

А. И. ТАРАСОВ, О. А. ЛИТВИНЕНКО, И. А. МИХАЙЛОВА

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДА УЧЕТА СЖИМАЕМОСТИ ПОТОКА ПРИ ТЕЧЕНИИ В ДИАФРАГМАХ С ОСТРЫМИ КРОМКАМИ

В статье на основе *CFD* анализа обоснован метод учета сжимаемости воздуха при течении через диафрагму с острыми кромками. Показано, что расчет массового расхода при заданных давлениях перед и за диафрагмой может быть выполнен с достаточной точностью, если использовать известные зависимости для коэффициента гидравлических потерь давления для несжимаемой среды при условии введения поправки на сжимаемость. Показано, что в отличие от коэффициента гидравлического сопротивления, который зависит только от геометрических размеров диафрагмы при $Re > 10^5$, коэффициент расхода зависит от отношения давлений перед и за диафрагмой. Поэтому использование коэффициента гидравлического сопротивления является более предпочтительным. Определение числа Маха при сверхкритическом отношении давлений представляет определенную сложность, так как область, где $M > 1$ имеет место в суживающейся струе на некотором расстоянии от диафрагмы. Несмотря на это, в инженерных расчетах предложено, в качестве определяющего размера использовать диаметр отверстия, и все параметры потока приводить к живому сечению диафрагмы. При этом вводится поправка на коэффициент гидравлического сопротивления по методу, изложенному в статье.

Ключевые слова: система охлаждения, газовая турбина, гидравлическое сопротивление, расход воздуха.

О. І. ТАРАСОВ, О. О. ЛИТВИНЕНКО, І. О. МИХАЙЛОВА

ОБЪЯСНЕНИЕ МЕТОДА УРАХОВАНИЯ СТИСЛИВОСТИ ПОТОКУ ПРИ ТЕЧЕНИИ В ДИАФРАГМАХ С ОСТРЫМИ КРОМКАМИ

У статті на основі *CFD* аналізу обґрунтований метод ураховання стисливості повітря при течії через діафрагму з гострими кромками. Показано, що розрахунок масової витрати при заданих тисках перед і за діафрагмою може бути виконаний з достатньою точністю, якщо використовувати відомі залежності для коефіцієнта гідравлічних втрат тиску для нестисливого середовища за умови введення поправки на стисливість. Показано, що на відміну від коефіцієнта гідравлічного опору, який залежить тільки від геометричних розмірів діафрагми при $Re > 10^5$, коефіцієнт витрати залежить від відношення тисків перед і за діафрагмою. Тому використання коефіцієнта гідравлічного опору є більш привабливим. Визначення числа Маха при сверхкритичному відношенні тисків представляє певну складність, так як область, де $M > 1$ має місце в звужуваній частині струменя на деякій відстані від діафрагми. Незважаючи на це, в інженерних розрахунках запропоновано, як визначальний розмір використовувати діаметр отвору, і всі параметри потоку приводити до живого перетину діафрагми. При цьому вводится поправка на коефіцієнт гідравлічного опору за методикою викладеною в статті.

Ключові слова: система охолодження, газова турбіна, гідравлічний опір, витрата повітря.

A. TARASOV, O. LYTVYNNENKO, I. MYHAYLOVA

SUBSTANTIATING THE TRACKING METHOD OF THE AIR FLOW COMPRESSIBILITY IN THE ORIFICES WITH SHARP EDGES

Based on *CFD* analysis this scientific paper substantiates the method of taking into account the compressibility of air passing through the orifice with sharp edges. It was shown that the mass flow rate can be calculated with a sufficient accuracy for specified pressures before and after the orifice if known relationships of hydraulic pressure loss coefficients are used for the incompressible medium provided the compressibility correction is made in the form of a factor $(1 + M^2/4)$. Such an approach allows us to use experimental relationships for the definition of the coefficient of hydraulic resistance for pressure ratios before and after the orifice P_1^*/P_2 in a wide pressure range. The *CFD* analysis data showed that the flow rate coefficient depends on the pressure ratio P_1^*/P_2 in contrast to the hydraulic resistance coefficient that depends only on geometric orifice dimensions at $Re > 10^5$. Therefore the use of hydraulic pressure ratio is more preferable. The definition of Mach number at a supercritical pressure ratio faces certain difficulties, because the domain where $M > 1$ is situated in the converging jet at a certain distance from the orifice. In spite of this fact the engineering computations suggest to use the aperture diameter as a key size and all the flow parameters must be reduced to the orifice flow section. The hydraulic resistance coefficient correction is made using the method described in the scientific paper. For supercritical pressure ratios the compressibility $(1 + M^2/4)$, correction of the coefficient of hydraulic resistance is not sufficient. Using the correction for this domain of pressure ratios as described in previous scientific papers of the authors results in the correct tracking of flow choking.

Key words: cooling system, gas turbine, hydraulic resistance and the air flow.

Введение

Системы охлаждения газовых турбин обычно представляются в виде гидравлической схемы, состоящей из гидравлических сопротивлений. Определение «гидравлическое сопротивление» здесь не случайное, так как в основе расчетов распределения расходов воздуха в элементах сети используются зависимости для несжимаемой жидкости. Поэтому при расчетах вводятся некоторые поправки на потери давления в связи не адиабат-

ным характером течения, сжимаемостью среды при больших значениях критерия Маха. Каждый элемент сети представляет собой гидравлическое сопротивление, в котором связь между массовым расходом и давлением на входе и выходе из него определяется или коэффициентом гидравлического сопротивления ζ , или коэффициентом расхода C_d . Причем последний непосредственно не используется, так как в расчетах гидравлических сетей, всегда используется коэффициент гидравлического сопротивления и если задан коэффи-

© А. И. Тарасов, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова, 2018

ент C_d , то по нему определяется коэффициент гидравлического сопротивления ζ .

Отметим, что коэффициент расхода используется только при описании течения в соплах, отверстиях и лабиринтовых уплотнениях, т.е. в тех случаях, когда перед сопротивлением и за ним располагаются большие объемы. Известно небольшое число подходов для расчета коэффициентов расхода, например [1]. В противоположность этому имеется большое количество зависимостей для различных типов гидравлических сопротивлений, например [2].

Цель работы

Цель работы – обоснование введения поправки на сжимаемость к коэффициенту гидравлического сопротивления в расчетах систем охлаждения газовых турбин, которая была представлена в предыдущей работе авторов [3], а так же совершенствование метода расчета потери полного давления сжимаемой среды в диафрагме с острыми кромками.

Гидравлическое сопротивление и коэффициент расхода

Потери полного давления при адиабатическом течении газа через любое сопротивление в прикладной аэродинамике обычно определяются через закон Бернулли, записанного для сечений перед входом и после выхода потока из канала в виде

$$p_1^* - p_2^* = \zeta \left(1 + \frac{1}{4} M^2 \right). \quad (1)$$

Такое определение потерь впервые было дано в [4] и в дальнейшем было повторено в [5, 6]. В статье авторов [3] было дано объяснение такой форме записи потери полного давления. Тем не менее, некоторые сомнения в правильности (1) остались, так как нигде, кроме нашей статьи, в научной литературе найти не удалось.

Повторим кратко, почему при определении потерь полного давления в зависимости (1) появляется множитель, содержащий критерий Маха.

Практически все опыты по изучению гидравлических потерь были выполнены с помощью пневмометрического метода, и динамический напор фактически определялся как разность полного и статического давлений в рассматриваемом сечении канала. Тогда коэффициент гидравлического сопротивления, приведенный к входу в канал, фактически равнялся

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{p_1^* - p_1}. \quad (2)$$

Раскладывая в ряд газодинамическую функцию для полного давления и ограничиваясь двумя членами ряда, получим в начале канала

$$p_1^* \cong p_1 + \frac{\rho_1 w_1^2}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M_1^2 \right). \quad (3)$$

Тогда, определенные в опытах (например, в тех, что приведены в справочнике [2]) гидравлические сопротивления фактически определены как

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{\rho_1 w_1^2}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M_1^2 \right)}, \quad (4)$$

где ζ – коэффициент трения, приведенный к условиям несжимаемой жидкости;

$\left(1 + \frac{1}{4} M_1^2 \right)$ – поправка, учитывающая сжимаемость.

Тогда для сжимаемой жидкости имеем

$$\zeta' = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{\rho_1 w_1^2}{2}} = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{G^2}{2\rho_1 A^2}}. \quad (5)$$

Связь между этими коэффициентами равна

$$\zeta' = \zeta \left(1 + \frac{1}{4} M^2 \right). \quad (6)$$

Часто в опытах при течении через сопла и отверстия определяют коэффициент расхода

$$C_d = \frac{G}{G_{\text{теор}}}. \quad (7)$$

Здесь нормирование производится теоретическим массовым расходом для сопла при адиабатическом течении без потерь

$$G_{\text{теор}} = A \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \rho_1^* p_1^* \left(\frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon^k \right), \varepsilon \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (8)$$

$$G_{\text{теор}} = A \sqrt{\frac{k}{R}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{p_1^*}{\sqrt{T_1^*}}, \varepsilon > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Если в опытах определялся коэффициент расхода то, используя (5) сразу можно получить коэффициент гидравлического сопротивления с учетом сжимаемости

$$\zeta' = \frac{1}{C_d^2} \frac{1 - \varepsilon}{\frac{k}{k-1} \left(\frac{2}{\varepsilon^k} - \varepsilon^k \right)}. \quad (9)$$

Представленное здесь объяснение выглядит достаточно логично, но смущает то, что раньше никто, кроме [2], этот вопрос не поднимал.

CFD обоснование сделанных предположений

Среди всевозможных гидравлических сопротивлений, которые встречаются в системах охлаждения, CFD анализ был выполнен для тонкой диафрагмы с острыми краями отверстия, расположенной в трубе равного диаметра.

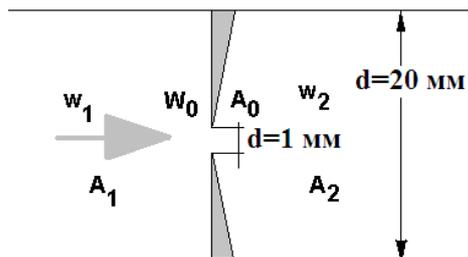


Рис. 1 – Диафрагма:

w – скорость; A – площадь живого сечения в трубе; индекс 1 – перед диафрагмой; индекс 0 – в узком сечении; индекс 2 – за диафрагмой

Выбор этой диафрагмы обусловлен тем, что коэффициент ее гидравлического сопротивления при $Re > 10^5$ определяется только геометрией [2]

$$\zeta = \left[1 + 0,707 \left(1 - \frac{A_0}{A_1} \right)^{0,375} - \frac{A_0}{A_2} \right]^2, \quad (10)$$

что позволяет в чистом виде оценить влияние числа Маха на расход сжимаемой жидкости, в данном случае воздуха. Зависимость (8) получена для условий постоянной плотности, т.е. для несжимаемой среды.

Для проверки адекватности зависимости (10)

для течения воздуха при значениях $\frac{p_1^*}{p_2}$ как мень-

ше, так и больше критического значения был выполнен *CFD* анализ. Область построения сетки *CFD* модели показана на рис. 1, а условия проведения моделирования и некоторые результаты приведены в табл. 1. Температура воздуха во всех вариантах расчетов равнялась 300 К. В качестве модели турбулентности использовалась стандартная *k-ε* модель турбулентности. Сетка состояла из четырехугольных элементов, значение параметра Y^+ в рекомендуемых пределах.

Анализ результатов подтверждает тот известный факт, что за диафрагмой происходит сужение потока и максимальное значение критерия Маха никогда не находится в узком сечении диафрагмы (рис. 2). Коэффициент расхода увеличивается приблизительно от 0,6, что в соответствии с утверждением Макгрихана [1] отвечает диафрагме с острыми краями вплоть до величины 0,85 (рис. 3). Причем даже при приближении к отношению давлений $\frac{p_1^*}{p_2} = 8$ не видно стабилизации величины массово-

го расхода, в связи с тем, что условие $M = 1$ не достигается в отверстии и запирание потока полностью не происходит.

Для определения критического расхода отверстий разной формы были предложены значения второго критического отношения давлений [4, 7]. Однако воспользоваться этими данными для расчета систем охлаждения газовых турбин не удалось, и был осуществлен поиск условий прибли-

женного метода, учитывающего поджатия струи за отверстием.

Таблица 1 – Результаты расчета

$p_1^* \cdot 10^5$, Па	$p_2 \cdot 10^5$, Па	$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1^*}$	$G \cdot 10^3$, кг/с	$G_{теор} \cdot 10^3$, кг/с
4,053	3,546	0,875	0,309	0,497
4,053	3,039	0,750	0,422	0,646
4,053	2,533	0,625	0,501	0,716
4,053	2,026	0,500	0,555	0,743
4,053	1,520	0,375	0,593	0,743
4,053	1,013	0,250	0,618	0,743
4,053	0,507	0,125	0,630	0,743

Окончание таблицы 1

$p_1^* \cdot 10^5$, Па	C_d (7)	M_0 (9)	ζ' (5) или (9)	ζ (4)
4,053	0,621	0,44	2,993	2,854
4,053	0,653	0,65	3,203	2,893
4,053	0,700	0,85	3,408	2,889
4,053	0,747	1,05	3,836	3,011
4,053	0,798	1,27	4,659	3,318
4,053	0,832	1,56	6,858	4,266
4,053	0,847	2,01	15,16	7,528

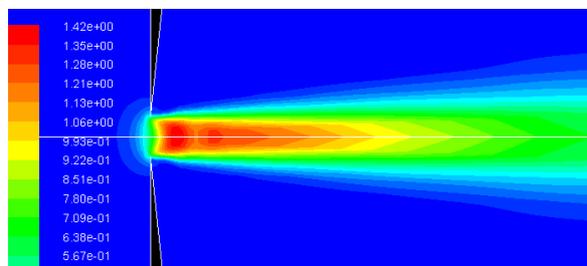


Рис. 2 – Критерий Маха при течении

в диафрагме и при $\frac{p_2}{p_1^*} = 0,375$

Плотность воздуха резко изменялась вдоль потока и это требует обоснования того, что использовать в (4) и (5) в качестве определяющей плотности. Очевидно, что плотность перед отверстием не зависит от того, был или не был скачок уплотнения. Поэтому целесообразно использовать плотность ρ_1 , определенную в сечении 1 по статическим параметрам воздуха. Тогда коэффициент гидравлического сопротивления определяется, как

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{\frac{\rho_1 w_0^2}{2} \left(1 + \frac{1}{4} M_0^2 \right)}. \quad (11)$$

Для определения гидравлического сопротивления одним из определяющих параметров является

ся скорость потока в диафрагме w_0 . В опытах [2] скорость потока измерялась не в самой диафрагме, а на некотором расстоянии, и затем пересчитывалась по уравнению неразрывности:

$$G = \rho_1 w_1 A_1 = \rho_0 w_0 A_0, \quad (12)$$

отсюда $w_0 = \frac{\rho_1 w_1 A_1}{\rho_0 A_0}$.

Учитывая, что в (11) используется в качестве определяющей плотности, плотность в сечении 1, получим

$$w_0 = w_1 \frac{A_1}{A_0}. \quad (13)$$

При определении коэффициента гидравлического сопротивления, приведенного к несжимаемой жидкости необходимо знать значение критерия Маха непосредственно в отверстии. Среднее значение M_0 можно определить из газодинамической функции

$$p_2^* = p_2 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (14)$$

Здесь предполагается, что статическое давление в камере за диафрагмой равно статическому давлению в выходном сечении отверстия $p_2 = p_0$ (сечение 0).

Очевидно, что среднее значение M_0 в отверстии меньше максимального, которое имеет место при сверхкритических отношениях давления в потоке воздуха за диафрагмой (рис. 4).

Результаты расчета коэффициента гидравлического сопротивления представлены в табл. 1 и на рис. 5. Видно, что расчет по (5) или (9) приводит к зависимости (1), которая резко возрастает с увеличением отношения давлений. Это коэффициент сопротивления для сжимаемой среды. Напротив, если этот коэффициент нормировать величиной $\left(1 + \frac{1}{4} M_0^2 \right)$, то в области докритических отношений давлений, кривая 2, практически совпадает со значением гидравлического сопротивления несжимаемой среды, прямая 5.

Таким образом, зависимость (4) позволяет привести гидравлическое сопротивление сжимаемой среды к соответствующей величине для несжимаемой жидкости. Такой подход позволяет использовать экспериментальные зависимости для коэффициента гидравлического сопротивления, которые широко представлены, например, в [2], как для докритических значений отношения давлений, так и превышающих критическое значение вплоть до $\frac{p_1^*}{p_2} \cong 2,2 - 2,4$. Этот важный вывод сделан в данном случае только для гидравлического сопротивления диафрагмы с острыми кромками.

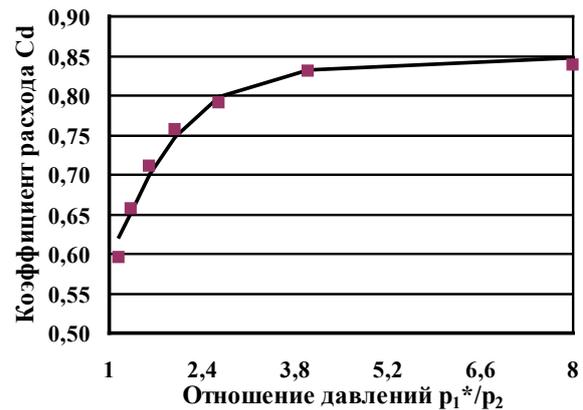


Рис. 3 – Коэффициент расхода диафрагмы: сплошная линия – CFD; маркеры – TNA

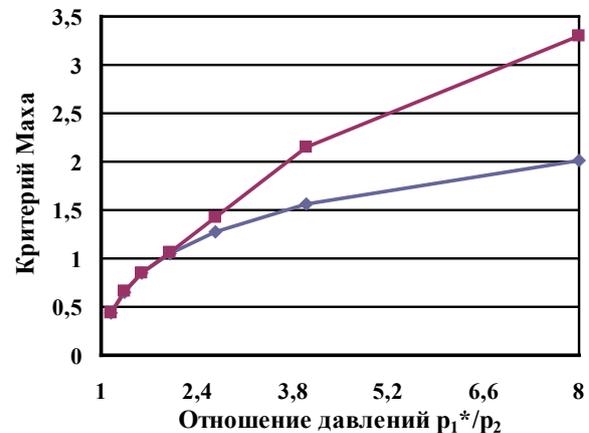


Рис. 4 – Максимальное значение критерия Маха в месте максимального сужения потока по результатам CFD расчета – верхняя линия, значение критерия Маха в узком месте отверстия по (14) – нижняя линия

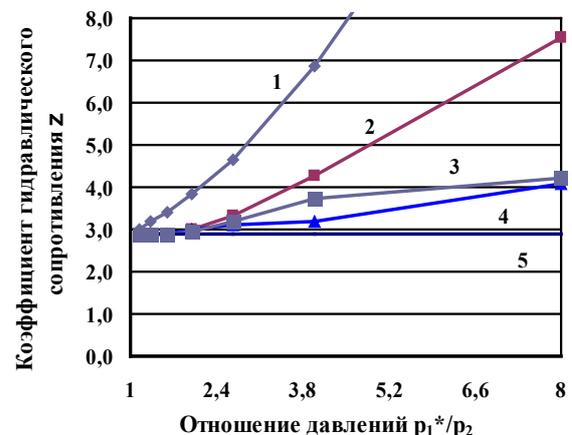


Рис. 5 – Коэффициент гидравлического сопротивления диафрагмы, определенный с помощью зависимостей: 1 – (5); 2 – (11) с M_0 по (14); 3 – (4) с M_{max} ; 4 – TNA расчет; 5 – (10)

Очевидно, что его необходимо обосновать и для других локальных гидравлических сопротивлений системы охлаждения газовой турбины, таких как лабиринтовые уплотнения, отверстия перфорации в лопатках, разгрузочные отверстия в дисках. Также следует обосновать применимость (11) для потерь на трение в каналах системы.

Расчет течения через диафрагму в программном комплексе THA [8] (Thermal & Hydraulic Analysis)

Расчет течения в каналах системы охлаждения при критических и сверхкритических отношениях давлений не может быть выполнен точно, так как основывается на одномерной постановке задачи. В действительности живое сечение канала может оказаться больше, чем живое сечение струи. Тем не менее, принято считать, что поток полностью заполняет сечение канала и это допущение включается в коэффициент гидравлического сопротивления.

Проведенный анализ показал, что отношение давлений $\frac{p_1^*}{p_2}$ равное или большее критического не

приводит к запиранию потока в отверстии, так как вдоль потока происходит падение полного давления в выходном сечении канала до величины

$$p_k^* = \frac{G\sqrt{T_1^*}}{A_0} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{-\frac{k+1}{2(k-1)}} \left(\frac{k}{R} \right)^{-0.5}, \quad (15)$$

которая и определяет критическое отношение давлений.

Тогда для запирания расхода следует ввести дополнительный коэффициент гидравлического сопротивления

$$\zeta_k = \frac{2\rho_0 A_0^2}{G^2} (p_k^* - p_2^*). \quad (16)$$

Предложенный подход, достаточно просто реализовать для длинных каналов постоянного живого сечения. Падение полного давления в таких каналах определяется суммой падений давления на входе в канал (потери на смятие потока), на трение, на выходе из канала (потери на удар). Поэтому легко определить значение давлений после каждого из гидравлических сопротивлений и проверить возможность запирания потока.

Гидравлическое сопротивление для диафрагмы с острыми кромками (10) невозможно разделить на составляющие. В силу наличия острых кромок трение отсутствует, но есть потери на смятие потока и потери на удар. Таким образом, коэффициент гидравлического сопротивления (10) представлялся как их сумма, но в разных пропорциях. Оказалось, что наилучшим вариантом разделить (10) поровну между ними, что привело к практически полному совпадению результатов расчета коэффициента расхода в данном расчете с

результатами CFD моделирования (рис. 3). Кроме того, значение коэффициента гидравлического сопротивления (рис. 5, кривая 4), которое было определено в программе THA по (10) с добавлением сопротивления (16) при запирании потока, достаточно близко к кривой 3, которая получена в результате CFD моделирования по (4) с использованием рассчитанных максимальных значений критерия Маха.

Очевидно, целесообразно проверить справедливость такого подхода и для отверстий другой формы.

Выводы

Проведено CFD исследование адиабатического течения воздуха через диафрагму с острыми кромками, на основании которого удалось установить следующее:

1. Экспериментальные данные по коэффициенту гидравлического сопротивления диафрагмы с острыми кромками могут быть использованы для расчета потерь полного давления сжимаемых сред с помощью введения поправки на сжимаемость.

2. Следует обосновать справедливость использования поправки на сжимаемость среды также для других локальных сопротивлений гидравлической сети системы охлаждения газовых турбин, таких как лабиринтовые уплотнения, отверстия перфорации для выпуска воздуха на поверхность лопатки и других.

3. Коэффициент расхода сжимаемой среды возрастает с ростом отношения давлений $\frac{p_1^*}{p_2}$, т.е.

с увеличением M даже в области $Re > 10^5$, что затрудняет построение для него надежных корреляционных зависимостей. Напротив коэффициент гидравлического сопротивления несжимаемой среды в этой области имеет постоянное значение, которое определяется только геометрическими характеристиками сопротивления. Поэтому определение коэффициента расхода и потерь давления с использованием коэффициента гидравлического сопротивления с поправкой на сжимаемость вызывает больше доверия, чем непосредственно полученные экспериментальные зависимости для коэффициента расхода.

4. При расчете потери полного давления по (11) определяющей плотностью является плотность среды перед диафрагмой, а значение критерия M должно быть отнесено к отверстию диафрагмы.

Список литературы

1. Макгрихан. Расходные характеристики утолщенных диафрагм со скругленной входной кромкой при закрутке потока. *Современное машиностроение*. 1989. Серия А, № 4. С. 141–146.

2. Идельчик И. Е. *Справочник по гидравлическим сопротивлениям*. Москва: Машиностроение, 1992. 672 с.
3. Тарасов А. И., Литвиненко О. А., Михайлова И. А. Расходные характеристики отверстий, применяемых в системах охлаждения газовых турбин. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 10 (1232). С. 52–58. Бібліогр.: 6 назв. ISSN 2078-774X. doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.
4. Швец И. Т., Дыбан Е. П. *Воздушно-охлаждение деталей ГТ*. Киев: Наукова думка, 1974. 487 с.
5. Копелев С. З., Слитенко А. Ф. *Конструкции и расчет систем охлаждения ГТД*: монография. Харьков: Основа, 1994. 239 с.
6. Иванов В. Л., Леонтьев А. И., Манушин Э. А., Осипов М. И. *Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок*. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 592 с.
7. Дейч М. Е. *Техническая газодинамика*. Москва: Энергия 1974. 592 с.
8. *ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis)* / А.И. Тарасов, А.И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ № 2007610141, 10 ноября 2006. Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.
9. Тарасов А. И., Чан Конг Шанг. Расчет гидравлических сетей с учетом сжимаемости теплоносителя. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2010. № 3. С. 92–101. ISSN 2078-774X.

References (transliterated)

1. McGreehan, W. F. (1989), "Flow Characteristics of Long Orifices With Rotation and Corner Radiusing", *Modern machine building, Series A, No. 4*, pp. 141–146.
2. Idelchik, I. E. (1992), *Reference book on hydraulic resistance*, Mechanical engineering, Moscow, Russia.
3. Tarasov, A. I., Lytvynenko O. A. and Myhaylova I. A. (2017), "Flow characteristics of orifices used in gas turbine cooling systems", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 10 pp. 52–58, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.10.07.
4. Shvec, Y. T. and Dyban, E. P. (1974), *Air cooling of gas turbine parts*, Scientific thought, Kiev, Ukraine.
5. Kopelev S. Z., Slitenko A. F. (1994), *Constructions and calculation cooling systems GTD* (Monograph), Kharkov, Ukraine.
6. Ivanov V. L., Leontiev A. I., Manushin E. A., Osipov M. I. (2004), *Heat exchangers and cooling systems for gas turbine and combined plants*, MSTU them. N. E. Bauman, Moscow, 592 p.
7. Deich M. E. (1974), *Technical Gas Dynamics*, Energy, Moscow, 592 p.
8. Tarasov A. I., Dolgov A. I. (2006), *TNA (Thermal & Hydraulic Analysis)* / Certificate of official registration of computer programs № 2007610141, 10 November 2006. Rospatent, federal institute of industrial property Pat. 2007610141
9. Tarasov A. I. and Tran Cong Sang (2010), "Hydraulic Networks Modeling With Compressibility Heat Carrier", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 3, pp. 92–101, ISSN 2078-774X.

Поступила (received) 08.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Тарасов Олександр Іванович (Tarasov Aleksandr Ivanovich, Tarasov Aleksandr) – доктор технічних наук, професор, професор кафедри турбінобудування, Харків, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна; alx.tarasov@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5952-3258>

Литвиненко Оксана Олексіївна (Lytvynenko Oksana Alekseevna, Lytvynenko Oksana) – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; lytvynenko.oksana2016@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0182-2255>.

Михайлова Ірина Олександрівна (Myhaylova Irina Aleksandrovna, Myhaylova Irina) – старший викладач кафедри турбінобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна; myhaylovai@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1857-0787>.