

УДК 629.12: 532.556.4

В.П. ГЕРАСИМЕНКО¹, Е.В. ОСИПОВ²¹*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Украина*
²*ГП НПКГ "Зоря" - "Машипроект", Николаев, Украина*

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЬЦЕВОГО ДИФFUЗОРА

Рассмотрены основные проблемы оптимального проектирования кольцевых диффузорных межтурбинных переходников газотурбинных двигателей. Дано обоснование выбора пространств независимых геометрических переменных, позволяющих описывать аэродинамические характеристики плоских, конических и кольцевых диффузоров, а также учёта взаимного влияния элементов диффузорных переходников с примыкающими к ним турбинами в системе газотурбинного двигателя. Представлен детальный анализ аэродинамических процессов в кольцевых диффузорах на основе законов сохранения массы, импульсов, энергии и моментов количества движения. Получены зависимости для расчёта коэффициента повышения давления в кольцевом диффузоре при наличии закрутки потока, а также корреляционная зависимость оптимальных геометрических соотношений для таких диффузоров.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, диффузор, переходник, турбина, характеристика.

Введение

Несмотря на наличие обширной литературы по плоским, коническим и кольцевым диффузорам [1 – 9] с большим накопленным количеством экспериментальных данных пока не существует достаточно точного метода расчёта характеристик таких диффузоров, которые приходится применять в качестве переходников, выхлопных патрубков, элементов камер сгорания, компрессоров и др. при проектировании газотурбинных двигателей и установок.

Формулирование проблемы. Основная проблема заключается в сравнительной сложности отрывных явлений в отдельных зонах диффузоров и отсутствии способов адекватного моделирования этих явлений при расчёте потерь. Существующие методы [10] и программные комплексы [11, 12], CFX-TASCflow [13] для аэродинамических расчётов трёхмерных вязких турбулентных течений хотя и позволяют обнаруживать даже такие явления, как местные отрывы течения и вихревые зоны, нестационарные эффекты и процессы в скачках уплотнения или волнах разрежения, всё же не обеспечивают требуемую точность оценок КПД процессов торможения потока в диффузорах. Одной из причин этого является выбор подходящей модели турбулентности [13] и соответственно задание турбулентной вязкости при решении уравнений Навье-Стокса [10 – 12].

Необходимость повышения точности вычисления потерь в диффузорных каналах, с одной стороны, вызвана тем, что рост потерь полного давления на 1% в межтурбинном переходном канале приво-

дит к снижению на 1...1,5% мощности и КПД газотурбинной установки [13], а с другой – точность в оценке потерь влияет непосредственно на определение оптимальной формы этого канала при проектировании переходника с минимальными потерями. Отмеченные проблемы требуют для своего решения наряду с совершенствованием методов аэродинамических расчётов внутренних течений в каналах [10] также экспериментальных исследований по опытной доводке переходников [13 – 15], выхлопных патрубков [16] и других диффузорных устройств.

Целью данной статьи является параметрический анализ и разработка математической модели переходного диффузорного патрубка турбовального газотурбинного двигателя.

1. Параметрический анализ аэродинамических характеристик диффузоров

Известно, что в диффузорном канале, как преобразователе кинетической энергии дозвукового потока в потенциальную энергию давления, потери полного давления вызваны трением газа о стенки и отрывом пограничного слоя с образованием вихревых застойных зон. Двоякая природа нарастания пограничного слоя за счёт увеличения длины диффузора или раскрытия его угла диффузорности обуславливает существование оптимального значения угла раскрытия диффузора по минимуму потерь полного давления с одной стороны, а с другой – аэродинамические характеристики простейших пло-

ских диффузоров представляются в двухфакторном пространстве безразмерных независимых геометрических переменных [1], связывающих три линейных размера: ширины входа и выхода и длину диффузора, при которых угол раскрытия определяется их связью.

Таким образом, использование координат: угла раскрытия, относительной длины диффузора или отношение ширин выхода и входа используют обычно для двухпараметрического представления обобщённых аэродинамических характеристик плоских диффузоров с границами разделения областей по режимам безотрывного, отрывного и струйного течения, а также выделением линий максимальных значений КПД и коэффициента повышения давления [1]. Благодаря систематическим исследованиям процессов повышения давления в плоских диффузорах сначала с прямолинейной осью, а затем с криволинейной, коллектива авторов [1, 2] и др. были вскрыты механизмы развития отрывных явлений: "начинающийся отрыв", "перемежающийся неустойчивый отрыв", "неустойчивый отрыв" и "стационарный отрыв" [17]. Такая градация позволила разработать критериальные соотношения отрывных явлений на основе интегральных уравнений турбулентного пограничного слоя, которые определили границы раздела областей режимов на характеристиках диффузоров.

Аналогичному описанию аэродинамических характеристик подчиняются и конические диффузоры. Для представления характеристик кольцевых диффузоров с прямолинейными образующими также очевидно можно использовать двухпараметрическое пространство двух аналогичных независимых переменных. Однако в качестве фактора, характеризующего отношение площадей, кроме изменения высоты канала должен быть использован параметр в виде отношения средних радиусов кольцевого канала на входе и выходе диффузора. Если в качестве относительной длины кольцевого диффузора с прямолинейными образующими стенок принять отношение длины диффузора L к высоте канала на входе Δr_1 , равного разности радиусов наружного и внутреннего колец $\Delta r = r_n - r_{вн}$, то формула отношения площадей выхода и входа в диффузор при устремлении к нулю отношения внутреннего и наружного радиусов $r_{вн} / r_n$ на входе сводится соответственно к выражению отношения площадей для обычного конического диффузора, а при устремлении отношения этих радиусов к единице получаем выражение для плоского диффузора. Это подтверждает возможность выбора в качестве основных независимых переменных двух названных параметров при определении оптимальных размеров кольцевых диффу-

зоров по максимальному значению коэффициента повышения давления или КПД.

Несмотря на отмеченную особенность очевидно, что развитие течения в плоском, коническом или кольцевом диффузорах отличается, а поэтому характеристики оптимальных соотношений этих независимых двух переменных для данных диффузоров будут разными, что подтверждается опубликованными обобщёнными данными. Следовательно, для объединения в одну совокупность характеристик этих трёх типов диффузоров по оптимальным значениям коэффициента повышения давления или КПД необходима ещё одна независимая переменная. Тогда характеристика кольцевого диффузора должна представляться в пространстве трёх независимых переменных, изменение одной из которых приводит к вырождению диффузора на её границах, как отмечено выше, к плоской или конической форме.

Достаточно большой статистический материал по плоским, криволинейным и коническим диффузорам и методам расчёта их характеристик является хорошей основой тестовых задач при отработке методов аэродинамических расчётов диффузоров, а также для изучения безотрывных и отрывных явлений и процессов в широком диапазоне режимов работы диффузоров и определения условий, соответствующих минимуму потерь или максимуму повышения давления. Кроме того, эти данные могут быть использованы как опорные значения на границах областей вырождения кольцевого диффузора в плоский или конический при построении обобщённых характеристик в параметрическом пространстве безразмерных геометрических переменных.

Для закрученного потока в кольцевом диффузоре проявляются центробежные силы, влияющие на распределение давления, что требует введения новой независимой переменной. А при размещении стоек в кольцевом диффузоре вносятся также новые независимые переменные, влияющие как на местные, так и на общие потери и на суммарный коэффициент повышения давления.

В случае наличия закрутки потока на входе или отклонения от осевого расположения стоек, или изменения их формы и обводов ограничивающих кольцевых поверхностей и других изменениях увеличивается размерность задачи исследования по описанию характеристик диффузоров и их оптимизации. Так, например, при закрутке потока на входе до 20° и установке стоек в форме аэродинамического профиля NASA 0020 по оси диффузора или с углом до 10° коэффициент повышения давления возрастает практически одинаково, если решётка стоек с густотой около 0,5 образует диффузорные каналы для закрученного потока [3, 5, 13]. Таким образом, стойки создают дополнительные условия повыше-

ния давления на осесимметричных поверхностях тока, что в совокупности с меридиональным расширением кольцевого диффузора приводит к увеличению пространственной диффузорности канала на участке стоек. Как известно, в таких случаях порождаются вихревые токи ("парные вихри") в поперечном сечении, что естественно необходимо учитывать.

Кроме того, при небольшой остаточной закрутке потока за стойками коэффициент повышения давления может также увеличиться. А при осевом потоке на входе и не осевыми стойками характеристики диффузора с расширяющимися наружными стенками до $\Theta = 8^\circ$ могут также улучшаться за счёт слабой закрутки потока стойками [3 – 5], что объясняется уменьшением местной диффузорности течения. Подобные эффекты стоек необходимо учитывать с изменением закрутки потока на входе в переходник на переменных режимах работы ГТУ для получения благоприятных внешних характеристик.

Наличие закрутки потока в диффузорном канале переходника с положительным наклоном с одной стороны влияет на перераспределение градиентов давления на кольцевых стенках из-за дополнительного радиального градиента давления согласно уравнению радиального равновесия, а с другой – приводит к дополнительному росту коэффициента повышения давления в диффузоре из-за уменьшения окружной составляющей скорости потока. На линиях тока, согласно уравнению "свободного вихря", соблюдается условие $C_u \cdot r = \text{const}$.

Эти факторы вызывают отличия в порождении турбулентной энергии на внутренней и наружной стенках диффузора, что в свою очередь приводит к разным темпам развития пограничных слоёв и как следствие – к склонности их отрыва в меридиональной плоскости. При большой закрутке потока на входе (до $\geq 30^\circ$) в кольцевом диффузоре с отношением площадей $F_2 / F_1 > 1,75$ вероятен отрыв у втулки, тогда как при осевом потоке возможен местный отрыв потока на наружной стенке из-за её резкого искривления в меридиональной плоскости при входе. Отрыв закрученного потока отличается своим устойчивым осесимметричным характером [4, 6–9, 16] в сравнении с отрывом осевого потока в диффузорах, который последовательно видоизменяется как неустановившийся – переходной – струйный [1, 2].

Описанные эффекты взаимного влияния закрутки потока, наклона меридионального сечения и диффузорности канала на форму продольного течения не приводят к существенным изменениям в потерях энергии на окружном направлении течения, где отношение окружных импульсов выхода и входа составляло всего 0,97 [4], т.е. в пределах погрешностей экспериментов.

Таким образом, наряду с линейными членами по влиянию факторов на характеристики диффузоров существенный дополнительный вклад вносят эффекты их взаимного влияния. Примером тому являются эффекты взаимного влияния радиального $\left(\frac{\partial P}{\partial r} \sim \frac{1}{r^3}\right)$ и продольного $\left(\frac{\partial P}{\partial x} > 0\right)$ градиентов дав-

ления в закрученном потоке в кольцевом диффузоре. Особенно важными становятся такие эффекты при изучении совместной работы диффузоров с турбинами или их элементами, между которыми они размещаются в системе газотурбинного двигателя.

Взаимное влияние элементов турбин, примыкающих к переходнику, и диффузорного канала целесообразно учитывать путём получения интегральных характеристик переходника с этими элементами. При этом оптимизацию следует выполнять по таким интегральным характеристикам. Более того, окончательный вывод о рациональности принимаемых решений в задаче подобной оптимизации возможен только по интегральным критериям, учитывающим совместную работу переходника с примыкающими турбинами. Так, для получения более высокого значения КПД турбины с коэффициентом нагрузки $>1,4$, расположенной перед переходником, поток на её выходе должен иметь остаточную закрутку. В этом случае появляются углы атаки на осевых стойках переходника и вращательное движение потока в канале, что может приводить к некоторому возрастанию потерь в диффузоре. Следовательно, КПД этой турбины необходимо оценивать совместно с переходником.

Подобные ситуации складываются также при анализе влияния переходника на КПД последующей турбины посредством следов за стойками, формы обводов кольцевых стенок диффузора или наличия уступов - перекрыш и т.п. Поэтому эффекты от изменений, вносимых в канале переходника, следовало бы оценивать по КПД последующей турбины или по потерям в переходнике совместно с сопловым аппаратом этой турбины.

Известно, например, о положительном эффекте оптимальной перекрыши перед рабочим колесом за сопловым аппаратом [9]. Применение перекрыши у втулки и корпуса перед рабочим колесом позволяет заметно улучшать условия его работы за счёт ослабления эффектов перетекания в радиальном зазоре на периферии и местных концевых явлений в привтулочной области, вызванных искривлением меридионального обвода переходника и закруткой потока в сопловом аппарате, сочетание которых усугубляет эти эффекты.

Представленный анализ свидетельствует о многопараметричности задачи оптимизации пере-

ходника между турбинами и необходимости учёта взаимного влияния элементов его проточной части при такой оптимизации. Эти положения были учтены в исследованиях [15] при участии авторов, позволивших выбрать оптимальные геометрические параметры переходника с криволинейными обводами внутренней и наружной стенок.

2. Математическое моделирование кольцевого диффузора

Ввиду того, что в кольцевом диффузоре с закруткой потока на входе ($\alpha_1 > 0$) повышение давления определяется двумя вышеуказанными механизмами: замедлением меридионального течения вследствие увеличения площади проходного сечения $F = 2\pi r_{cp} \Delta r$ вдоль диффузора и изменением закрутки потока в диагональном канале по уравнению движения "свободного вихря" $C_u \cdot r = \text{const}$ с учётом уравнения радиального равновесия $\left(\frac{\partial P}{\partial r} = \frac{\rho C_u^2}{r}\right)$, то коэффициент повышения давления C_p в диффузоре на среднем радиусе согласно уравнению Бернулли для идеальной несжимаемой жидкости и уравнению сохранения массы $\rho C_{1a} F_1 = \rho C_{2a} F_2$ может быть представлен формулой

$$C'_{pид} = \frac{P_{2cp} - P_{1cp}}{\rho C_{1a}^2 / 2} = \left[1 - \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 \right] + \left[1 - \left(\frac{r_{1cp}}{r_{2cp}} \right)^2 \right] \text{tg}^2 \alpha_1, \quad (1)$$

в которой каждое из двух слагаемых в правой части учитывает повышение давления за счёт вышеназванных эффектов. Эта зависимость с удовлетворительной точностью подтверждается экспериментальными данными авторов и других работ [3, 4], из которых следует значительное влияние закрутки потока на входе на рост коэффициента повышения давления. Отметим также, что при вычислении коэффициента повышения давления через полный скоростной напор на входе вместо уравнения (1) получим выражение:

$$C_{pид} = \frac{P_{2cp} - P_{1cp}}{\rho C_1^2 / 2} = 1 - \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 \cos^2 \alpha_1 - \left(\frac{r_{1cp}}{r_{2cp}} \right)^2 \sin^2 \alpha_1. \quad (2)$$

Эти два коэффициента, как и их распределение вдоль диффузора, практически взаимно-заменимы

независимо от величины закрутки потока. Причём при вычислении коэффициента повышения давления первым способом (через осевой скоростной напор) закрутка потока $\alpha_1 \geq 40...45^\circ$ более значительно расслаивает кривые распределения этих коэффициентов на внутренней и наружной стенках из-за радиального градиента давления, чем в случае вычисления коэффициента вторым способом. При положительном наклоне диффузорного канала отличия в обоих коэффициентах между их значениями на стенках от входа к выходу уменьшаются из-за уменьшения продольной закрутки потока. При уменьшении начальной закрутки потока от $\alpha_1 = 40...45^\circ$ до $\alpha_1 \leq 20...30^\circ$ отличия в распределениях коэффициентов повышения давления как вычисленных обоими способами, так и на разных стенках, почти исчезают.

Описанные процессы практически идентичны при умеренных степенях диффузорности канала ($F_2 / F_1 \leq 1,5$) с углами наклона внутренней стенки $\psi_{вн} = -10^\circ...+20^\circ$ [4]. Исключением является то, что при отрицательных углах наклона внутренней стенки ($\psi_{вн} < -5^\circ$) в таких диффузорах с большой закруткой потока ($\alpha_1 > 45^\circ$) общий коэффициент повышения давления отрицательный в широком диапазоне относительных длин ($L / \Delta r = 1...10$) из-за существенного понижения давления вдоль внутренней стенки.

В сравнительно коротких диффузорах ($L / \Delta r < 5$) с умеренной диффузорностью канала ($F_2 / F_1 = 1,5$) и большой входной закруткой потока ($\alpha_1 > 45^\circ$) даже при цилиндрической внутренней стенке ($\psi_{вн} = 0^\circ$) давление на ней вдоль канала практически не повышается из-за действия радиального градиента давления в закрученном потоке. При увеличении наклона внутренней стенки до $\psi_{вн} = 20^\circ$ относительная длина диффузора с указанной диффузорностью и отсутствием продольного градиента на внутренней стенке понижается до $L / \Delta r = 2$.

Результаты этих [4] и других [2, 13, 14] исследований, а также публикации по влиянию стоек на течение в кольцевых диффузорах [3, 5] были учтены при выборе объектов исследования с участием авторов по оптимизации переходника [15]. При этом учтены также границы режимов по перемежающемуся отрыву потока в диффузорах, которые обычно близки к режимам максимального КПД. Данная характеристика кольцевого диффузора с углом наклона внутренней стенки $\psi_{вн} = 10^\circ$ согласно эксперимен-

тальным данным [4] может быть представлена корреляционной зависимостью:

$$\frac{F_2}{F_1} = 1,44 + 0,11 \left(1 - \operatorname{tg}^2 \alpha_1 \right) \frac{L}{\Delta r_1}. \quad (3)$$

Выводы

Описанные аэродинамические процессы в диффузорных переходниках между турбинами газотурбинных двигателей позволили выделить основные геометрические параметры в качестве пространства независимых переменных для представления характеристик диффузоров: плоских, конических и кольцевых с закруткой и без закрутки потока при наличии и отсутствии стоек. Обращено внимание на необходимость учёта взаимного влияния элементов примыкающих к переходнику турбин при решении задачи оптимизации. Полученные на основе законов сохранения массы, импульсов, энергии и момента количества движения, а также экспериментальных данных аналитические выражения позволяют проводить оптимизационные оценки при проектировании переходников. Целесообразно дальнейшее расширение и углубление исследований по учёту взаимного влияния переходников и примыкающих турбин.

Литература

1. Гоуз. Расчёт максимального восстановления давления в плоских диффузорах / Гоуз, Клайн // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1978. – Т.100, №4. – С. 130-138.
2. Строн. Метод расчёта плоских и осесимметричных диффузоров, основанный на определении запаса по отрыву / Строн, Клайн // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1983. – Т.105, №1. – С. 115-121.
3. Оптимальная конфигурация опоры в кольцевых диффузорах с изменяемой закруткой потока на входе / Сэноо, Кавагути, Кодзима, Ниси // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1981. – Т.103, №2. – С. 236-240.
4. Лохман. Закрученное течение в кольцевых диффузорах с коническими стенками / Лохман, Марковски, Брукман // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1979. – Т.101, №2. – С. 143-149.
5. Пономарёв Н. Улучшение газодинамических характеристик входных и выходных устройств промышленных газотурбинных установок / Н. Пономарёв // *Газотурбинные технологии.* – Май-июнь 2000. – С. 16-19.
6. Мигай В.К. Проектирование и расчёт выходных диффузоров турбомашин / В.К. Мигай, Э.И. Гудков. – Л.: Машиностроение, 1981. – 272 с.
7. Дейч М.Е. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин / М.Е. Дейч, А.Е. Зарянкин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.
8. Гаркуша А.В. Аэродинамика проточной части паровых турбин / А.В. Гаркуша. – М.: Машиностроение, 1983. – 184 с.
9. Бойко А.В. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчёты, исследования, оптимизация, проектирование: моногр. / А.В. Бойко, А.В. Гаркуша. – Х.: ХГПУ, 1999. – 360 с.
10. Макнэлли. Обзор методов расчёта внутренних течений в применении к турбомашинам / Макнэлли, Сокол // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1985. – Т.107, №1. – С. 103-122.
11. Свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА №77. Комплекс програм розрахунку тривимірної течії газу в багатовіцевих турбомашинах "FlowER" / С.В. Єришов, А.В. Русанов; Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.
12. Сертифікат гос. реєстр. авторських прав УГААСП#5921. Научно-прикладной программный комплекс MTF5® для расчёта трёхмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев; 16.07.2002.
13. Поляков И.В. Анализ параметров течения в межтурбинном переходном канале с использованием численного моделирования / И.В. Поляков, А.Е. Ремизов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2006. – №7(33). – С. 25-29.
14. Исследование аэродинамики переходных патрубков прямооточных ГТУ на базе турбореактивных двигателей / А.Н. Шерстюк, А.И. Соколов, В.В. Чижев и др. // *Теплоэнергетика.* – 1980. – №3. – С. 38-40.
15. Оптимизация переходного диффузора между турбиной низкого давления и силовой турбиной газотурбинного двигателя ДН80 / Б.В. Исаков, А.В. Котов, Е.В. Осипов, А.А. Усатенко // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2008. – №7(54). – С. 110-119.
16. Юдин Ю.А. Повышение эффективности выхлопных патрубков ЦНД паровых турбин с помощью широко режимного дефлектора / Ю.А. Юдин, А.В. Лапузин // *Вестник Национального технического университета "ХПИ".* – 2005. – №6. – С. 60-64.
17. Симпсон. Обзор некоторых явлений, возникающих при отрыве турбулентного потока / Симпсон // *Тр. америк. общ. инж.-мех. Сер.: Теоретические основы инженерных расчётов.* – 1981. – Т.103, №4. – С. 131-149.

Поступила в редакцию 10.11.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой аэрогидродинамики Ю.А. Крашаница, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков.

ПАРАМЕТРИЧНИЙ АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК КІЛЬЦЬОВОГО ДИФУЗОРА

В.П. Герасименко, Є.В. Осипов

Розглянуті основні проблеми оптимального проектування кільцевих дифузورних міжтурбінних перехідників газотурбінних двигунів. Надане обґрунтування вибору простору незалежних геометричних змінних, що дозволяють описувати аеродинамічні характеристики плоских, конічних та кільцевих дифузорів, а також урахування взаємного впливу елементів дифузорних перехідників з турбінами, що примикають до них у системі газотурбінного двигуна. Детально проаналізовано аеродинамічні процеси у кільцевих дифузорах на основі законів збереження маси, імпульсів, енергії та моменту кількості руху. Отримані розрахункові залежності коефіцієнта підвищення тиску у кільцевому дифузорі за наявності закрутки течії, а також кореляційна залежність оптимальних геометричних співвідношень для таких дифузорів.

Ключові слова: газотурбінний двигун, дифузор, перехідник турбіна, характеристика.

PARAMETER ANALYSIS OF RING DIFFUSER'S CHARACTERISTICS

V.P. Gerasimenko, E.V. Osipov

Fundamental problems of ring diffuser of gas turbine engine optimization designed have been considered. A choice of independent geometry variable's space for description of flat, cone and ring diffuser's aerodynamic characteristics and also registration of diffuser transition element's mutually influence with neighboring turbines in system gas turbine engine is ground. Aerodynamic process in ring diffuser have been analyzed particularly on base of laws preservation mass, impulse, energy and moment of quantity movement. Computational dependences of coefficient rise pressure in ring diffuser with rotating flow and optimal geometry correlation dependence for it's diffuser are obtained.

Key words: gas turbine engine, diffuser, transition, turbine, characteristic.

Герасименко Владимир Петрович – д-р техн. наук, проф., профессор кафедры теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

Осипов Евгений Владимирович – инженер-конструктор отдела турбин, ГП НПКГ "Зоря"- "Машпроект", Николаев, Украина, e-mail: spe@mashproekt.nikolaev.ua.