(cc) ву УДК 621.438

DOI:10.30724/1998-9903-2021-23-4-84-95

# ВЛИЯНИЕ ЗАКРУТКИ ЛОПАТОК ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ БЛОКА «СТУПЕНЬ-ДИФФУЗОР» СТАЦИОНАРНОЙ ГТУ

## Л.О. Вокин, Е.Ю. Семакина, В.А. Черников

## СПбПУ, г. Санкт-Петербург, Россия

ORCID\*: http://orcid.org/0000-0003-2944-1822, leonidvokin@mail.ru

Резюме: ЦЕЛЬ. Нахождение специального закона закрутки лопаток последней ступени стационарной ГТУ. В силу специфичности условий её работы – в системе с диффузором – традиционные законы закрутки приводят к неоптимальному течению в диффузоре и, как следствие, снижают эффективность всего блока и установки в целом. В работе предпринята попытка применения такой закрутки лопаточного аппарата, которая способствовала бы улучшению процесса восстановления давления в диффузоре. Исследовались две ступени с различными законами закрутки – с традиционным законом постоянства угла выхода потока из направляющего аппарата вдоль радиуса, и с «обратной закруткой» потока. Диффузор в обоих случаях использовался один и тот же. МЕТОДЫ. В работе применялись численные и экспериментальные методы исследования трёхмерного потока. Экспериментальные исследования проводились с помощью пневмометрических пятиканальных зондов оригинальной конструкции на аэродинамическом стенде ЭТ-4 в лаборатории СПбПУ. Численные исследования Турбостроения выполнялись в пакете газодинамического расчёта CFX в качестве граничных условий использовались параметры в соответствующих сечениях, полученные во время физического эксперимента. РЕЗУЛЬТАТЫ. Были получены интегральные характеристики ступени, поля векторов скоростей потока в различных сечениях. Результаты эксперимента были сопоставлены с данными численных расчётов. ЗАКЛЮЧЕНИЕ. Оптимальным законом закрутки для последней ступени, работающей в блоке с диффузором, является специальный тип закрутки её лопаточного аппарата – «обратная закрутка».

**Ключевые слова:** закон закрутки; численное моделирование; физический эксперимент; аэродинамический зонд; турбина; диффузор; эффективность.

Для цитирования: Вокин Л.О., Семакина Е.Ю., Черников В.А. Влияние закрутки лопаток последней ступени на эффективность блока «ступень-диффузор» стационарной ГТУ // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2021. Т. 23. № 4. С. 84-95. doi:10.30724/1998-9903-2021-23-4-84-95.

# THE INFLUENCE OF THE LAST STAGE BLADES SWIRL TO THE EFFICIENCY OF «STAGE-DIFFUSER» UNIT OF STATIONARY GTU

## LO. Vokin, EYu. Semakina, VA. Chernikov

## SPbPU, Saint-Petersburg, Russia

ORCID\*: http://orcid.org/0000-0003-2944-1822, leonidvokin@mail.ru

Abstract: THE PURPOSE. Determination of the optimal law of swirling of the blades of the last stage of a stationary GTU. Due to the specificity of its operating conditions - in a system with a diffuser - the traditional laws of swirling lead to a non-optimal flow in the diffuser and, consequently, reduce the efficiency of the entire unit and the power plant as a whole. In this paper, we used numerical and experimental methods for studying a three-dimensional flow. Two stages with different laws of swirling were investigated - with the traditional law of constancy of the angle of flow out of the guide vanes along the radius, and with reverse swirling. The same diffuser was used in both cases. METHODS. Experimental studies were carried out using pneumometric five-channel probes of an original design on an ET-4 aerodynamic stand in the Turbomachinery laboratory of SPbPU. Numerical studies were carried out in the CFX gas dynamic calculation package; the parameters in the corresponding

Проблемы энергетики, 2021, том 23, № 4

sections, obtained during the physical experiment, were used as boundary conditions. RESULTS. Integral characteristics of the stage, the vector of flow velocities in various sections were obtained. The experiment was compared with the numerical calculation and showed satisfactory convergence of the results. CONCLUSION. The optimal swirling law for the last stage operating in a system with a diffuser is forced vortex flow.

**Keywords:** swirl law; numerical modeling; physical experiment; aerodynamic probe; turbine; diffuser; efficiency.

**For citation:** Chernikov VA., Semakina EYu., Vokin LO. The influence of the last stage blades swirl to the efficiency of «stage-diffuser» unit of stationary GTU. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2021; 23(4):84-95. doi:10.30724/1998-9903-2021-23-4-84-95.

### Введение

В данной работе излагаются результаты исследования проточной части последней ступени и выходного диффузора современной стационарной газотурбинной установки (далее ГТУ) и приводятся результаты аэродинамических испытаний модели блока «Ступень – Диффузор», проведенные с целью определения его интегральных характеристик – коэффициента полезного действия (далее КПД), коэффициента восстановления давления и относительного приращения КПД от применения диффузора. Выполнен также численный эксперимент с его верификацией по данным физического эксперимента.

Роль выходного диффузора в современных мощных стационарных ГТУ для комбинированных парогазовых установок (ПГУ) изменилась коренным образом по сравнению с предыдущими поколениями энергетических ГТУ малой и средней мощности. Стремление к предельно большим мощностям энергетических ГТУ, продиктованное экономическими соображениями, осуществляется как путём повышения перепада энтальпий на турбину за счёт увеличения начальной температуры газа, так и за счёт увеличения массового расхода рабочей среды. Требования прочности и надёжности, предъявляемые к последним ступеням турбины, приводят к ограничениям диаметров рабочего колеса (РК) и высот рабочих лопаток. В условиях высоких перепадов энтальпий на ступень и больших массовых расходов газа приходится применять ступени с большими выходными числами Маха, достигающими величин в абсолютной системе координат  $M_{C_2} = 0,65$ . Выходная кинетическая энергия достигает при этом огромной величины, составляющей существенную долю от располагаемого перепада энтальпий  $H_{0T}$  турбины. В этом состоит принципиальное отличие современных газовых турбин ПГУ от предыдущего поколения, у которых числа Маха при выходе потока из турбины не превышают величины 0,35...0,38, что соответствует выходной кинетической энергии, составляющей лишь незначительную часть располагаемого перепада  $H_{0T}$ . Кроме того, применение последних ступеней с отрицательной закруткой потока при выходе ( $c_{2u} < 0$ ), которая свойственна высоконагруженным ступеням газовых турбин большой мощности, существенным образом изменяет рабочий процесс в выходном диффузоре по сравнению с осевым подводом потока, присущим диффузорам газовых турбин предыдущего поколения.

Выходной диффузор газовой турбины в комбинированной ПГУ с котломутилизатором (КУ) является материальным связующим звеном двух термодинамических процессов – теплового цикла ГТУ (цикла Брайтона) и паротурбинного теплового цикла (цикла Ренкина) [1]. Диффузор предназначен для транспортировки потока газа с высоким уровнем энергии от газотурбинной установки к котлу-утилизатору паротурбинной установки, где тепловая энергия газа передаётся пароводяной рабочей среде. Конфигурация, размеры, конструктивные элементы, аэродинамические качества таких диффузоров определяются особенностями газовой турбины большой единичной мощности, условиями компоновки оборудования ПГУ КУ и требованиями, предъявляемыми к параметрам и качеству потока, входящего в котёл-утилизатор.

Поэтому выходные диффузоры стационарных газовых турбин современных комбинированных установок имеют свою специфику, которая отличает их от других диффузоров различного назначения. Главная из этих особенностей – граничные условия входящего в диффузор потока газа, которые формируются последней ступенью газовой турбины. Кроме указанных выше особенностей потока за последними ступенями, следует

иметь в виду наличие при входе в последующий диффузор прикорневых у втулки диффузора и периферийных за рабочим колесом структур потока, генерируемых ступенью [2-4]. Этими структурами являются вторичные течения у корня и у периферии РК [5]. Именно эти структуры оказывают решающее влияние на формирование пограничного слоя на обводах диффузора. Отметим также малую изученность влияния на качество процесса макронестационарности потока, связанной, главным образом, с закромочными следами рабочих лопаток, а также микронестационарности потока, т.е. его турбулентности.

В этих условиях целесообразно управлять потоком с помощью лопаточного аппарата последней ступени таким образом, чтобы получить благоприятные условия на входе в диффузор и повысить его восстановительные показатели. Глобальная задача при этом состоит в обеспечении безотрывного течения рабочей среды как в области прикорневой втулки кольцевого диффузора, так и периферийного конического обвода.

Отметим, что все известные конструкции стационарных турбин большой мощности выполняются с цилиндрическими втулочными диффузорами. Традиционные закрутки лопаточных аппаратов  $c_{1u}r = \text{const}$ , или  $\alpha_1 = \text{const}$  (по радиусу) имеют специфическую особенность – положительно направленные от оси турбины к периферии радиальные компоненты векторов скоростей потока  $c_{2r} > 0$  при выходе из ступени, что очевидно приводит к отрыву потока от втулки. Так называемая «обратная закрутка» лопаточного аппарата, характеризуемая возрастанием угла  $\alpha_1$  выхода из направляющего аппарата от периферии к корню, генерирует при его выходе из ступени поле векторов скоростей с отрицательными радиальными компонентами  $c_{2r} < 0$ . Кроме того, что при этом обеспечивается безотрывное обтекание втулочной поверхности, происходит ещё локализация циркуляционной, вихревой области за цилиндрической втулкой. Для подтверждения изложенных соображений были поставлены физические опыты и выполнено CFD-моделирование двух соответствующих вариантов блока «Ступень -Диффузор» («С-Д»): 1-й вариант – с закруткой лопаточного аппарата последней ступени α<sub>1</sub> = const, 2-ой вариант – со ступенью, в которой лопаточный аппарат имеет «обратную закрутку» ( $\alpha_1$  уменьшается от корня к периферии по закону, индивидуально подобранному для заданных условий течения газа в последней ступени ГТУ).

## Литературный обзор

До настоящего времени в комбинированных установках ПГУ используются только кольцевые втулочные диффузоры или кольцевые в комбинации с последующими коническими диффузорами. Исследованиям такого типа диффузоров также посвящено огромное количество публикаций как в наше время [6-11], так и в прошлом [12-16].

Влияние восстановительной способности диффузора на эффективность ГТУ убедительно показано в работе *S. Farokhi* [17], где, в частности, установлено, что при величине  $M_{C_2} = 0,70$  за последней ступенью увеличение восстановительной способности диффузора на 10% ведёт к увеличению мощности турбины примерно на 1,1%, что соответствует увеличению полезной мощности ГТУ на величину около 3,3%, а при  $M_{C_2} = 0,40$  повышении мощности составляет величину лишь ~ 0,30%.

Анализ обширного числа литературных источников показывает, что важнейшим условием удовлетворительной работы диффузора является устойчивость пограничных слоёв на внешнем и внутреннем его обводах [18]. В турбинных кольцевых диффузорах структура пограничных слоёв определяется входными граничными условиями, которые формируются лопаточным аппаратом последней ступени. Большое число литературных источников указывают на то, что как в прикорневой зоне, так и у периферии при выходе из ступени поток имеет ярко выраженную трёхмерную вихревую структуру, которая предопределяет дальнейший процесс течения в диффузоре. Поэтому аэродинамические свойства турбинных диффузоров необходимо исследовать только в блоке «С – Д». Существенный дефицит таких исследований вполне определяет актуальность выбранной темы.

Несмотря на большое количество работ, выполненных по диффузорной тематике, актуальных исследований по аэродинамике блоков «С-Д» совершенно недостаточно. Результаты исследований без предвключенной ступени приводят конструкторов к неоптимальным решениям при выборе элементов проточной части выходных трактов, а также к недостаточно точным величинам аэродинамических характеристик. Из опубликованных работ известно крупное исследование блока «С-Д» газовой турбины, выполненное в техническом университете Кельна (ФРГ) в 1980 г. [19]. Однако в указанной работе отсутствуют данные траверсирования трехмерного потока, которые

#### было еще невозможно выполнить в то время.

### Материалы и методы

Экспериментальная установка. Экспериментальные исследования блока «С-Д» проводились в лаборатории Турбиностроения Санкт-Петербургского Политехнического Университета (далее СПбПУ) на стенде ЭТ-4 [20], внешний вид которого показан на рисунке 1. Особенностью ротора стенда ЭТ-4 является его двухконсольная конструкция. С одной стороны располагается рабочее колесо испытываемой модели, а с другой – два диска гидротормоза. Крутящий момент от рабочего колеса ступени передается через две шпонки на вал ротора, а крутящие моменты вала ротора к дискам гидротормоза через 4 призматические шпонки. Рабочее колесо ступени посажено на вал через коническую втулку, на которое оно одевается с расчётным натягом.



стороны модельного выходного диффузора  $\delta$ ) – вид со стороны гидротормоза

Рис. 1. Внешний вид стенда ЭТ-4: a) – вид со Fig. 1. Appearance of the ET-4 stand: a) - view from the side of the model output diffuser b) - view from the side of the hydraulic brake

Модель выходного диффузора состоит из 3-х частей (рис. 1):

- втулочный кольцевой диффузор с пятью силовыми стойками 1, расположенными с равным шагом по окружности, и с начальным угловым раскрытием периферийного обвода 14°;

- диффузор с цилиндрическим периферийным обводом 2 (в области циркуляционной зоны за втулкой);

- конический диффузор 3 с углом раскрытия периферийного обвода 6°.

Схема измерений представлена на рисунке 2. Траверсирование трехмерного потока проводилось в четырех характерных сечениях проточной части:

- 2-2 за турбинной ступенью;
- 6-6 за силовыми стойками (на выходе их кольцевого диффузора);

- 7-7 в среднем сечении конического диффузора;

- 8-8 на выходе из диффузора.

В этих сечениях установлены 3Д-зонды для измерения параметров полей потока, управляемые координатными устройствами (п. 6 рис. 1 а). Координатные устройства позволяют перемещать зонды в радиальном направлении и поворачивать насадок вокруг зонда в процессе его выравнивания по направлению потока. Шаговая оси неравномерность потока, генерируемая направляющими лопатками, проходит через рабочую решётку. Для ее фиксации неподвижными в окружном направлении зондами направляющий аппарат, имеющий посадку скольжения в корпусной детали, поворачивается вокруг оси турбины с помощью механизм  $\theta_2$  поворота НА (п. 4 рис. 1*a*). Таким же образом с помощью поворота втулочного диффузора с силовыми стойками механизмом  $\theta_6$  (п. 5 рис. 1 *a*) производилось траверсирование потока по площади сечений 6-6, 7-7 и 8-8.

## Измерительное оборудование

Регистрация давлений проводилась с помощью сканеров давления 900Х фирмы DMT Druckmesstechnik GmbH. Для измерения стационарных базовых температур потока перед расходомерным соплом, а также перед ступенью применялись термоэлементы *LKA*-10-25 той же фирмы. Измерение и контроль массового расхода осуществлялось с помощью расходомерного сопла (ГОСТ 8563.1-97). Систематическая неопределенность в измерениях расхода согласно указанному ГОСТ не превышает величины ±0,5%, а дисперсионная величина случайной неопределенности при доверительной вероятности 68,2%  $\sigma \le 0,2\%$ . Сила на рычаге гидротормоза (п. 6 рис. 1 б) измерялась

пьезорезистивным датчиком силы (п. 7 рис. 1 б) модели СММ2-К10 (*Dacell*, Ю.Корея). Частота вращения вала измерялась двумя датчиками Холла типа NJK-5002C.

Измерения во всех контрольных сечениях, а также регистрация статических пристеночных давлений, данных расходомерного сопла, датчиков силы на рычаге гидротормоза и частоты вращения вала выполнялось параллельно во времени.



Рис. 2. Схема измерений стенда ЭТ-4

Fig. 2. Measurement scheme of the ET-4 stand

Интегральные характеристики ступени и блока «С-Д» в физическом эксперименте вычислялись по осредненным по массовому расходу параметрам потока в контрольных измерительных сечениях. КПД ступени определялся по формуле:

$$\eta = N/N_t = N/GH_0, \qquad (1)$$

В этой формуле G – массовый расход воздуха, кг/с; N – величина мощности, развиваемой ступенью на установившемся режиме. Эта величина определяется при помощи гидротормоза и вычисляется по формуле  $N = LF \pi n/30$ , где N – мощность, развиваемая ступенью и поглощаемая гидротормозом, Вт; L- длина рычага гидротормоза, Н; *п* – частота вращения ротора,

об/мин; 
$$H_0 = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$
 – изоэнтропийный перепад энтальпий на ступень,

Дж/кгК.

Момент трения в рабочих подшипниках ротора передаётся на корпус гидротормоза, так как подшипники ротора расположены внутри корпусной детали гидротормоза. Момент трения поверхности ротора о воздух также передаётся через корпусную деталь на корпус гидротормоза.

Аналогично вычислялся КПД\* ступени по параметрам торможения:

$$\eta^* = N/N_t = N/GH_0^*,$$
 (2)

КПД блока «С – Д» вычислялся по формуле:

$$\gamma_{+\mathcal{I}} = N/N_{t+\mathcal{I}} \ . \tag{3}$$

N<sub>t+Д</sub> - теоретическая мощность блока «С-Д» в предположении изоэнтропийного процесса течения при реальном расходе G рабочей среды  $N_{t+\mathcal{A}} = GH_{0+\mathcal{A}}$ , где G массовый расход воздуха, определяемый с помощью расходомерного сопла; Г

$$H_{0+\mathcal{A}} = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left[ 1 - \left( \frac{p_8}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$
- изоэнтропийный перепад энтальпий блока «С-Д»,

Дж/кг;  $T_0^*$ ,  $p_0^*$ - параметры торможения потока при входе в ступень;  $p_8$  – давление в потоке за блоком «С-Д» в контрольном сечении 8-8.

Две величины КПД п и п, позволяют определить третью важную интегральную характеристику блока «С-Д»:

$$\overline{\Delta\eta}_{+,\mathcal{I}} = \frac{\left(\eta_{+,\mathcal{I}} - \eta\right)}{\eta} = \frac{1 - \left(p_8/p_0^*\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(p_2/p_0^*\right)^{\frac{k-1}{k}}} - 1, \qquad (4)$$

которая является нормированной величиной повышения КПД ступени в блоке «С-Д» вследствие установки диффузора по сравнению с КПД той же ступени в системе без диффузора.

Эта характеристика обладает двумя важнейшими качествами:

- представляет собою количественную величину для оценки эффективности установки диффузора;

- имеет повышенную точность по сравнению с другими интегральными характеристиками, так как количество измеряемых независимых переменных в формуле (5) примерно в 4 раза меньше, чем в формулах для КПД  $\eta$  или  $\eta$ +Д.

Дисперсионный анализ этой величины показал, что ее среднеквадратическая погрешность определения на стенде ЭТ-4 лежит в пределах  $\sigma_{\Delta \eta_{\perp, \eta}} \leq \pm (0, 15...0, 20)\%$ .

Простота и «лёгкость», с которой определяется важная для практики величина  $\Delta \eta_{_{+\mathcal{I}}}$ , являются кажущимися, так как на самом деле для её получения требуется сложнейший эксперимент «Ступень – Диффузор», включающий моделирование последней ступени турбины.

Коэффициент восстановления давления в диффузоре вычислялся по формуле:

$$C_p = \frac{p_8 - p_2}{\rho_2 c_2^2 / 2} \tag{5}$$

Численное моделирование. Расчетная область модели блока «С-Д» состоит из пяти блоков: 1) 18 межлопаточных каналов направляющего аппарата, 2) 10 лопаток рабочего колеса, 3) сектор 72° для участка диффузора с рядом стоек, 4) сектор 72° для оставшейся части диффузора. В численной модели учитывались периферийный бандаж и надбандажная протечка в рабочем колесе. Блоки расчетной области покрываются неструктурированными сетками. В направляющем аппарате (НА) сетки составлены из тетраэдров в ядре потока с гексагональными пристенными элементами. Такая структура сетки позволяет экономить значительное число ячеек, относительно призматических пограничных слоев, и корректно разрешить обтекание передней и задней кромок лопатки НА и галтелей по краям лопатки. В рабочем колесе (РК), сетка состоит из трёх блоков: центрального, состоящего из гексаэдров, и двух пристенных блоков, расположенных у втулки и на периферии, где сетка состоит из тетраэдров и призм. Сетка в центральном блоке сгенерирована в TurboGrid трансляцией двумерной прямоугольной сетки вдоль осевого направления.

Расчет производился с применением коммерческого пакета ANSYS CFX 19.4. На входе в расчетную область задавались расход с нормальным направлением вектора скорости и температура торможения. На выходе из расчетной области задавалось атмосферное статическое давление. Скорость вращения ротора варьировалась: номинальная скорость и два режима ±1000 об/мин относительно номинала. Выполнены расчеты для двух вариантов модели: со ступенью с закруткой  $\alpha_1 = const$  и со ступенью с «обратной закруткой». На поверхности лопаток, стенках диффузора и ступени задано условие прилипания и адиабатическое условие по температуре. Для секторов 72° использовались условия периодичности в окружном направлении.

Задача решалась в нестационарной URANS постановке с шагом по времени 5.10<sup>-6</sup> с. Для замыкания системы уравнений Навье-Стокса использовалась k-ш SST модель турбулентности. Учитывалось нестационарное взаимодействие лопаток НА и РК за счет вращения области лопаток РК. При этом на границе неподвижных блоков и блока РК использовались интерфейсы, обеспечивающие прозрачность межблочной границы при переходе из неподвижных блоков во вращающиеся и обратно. На границах стыковки блоков с разными углами секторов обмен потоками между блоками осуществлялся с окружным осреднением параметров потока. Осредненные во времени параметры получены за время, равное 1/5 оборота ротора, после выхода на устойчивое квазипериодическое течение.

# Результаты

Интегральные характеристики ступеней и блоков «С-Д» по данным эксперимента вычислялись по формулам (1) – (5). Их значения на номинальном режиме нагрузки для исследованных типов закрутки представлены в таблице 1.

# Таблица 1

Интегральная характеристика	Обозначение	Ступень 1	Ступень 2	
		Закрутка	«Обратная	
		$\alpha_1 = \text{const}$	закрутка»	
КПД	η	0,760	0,750	
КПД*	η*	0,874	0,894	
КПД блока	η <sub>+Д</sub>	0,816	0,844	
Относительный прирост КПД	$\Delta\eta_{+\Pi}$	0,073	0,124	
Коэффициент восстановления	Ср	0,462	0,722	

Интегральные характеристики ступеней и б.	локов «Ступень – Диф	þфузор» на номин	альном режиме
		Ступень 1	Ступень 2

Из таблицы 1 видно, что по всем представленным характеристикам, за исключением величины КПД ступени, на номинальном режиме обратная закрутка демонстрирует лучшие показатели.

На рисунке 3 приведены интегральные характеристики ступени и блока «С-Д» при изменении режима нагрузки: КПД ступени η и η\*, блока «С–Д» η, коэффициент восстановления давления Cp, относительный прирост КПД  $\Delta \eta_{+\pi}$  блока.





Рис. 3. Интегральные характеристики ступени и блока «С-Д» при изменении режима нагрузки

Fig. 3. Integral characteristics of the stage and the "C-D" block when changing the load mode

По результатам эксперимента блока «С-Д» со ступенью с «обратной закруткой» была валидирована численная модель течения в блоке. Степень совпадения расчета с экспериментом демонстрируют графики распределений параметров потока по высоте канала во входном сечении диффузора (рис. 4). Указанные зависимости были получены по данным траверсировании и последующего осреднения по  $\theta_2$  параметров потока в контрольном сечении за РК. Аналогичные кривые были получены по результатам численного моделирования.



Рис. 4. Распределения параметров потока во входном сечении диффузора для блока «С-Д» со ступенью 2 по данным расчета и эксперимента

Fig. 4. Distribution of flow parameters in the input section of the diffuser for the "C-D" block with stage 2 according to the calculation and experiment data

Структура течения в блоке «С-Д» по результатам численного моделирования потока представлена на рисунке 5 в виде линий тока.

![](_page_7_Figure_10.jpeg)

Рис. 5. Линии тока и распределения скоростей потока в блоке «С-Д»: а) ступень 1 (закрутка α1 = const); б) – ступень 2 («обратная закрутка»).

Fig. 5. Lines of current and distribution of flow velocities in the block "C-D": a) stage 1 (twist  $\alpha 1 = const$ ); b) - stage 2 ("reverse twist").

На рисунке 6 представлены распределения параметров потока по высоте канала в сечении за РК для блока «С-Д» со ступенью с закруткой  $\alpha_1 = const$ . Зависимости были получены по результатам численного моделирования потока по предварительно валидированной СFD модели течения.

![](_page_8_Figure_2.jpeg)

Рис. 6. Распределения параметров потока во входном сечении диффузора для блока «С-Д» со ступенью 1 по данным расчета

![](_page_8_Figure_4.jpeg)

## Обсуждение

Профилирование последней ступени по закону закрутки  $\alpha_1 = const$ дает преимущество в КПД по сравнению со ступенью с «обратной закруткой» на номинальном режиме нагрузки за счет меньшей величины потери с выходной кинетической энергией из-за осевого выхода потока почти по всей высоте канала. Однако по уровням КПД\* и КПД<sub>+Д</sub> блока ступень 2 превосходит показатели ступени 1 во всем исследованном диапазоне изменения режима нагрузки (рис 3). Это объясняется качеством потока, входящего в диффузор, который формируется последней ступенью турбины. Традиционный закон закрутки  $\alpha_1 = const$  формирует выходной поток со значительными положительными радиальными компонентами С, векторов скоростей, что приводит к отрыву от втулочной поверхности еще в кольцевом диффузоре (рис. 5 а). Максимальные скорости на выходе из ступени наблюдаются в периферийных областях (рис. 5 а, рис. 6 б). В результате поток на протяжении всего выходного тракта занимает лишь верхнюю область проточной части выходного тракта. В результате этого явления на выходе из диффузора сохраняется высокий уровень кинетической энергии потока, а, следовательно, восстановление ее в работу сил давления происходит очень неэффективно. Поэтому Ср в этом случае имеет низкую величину 46,2% на номинальном режиме, а при частичных и перегрузочных режимах работы ГТУ *Cp* падает более резко. Так при  $\alpha_2 = 85^{\circ}$  коэффициент восстановления Ср=39,7%. При этом эффективность блока в целом также низка.

Ступень, профилированная по закону «обратной закрутки», формирует выходной поток таким образом, что расход на входе в диффузор имеет максимальные значения в привтулочной области (рис 5  $\delta$ ). Радиальные компоненты  $C_r$  векторов скоростей у корня имеют нулевые или отрицательные значения, в результате чего поток не только не отрывается от втулочной поверхности, но и заполняет почти все пространство конического диффузора, за исключением локальной вихревой зоны за втулкой.

## Выводы

Главная причина низкой эффективности блока «С-Д» со ступенью 1 ( $\alpha_1 = const$ ) состоит в отрыве потока от внутренней втулочной поверхности диффузора, возникающего вследствие неблагоприятного влияния входных граничных условий, формируемых последней ступенью турбины.

Для предотвращения отрыва потока следует использовать специальный вид

профилирования лопаточного аппарата последней ступени по закону «обратной закрутки», которая генерирует отрицательные радиальные компоненты вектора скорости при входе в диффузор.

Использование специального профилирования последней ступени дает выигрыш в относительном приращении КПД блока «С-Д»: 12,4% для ступени с «обратной закруткой» по сравнению с 7,3% для ступени с традиционным законом закрутки  $\alpha_1 = const$ . Этот вывод основан как на экспериментальных, так и на численных исследованиях.

В случае бандажированного рабочего колеса односторонний угол раскрытия проточной части входного участка диффузора может достигать 14 – 15° (до силовых стоек). При этом безотрывной характер течения в этой области обеспечивается сильно закрученной струей из радиального зазора над РК и слоем крупномасштабных вихревых структур вторичных периферийных течений, покидающих ступень.

#### Литература

1. Гафуров А.М., Осипов Б.М., Гафуров Н.М., и др. Способ утилизации тепловых вторичных энергоресурсов промышленных предприятий для выработки электроэнергии. Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики.2016. №11-12. С. 36-42.

2. Курманов Б.И., Осипов И.Л., Петрунин Д.В. Сравнительный анализ схем охлаждения выходной кромки турбинной лопатки ГТУ. Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2007. №3-4. С. 68-75.

3. Phil Ligrania, Geoffrey Pottsb, Arshia Fatemic, Endwall aerodynamic losses from turbine components within gas turbine engines, Propulsion and Power Research. 2017.  $\mathbb{N}$  6(1). C. 12-14.

4. Осипов И.Л., Осипов А.И. О величинах потерь вследствие уступов между полками сопловых и рабочих лопаток газовых турбин. Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики.2005. №7-8. С. 3-8.

5. Hamakhan I.A., Korakianitis T. Aerodynamic performance effects of leading-edge geometry in gas-turbine blades, Applied Energy. 2010. № 87(5). C. 1591-1601.

6. Chernikov V., Semakina E., Mimic D., et al. Aerodynamic Studies Of A Combined Turbine-Stage- Exhaust System, 35th Anniversary Of Cooperetion Results Of Joint Research Activity Of Scientists From Peter The Great Saint-Petersburg Polytechnic University And Leibniz Universität Hannover. Saint-Petersburg, 2019.

7. Семакина Е.Ю., Хоанг В.Ч., Черников В.А. Аэродинамические процессы в выходном тракте стационарной газовой турбины: результаты экспериментальных исследований. Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. №3. С. 49-60.

8. Плотников Л.В., Бродов Ю.М., Жилкин Б.П., и др. Физическое моделирование термомеханики газовых потоков в выходных каналах центробежного компрессора турбокомпрессора, Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2020. Т. 22(3). С. 44-50.

9. Gianluca Zitti, Fernando Fattore, Alessandro Brunori, Bruno Brunori, Maurizio Brocchini, Efficiency evaluation of a ductless Archimedes turbine: Laboratory experiments and numerical simulations, Renewable Energy. 2020. №146. C. 867-879.

10. Christian H. Schulze\* Jan Habermann Stephan Staudacher, Martin G. Rose, Udo Freygang, Influence of Inflow Turbulence and Distortion on a Two-Stage Low Pressure Axial Turbine at Low Reynolds Numbers, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13-17, 2016, Seoul, South Korea.

11. Michael Henke\*, Lars Wein, Tim Kluge, Yavuz Guendogdu, Marc Heinz-Otto Biester, Joerg R. Seume, Experimental and Numerical Verification of The Core-Flow In a New Low-Pressure Turbine, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13-17, 2016, Seoul, South Korea.

12. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. М.: Энергия, 1970. 384 с.

13. Мигай В.К., Гудков Э.И. Проектирование и расчёт выходных диффузоров турбомашин. Л.: Машиностроение. ЛО, 1981. 222 с.

14. Гоголев И.Г., Дроконов А.М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. Брянск: Брянское областное издательство «Грани», 1995. 258 с.

15. Sovran G., Klomp E.D. Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusors with Rectargular, Conical or Annular Gross-Section // In: «Fluid Mech. Of

Int. Flow». Elsevier Publishing Company, Amsterdam – London – New Jork. 1967. pp .270–319.

16. Sprenger, H. Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrümmten Diffusoren: Diss. ... ETH Zürich. 1959.

17. Farokhi S. A Trade-Off Study of the Rotor Tip Clearance Flow in a Turbine Exhaust Diffuser System // ASME Paper 87. GT229. 1987.

18. Ramesh Bhoraniya, Zahir Hussain, Vinod Narayanan. Global stability analysis of axisymmetric boundary layer on a slender circular cone with the streamwise adverse pressure gradient, European Journal of Mechanics - B/Fluids, 20 January 2021.

19. Krause H., Quest J. Experimentelle Untersuchungen an Nabendiffusoren hinter einer Turbinenstufe // VDI-Berichte. 1980. N. 361. pp. 259–264.

20. Черников В.А., Семакина Е.Ю., Универсальный стенд для экспериментальных исследований аэродинамики выходных и переходных трактов стационарных турбин в блоке с турбинными ступенями: методика и результаты экспериментов, Газотурбинные технологии. 2015. №7. С. 32-37.

## Авторы публикации

**Черников Виктор Александрович** – д-р техн. наук, профессор, доцент сектора Турбин ВШЭМ ИЭ СПбПУ.

Семакина Елена Юрьевна – канд. техн. наук, доцент сектора Турбин ВШЭМ ИЭ СПбПУ.

Вокин Леонид Олегович – аспирант сектора Турбин ВШЭМ ИЭ СПбПУ.

## References

1. Gafurov AM, Gafurov NM, Gatina RZ. A method of utilization of thermal waste energy industry to generate electricity. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij problemy ehnergetiki*. 2016;11-12:36-42. doi:10.30724/1998-9903-2020-3-44-50.

2. Kurmanov BI, Osipov IL, Petrunine DV. Air ejection at pressure side being compared with traditional trailing edge cooling. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij problemy ehnergetiki*. 2007;3-4:68-75.

3. Phil Ligrania, Geoffrey Pottsb, Arshia Fatemic, Endwall aerodynamic losses from turbine components within gas turbine engines. *Propulsion and Power Research*. 2017;6(1):1-14. doi:10.1016/j.jppr.2017.01.006

4. Ossipov IL, Ossipov AI. About losses magnitudes happened due to the steps between vanes and blades platforms of gas turbines. *Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij problemy ehnergetiki*. 2005;7-8:3-8.

5. Hamakhan IA, Korakianitis T. Aerodynamic performance effects of leading-edge geometry in gas-turbine blades. *Applied Energy*. 2010;87(5):1591-1601. doi:10.1016/j.apenergy.2009.09.017

6. Chernikov V, Semakina E, Mimic D, et al. Aerodynamic Studies Of A Combined Turbine-Stage- Exhaust System, 35th Anniversary Of Cooperation Results Of Joint Research Activity Of Scientists From Peter The Great Saint-Petersburg Polytechnic University And Leibniz Universität Hannover. Saint-Petersburg, 2019.

7. Semakina EJu, Hoang VCh, Chernikov VA. Ajerodinamicheskie processy v vyhodnom trakte stacionarnoj gazovoj turbiny: rezul'taty jeksperimental'nyh issledovanij. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbPU. Estestvennye i inzhenernye nauki.* 2017;3:49-60.

8. Plotnikov LV, Zhilkin BP, Brodov YuM, et al. Physical simulation of thermomechanics of gas flows in the output channels of turbocharger centrifugal compressor, Proceeding of Universities. *Problems of energetics*. 2020;3(3):44-50. doi:10.30724/1998-9903-2020-3-44-50

9. Gianluca Zitti, Fernando Fattore, Alessandro Brunori, et al. Efficiency evaluation of a ductless Archimedes turbine: Laboratory experiments and numerical simulations. *Renewable Energy*. 2020;146:867-879. doi:10.1016/j.renene.2019.06.174

10. Christian H. Schulze, Jan Habermann, Stephan Staudacher, Martin G. Rose, Udo Freygang. *Influence of Inflow Turbulence and Distortion on a Two-Stage Low Pressure Axial Turbine at Low Reynolds Numbers*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13-17, 2016, Seoul, South Korea. doi:10.1115/GT2016-56134

11. Michael Henke, Lars Wein, Tim Kluge, et al. Experimental and Numerical

*Verification of The Core-Flow In a New Low-Pressure Turbine.* Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 June 13 – 17, 2016, Seoul, South Korea. doi:10.1115/GT2016-57101

12. Dejch ME, Zarjankin AE. Gazodinamika diffuzorov i vyhlopnyh patrubkov turbomashin. M.: Jenergija, 1970. 384 p

13. Migaj VK, JeI. Gudkov. *Proektirovanie i raschjot vyhodnyh diffuzorov turbomashin*. L.: Mashinostroenie. LO, 1981. 222 p

14. Gogolev IG, Drokonov AM. Ajerodinamicheskie harakteristiki stupenej i patrubkov teplovyh turbin. Brjansk: Brjanskoe oblastnoe izdatel'stvo «Grani», 1995. 258 p.

15. Sovran G, Klomp ED. Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusors with Rectargular, Conical or Annular Gross-Section. In: «Fluid Mech. Of Int. Flow». Elsevier Publishing Company, Amsterdam – London – New Jork. 1967. P.270–319.

16. Sprenger H. Experimentelle Untersuchungen an geraden und gekrümmten Diffusoren: Diss. ... ETH Zürich. 1959.

17. Farokhi SA Trade-Off Study of the Rotor Tip Clearance Flow in a Turbine Exhaust Diffuser System. ASME Paper 87. GT229. 1987. doi:10.1115/87-GT-229

18. Ramesh Bhoraniya, Zahir Hussain, Vinod Narayanan. Global stability analysis of axisymmetric boundary layer on a slender circular cone with the streamwise adverse pressure gradient, *European Journal of Mechanics* - B/Fluids. 20 January 2021. doi:10.1016/j.euromechflu.2021.01.008

19. Krause H, Quest J. *Experimentelle Untersuchungen an Nabendiffusoren hinter einer Turbinenstufe*. VDI-Berichte. 1980;361:259–264.

20. Chernikov VA, Semakina EJu. Universal'nyj stend dlja jeksperimental'nyh issledovanij ajerodinamiki vyhodnyh i perehodnyh traktov stacionarnyh turbin v bloke s turbinnymi stupenjami: metodika i rezul'taty jeksperimentov. *Gazoturbinnye tehnologii*. 2015;7:32-37.

# Authors of the publication

Victor A. Chernikov -Higher School of Power Engineering, Institution of Energy, SPbPU.

Elena Yu. Semakina- Higher School of Power Engineering, Institution of Energy, SPbPU.

*Leonid O. Vokin* – Higher School of Power Engineering, Institution of Energy, SPbPU.

20 августа 2021г.

Отредактировано

Принято

Получено

27 августа 2021г.

30 августа 2021г.