

решетки. Данное уменьшение интенсивности вторичных явлений вызвано более благоприятным безотрывным течением во входном участке.

Полученные результаты хорошо согласуются с работой [2]. Согласно данной работе поджатие потока на выходе из направляющего аппарата путем искривления периферийного обвода положительно сказывается на эффективности решетки. Однако исследуемая в работе [2] решетка имела достаточно большую кривизну обвода во входной части решетки, что сопровождалось отрывом потока и сводило на нет положительный эффект от поджатия потока на выходе. Как видно из рис. 7, оптимальный вариант сочетает в себе поджатие потока на выходе из решетки наряду с устранением вихревой структуры на входе.

На основе проведенных исследований установлено:

- оптимизация формы меридионального обвода проточной части является существенным резервом повышения эффективности проточной части турбомашин;
- предложенный алгоритм оптимизации даже по двум варьируемым параметрам и описание формы меридионального обвода проточной части с помощью кривой Безье (с использованием при поиске оптимального решения теории планирования эксперимента и ЛПт-поиска экстремума) позволили получить оптимальную форму меридионального обвода, при которой интегральные потери по сравнению с исходным вариантом уменьшены на 7,5% в относительных величинах.

Литература

1. Кириллов, И. И. Теория турбомашин / И. И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 536 с.
2. Топунов, А. М. Управление потоком в тепловых турбинах / А. М. Топунов, Б. А. Тихомиров. – Л.: Машиностроение, 1979. – 151 с.
3. Бойко, А. В. Применение вычислительной аэродинамики к оптимизации лопаток турбомашин / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, М. В. Бурлака. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. – 192 с.
4. Бойко, А. В. Повышение точности формальной макромодели при планировании эксперимента / А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник // Вестн. НТУ «ХПИ». Энерг. и теплотехн. процессы и оборудование. – 2013. – № 12 (986). – С. 5–9.

Поступила в редакцию 01.10.15

¹ А. А. Карпик

² В. А. Яковлев, канд. техн. наук

² Ю. С. Воробьев, д-р техн. наук

¹ Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»
e-mail: karpikann@gmail.com

² Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины,
г. Харьков,
e-mail: yava@ipmach.kharkov.ua;
vorobiev@ipmach.kharkov.ua

Ключові слова: осьовий компресор, лопатковий апарат, решітка профілів, в'язкий потік, чисельне моделювання, нестационарність.

УДК 533.6

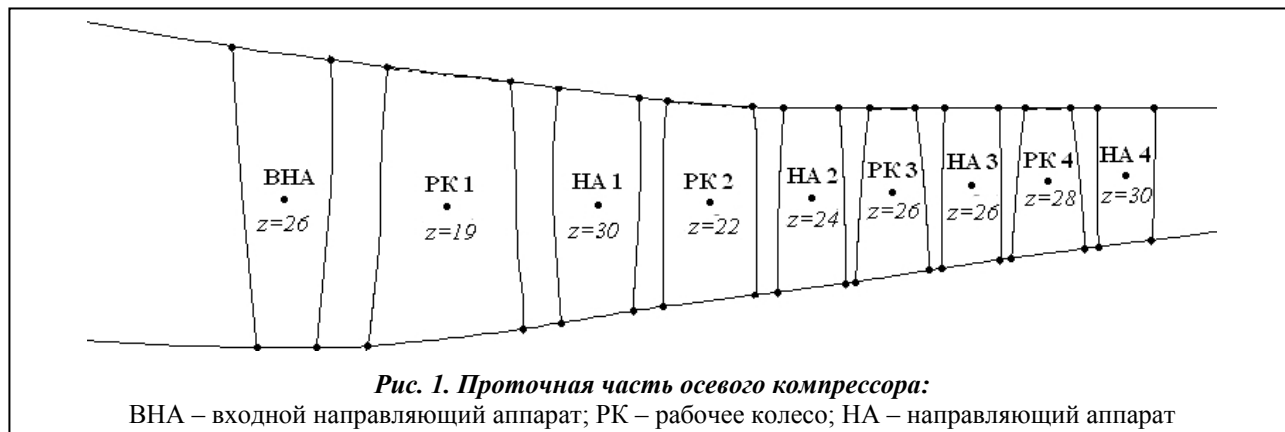
АНАЛИЗ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В РЕШЕТКАХ ПРОФИЛЕЙ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Виконано чисельне дослідження тривимірної в'язкої течії в решітках осьового компресора низького тиску на основі системи нестационарних рівнянь Нав'є–Стокса, осереднених за Рейнольдсом. Проведено розрахунок в нестационарній тривимірній постановці за допомогою програмного комплексу F. Визначено несприятливі області течії газу в міжлопатковому каналі та причини нерівномірності розподілення швидкості та тиску.

Введение

Особенностью течения в решетках турбомашин и компрессоров является силовое взаимодействие между движущимся потоком и упругими элементами – лопатками. Существенное влияние на структуру потока оказывает нестационарное аэродинамическое взаимодействие движущихся решеток. При относительном перемещении лопаточных венцов в межлопаточных каналах происходит

© А. А. Карпик, В. А. Яковлев, Ю. С. Воробьев, 2015



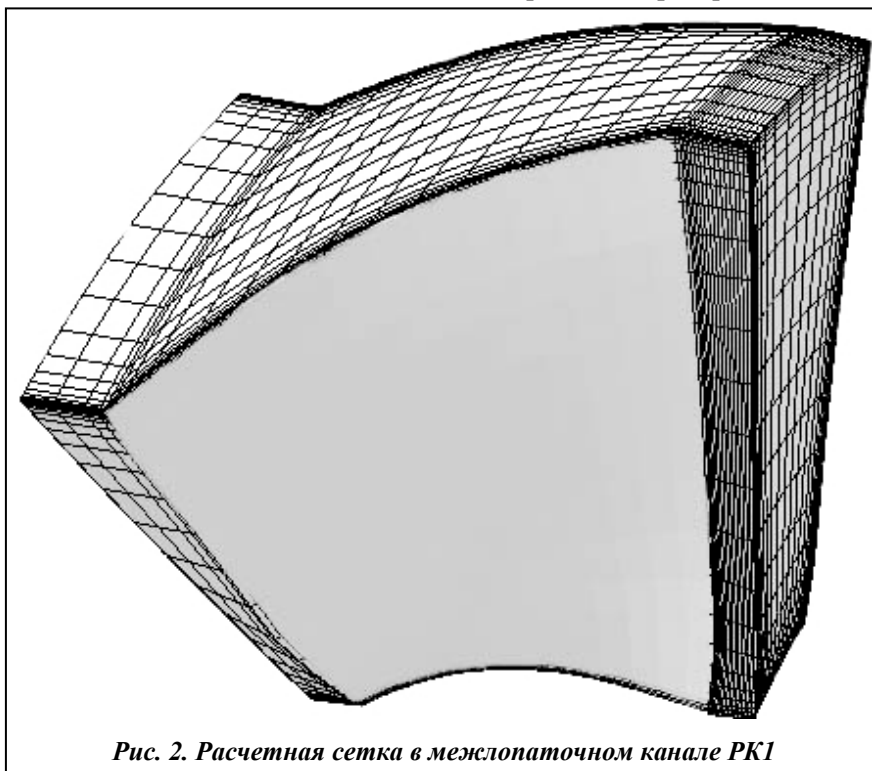
периодическое изменение газодинамических параметров. Данное явление обусловлено влиянием окружной потенциальной неравномерности потока и кромочных следов. Это приводит к изменению характеристик, в результате чего возникают нестационарные нагрузки [1]. Аэродинамические силы нестационарного характера являются причиной возникновения высоких вибрационных напряжений лопаток, что может привести к разрушению конструкции. На первой стадии оценки вибрационной прочности лопаточного аппарата, от которой зависят такие показатели, как надежность и ресурс, необходимо исследование возмущающих сил, вызывающих вынужденные колебания. Для решения данной задачи возникает необходимость анализа газодинамического трехмерного потока. Современные возможности вычислительной техники позволяют исследовать поток численными методами газовой динамики (CFD – методами). В данной статье рассматривается задача оценки параметров потока в решетке профилей, которые в дальнейшем будут использованы для оценивания газодинамических сил, действующих на лопатки компрессора.

1. Постановка задачи и методы решения

Течение в компрессорных решетках характеризуется большими положительными градиентами давления, массивными областями отрыва потока и интенсивными вторичными течениями [1]. Исследование структуры потока возможно на основе численного моделирования пространственного течения в решетках профилей с учетом нестационарности.

В качестве объекта исследования была выбрана ступень четырехступенчатого осевого компрессора низкого давления газотурбинного двигателя, состоящая из входного направляющего аппарата (ВНА) и рабочего колеса (РК1). Меридиональное сечение проточной части исследуемого компрессора изображено на рис. 1. Компрессор состоит из входного устройства, установленных на вращающемся роторе 4 венцов рабочих лопаток и закрепленных на корпусе компрессора 4 венцов неподвижных лопаток направляющего аппарата.

Численное моделирование, представленное в дан-



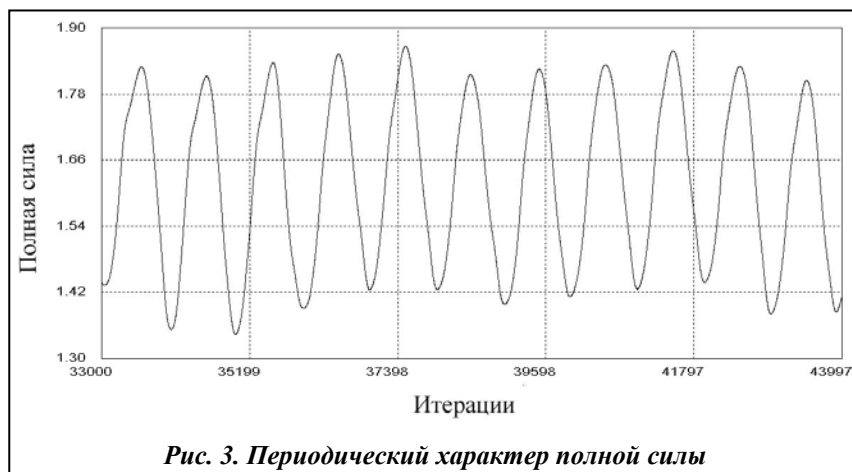


Рис. 3. Периодический характер полной силы

ной работе, проведено с помощью программного комплекса F [2, 3].

Турбулентное течение вязкого сжимаемого газа многоступенчатого компрессора описывается системой нелинейных уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS-модель). Моделирование турбулентности осуществляется с помощью дифференциальной двухпараметрической модели $k-\omega$ SST Ментера [4],

которая учитывает перенос касательных напряжений и дает точное предсказывание отрыва потока при неблагоприятных градиентах давления.

Граничные условия на входе задаются в виде полного давления и полной температуры, на выходе – осевой скорости. Задание осевой скорости на выходе позволяет выполнить расчеты нагруженных компрессорных решеток при больших градиентах давления. На твердых стенках используется условие прилипания и адиабатичности.

Исходные уравнения интегрируются численно с помощью итерационной явно-неявной разностной схемы второго порядка аппроксимации [5], явный оператор которой основан на ENO схеме Хартена, а неявная аппроксимация реализована с помощью схемы Бима–Уорминга–Стегера [4].

Для моделирования течения газа в проточной части компрессора рассматривалась регулярная разностная H сетка трех уровней. Размерность мелкой сетки, использованной для всего расчета, составляет $96 \times 96 \times 144 = 1\,327\,104$ ячеек, что в значительной степени увеличивает точность численного решения данной задачи. На рис. 2 представлена расчетная сетка первого уровня в межлопаточном канале РК1.

2. Численные исследования и результаты

На первом этапе были выполнены расчеты всей проточной части компрессора (9 венцов) в стационарной трехмерной постановке. Затем проводился нестационарный расчет течения в системе ВНА – РК1. Расчет проводился до тех пор, пока течение газа не приобрело периодический режим (рис. 3).

Так как набегающий поток характеризуется неравномерным распределением параметров, то для оценки прочности лопаточного аппарата и дополнительных потерь, вызванных периодической

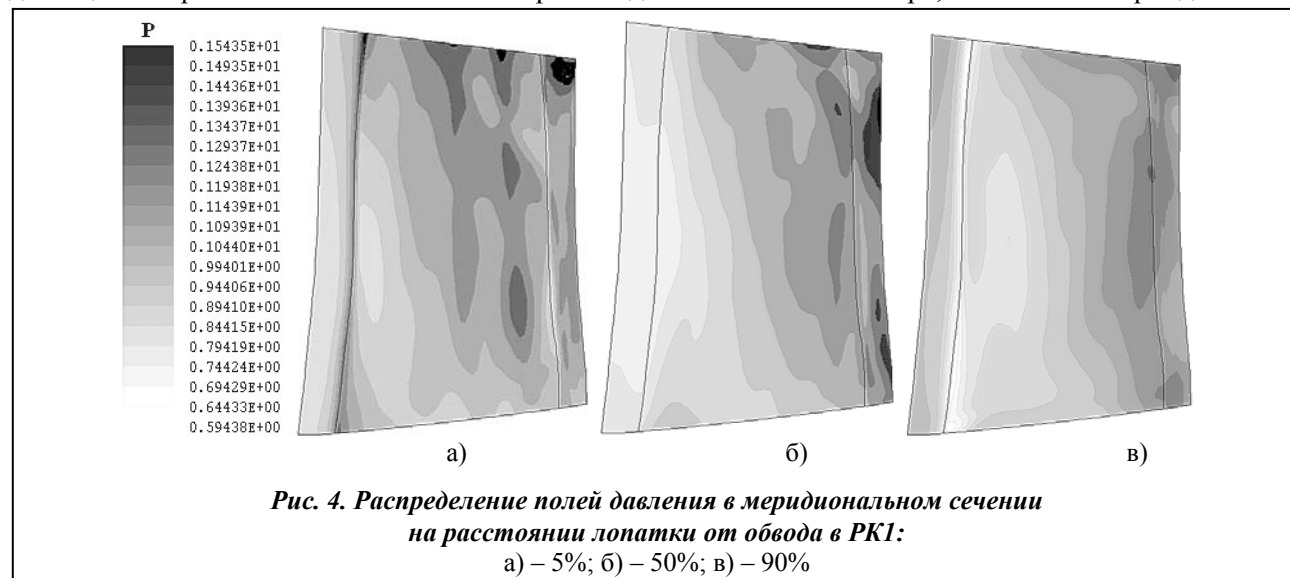


Рис. 4. Распределение полей давления в меридиональном сечении на расстоянии лопатки от обвода в РК1: а) – 5%; б) – 50%; в) – 90%

нестационарностью, необходимо определить неоднородности поля, в котором работает аэродинамическая решетка. Окружная неоднородность потока газа является основной причиной возбуждения колебаний лопаточного аппарата, т. е. приводит к непостоянной интенсивности газовой нагрузки. Данная неоднородность потока проявляется в виде неоднородности полей давления и скоростей.

Принципиального различия между характером течения в области ВНА и РК1 замечено не было, за исключением процессов, происходящих в радиальном зазоре. Но в связи с вращением РК явления имеют более интенсивный характер, чем ВНА, следовательно, дальнейшее исследование потока будет в РК1.

В результате расчета получены распределения полей скоростей и полного давления. Меридиональная поверхность сечения лопаточного венца РК1 изображена на рис. 4.

Наличие радиального зазора над венцом рабочих лопаток оказывает существенное влияние на распределение поля давления и работу ступени. При наличии градиента давления между спинкой и корытцем профиля лопатки происходит перетекание газа через зазор. В результате понижения перепада давления уменьшается работа ступени. Распределение поля давления изображено на рис. 5.

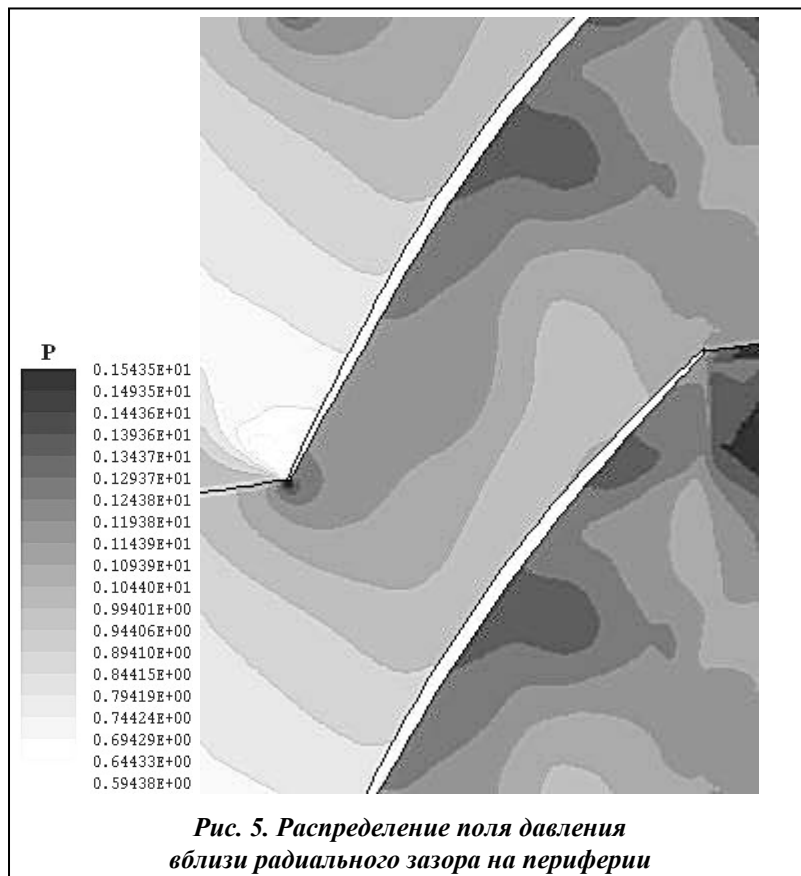


Рис. 5. Распределение поля давления вблизи радиального зазора на периферии

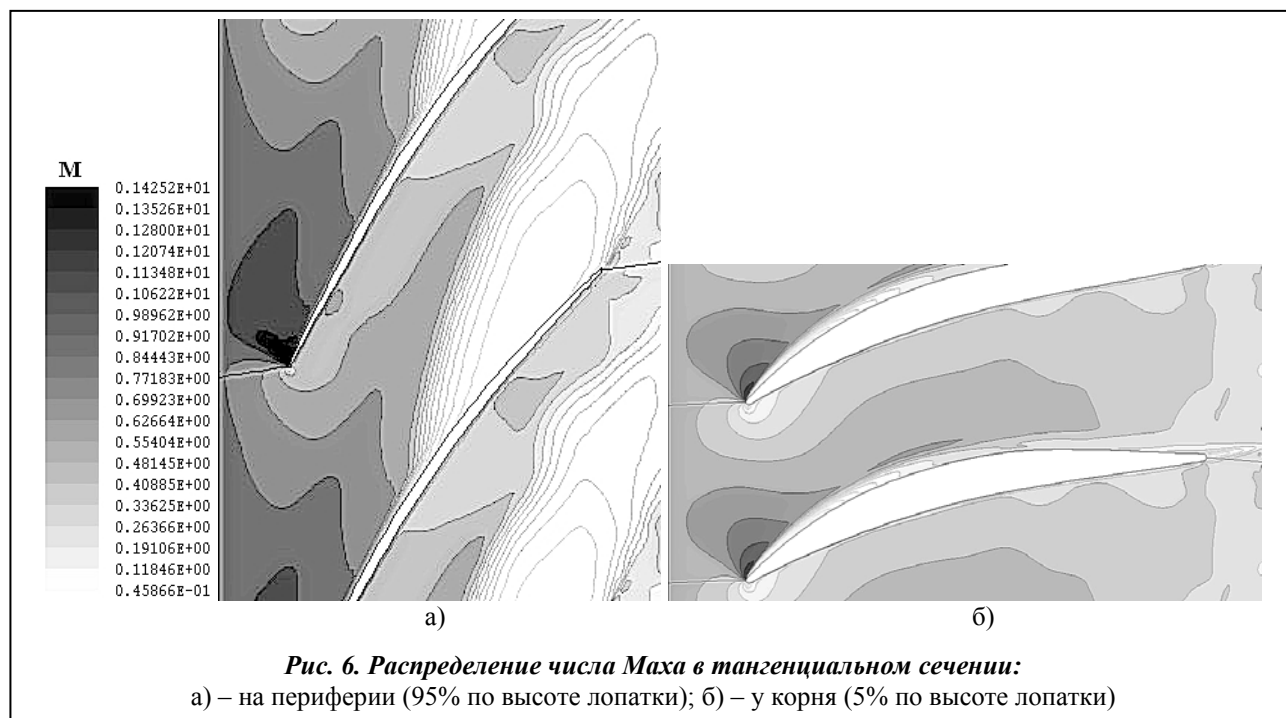
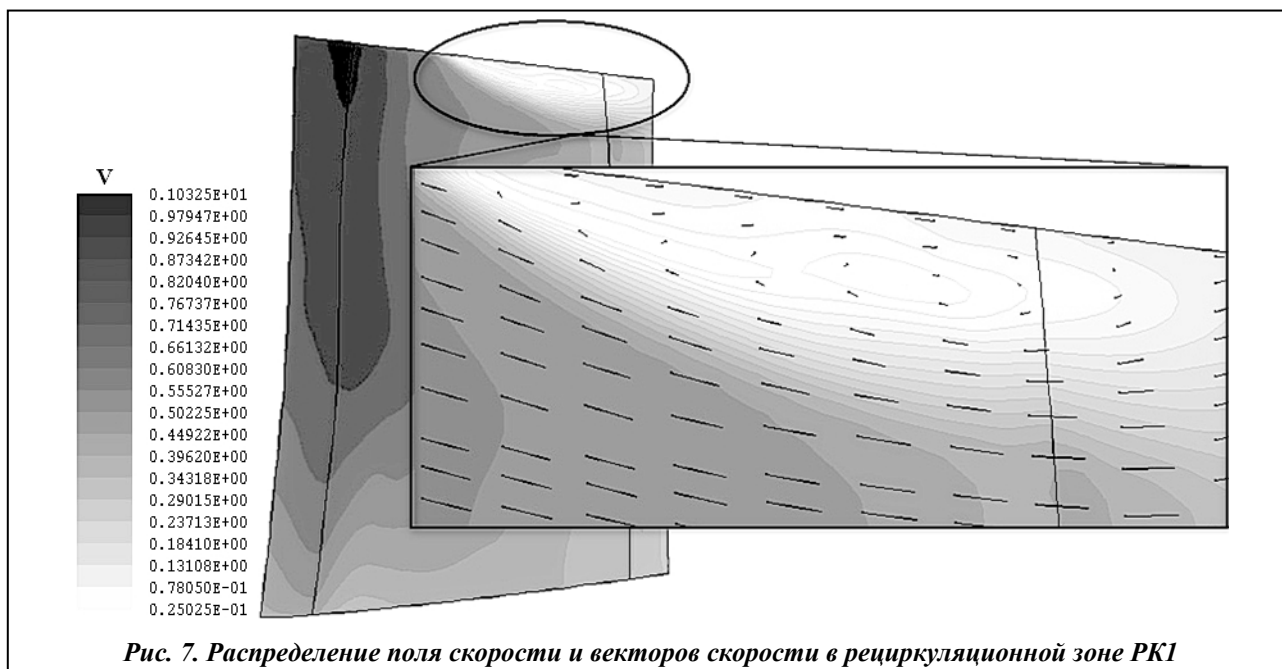
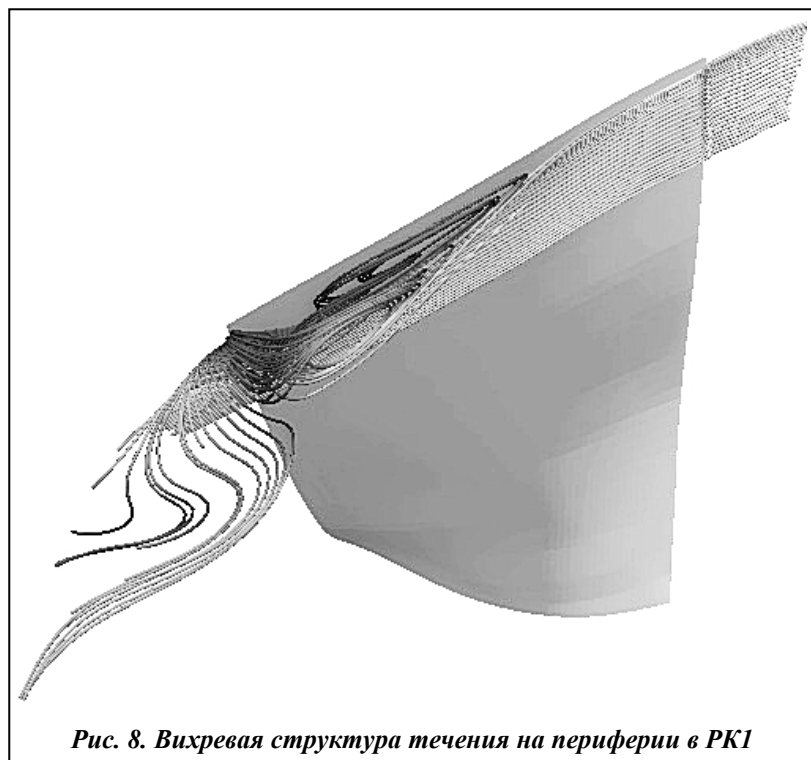


Рис. 6. Распределение числа Маха в тангенциальном сечении:
а) – на периферии (95% по высоте лопатки); б) – у корня (5% по высоте лопатки)



На рис. 6 приведено мгновенное распределение безразмерной скорости (число Маха). Для сравнения указаны поля распределения скорости вблизи корня (5% по высоте лопатки) и периферии (95% по высоте лопатки). Как видно из рисунка, на данных сечениях лопатки наибольшая неравномерность поля наблюдается на периферии, что вызвано влиянием радиального зазора, который составляет 0,514% длины лопатки РК1.

Перетекание газа через радиальный зазор влияет на основной поток в межлопаточном канале, в результате чего на стороне разрежения у выходной кромки возникают обратные радиальные составляющие скорости. Сформированная рециркуляционная зона изображена на рис. 7. Образованная зона отрицательных значений осевой компоненты вектора скорости возникает на 75% по периферии на выходной кромке.



Также вблизи стенки скорость газа из-за вязкости меньше, чем в основном потоке, а на стороне разрежения лопатки, перед выходной кромкой, из-за потери частицами кинетической энергии за счет преодоления положительного продольного градиента давления возникает обратное течение, которое приводит к утолщению пограничного слоя. Возвратное течение оттесняет образованный пограничный слой от поверхности лопатки и инициирует образование отрыва потока. Наблюдается интенсивный отрыв пограничного слоя, который сопровождается образованием вихрей и характеризуется значительным уровнем потерь. Данная визуализация представлена на рис. 8.

В результате утолщения пристеночного пограничного слоя

уменьшается площадь проходного сечения горла. Данное явление имеет значительное влияние на режим течения и может привести к таким неблагоприятным явлениям, как «запирание».

Основной причиной образования вихревых зон у корня РК1 является кромочный след, образованный ВНА. В межлопаточном канале рабочего колеса, в результате действия следа ВНА возникает течение с периодической структурой. Кромочный след, образованный ВНА, попадает на периферию РК за счет центробежных сил. В итоге поток не может резко развернуться, чтобы следовать поверхности обтекаемого тела за счет инерциальных свойств. При обтекании входной кромки под углом атаки возникает отрыв пограничного слоя, сопровождающийся образованием вихря (рис. 9).

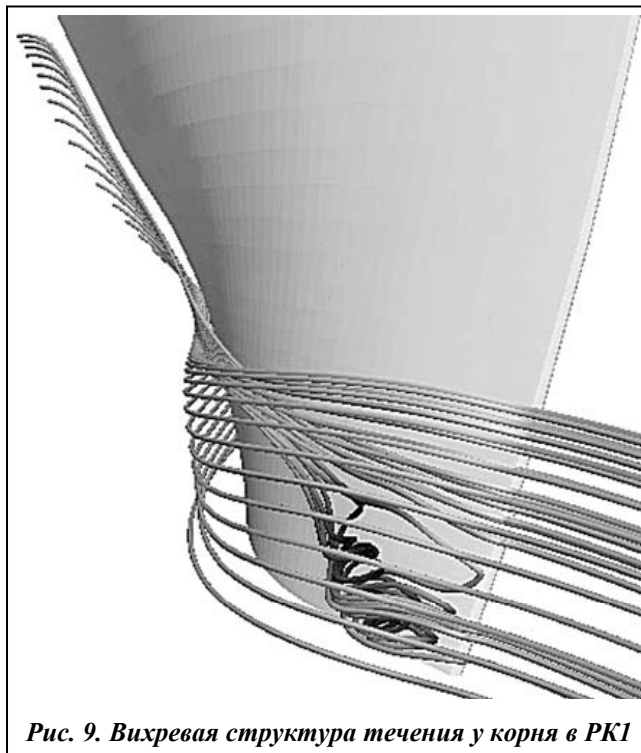


Рис. 9. Вихревая структура течения у корня в РК1

Заключение

Выполнено численное моделирование течения в компрессорной решетке с помощью программного пакета *F*. Разработанная модель позволяет определить структуру потока и зоны неблагоприятного течения. Установлены основные факторы, вызывающие неоднородность и нестационарность потока газа. Газодинамическая структура потока имеет изменчивый характер по высоте лопатки от корня к периферии. Это может являться причиной возникновения переменных усилий, вызывающих изгибные и крутильные колебания, при действии нестационарного потока.

Литература

1. *Ершов, С. В.* Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах / С. В. Ершов, А. В. Русанов // *Вісн. Сумск. ун-ту.* – 2005. – № 1 (73). – С. 25–34.
2. *Ершов, С. В.* Развитие комплекса программ для расчета трехмерных течений вязкого газа / С. В. Ершов // *Авиаци.-косм. техника и технология.* – 2012. – №5(92). – С. 89–94.
3. *Ершов, С. В.* Развитие метода расчета трехмерных отрывных течений в проточной части компрессора / С. В. Ершов, Д. А. Козырец // *Вестн. НТУ «ХПИ». Энерг. и теплотехн. процессы и оборудование.* – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2012. – № 7. – С. 16–23.
4. *Menter, F. R.* Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications / F. R. Menter // *AIAA J.* – 1994. – Vol. 8. – P. 1598 – 1605.
5. *Ершов, С. В.* Квазилинейная ENO-схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье–Стокса / С. В. Ершов // *Мат. моделирование.* – 1994. – Т. 6, № 11. – С. 63 – 75.

Поступила в редакцию 14.10.15