

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.515



КУЗНЕЦОВ
Юрий Павлович
(Нижегородский
государственный технический
университет
им. Р.Е. Алексеева)

KUZNETSOV
Jury Pavlovich
(Nizhny Novgorod, Russian
Federation, Nizhny Novgorod
State Technical University
named after R.E. Alekseev)



ЧУВАКОВ
Александр Борисович
(Павловский филиал
Нижегородского
государственного технического
университета
им. Р.Е. Алексеева)

TCHOVAKOV
Aleksander Borisovich
(Pavlovo, Russian Federation,
Pavlovsky Branch of Nizhny
Novgorod State Technical
University
named after R.E. Alekseev)

Экспериментальная установка для исследования малоразмерных турбинных ступеней

Ю.П. Кузнецов, А.Б. Чуваков

Разработанная экспериментальная установка позволяет измерять важнейшие характеристики микротурбин, такие как импульс и момент количества движения потока газа, непосредственно в условиях работающей ступени. Конструкция установки гарантирует более высокую точность измерений по сравнению с известными аналогами. Разработанный метод исследований позволяет определять на базе эксперимента КПД, коэффициенты потерь и расхода, углы потока на выходе из лопаточных венцов микротурбин. Полученные результаты можно использовать при проектировании и совершенствовании высокооборотных малоразмерных турбоприводов различного назначения.

Ключевые слова: экспериментальная установка, микротурбина, визуализация, лопаточная решетка, турбинная ступень.

A Testing Device for Research of Small-size Turbine Stages

J.P. Kuznetsov, A.B. Tchouvakov

The paper describes a developed testing device that enables to measure the main characters of small-size (micro) turbines, such as angular momentum and pulse of working fluid, directly in the real operational conditions. Device design guarantees the better precision of experimental measurements in comparison to the established analogs. On the basis of experiments the developed research method enables to find efficiency, flow coefficient, loss factors and flow outlet angles of micro turbines. The obtained results may be utilized to develop and improve the high-speed small-size turbine drive gears for various destinations.

Keywords: testing device, small-size turbine, visualization, blade crowns, turbine stage.

Турбины диаметром до 100 мм и мощностью до 5 кВт, часто называемые микро-турбинами (МТ), широко применяются в качестве привода пневмоинструментов [1], автономных источников питания [2, 3], гелиевых и водородных турбодетандеров и др. Разработкой МТ различного назначения занимаются ведущие отечественные и зарубежные лаборатории, например в Санкт-Петербургском техническом университете, Московском авиационном институте, МГТУ им. Н.Э. Баумана, INI Aerospace (Япония), Швейцарском федеральном технологическом институте (ETH, Zurich), Массачусетском технологическом институте (США). Материалы по исследованиям МТ публикуются в авторитетных изданиях, таких как журнал «Transaction of ASME» американского общества инженеров-механиков, интернет-журнал «The Future of Things», а также на сайтах международных корпораций — производителей техники, например Capstone Turbine Corporation.

Микротурбины характеризуются рядом особенностей: относительно большими зазорами между сопловым аппаратом (СА) и рабочим колесом (РК), малой высотой и относительно толстыми кромками и большой окружной протяженностью лопаток и т. д. Течения в ступенях МТ имеют сложную пространственную структуру, в частности поток на выходе из СА представляет собой систему отдельных струй и не образует равномерного осесимметричного течения, что обуславливает существенную неравномерность потока, как по высоте, так и по шагу решетки. Поэтому в МТ наиболее достоверным является способ получения интегральных аэродинамических характеристик лопаточных решеток и турбинных ступеней с помощью суммирующих устройств — моментометров, измеряющих импульс и момент количества движения потока рабочего тела непосредственно в условиях работающей ступени.

В Нижегородском государственном техническом университете им. Р.Е. Алексеева разработана экспериментальная установка, позволяющая определять аэродинамические характеристики ступеней и лопаточных решеток МТ. Исследования базируются на измере-

ниях импульса и момента количества движения потока газа, а также на визуализации течений по следам, оставляемым окрашенным газом на ограничивающих поверхностях турбинной ступени за выходным сечением СА и РК [4].

Описание установки. Экспериментальная установка (рис. 1) работает от системы сжатого воздуха и состоит из трех основных элементов: блока исследуемой турбины; нагрузочного устройства с узлом измерения крутящего момента, развиваемого турбинной ступенью; блока для измерения аэродинамических характеристик СА.

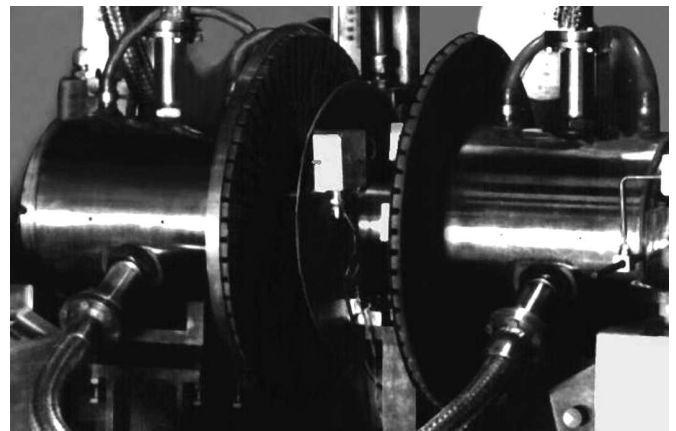


Рис. 1. Экспериментальная установка

Блок исследуемой турбины включает в себя ресивер 1 (рис. 2) с закрепленными в нем СА 2 и патрубком подвода сжатого воздуха 3. В ресивере установлен генератор красящего вещества 4, предназначенный для визуализации течений в турбинных решетках. Рабочий поток окрашивается продуктами сгорания специального материала (в большинстве экспериментов применялось оргстекло), закрепляемого на электрической спирали накаливания 5. Для формирования потока на входе в турбинную ступень перед входными сечениями сопел установлены пакеты трубок 6 и сеток 7.

Нагрузка на ступень осуществляется турбиной встречного вращения, СА 8 которой размещен в ресивере 9, воспринимающем крутящий момент, развиваемый исследуемой ступенью. Ресивер установлен в газостатическом подшипнике (ГСП); его поддержание осуществляется слоем сжатого воздуха между ресивером и втулкой 10, исключаящим механиче-

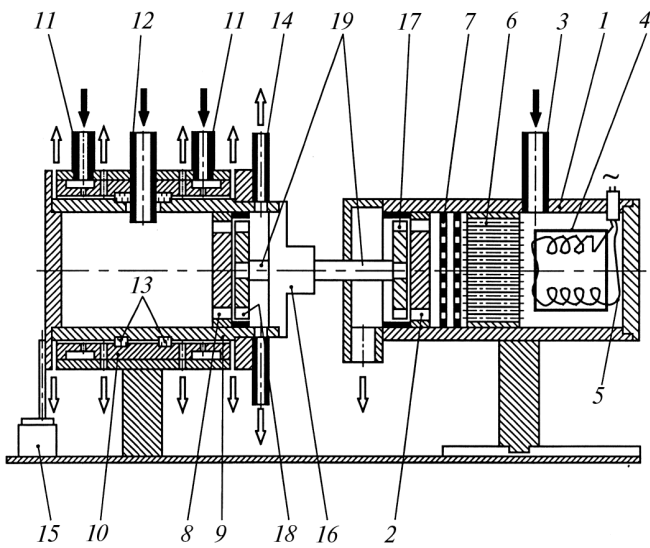


Рис. 2. Блок исследуемой турбины и нагрузочное устройство

ский контакт и трение покоя между ними. Воздух к ГСП подводится радиально через патрубки 11, а к СА 8 — радиально свободной струей через патрубок 12. Разделение газовых потоков нагрузочной турбины и ГСП осуществляется лабиринтовыми уплотнениями 13. Из нагрузочной ступени поток выходит через патрубки 14, прикрепленные к ресиверу 9.

Вход потока в ресивер и выход из него имеют строго радиальное направление, поэтому изменение момента количества движения газа, проходящего через СА 8, равно величине крутящего момента, развиваемого исследуемой ступенью. Крутящий момент, возникающий на СА, передается через ресивер на измерительный прибор 15. В установке использована конструкция ротора 16, в которой РК исследуемой 17 и нагрузочной 18 турбин консольно закреплены на двух сторонах вала 19. Опорный узел ротора жестко прикреплен к ресиверу 9, поэтому момент трения, возникающий при вращении вала, входит в измеряемый крутящий момент, развиваемый исследуемой турбиной. Нагрузочное устройство изображено на рис. 3.

Блок для измерения характеристик СА имеет конструкцию, идентичную описанному выше нагрузочному устройству турбины. Блок состоит из втулки ГСП 1 (рис. 4), с внутренней стороны которой установлен ресивер 2 с исследуемым СА 3. Воздух к ГСП подводится радиально через патрубки 4, а к СА — радиально



Рис. 3. Нагрузочное устройство

свободной струей через патрубок 5. Разделение газовых потоков в ГСП и СА осуществляется лабиринтовыми уплотнениями 6. Для формирования потока на входе в СА перед входными сечениями сопел установлены пакеты трубок 7 и сеток 8. Крутящий момент, возникающий на СА 3, передается через ресивер 2 на измерительный прибор 9, а реактивное осевое усилие — на измерительный прибор 10.

Благодаря отсутствию трения покоя в измерительных узлах стенда точность измерения крутящего момента определяется лишь точностью силоизмерительных приборов, что существенно повышает точность исследований по сравнению с известными аналогами [5]. Отметим, что установка позволяет определять параметры СА при совместной работе блока для измерения характеристик СА (см. рис. 4) с нагрузочным устройством (см. рис. 2) в реальных

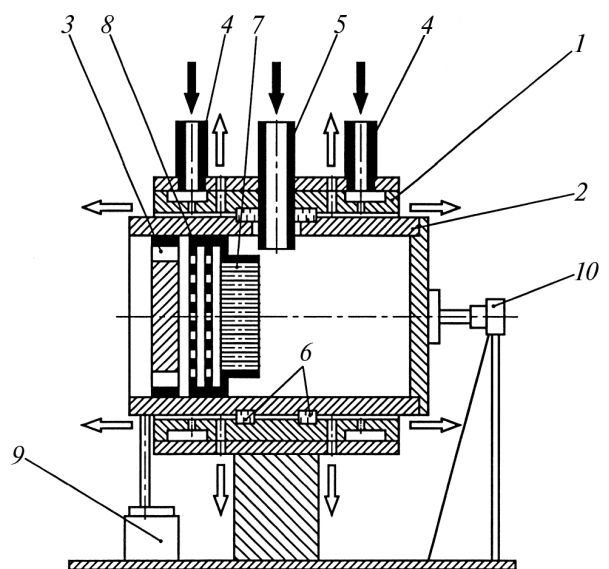


Рис. 4. Блок для измерения характеристик СА

условиях работы турбинной ступени при одновременном выполнении визуализации течения в турбинной решетке.

По результатам испытаний определяют внутренний КПД ступени:

$$\eta_i = \frac{M\omega}{GH_{из}}$$

где M — крутящий момент; ω — частота вращения; G — массовый расход.

Изоэнтروпный теплоперепад $H_{из}$ рассчитывают по формуле

$$H_{из} = C_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

где C_p — теплоемкость воздуха; T_0^* — температура на входе; p — статическое давление за турбиной; p_0^* — полное давление на входе в турбину.

Для иллюстрации возможностей установки приведем описание некоторых выполненных ранее экспериментальных исследований. Объектом испытаний являлись элементы ступеней осевых МТ с наружным диаметром 35 мм, предназначенные для привода ручных пневматических машин. Цель исследования — создание газодинамически эффективных малоразмерных турбинных приводов.

Экспериментальные исследования. В рамках принятого в работе подхода первая группа ступеней МТ была спроектирована на базе известных методов профилирования лопаток [6]. Проведенные эксперименты выявили довольно низкий уровень их эффективности (30...40%). Решение задачи создания газодинамически эффективных турбинных ступеней было разделено на два этапа:

- 1) совершенствование сопловых лопаточных решеток;
- 2) совершенствование лопаточных венцов парциальных турбин.

Совершенствование сопловых лопаточных решеток. На предварительной стадии исследований была проведена визуализация течений в сопловых решетках с традиционным профилированием [6]. Одна из картин визуализации,

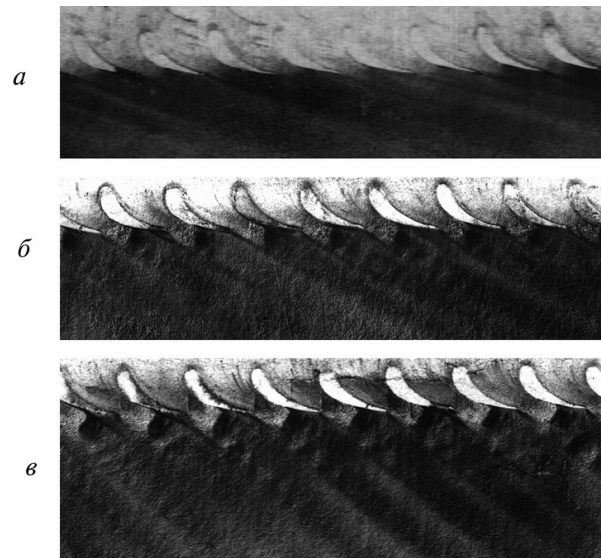


Рис. 5. Визуализация течений в традиционной сопловой решетке:

$a - p_0/p_1 = 2$; $б - p_0/p_1 = 3$; $в - p_0/p_1 = 5$

выполненная в сопловой решетке с лопатками высотой 2,5 мм, представлена на рис. 5.

Как видно на картинах визуализации, при дозвуковом течении газа наблюдается плавное обтекание профиля сопловых лопаток. При увеличении перепада давлений на венце лопаток СА p_0/p_1 на визуальной картине потока появляется ярко очерченный кромочный след, который сохраняет свою форму практически по всей длине картины; одновременно начинают появляться поперечные полосы темной окраски. На картинах визуализации отчетливо видно, что вблизи выходных кромок лопаток практически на сверхзвуковых режимах течения образуется темное пятно овальной формы, причем интенсивность его окраски увеличивается с ростом перепада давлений на решетке. Анализ структуры потока позволил однозначно связать это пятно с локальным скачком давления в потоке.

На выходе из межлопаточных каналов при сверхзвуковых перепадах давления p_0/p_1 имеется явно выраженный отрыв потока от спинки лопатки. Средний эффективный угол потока на выходе из СА $\alpha_{1эф}$ при сверхзвуковых перепадах давлений в 3–6 раз превышает геометрический угол выходных кромок лопаток α_1 .

На основе визуальных исследований было сделано предположение, что повышение эф-

эффективности осевых ступеней МТ можно достичь, усилив направляющее действие выходной части сопловых каналов. Был разработан базовый профиль сопловой лопатки с углом входной кромки $\alpha_0 = 90^\circ$ и прямолинейным выходным участком (рис. 6). Эксперимент, выполненный с применением серии специальных сопловых решеток (рис. 7) позволил определить, что оптимальным для лопаточной решетки СА является следующее соотношение длины прямолинейного выходного участка d к ширине межлопаточного канала f (рис. 8): $d/f = 1 \dots 1,2$, вне зависимости от угла установки профиля.

Визуализация течения газа, проведенная при перепаде давления $p_0/p_1 = 5$, показала (рис. 9), что рабочий поток покидает специальную сопловую решетку под расчетными углами (в соответствии с перепадом давления на СА) без ярко выраженных локальных скачков давления. Сравнение характеристик турбинных ступеней с первоначально выполненными СА позволяет сделать вывод о наилучших характеристиках разработанного принципа проекти-

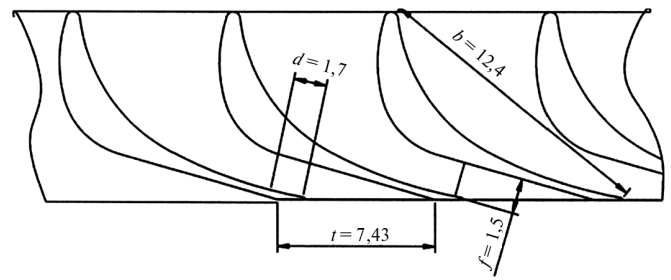


Рис. 8. Схема специальной сопловой решетки с оптимальным шагом



Рис. 9. Визуализация течений в специальной сопловой решетке

рования лопаточных решеток СА при использовании профиля (см. рис. 6) в ступенях осевых МТ с диапазоном угла выходной кромки $\alpha_1 = 4 \dots 20^\circ$. Изменение угла α_1 осуществлялось поворотом профиля. Длина хорд профиля сопловых лопаток варьировались в пределах $b = 7 \dots 15$ мм.

Совершенствование парциальных турбинных решеток. Рабочий процесс в ступенях осевых МТ характеризуется большими относительными величинами потерь, вызванных парциальным подводом газа к ступени. Чтобы определить природу возникновения потерь от парциальности и выявить пути повышения эффективности проточной части МТ были выполнены эксперименты по визуализации течений в турбинной решетке. Визуальные исследования течений проводились как в изолированных сопловых решетках (рис. 10, 12), так и в турбинных решетках с неподвижно закрепленными РК (рис. 11) при различных значениях степени парциальности, выражающей собой долю окружности, занятую межлопаточными каналами СА, через которые проходит газ.

На картинах визуализации отчетливо видны границы потока на выходе из СА и РК и в осевом зазоре между ними, пульсации и локальные скачки давления. Границы потока на выходе из лопаточных решеток РК образуют конус со значительным углом раскрытия, достигающим 60° . Как видно на рис. 10, 12,

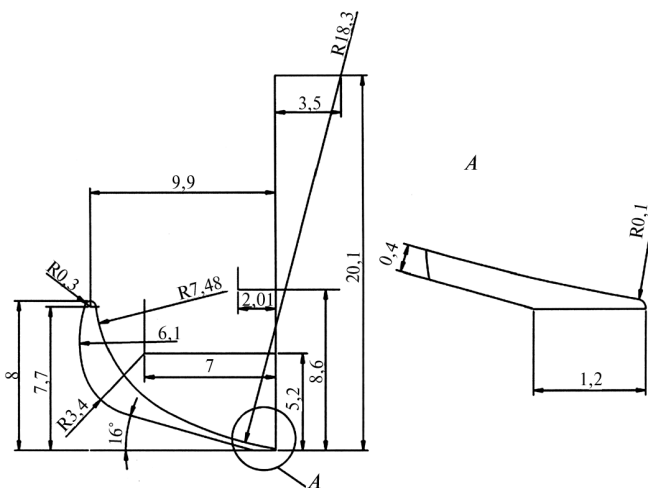


Рис. 6. Базовый профиль сопловой лопатки

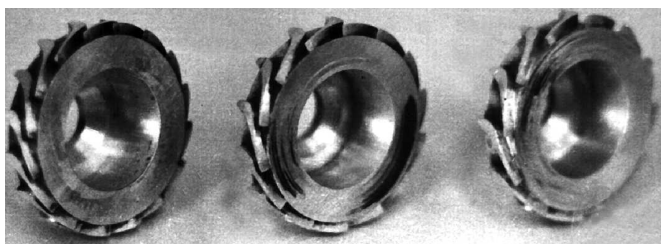


Рис. 7. Серия специальных сопловых решеток

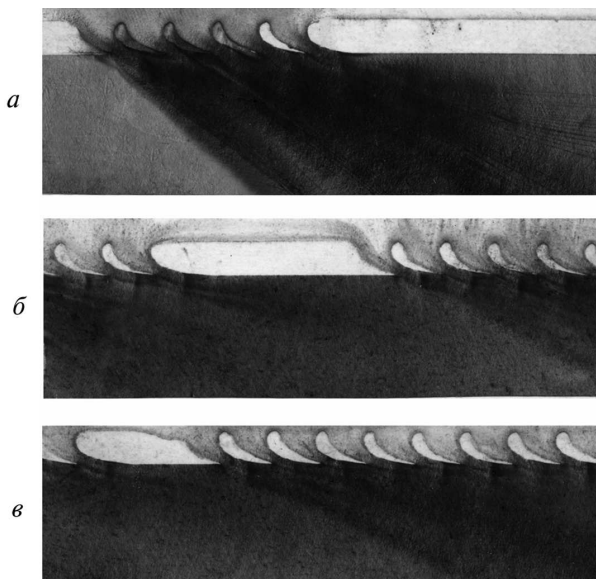


Рис. 10. Визуализация течений в сопловых решетках с различной степенью парциальности при перепаде давлений $p_0/p_1 = 3$:

$a - \epsilon = 0,4$; $б - \epsilon = 0,7$; $в - \epsilon = 0,85$

значительная часть газа натекает на рабочие лопатки с большими положительными или отрицательными локальными углами атаки в различных сечениях. Это приводит к дополнительным потерям в РК.

На основании картин визуализации, приведенных на рис. 11, можно предположить, что при малых U/C значительная часть потока закручена против движения рабочих лопаток и таким образом препятствует вращению РК. Это является одной из важнейших причин возникновения потерь в парциальной турбинной ступени. Длина дуги активного потока в венце лопаток РК больше геометрической степени парциальности на 10...15%, причем приращение дуги происходит со стороны выхода лопаток РК из активной зоны. На указанном отрезке вентилируемый газ взаимодействует с активным потоком.

При сверхзвуковых значениях p_0/p_1 от крайнего сопла с этой же стороны активной дуги СА в осевой зазор распространяются локальные скачки давления. Они постепенно затухают на участке, равном приблизительно $1/3$ длины дуги окружности. В ступенях МТ с большими значениями степени парциальности потоки газа с двух сторон активной дуги практически смыкаются между собой (см. рис. 10, 11).

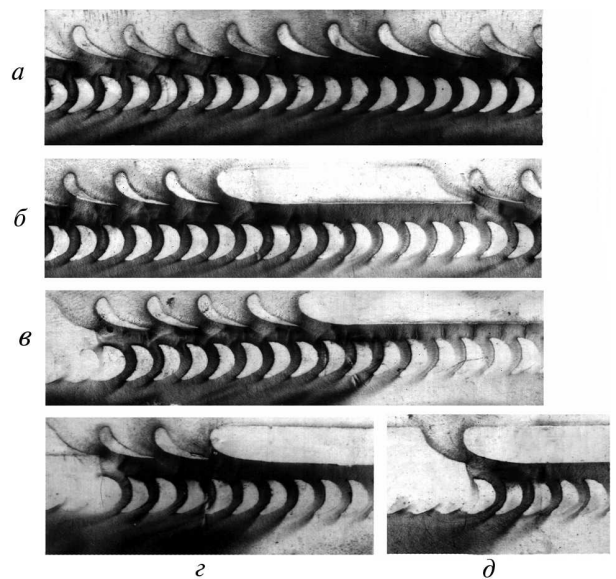


Рис. 11. Визуализация течений в турбинных решетках с различной степенью парциальности при перепаде давлений $p_0/p_1 = 5$:

$a - \epsilon = 1$; $б - \epsilon = 0,7$; $в - \epsilon = 0,4$; $г - \epsilon = 0,25$; $д - \epsilon = 0,1$

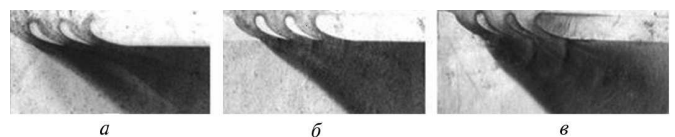


Рис. 12. Визуализация течений в сопловой решетке со степенью парциальности $\epsilon = 0,25$ при различных перепадах давления:

$a - p_0/p_1 = 2$; $б - p_0/p_1 = 3$; $в - p_0/p_1 = 5$

При этом угол раскрытия потока несколько уменьшается благодаря взаимному влиянию потоков, текущих из сопел, расположенных с противоположных сторон активной дуги. Обращает на себя внимание существенное — в несколько раз — увеличение локальных углов потока в некоторых сечениях по сравнению с величиной $\alpha_{1эф}$. При этом увеличение числа лопаток СА, образующих активную дугу, снижает долю потока, истекающего из крайних сопловых каналов под нерасчетными углами. Как видно на картинах визуализации (см. рис. 12) значение угла $\alpha_{1эф}$ в наибольшей степени зависит от перепада давлений на СА. В результате этого в ступенях парциальных МТ при сверхзвуковых режимах течения возникают дополнительные потери, вызванные снижением угла поворота активного газа в лопатках РК.

Измерения значений средних углов потока по картинам визуализации были полностью подтверждены исследованиями на экспериментальной установке. Эксперимент показал, что повышение перепада давлений p_0/p_1 , как и снижение степени парциальности, приводит к увеличению среднего угла потока. Введение парциального подвода газа обуславливает увеличение угла $\alpha_{1\text{эф}}$ «скачком» на 20...25% по сравнению с углом $\alpha_{1\text{эф}}$ полноподводной турбинной ступени.

На основании полученных результатов визуального исследования было сделано заключение о возможности значительного повышения аэродинамической эффективности СА с помощью изменения значений углов стенок крайних сопловых каналов активной дуги. В частности, согласно результатам исследований увеличение геометрического угла крайнего сопла со стороны выхода рабочих лопаток из активной дуги СА позволило повысить внутренний КПД относительно базовой турбинной ступени на 7%.

Описанная экспериментальная установка позволяет получать достоверные данные о природе возникновения и величине потерь в сопловых решетках и турбинных ступенях и может быть использована в научно-исследовательских и опытно-конструкторских работах по созданию микротурбин различного назначения с широким диапазоном конструктивных и режимных параметров.

Литература

1. Пат. 4776752 США. A speed governed rotary device. 1988.
2. Moore M.J. *Micro-turbine Generators* Hoboken: Publisher Wiley, 2002. 108 p.
3. Development of the «hybrid turbo» an electrically assisted turbocharger. Ibaraki S., Yamashita Y., Sumida K., Ogita H. // *Technical Review*. 2006. Vol. 43. N 3. Mitsubishi Heavy Industries. P. 5.
4. Высотина В.Г., Занин А.И., Игнат'евский Е.А. Визуализация дозвукового течения в радиально-осевом канале // *Труды МЭИ*. Вып. 623. 1984. С. 60–68.
5. Беседин С.Н., Рассохин В.А., Раков Г.Л., Фокин Т.А. Экспериментальный стенд и методика исследования турбомашин газотурбинных установок малой мощности // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2010. Т. 12. № 1(2). С. 284–289.
6. Мамаев Б.И., Клебанов А.Г. Профильные потери в турбинной решетке // *Теплоэнергетика*. 1970. № 6. С. 38–42.

References

1. Lynn M. Davis. *Speed governed rotary device*. Patent USA, no. 4776752, 1988.
2. Moore M.J. *Micro-turbine Generators*. Ed. M.J. Moore. Hoboken: Publisher Wiley, 2002. 108 p.
3. Ibaraki S., Yamashita Y., Sumida K., Ogita H. *Development of the «hybrid turbo» an electrically assisted turbocharger*. *Technical Review*. Vol. 43, no. 3. Mitsubishi Heavy Industries, 2006. Pp. 5.
4. Vysotina V.G., Zanin A.I., Ignat'evskii E.A. Vizualizatsiia dozvukovogo techeniia v radial'no-osevom kanale [Visualization of subsonic flow in a radial-axial channel]. *Trudy MEI* [Proceedings of the MEI], 1984, no. 623, pp. 60–68.
5. Besedin S.N., Rassokhin V.A., Rakov G.L., Fokin T.A. Eksperimental'nyi stend i metodika issledovaniia turbomashin gazoturbinnnykh ustanovok maloi moshchnosti [The Experimental Stand and Technique of Research the Turbomachines of Low Power Gas-turbine Installations]. *Izvestiia Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*. 2010, vol. 12, no. 1(2), pp. 284–289.
6. Mamaev B.I., Klebanov A.G. Profil'nye poteri v turbinnoi reshetke [Profile losses in the turbine grid]. *Teploenergetika*. 1970, no. 6, pp. 38–42.

Статья поступила в редакцию 21.02.2013

Информация об авторах

КУЗНЕЦОВ Юрий Павлович (Нижний Новгород) — доктор технических наук, профессор кафедры «Энергетические установки и тепловые двигатели». Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева (603950, ГСП-41, Н. Новгород, Российская Федерация, ул. Минина, д. 24, e-mail: inturbo@yandex.ru).

ЧУВАКОВ Александр Борисович (Павлово) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматизация и технология машиностроения». Павловский филиал Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (606100, Нижегородская обл., Российская Федерация, Павлово, ул. М. Горького, 23, e-mail: tchouvakov@mail.ru).

Information about the authors

KUZNETSOV Jury Pavlovich (Nizhny Novgorod) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Power Plants and Heat Engines» Department. Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev (603950, 1142, Minin Street, 24, Nizhny Novgorod, Russian Federation, e-mail: inturbo@yandex.ru).

TCHOUVAKOV Alexander Borisovich (Pavlovo) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Automation and Manufacturing Engineering» Department. Pavlovsky Branch of Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev (606100, Gorky Street, 23, Nizhny Novgorod Region, Pavlovo, Russian Federation, e-mail: tchouvakov@mail.ru).