia razvitiya aviadvigatelestroeniya: Sb. dokl. nauch.-tekhn. konf. – Spb. Skifia-print. 2016, s. 79-87. ISBN 978-5-98620-215-0.
4. Flow Integrated Environment, User Manual. – Numeca Int., Brussels, Belgium, 2014.
5. *J. Erdos, E. Alzner.* Computation of Unsteady Transonic Flows Through Rotating and Stationary Cascades I - Method of Analysis. – Washington, NASA CR-2900, 1977.
6. *J.D. Denton, U.K. Singh.* Time-marching Methods for Turbomachinery Flow Calculations / VKI LS, Brussels, Belgium, 1979.
7. *M. Rai.* Navier-Stokes simulations of rotor/stator interaction using patched and overlaid grids // AIAA Journal, 1987, No 3, p.387-396.
8. *S. Vilmin, E. Lorrain, C. Hirsch, M. Swoboda.* Unsteady Flow Modeling Across The Rotor/Stator Interface Using The Nonlinear Harmonic Method / 2006, ASME Paper GT 2006-90210.
9. *S. Vilmin, E. Lorrain, C. Hirsch, M. Swoboda.* Application of a Nonlinear Harmonic Method to the Simulation of Clocking Effects // 2009, ASME Paper GT2009-59475.
10. *S. Vilmin, E. Lorrain, B. Tartinville, A. Capron, C. Hirsch.* The nonlinear harmonic method: from single stage to multi-row effects // International journal of computational fluid dynamics, 2013, v. 27, p.88-99.
11. *S. Vilmin, E. Lorrain, F. Debrabandere, B. Tartinville, A. Capron, C. Hirsch.* The nonlinear harmonic method applied to the combined effects of multi-row unsteady flows // 2013, ASME Paper GT2013-94847.
12. *J.J. Adamczyk.* Model Equations for Simulating Flows in Multistage-Turbomachinery // 1985, ASME Paper 85-GT-226.
13. *Н. Кампсти.* Аэродинамика компрессоров. - М.: Мир, 2000.
N.A. Cumpsty. Compressor Aerodynamics. - Krieger Pub Co; 2nd edition, 2004, 552 p.
14. *D. Japikse, N.C. Baines.* Introduction to Turbomachinery. – Concepts ETI, Inc., 1997.

Поступила в редакцию 04.03.2019
 После доработки 25.06.2019
 Принята к публикации 01.07.2019