

DOI: 10.15593/2224-9982/2018.54.08
УДК 621.452.322.037:533:6.011:061.3

В.И. Милешин, Я.М. Дружинин

Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, Москва, Россия

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КЛОКИНГ-ЭФФЕКТА РОТОРОВ И СТАТОРОВ В ДВУХСТУПЕНЧАТОМ ВЫСОКОНАГРУЖЕННОМ КОМПРЕССОРЕ

В настоящее время установлено, что оптимизация клокинг-положения лопаточных венцов является эффективным средством управления нестационарным взаимодействием венцов в многоступенчатой турбомашине и может быть использована как при доводке, так и на стадии проектирования компрессоров.

В данной работе на основе сквозного расчета создана 3D нестационарная математическая модель двухступенчатого высоконагруженного компрессора НРС2, имеющего проектную степень повышения полного давления 3.7. Для реализации клокинг-эффекта роторов и статоров компрессор НРС2 имеет следующие особенности: число лопаток в статорных венцах одинаково и равно 68, а число лопаток во 2-м рабочем колесе равно 56, что в 2 раза больше, чем в 1-м. Статорный венец НА2 может поворачиваться по окружности, а венец РК2 может поворачиваться относительно РК1. Для максимально подробного численного описания взаимодействия венцов построена расчетная сетка, позволяющая качественно разрешить профили скоростей в следах за лопатками. Расчеты проведены для 6 взаимных окружных положений статорных и роторных лопаточных венцов для оборотов $N_{пр} = 0,88$. Исследовалось влияние клокинга на амплитуду и средние значения пульсаций КПД, расхода, степени повышения давления и момента на лопатках.

Ключевые слова: компрессор, клокинг-эффект, статор, ротор, CFD, КПД, ротор-статор-взаимодействие.

V.I. Mileshin, Ya.M. Druzhinin

Central Institute of Aviation Motors, Moscow, Russian Federation

NUMERICAL INVESTIGATION OF ROTOR AND STATOR CLOCKING EFFECT APPLIED TO A RIG-MODEL OF HIGHLY LOADED TWO-STAGE COMPRESSOR

Nowadays it is ascertained that optimization of blade rows clocking position is an effective tool for control of blade rows unsteady interaction in a multistage turbomachine and could be used in refinement and design procedures.

3D unsteady mathematical model of two-stage highly loaded compressor with design pressure ratio 3.7 was developed on base of throughflow computations. In order to realize rotor and stator clocking effect number of stator blades is identical for all stators, number of R1 blades is two times less than of R2 (56 blades). S2 and R2 may be turned in circumferential direction. Fine structured grid resolving the blade wakes velocity profile was generated for the most accurate description of rows interaction. Computations were carried out for 6 relative positions of rotors and 6 positions for stator rows at corrected rotational speed $n_{cor}=0.88$. The influence of clocking on amplitude and mean values of unsteady isentropic efficiency, pressure ratio and torque were studied.

Keyword: Compressor, clocking effect, stator, rotor, CFD, efficiency, rotor-stator interaction.

Сокращения

$G_{пр}$	приведенный расход воздуха, кг/с;
M	крутящий момент, Нм;
π^*	степень повышения полного давления;
π^*_1, π^*_2	степень повышения давления 1-й и 2-й ступени;
$\eta^*_{ад}$	адиабатический КПД;
$\eta^*_{ад1}, \eta^*_{ад2}$	адиабатический КПД первой и второй ступени;
$H_z=H_z/(U^2)$	теоретический напор;
РК1, РК2	рабочее колесо (ротор) 1-й, 2-й ступени;
НА1, НА2	направляющий аппарат (статор) 1-й, 2-й ступени;

ВНА	входной направляющий аппарат;
v_{PK}	параметр клокинга роторов;
$v_{НА}$	параметр клокинга статоров;
D, R	диаметр, радиус, мм;
$d_{вт}$	диаметр втулки, мм;
d	радиальный зазор, мм;
Z	число лопаток;
$N_{пр}$	приведенная частота вращения, об/мин;
U_k	скорость на периферии, м/с;
t	время в безразмерных единицах;
RANS	система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса;
URANS	нестационарная система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса.

Введение

Клокинг-эффект выступает одним из известных способов влияния на нестационарное поле течения в многоступенчатых компрессорах за счет изменения взаимного окружного положения роторных или статорных венцов в пределах одного межлопаточного канала. Ранее клокинг-эффект статоров исследовался в основном на низкоскоростных 1,5 ступенях. Анализ таких работ был представлен в [1–3]. Попытки описания клокинга в высокоскоростных ступенях представлены в [4, 5]. Клокинг статоров среднескоростного трехступенчатого компрессора рассмотрен в работах [6, 7]. Результаты исследования гидродинамического взаимодействия каскадов турбомашин представлены в работе [8].

Ввиду большой трудоемкости в литературе опубликовано не очень много работ, посвященных расчетному исследованию клокинга статоров или роторов. Здесь следует отметить работу [9], в которой рассмотрен высокоскоростной компрессор и применен метод квази-3D нестационарного расчета.

Ранее в [10] были представлены результаты исследования клокинга роторов и статоров для 2,5 ступенчатого высоконагруженного компрессора НРС2 на $\pi_k^* = 3,7$. Расчетные исследования клокинга были проведены только на оборотах $N_{пр} = 80 \%$, а экспериментальные исследования клокинга роторов и статоров были выполнены на оборотах 70 и 88 %. Поэтому для сопоставления расчетных и экспериментальных результатов в данной работе проведены расчетные исследования клокинга в компрессоре НРС2 на оборотах $N_{пр} = 88 \%$

В настоящей работе создана математическая модель на основе сквозного расчета 3D вязкого нестационарного течения (3D URANS), которая позволяет детально исследовать механизм клокинг-эффекта роторов и статоров. Ранее сделанные попытки [11] создания такой математической модели имели один существенный недостаток – изменение расчетного КПД при изменении клокинга не превышало величину $\Delta\eta_{ад}^* = 0,0025$, что было существенно ниже, чем в эксперименте. Указанная причина долгое время была сдерживающим фактором для развития анализа клокинг-эффекта статоров и роторов расчетным путем помимо другой проблемы, связанной с большим временем расчета. Для устранения указанного недостатка в настоящей работе было учтено предположение, выдвинутое в [10] о механизме клокинг-эффекта, в основе которого лежит следовое взаимодействие венцов. Для его описания требуется специальная топология конечно-разностной сетки, которая в расчетах должна хорошо выделять следы. Учет этого фактора позволил получить изменение КПД в исследованиях клокинг-эффекта расчетным путем, сопоставимое с экспериментальным, $\Delta\eta_{ад}^* = 1 \dots 2 \%$.

1. Объект исследования

На рис. 1 приведена схема проточной части компрессора с указанием осевых сечений 0–5 измерения параметров потока. Двухступенчатый компрессор моделирует две первые ступени высоконапорного малоступенчатого осевого КВД (компрессор высокого давления) [11] и имеет следующие основные параметры:

размеры компрессора:

$$D_{к1} = 627,4 \text{ мм}, d_{вт1} = 409,4 \text{ мм}, \bar{d}_1 = 0,6525;$$

$$D_{к5} = 574,5 \text{ мм}, d_{вт5} = 498,4 \text{ мм}, d_5 = 0,8676;$$

проектные параметры компрессора при МСА:

$$G_{пр} = 31,8 \text{ кг/с}, N_{пр} = 13434 \text{ об/мин}, U_k = 440 \text{ м/с}, \pi_k^* = 3,7, \Delta\eta_{ад}^* = 0,865;$$

$$\pi_1^* = 2,15, \pi_2^* = 1,72, \bar{N}z_1 = 0,421, \bar{N}z_2 = 0,404, \eta_{ад1}^* = 0,868, \eta_{ад2}^* = 0,880.$$

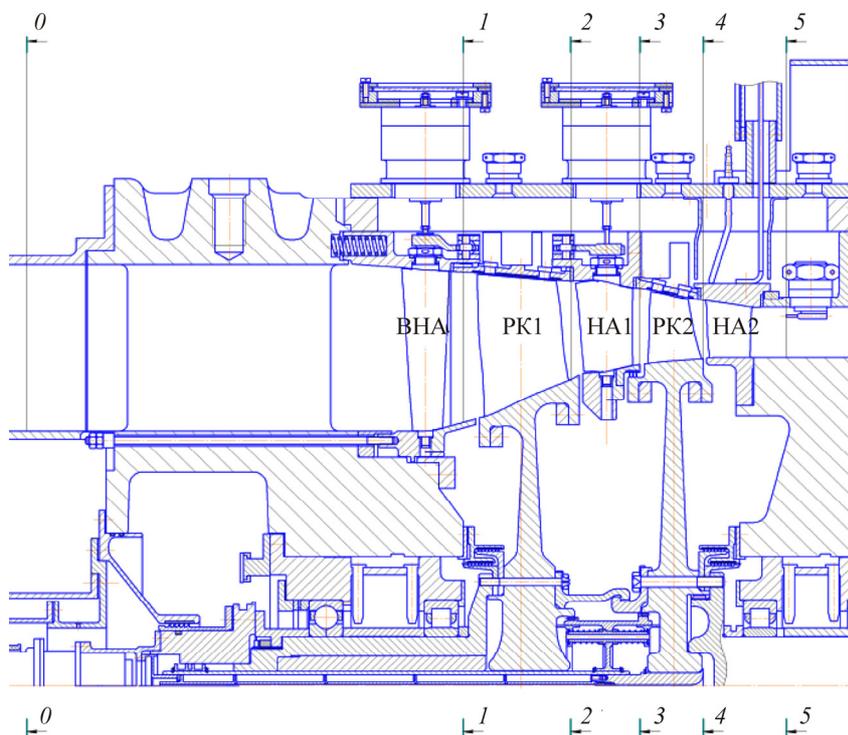


Рис. 1. Схема проточной части компрессора

Компрессор спроектирован с применением современных 1D, 2D и 3D прямых и обратных методов расчета 3D вязкого течения и отличается высокой аэродинамической нагруженностью составляющих его ступеней, используемых в компрессорах перспективных авиационных двигателей. Предусмотрено регулирование компрессора путем изменения углов установки лопаток ВНА и НА1. На выходе из компрессора остаточная закрутка потока составляет 25° .

Конструкция двухступенчатого компрессора НРС2 разработана исходя из того, что он в основном предназначен для исследования клокинг-эффектов направляющих аппаратов и рабочих колес. В связи с этим компрессор имеет следующие особенности:

1) Число лопаток в статорных венцах (Z) одинаково и составляет $Z_{ВНА} = Z_{НА1} = Z_{НА2} = 68$, а число лопаток в рабочих колесах имеет кратную величину и составляет $Z_{РК2} = 56$, $Z_{РК1} = 28$.

2) Для изменения клокинг-расположения лопаток НА1 и НА2 во время испытаний венец НА2 может поворачиваться по окружности в любые дискретные положения в пределах 2 шагов его лопаток. Компрессор оборудован механизмом поворота венца НА2 и следящей системой отсчета величины его окружного смещения.

3) Для изменения клокинг-расположения лопаток РК1 и РК2 венец РК2 может поворачиваться относительно РК1 в 12 окружных положений в пределах шага лопаток РК1. Окружное смещение РК2 осуществляется непосредственно на стенде при остановленном компрессоре.

4) Для изменения (уменьшения) ротор-статор-взаимодействия 1-й и 2-й ступеней компрессора осевой зазор между НА1 и РК2 может быть увеличен от исходного положения на 25 мм.

5) Радиальные зазоры обоих рабочих колес составляют 0,5 и 0,75 мм. Изменение радиальных зазоров РК1 и РК2 производится с помощью изменения диаметра наружного корпуса. Статорные венцы компрессора выполнены двухпорными.

2. Численный метод

В работе [12] было выдвинуто предположение о том, что механизм взаимодействия венцов в НРС при клокинге имеет в основном следовую природу и необходимо при расчетах нестационарного течения хорошо или, по крайней мере, удовлетворительно описывать профиль скорости в следах за лопаточными венцами НРС. Для выполнения этого требования было предложено сократить число моделируемых межлопаточных каналов в венцах НА1, НА2 и РК2, но при этом сохранить суммарное число ячеек сетки на уровне 15–17 млн, тем самым добиться правильного описания следового взаимодействия.

Численное моделирование течения выполнено с помощью программного комплекса [13, 15] для решения осредненных по Рейнольдсу 3D нестационарных уравнений Навье-Стокса (URANS). В расчетах используется двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности $k-\epsilon$ [15]. Для решения системы уравнений Навье-Стокса используется разностная схема Джемесона [16].

Для уменьшения расчетного времени и суммарного количества ячеек сетки был выбран наименьший общий для всех венцов периодический сектор, состоящий из следующего числа межлопаточных каналов: 2/1/2/2/2 для ВНА/РК1/НА1/РК2/НА2 соответственно. В реальной конструкции НРС-2-венцы имеют следующие числа лопаток: 68/28/68/56/68. Для выполнения требования общей периодичности в расчете было изменено число лопаток направляющих аппаратов с 68 на 56.

Расчеты вязкого течения в НРС2 были выполнены с приведенными параметрами на входе: $T^* = 288,15$ К, $P^* = 101\,325$ Па при оборотах 11 822 об/мин ($N_{пр} = 0,88$). Согласование решений между венцами в нестационарной постановке осуществляется с помощью интерфейса скользящих по общей поверхности сеток для каждого ротор-статор-интерфейса. Условие радиального равновесия с фиксацией давления на периферии задается в сечении выхода. Условия непротекания и отсутствия теплопередачи задаются на твердых стенках.

Блочно-структурированная сетка с О-Н топологией построена с помощью автоматического сеточного генератора (рис. 2). Расчетная область разделена на 85 сеточных блоков. Сетка содержит в сумме 16 935 189 ячеек. Подробная информация о сетке представлена в табл. 1.

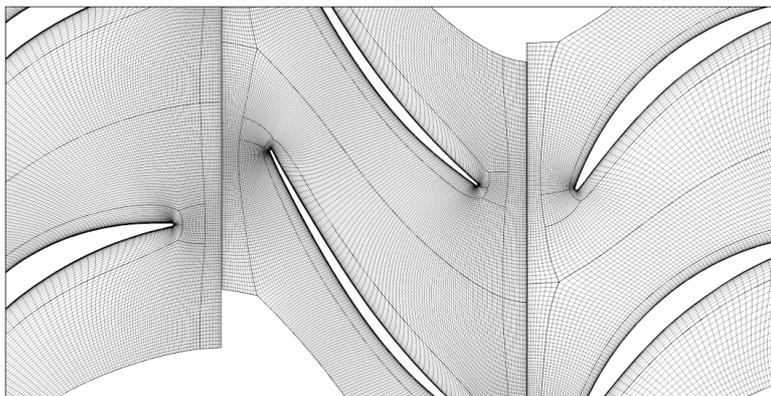


Рис. 2. Топология расчетной сетки

Параметры расчетной сетки

	IGV	PK1	HA1	PK2	HA2
Число ячеек	2401062	2372669	5220474	4701922	2239062
Число моделируемых межлопаточных каналов	2	1	2	2	2
Число ячеек в радиальном направлении	117	101	105	101	89
Число ячеек в радиальном зазоре	21	21	21	21	21
Минимальный угол перекося ячейки, градус	40,71	16,18	33,26	21,54	47,00
Средний угол перекося ячейки, градус	82,98	76,72	79,86	80,20	81,30
Максимальное значение $u+$	10,12	11,36	11,80	11,50	11,53
Среднее значение $u+$	1,36	1,45	1,63	2,03	1,58

В расчетах учитываются радиальные зазоры на периферии рабочих колес и на втулке направляющих аппаратов, кроме HA2, который выполнен двухпорным. Используемая величина зазоров составляет 0,5 мм.

Влияние взаимного окружного положения роторов на характеристики НРС2 исследовалось для шести взаимных положений ротора второй ступени по отношению к ротору первой ступени. Аналогично клокнинг статоров исследовался для 6 положений HA2 относительно HA1.

При нестационарных расчетах производилось накопление следующих параметров: расход на входе и на выходе, степень повышения полного давления, адиабатический КПД, момента на первом и втором роторе.

3. Клокнинг роторов

Были смоделированы 6 вариантов взаимного окружного расположения рабочих колес первой и второй ступеней: $\nu_{PK} = 0,0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0$. Клокнинг-положение 1.0 соответствует смещению рабочего колеса второй ступени на один межлопаточный канал.

Особенности течения в системе PK1-HA1-PK2 представляют интерес при анализе влияния клокнинга роторов на характер обтекания лопаточных венцов. Мгновенные распределения параметров потока в межлопаточных каналах в сечении от лопатки к лопатке, иллюстрирующие ротор-ротор-взаимодействие при клокнинге, представлены на рис. 3–5.

При анализе мгновенных полей энтропии (см. рис. 3, 4) было установлено, что следы, создаваемые лопатками рабочего колеса первой ступени, проходят сквозь стоящий ниже по потоку статорный венец, практически не размываясь, и взаимодействуют с пограничным слоем на лопатках второго ротора по-разному в зависимости от клокнинг-положения.

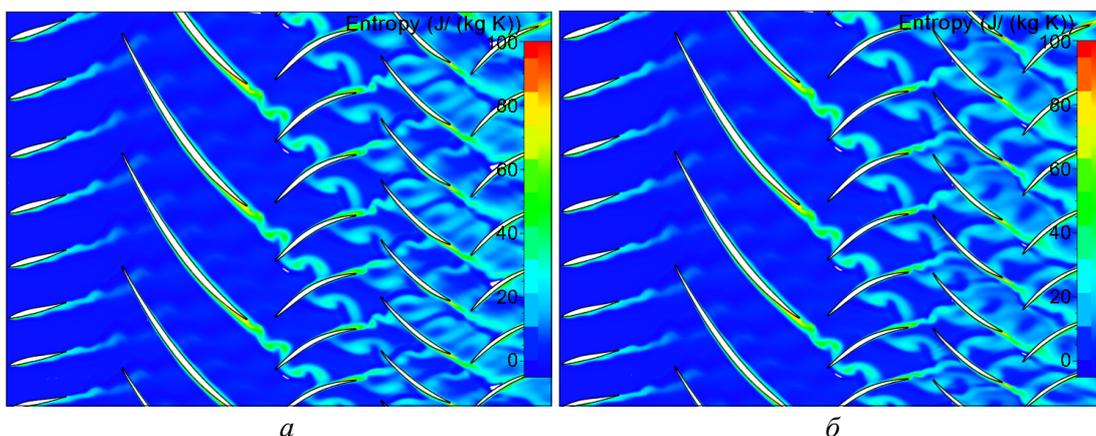


Рис. 3. Мгновенное распределение энтропии в сечении 50 % высоты лопатки: $\nu_{PK} = 0,2$ (а); $\nu_{PK} = 0,8$ (б)

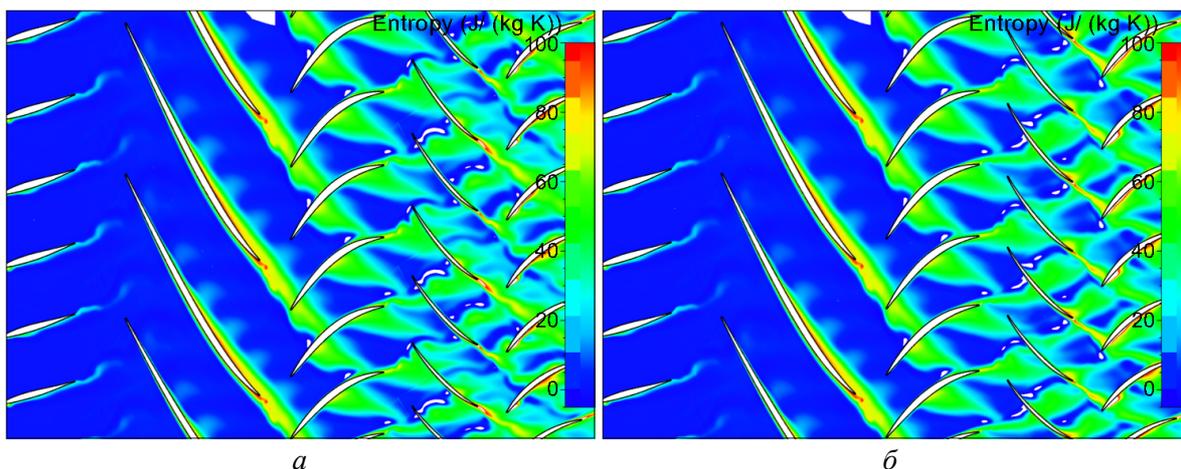


Рис. 4. Мгновенное распределение энтропии в сечении 90 % высоты лопатки: $v_{PK} = 0,2$ (а); $v_{PK} = 0,8$ (б)

Рассматриваются два клокинг-положения $v_{PK} = 0,2$ и $v_{PK} = 0,8$ как две характерные клокинг-конфигурации с наглядно наблюдаемым ротор-ротор-взаимодействием и различиями в полях течения. Наиболее интенсивно следы проявляются в среднем и периферийном сечении проточной части.

Анализ распределений статического давления (см. рис. 5) показал, что межлопаточные каналы второго ротора разделены на четную и нечетную группы. Такое разделение обусловлено кратным соотношением числа лопаток в РК-1 и РК-2: 28 и 56 соответственно. Анализ полей давления выявил наличие скачков уплотнения в межлопаточных каналах обоих рабочих колес. Обнаружено, что ударная волна возникает только в нечетных межлопаточных каналах при клокинг-положении $v_{PK} = 0,8$, а при клокинг-положении $v_{PK} = 0,2$ наблюдается в каждом канале.

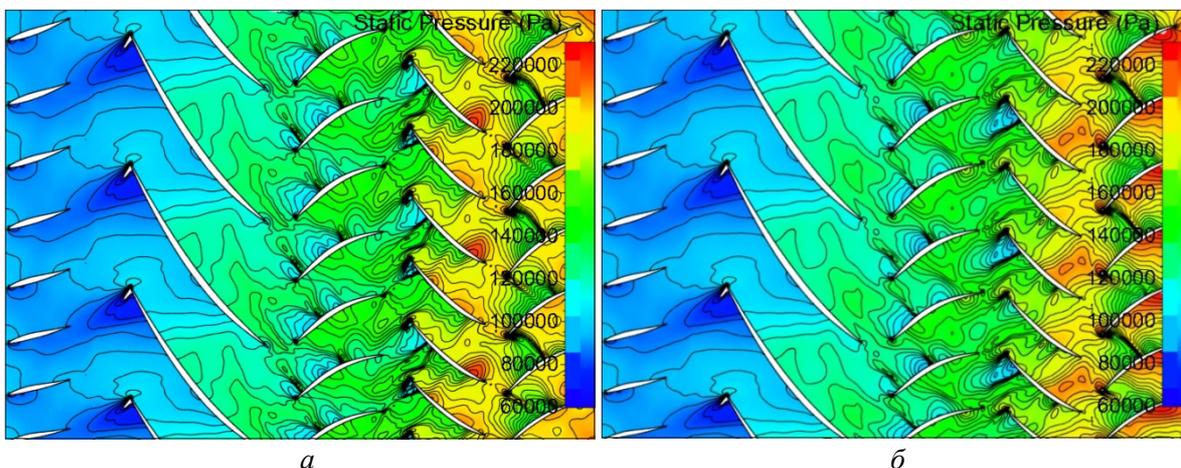


Рис. 5. Мгновенное распределение статического давления в сечении 90 % высоты лопатки: $v_{PK} = 0,2$ (а); $v_{PK} = 0,8$ (б)

Для исследования влияния клокинга роторов на интегральные характеристики двухступенчатого компрессора было произведено осреднение по времени полей течения. На рис. 6 представлены осредненные поля чисел Маха в сечениях от лопатки к лопатке. На рис. 7 показано, что клокинг роторов оказывает сильное влияние на распределения чисел Маха в РК2. При клокинге 0,2 сверхзвуковые зоны вблизи передних кромок оканчиваются замыкающими скачками уплотнения в каждом межлопаточном канале РК2, однако при клокинге 0,8 в четных каналах скачки отсутствуют, а в нечетных имеют большую интенсивность и принимают вид выбитых ударных волн.

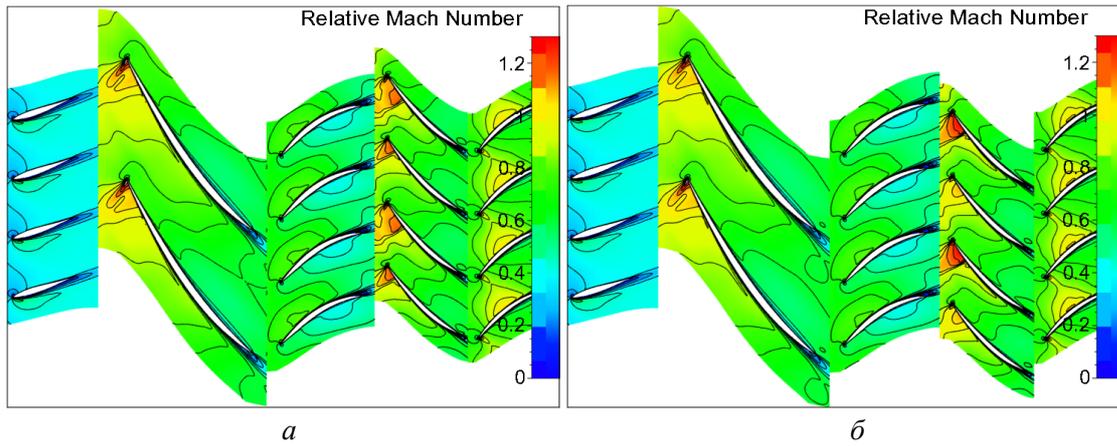


Рис. 6. Осредненное по времени распределение числа Маха. 50 % высоты лопатки: $v_{PK} = 0,2$ (а); $v_{PK} = 0,8$ (б)

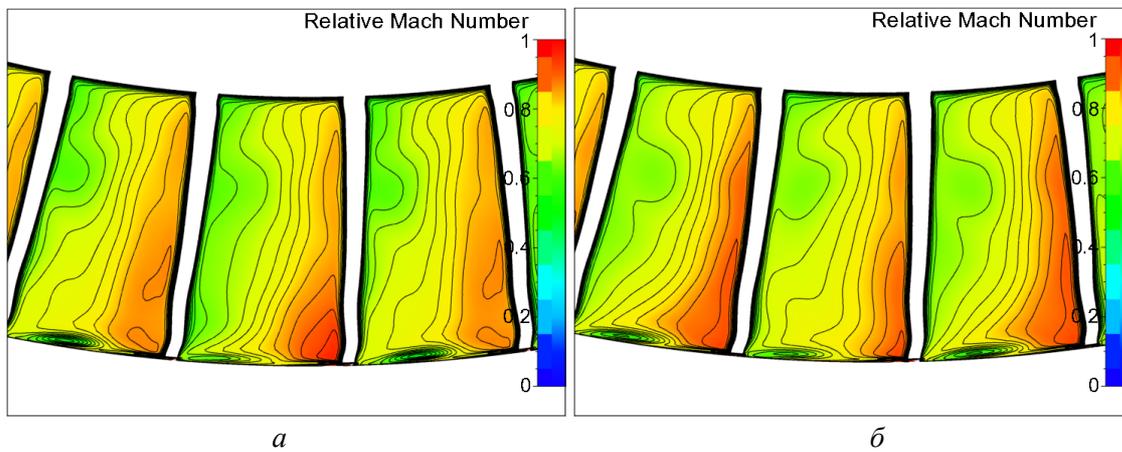


Рис. 7. Осредненное по времени распределение числа Маха. Поперечное сечение межлопаточного канала РК-2 на расстоянии 25 % проекции хорды от передней кромки: $v_{PK} = 0,2$ (а); $v_{PK} = 0,8$ (б)

Осредненные поля энтропии (рис. 8, 9) также показывают, что в зависимости от клокнинг-конфигурации каждая вторая лопатка РК2 попадает либо в область повышенной энтропии, т.е. в область следового возмущения, либо оказывается в переходной зоне, и след проходит посередине межлопаточного канала.

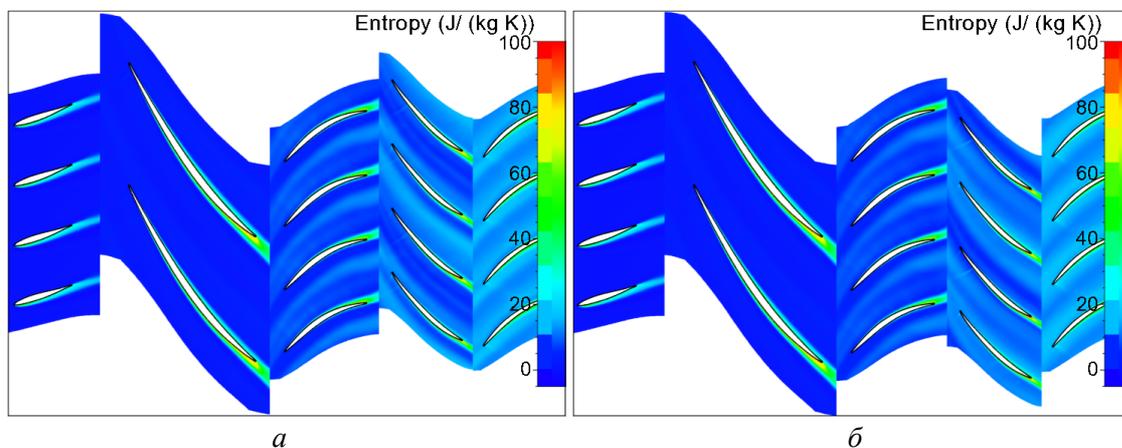


Рис. 8. Осредненное по времени распределение энтропии. 50 % высоты лопатки: $v_{PK} = 0,2$ (а); $v_{PK} = 0,8$ (б)

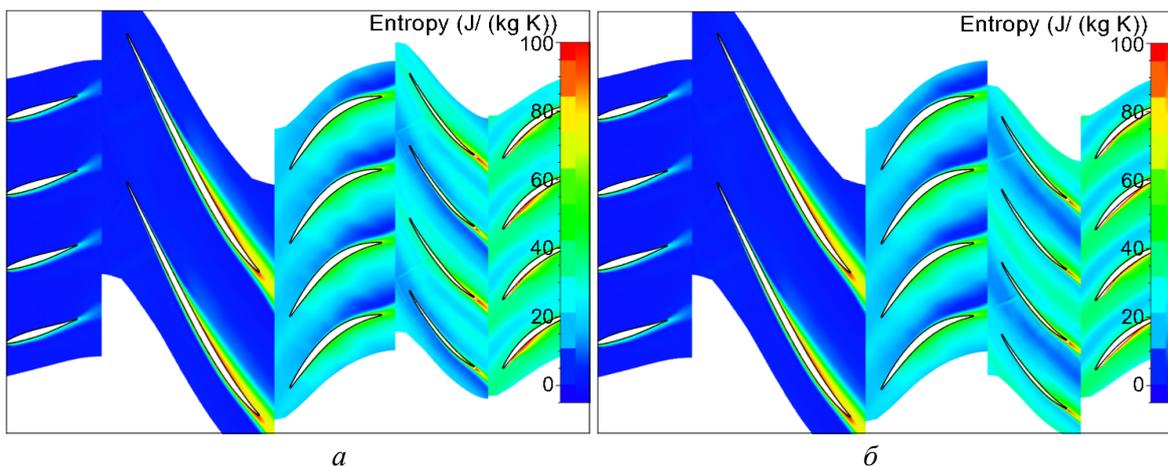


Рис. 9. Осредненное по времени распределение энтропии. 90 % высоты лопатки:
 $v_{PK} = 0,2$ (а); $v_{PK} = 0,8$ (б)

4. Клокинг статоров

Исследовано 6 взаимных окружных положений второго направляющего аппарата НА2 относительно первого НА1: $v_{НА} = 0,0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0$. Клокинг-конфигурация 1,0 соответствует смещению венца на один межлопаточный канал. Для анализа клокинга статоров представляют интерес характерные особенности течения в системе НА1-РК2-НА2. Мгновенные и осредненные по времени поля энтропии представлены на рис. 10–13 в сечениях от лопатки к лопатке на 90 % и на 10 % высоты проточной части для двух клокинг-положений НА2.

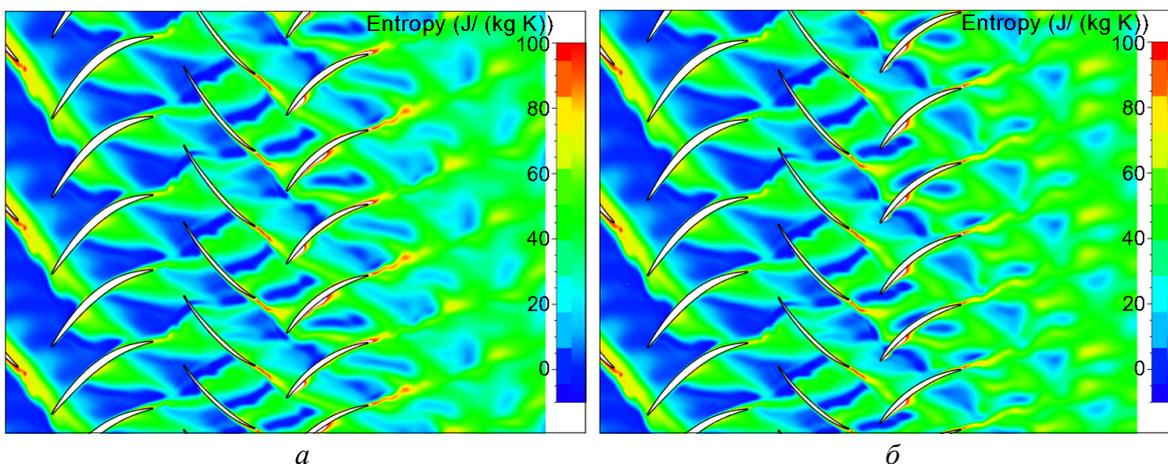


Рис. 10. Мгновенное распределение энтропии. 90 % высоты лопатки:
 $v_{НА} = 0,2$ (а); $v_{НА} = 0,6$ (б)

Несмотря на то что идентификация следов, порожденных направляющим аппаратом первой ступени осложняется присутствием сильных возмущений, приходящих от рабочего колеса РК1, мгновенное поле (рис. 12) позволяет выявить факт того, что в положении $v_{НА} = 0,2$ след приходит непосредственно на переднюю кромку лопатки НА2, а в положении $v_{НА} = 0,6$ – в середину межлопаточного канала. На рис. 11 (осредненное поле) более отчетливо видно, что в конфигурации $v_{НА} = 0,2$ след от НА1 приходит на лопатку НА2 и сливается с собственным следом НА2, при этом суммарное порождение энтропии оказывается меньше, чем для конфигурации $v_{НА} = 0,6$, в которой следы НА1 укладываются в межлопаточных каналах НА2.

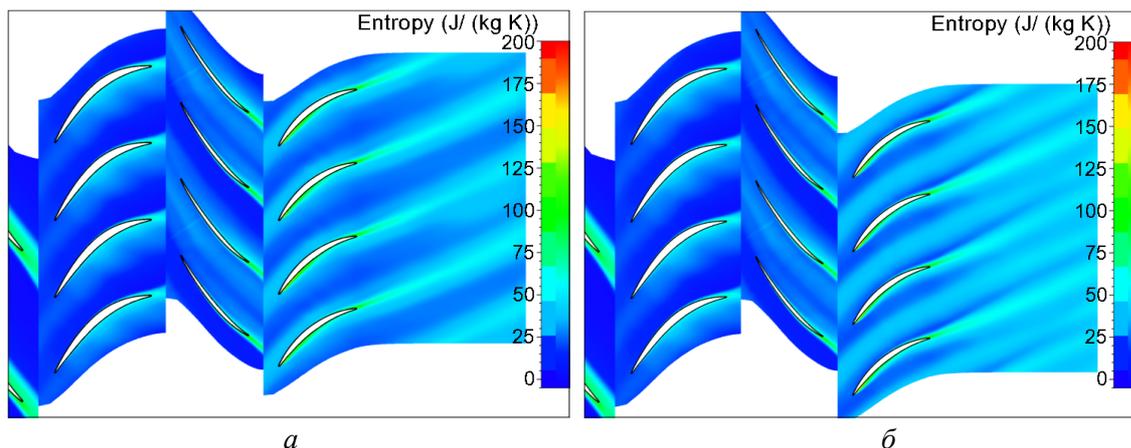


Рис. 11. Осредненное по времени распределение энтропии. 90 % высоты лопатки: $\nu_{HA} = 0,2$ (а); $\nu_{HA} = 0,6$ (б)

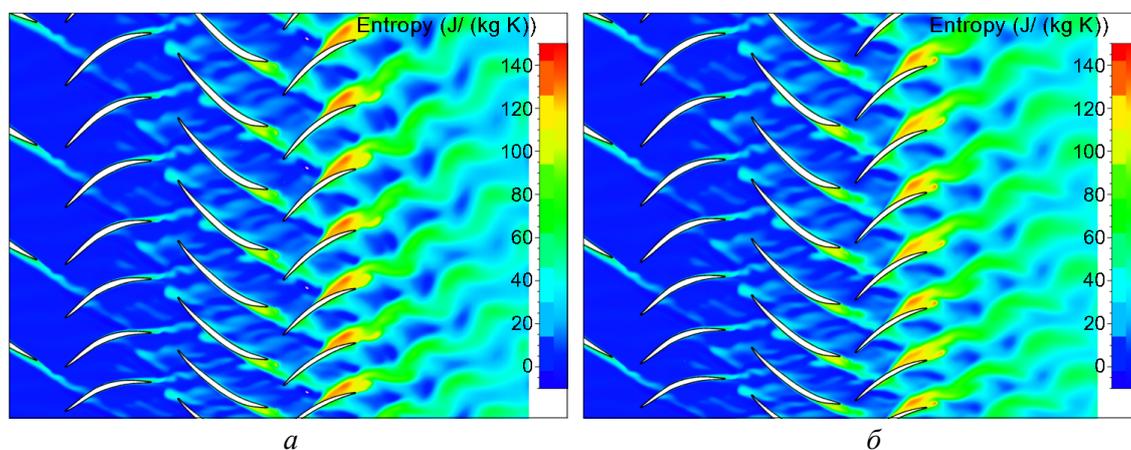


Рис. 12. Мгновенное распределение энтропии. 10 % высоты лопатки: $\nu_{HA} = 0,2$ (а); $\nu_{HA} = 0,6$ (б)

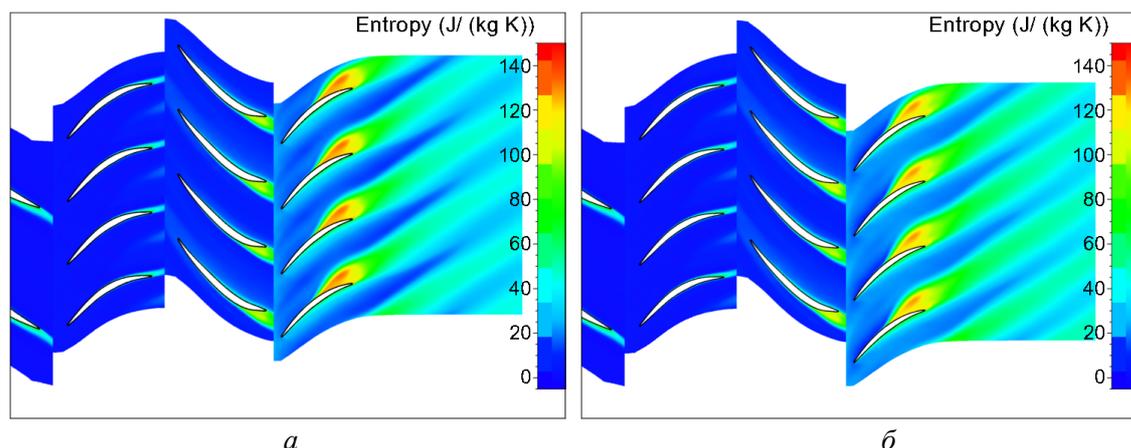


Рис. 13. Осредненное по времени распределение энтропии. 10 % высоты лопатки: $\nu_{HA} = 0,2$ (а); $\nu_{HA} = 0,6$ (б)

Анализ поля течения в сечении 10 % высоты лопатки выявил наличие локальной отрывной зоны вблизи задней части спинки НА2. Таким образом, в данной нестационарно-взаимодействующей системе статор-ротор-статор определяющим является влияние клокинга на отрывную зону в НА2. На рис. 13 показано существенно меньшее порождение энтропии в каналах НА2 при клокинге $\nu_{HA} = 0,2$ по сравнению с вариантом $\nu_{HA} = 0,6$.

5. Интегральные характеристики

Интегральные характеристики двухступенчатого компрессора НРС2 в зависимости от клокинг-положения роторов и статоров представлены в табл. 2, 3 и на рис. 14–16 в сравнении с данными, полученными в эксперименте. Для расчетов была выбрана точка вблизи вертикальной части дроссельной характеристики. На рис. 14 видно, что точки, соответствующие нестационарному (URANS) расчету, сдвинуты в область более высоких расходов относительно характеристики, полученной в стационарном (RANS) приближении, и лучше согласуются с значениями из эксперимента.

Зависимости КПД и суммарного момента от клокинг-положения близки к синусоидальным. Максимальное отклонение КПД при клокинге роторов имеет значение 0,013, а при клокинге статоров – 0,019. Значения амплитуд КПД, полученные в расчете, несколько превышают экспериментальные. Амплитуда колебаний суммарного момента при клокинге роторов составляет 2,5 и 3 % при клокинге статоров. Степень повышения полного давления оказалась наименее чувствительной к клокингу.

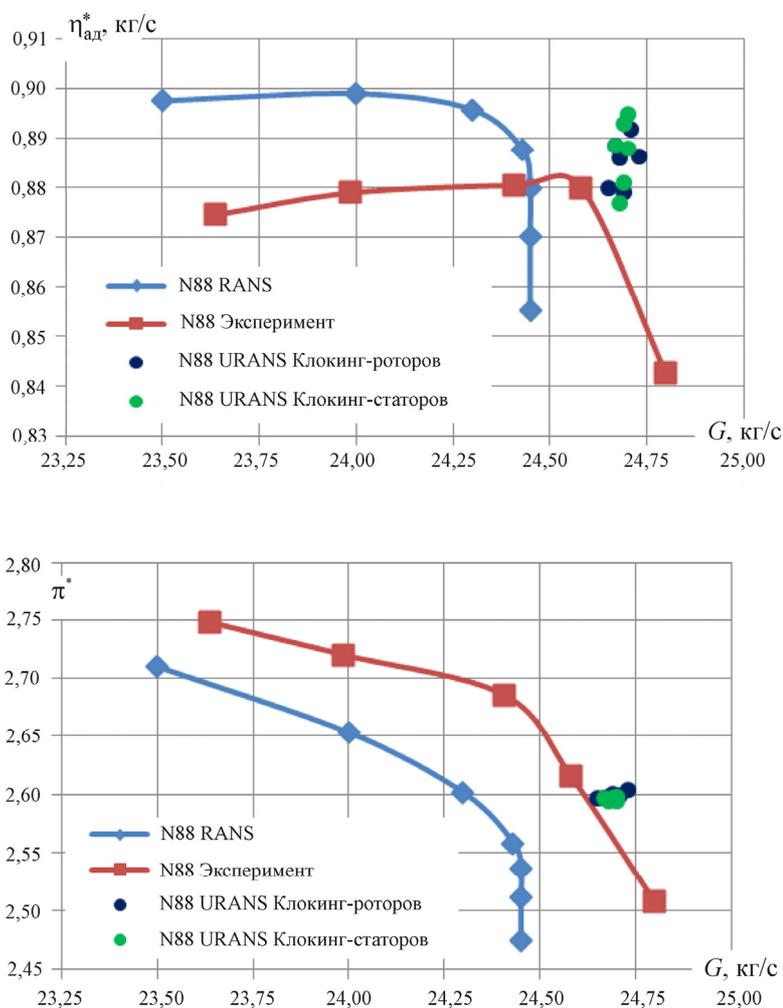


Рис. 14. Интегральные характеристики. Сравнение RANS, URANS постановок с результатами эксперимента

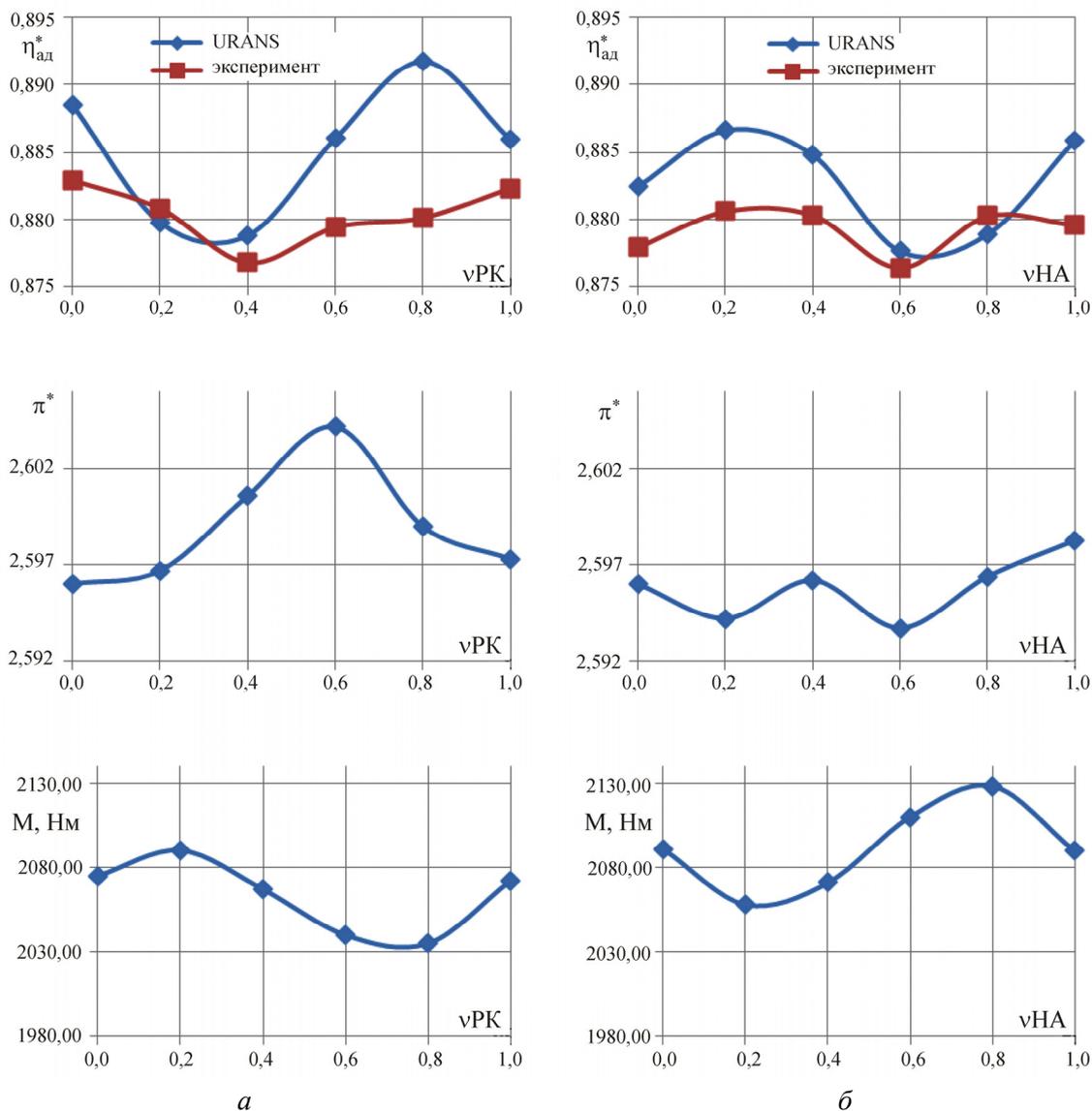


Рис. 15. Зависимости адиабатического КПД, степени повышения полного давления и момента на роторе от клокинг-положения роторов (а) и статоров (б)

Таблица 2

Интегральные характеристики НРС-2 в зависимости от клокинг-положения роторов при исходном клокинг-положении статоров $vPK = 0,0$

Характеристики	Клокинг-положение роторов					
	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
G , кг/с	24,67	24,65	24,69	24,73	24,71	24,68
π^*	2,596	2,597	2,601	2,604	2,599	2,597
$\eta_{ад}^*$	0,8885	0,8798	0,8788	0,8861	0,8918	0,8860

Интегральные характеристики НРС-2 в зависимости от клокнинг-положения статоров при исходном клокнинг-положении роторов $v_{HA} = 0,0$

Характеристики	Клокнинг-положение статоров					
	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
G , кг/с	24,67	24,70	24,69	24,68	24,69	24,70
π^*	2,596	2,594	2,596	2,594	2,596	2,598
$\eta_{ад}^*$	0,8885	0,8947	0,8928	0,8766	0,8809	0,8879

6. Анализ пульсаций

В процессе расчета производилось накопление мгновенных значений суммарного крутящего момента и степени повышения полного давления. Временные зависимости, представленные на рис. 16, 17, имеют близкий к синусоидальному вид. Следует отметить высокий уровень амплитуды пульсаций суммарного момента, обусловленный предположительно тем, что число лопаток в статорных венцах для получения общей периодичности расчетной сетки было выбрано равным числу лопаток ротора второй ступени. Выявлено, что клокнинг роторов сопровождается почти двукратным изменением абсолютной величины амплитуды пульсаций момента. Клокнинг статоров также сопровождается сильным изменением амплитуды пульсаций. Для суммарного момента 30 %, для степени повышения полного давления больше 50 %.

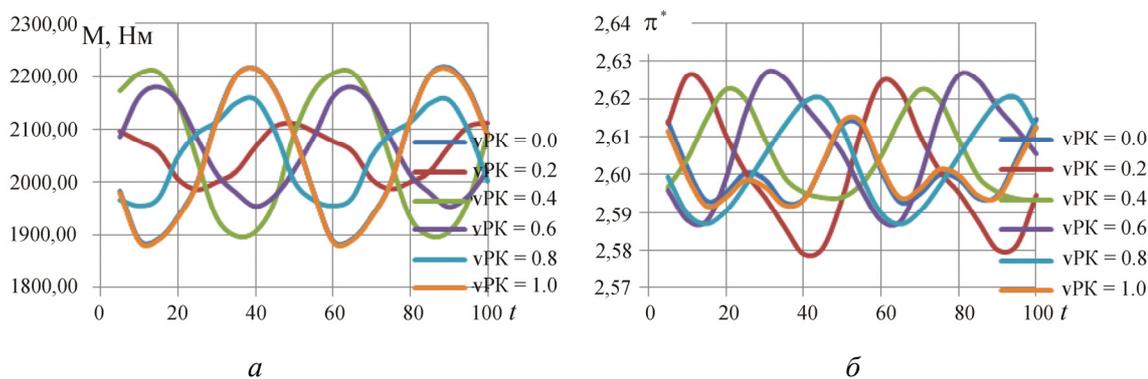


Рис. 16. Зависимость суммарного момента на роторе (а) и степени повышения полного давления (б) от времени при различных клокнинг-положениях роторов

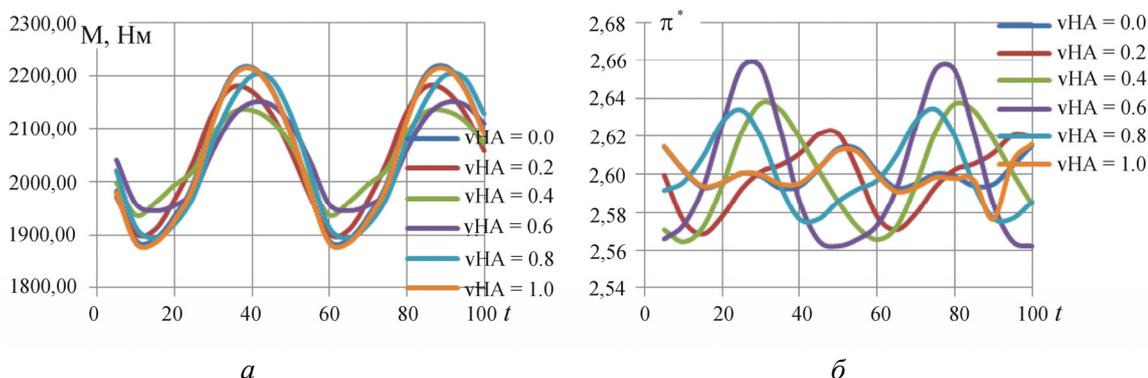


Рис. 17. Зависимость суммарного момента на роторе (а) и степени повышения полного давления (б) от времени при различных клокнинг-положениях статоров

Экспериментально пульсации момента на валу исследованы не были, однако анализ пульсаций полного давления, сделанный по данным датчиков, расположенных на передних кромках лопаток статора НА1, продемонстрировал сходную тенденцию к изменению уровня пульсаций при клокинге (рис. 18).

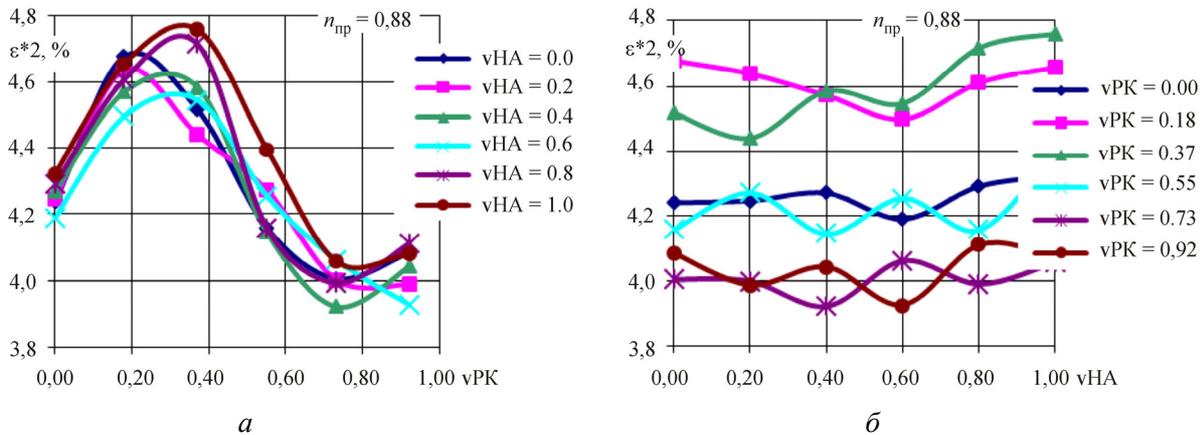


Рис. 18. Изменение интенсивности пульсаций давления на передней кромке НА1 в зависимости от клокинг-положения роторов (а), статоров (б). Экспериментальные результаты

Заключение

1. Выполнено численное исследование особенностей нестационарного течения для клокинга роторов и статоров в двухступенчатом высоконагруженном компрессоре НРС2 на 88 % оборотов для 6 взаимных окружных положений рабочих колес и направляющих аппаратов.
2. Произведено сравнение результатов нестационарных расчетов с экспериментальными данными, получено удовлетворительное согласование.
3. Установлено, что клокинг роторов сопровождается значительным изменением как осредненных интегральных параметров компрессора (изменение адиабатического КПД составило 1,3 %), так и амплитуды пульсаций (до 50 % для суммарного момента на РК1 и РК2).
4. Установлено, что клокинг направляющих аппаратов оказывает сильное, вплоть до 2 %, влияние на КПД адиабатического процесса сжатия, а также 30 и 50 % влияние на амплитуду пульсаций момента и степени повышения полного давления соответственно.
5. Установлена причина столь сильного влияния клокинга в НРС2 на характеристики, основанная на следовом ротор-ротор либо статор-статор-взаимодействии.
6. Выявлено, что клокинг статоров позволяет уменьшить негативное влияние отрывной зоны во втором направляющем аппарате на интегральные характеристики НРС2.

Библиографический список

1. Savin N.M., Saren V.E. Effects of stator clocking in system of rows stator-rotor-stator of the subsonic axial compressor // Unsteady aerodynamics, aeroacoustics and aeroelasticity of turbomachines. Eds. K.C. Hall, R. Kielb, J.P. Thomas. – Dordrecht, the Netherlands: Springer, 2006. P. 581–601.
2. Savin N.M., Saren V.E. Gasdynamic effects of tangential bowing of stator vanes in a subsonic stage of axial compressor // Turbomachines aeroelasticity aeroacoustics unsteady aerodynamics. – 2006. – P. 201–214.
3. Barankiewicz W., Hathaway M. Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor // Proceedings of ASME TURBO EXPO-1997, 1997, 97-GT-496.
4. Hsu S.T., Wo A.M. Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking // Proceedings of ASME TURBO EXPO-1997, 1997, 97-GT-86.

5. Analysis of Rotor-Rotor and Stator-Stator Interferences in Multi-Stage Turbomachines / L. He, T. Chen, R.G. Wells, Y.S. Li, W. Ning // Proceedings of ASME TURBO EXPO- 2002, 2002, GT-2002-30355.
6. Key N., Lawless P., Fleeter S. An Experimental Study of Vane Clocking Effects on Embedded Compressor Stage Performance // Proceedings of ASME TURBO EXPO-2008, 2008, GT2008-51087.
7. Key N., Lawless P., Fleeter S. An Investigation of the Flow Physics of Vane Clocking Using Unsteady Flow Measurements // Proceedings of ASME TURBO EXPO-2008, 2008, GT2008-51091.
8. Hydrodynamic Interaction of Axial Turbomachine Cascades / V.E. Saren, N.M. Savin, S.A. Smirnov, V.G. Krupa, V.A. Yudin // Journal of Engineering Mathematics. – 2006. – Vol. 55, No. 1–4. – P. 9–39.
9. Kato D., Imanari K. Effects of Airfoil Clocking on Aero-Performance and Unsteady Blade Loading in a High-Speed Axial Compressor // Proceedings of the International Gas Turbine Congress IGTS2003, Paper TS-058. – Tokyo, Japan, 2003.
10. Numerical and experimental analysis of radial tip clearance influence on rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor / V.I. Mileshin, N.M. Savin, P.G. Kozhemyako, Ya.M. Druzhinin // Proceedings of ASME TURBO EXPO-2014, 2014, GT2014-26345.
11. Experimental and numerical study of two first highly-loaded stages of compressors as a part of HPC and separate test unit / V.I. Mileshin, P.G. Kozhemyako, I.K. Orekhov, V.A. Fateev // Proceedings of ICAS Congress, Paper ICAS 2012-474. – Brisbane, Australia, 2012.
12. Mileshin V.I., Brailko I.A., Savin N.M., Kozhemyako P.G. Numerical and Experimental Analysis of Rotor and Stator Clocking Effect by Example of Model High Loaded Two Stage Compressor on $\pi^*_c = 3.7$ / V.I. Mileshin, I.A. Brailko, N.M. Savin, P.G. Kozhemyako // Proceedings of ISABE Conference – 2013, Paper# ISABE-2013-1131.
13. Hirsch Ch. Non-Deterministic Methodologies for Uncertainty quantification in turbomachinery CFD, Numeca international, Brussels. Pannel session // Proceedings of ASME TURBO EXPO. – Copenhagen, 2012.
14. Hirsch Ch. Numerical Computation of Internal and External Flows. Vol. 2. – John Wiley & Sons, 1990.
15. Yang Z., Shih T.H. A k- ϵ model for turbulence and transitional boundary layer // Near-Wall Turbulent Flows, R.M.C. So., C.G. Speziale and B.E. Launder (Editors), Elsevier-Science Publishers B. V. – 1993. – P. 165–175.
16. Jameson A. Time dependent calculations using multigrid, with applications to unsteady flows past airfoils and wings // AIAA-91-1596, 1991.

References

1. Savin N.M., and Saren V.E. Effects of stator clocking in system of flows stator-rotor-stator of the subsonic axial compressor. Unsteady aerodynamics, aeroacoustics and aeroelasticity of turbomachines. Eds. K.C. Hall, R. Kielb, and J.P. Thomas. Dordrecht, the Netherlands: Springer. 581-601, 2006.
2. Savin N.M., and Saren V.E. Gasdynamic effects of tangential bowing of stator vanes in a subsonic stage of axial compressor. Turbomachines aeroelasticity aeroacoustics unsteady aerodynamics. 201-214, 2006.
3. Barankiewicz W., Hathaway M. Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor. Proceedings of ASME TURBO EXPO 1997, 97-GT-496, 1997.
4. Hsu S.T. and Wo A.M. Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking. Proceedings of ASME TURBO EXPO 1997, 97-GT-86, 1997.
5. He L., Chen T., Wells R.G., Li Y.S., and Ning W. Analysis of Rotor-Rotor and Stator-Stator Interferences in Multi-Stage Turbomachines. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2002, GT-2002-30355, 2002.
6. Key N., Lawless P., Fleeter S. An Experimental Study of Vane Clocking Effects on Embedded Compressor Stage Performance. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2008, GT2008-51087, 2008.
7. Key N., Lawless P., Fleeter S. An Investigation of the Flow Physics of Vane Clocking Using Unsteady Flow Measurements. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2008, GT2008-51091, 2008.
8. Saren V.E., Savin N.M., Smirnov S.A., Krupa V.G. and Yudin V.A. Hydrodynamic Interaction of Axial Turbomachine Cascades. Journal of Engineering Mathematics, Vol.55, No.1-4, 2006, P. 9-39.
9. Kato D., Imanari K. Effects of Airfoil Clocking on Aero-Performance and Unsteady Blade Loading in a High-Speed Axial Compressor. Proceedings of the International Gas Turbine Congress IGTS2003, Paper TS-058, Tokyo, Japan, 2003.

10. Mileschin V.I., Savin N.M., Kozhemyako P.G., Druzhinin Ya.M. Numerical and experimental analysis of radial tip clearance influence on rotor and stator clocking effect by example of model high loaded two stage compressor. Proceedings of ASME TURBO EXPO 2014, GT2014-26345, 2014

11. Mileschin V.I., Kozhemyako P.G., Orekhov I.K., Fateev V.A. Experimental and numerical study of two first highly-loaded stages of compressors as a part of HPC and separate test unit. Proceedings of ICAS Congress, Paper ICAS 2012-474, Brisbane, Australia, 2012.

12. Mileschin V.I., Brailko I.A., Savin N.M., Kozhemyako P.G. Numerical and Experimental Analysis of Rotor and Stator Clocking Effect by Example of Model High Loaded Two Stage Compressor on $\pi^*_c = 3.7$. Proceedings of ISABE conference 2013, paper# ISABE-2013-1131.

13. Hirsch Ch. Non-Deterministic Methodologies for Uncertainty quantification in turbomachinery CFD, Numeca international, Brussels. Pannel session. Proceedings of ASME TURBO EXPO, Copenhagen, 2012.

14. Hirsch Ch. Numerical Computation of Internal and External Flows. Volume 2. John Wiley & Sons, 1990.

15. Yang Z. and Shih T.H., 1993, A k- ϵ model for turbulence and transitional boundary layer. Near-Wall Turbulent Flows, R.M.C. So., C.G. Speziale and B.E. Launder (Editors), Elsevier-Science Publishers B. V., pp. 165-175.

16. Jameson A. Time dependent calculations using multigrid, with applications to unsteady flows past airfoils and wings. AIAA-91-1596, 1991.

Об авторах

Милешин Виктор Иванович (Москва, Россия) – кандидат физико-математических наук, начальник отделения ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, г. Москва, Ул. Авиамоторная, д. 2; e-mail: mileschin@ciam.ru).

Дружинин Ярослав Михайлович (Москва, Россия) – инженер отделения ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова (111116, г. Москва, Ул. Авиамоторная, д. 2; e-mail: druzhinin.yar@yandex.ru).

About the authors

Viktor I. Mileschin (Moscow, Russian Federation) – CSc in Physical and Mathematical Sciences, Head of Division, Central Institute of Aviation Motors (CIAM) (2, Aviamotornaya st., Moscow, 111116, Russian Federation; e-mail: mileschin@ciam.ru).

Yaroslav M. Druzhinin (Moscow, Russian Federation) – Engineer, Central Institute of Aviation Motors (CIAM) (2, Aviamotornaya st., Moscow, 111116, Russian Federation; e-mail: druzhinin.yar@yandex.ru).

Получено 01.09.2018