

цией газотурбинного двигателя. // Ж. Технологический аудит и резервы производства - №3/1(23), 2015. С. 18-21.

3. Гимбицкий А.В., Дезидерьев С.Г., Каримова А.Г. Теплопередача при различных способах тепловой защиты в системах приводных ГТУ // Изв. вузов. Авиационная техника. 2011. № 3. С. 63.

4. Каримова А.Г., Дезидерьев С.Г., Зубарев В.М., Хабибуллин М.Г. Результаты

экспериментального исследования процессов теплообмена и эффективности тепловой завесы при пористом вдуве // ИВУЗ «Авиационная техника» №1, 2006. С. 37.

5. Гимбицкий А.В., Гильфанов Р.Н., Дезидерьев С.Г., Каримова А.Г. Влияние способа тепловой защиты на температурное состояние экрана и оболочки / Изв. ВУЗов «Авиационная техника», №4, 2015. С. 60-62.

УДК 621.438

## ВЛИЯНИЕ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ НА КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА ДРОССЕЛИРУЮЩИХ ДИАФРАГМ

©2016 А.Ю. Балакин<sup>1</sup>, О.В. Гречишников<sup>2</sup>, С.А. Лебедев<sup>2</sup>, А.Д. Росляков<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Самарский государственный университет путей сообщения

<sup>2</sup>Публичное акционерное общество «КУЗНЕЦОВ», г. Самара

### BUCKPRESSURE INFLUENCE ON THE DISCHARGE COEFFICIENT OF THROTTLING ORIFICE

Balakin A.Y. (Samara State Transport University, Samara, Russian Federation),

Grechishnikov O.V., Lebedev S.A., Roslyakov A.D. ("Kuznetsov" plc, Samara, Russian Federation)

*Have been supplied materials on the definition of the design characteristics of throttling apertures of gas turbine and terrestrial applications. Has been presented the effect on the flow characteristics of throttling apertures backpressure environment. The tests have found that the flow rate coefficient  $\mu$  in the system with backpressure is above 20...30% in comparison with a system without backpressure with the same pressure difference. In the experiment has been considered streaming as throw the hole with a sharp edge and chamfered at 0.5 ... 0.7 mm on the inlet edge. It has been proposed that determination the flow rate in the system backpressure make a correction, which depends on the pressure discharge coefficient.*

В топливных, масляных и дренажных системах газотурбинных двигателей (ГТД) и газотурбинных установок (ГТУ) широко применяются диафрагмы для дросселирования расходов жидких, газообразных и двухфазных потоков. Диафрагмы устанавливаются, в том числе, в каналах на входе в форсунки, коллекторы, горелки.

В настоящее время разработаны методы расчёта расхода газов и жидкостей через стандартные суживающие устройства и при истечении через отверстия [1].

При производстве дроссельных диафрагм испытания по проверке расходной характеристики выполняют на установках путём создания перепада давления на отверстии, организации истечения в свободное пространство и измерения давления перед отверстием. При функционировании диафрагм в составе двигателя истечение проис-

ходит в полость с противодавлением. Экспериментально получено, что коэффициент расхода жидкости при истечении с подпором отличается от коэффициента истечения в свободное пространство.

При оценке потерь давления в потоке жидкости при внезапном сужении и расширении сечения учитывают с использованием коэффициента местного сопротивления [1]. Метод определения коэффициента сопротивления основан на учёте так называемых потерь на «удар». Коэффициент местного сопротивления удара в случае турбулентного течения ( $Re = (w_0 d) / \nu > 10^4$ ) зависит только от отношения площадей узкого и широкого сечений  $F_0/F_2$  и вычисляется по формуле Борда-Карно:

$$\xi_M = \frac{\Delta P_M}{\rho w_0^2 / 2} = \left(1 - \frac{F_0}{F_2}\right)^2.$$

При изменении режима течения или конструкции дросселирующей диафрагмы формула для расчёта коэффициента местного сопротивления изменяется, но всегда в основу уравнения положено соотношение площадей узкого и широкого сечений  $F_0/F_2$ .

В соответствии с [2] в первом приближении объёмный расход жидкости можно определять по формуле

$$Q = \mu \cdot F \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta P / \gamma},$$

где  $\mu = \varepsilon \cdot \varphi$  – коэффициент расхода через отверстие,  $\varepsilon = F_0/F_2$  – коэффициент сжатия струи, зависящий, в первую очередь, от формы входной кромки отверстия и отношения площадей  $F_0/F_2$ ,  $\varphi$  – коэффициент скорости.

В процессе модификации, доводки по надёжности и параметрам авиационных ГТД и ГТУ наземного применения расходные характеристики дросселирующих диафрагм в ряде случаев используются для оценки расхода топлива или масла при исследовании дефектов и при доводке двигателей по параметрам. В процессе таких работ установлено, что существенное значение на величину коэффициента расхода оказывает противодействие среды за дросселирующей диафрагмой.

С целью определения влияния противодействия в системе на изменение коэффициента расхода экспериментально проведены проливки дросселирующих диафрагм различных диаметров с острой входной кромкой ( $d = 2,5 \text{ мм}$  при  $l/d = 1,6$  и  $d = 3 \text{ мм}$  при  $l/d_{жс} = 1,33$ ) и с фаской  $0,5...0,7 \text{ мм}$  на входной кромке ( $d = 2,3 \text{ мм}$  при  $l/d = 1,74$  и  $d = 5 \text{ мм}$  при  $l/d_{жс} = 0,8$ ) в системах без противодействия и с противодействием.

При установке одинакового перепада на дросселирующей диафрагме  $\Delta P$  в системах без наличия и с противодействием были определены расходные характеристики и коэффициенты расхода при прочих равных условиях.

В результате испытаний получено, что коэффициент расхода  $\mu$  в системе с противодействием выше на  $20...30\%$  по сравнению с системой без противодействия при одинаковом

перепаде давления  $\Delta P$  как при истечении из отверстия с острой кромкой, так с фаской  $0,5...0,7 \text{ мм}$  на входной кромке.

Увеличение коэффициента расхода  $\mu$  в данном случае объясняется поджатием струи, вытекающей из отверстия, приводящим к повышению коэффициента заполнения сечения (сжатия струи  $\varepsilon$  уменьшается) и кроме того, вероятно незначительным изменением коэффициента скорости  $\varphi$ .

Из результатов эксперимента следует, что при определении коэффициента расхода в системе с противодействием необходимо ввести коррекцию, в зависимости от противодействия.

Коэффициент расхода с учётом коррекции на величину противодействия можно определить по следующей зависимости:

$$\mu_{пр.давл.} = \mu [K \cdot f(P_{пр.давл.})],$$

где  $P_{пр.давл.}$  – величина противодействия в системе;

$K$  – коэффициент коррекции на противодействие.

Значения коэффициента коррекции на противодействие в зависимости от величины противодействия составляют:

$$K = 1,3, \text{ если } P_{пр.давл.} \geq 1 \text{ МПа};$$

$$K = 1,2 + 0,1 \cdot P_{пр.давл.}, \text{ если } 0,1 < P_{пр.давл.} < 1,0 \text{ МПа};$$

$$K = 1 + 2 \cdot P_{пр.давл.}, \text{ если } 0 \leq P_{пр.давл.} \leq 0,1 \text{ МПа}.$$

Таким образом, в результате проливки дросселирующих диафрагм установлено следующее:

- коэффициент расхода  $\mu$  в системе с противодействием выше на величину до  $20...30\%$  по сравнению с коэффициентом расхода в системе без противодействия при одинаковом перепаде на отверстии;

- коэффициент расхода  $\mu$  уменьшается при изменении перепада давления на жиклере от  $0$  до  $\sim 1,0 \text{ МПа}$  и при дальнейшем увеличении перепада остаётся постоянным.

В заключение следует отметить, что определение коэффициента расхода дросселирующих диафрагм, работающих в системах с противодействием необходимо проводить расчётным путём с учётом коэффициента коррекции на противодействие или экспериментально в возможном диапазоне из-

менения противодействия и особенностей изготовления входной кромки отверстия.

#### Библиографический список

1. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

2. ГОСТ 8.586.5-2005. Методика выполнения измерений. Измерений расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств. М.: Стандартинформ, 2007.10 с.

УДК 621.438.253.5

## ТЕПЛОВАЯ ЗАЩИТА БОКСА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА ОТ ГОРЯЧЕГО КОРПУСА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

©2016 Д.А. Замалиева, А.В. Волкова, А.В. Гимбицкий

Казанский национальный исследовательский технический университет имени А.Н. Туполева -КАИ

### THERMAL PROTECTION OF GAS-COMPRESSOR UNIT BOX FORM HOT CASE OF GAS-TURBINE ENGINE

Zamalieva D.A., Volkova A.V., Gimbitskii A.V. (Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev– KAI, Kazan, Russian Federation)

*Has been considered the studying of problems that appear if Gas Turbine engine used as a part of Gas Pumping Plant. Have been presented ways to organize protection of surrounding space for the block-container: ventilation system, heat insulation, screening and the studies in that area.*

В настоящее время в связи с совершенствованием газотурбинных двигателей (ГТД), а следовательно, с увеличением таких параметров, как степень повышения давления в компрессоре  $\pi_k^*$  и температура газа перед турбиной  $T_{\Gamma}^*$ , всё большее значение приобретают методы тепловой защиты окружающего пространства, а также узлов и деталей обвязки двигателя.

Данная проблема является особенно актуальной при использовании ГТД, работающих в стационарном режиме, т.к. в данном случае имеется ряд особенностей таких, как отсутствие естественного обдува корпуса двигателя набегающим потоком воздуха при полёте самолёта; непрерывность работы в течение длительного времени на стационарном теплонапряженном режиме; расположение двигателя в тесном, замкнутом пространстве отсека (контейнер-бокс).

На современных газоперекачивающих агрегатах (ГПА) газотурбинные установки монтируются в отдельные шумо-теплозащитные кожухи (КШТ) для обеспечения требований безопасности эксплуатации, а также снижения шума. Как известно, работа

ГТУ связана с высокими температурами и высокими тепловыми выделениями, которые могут вывести из строя вспомогательные системы, размещённые в кожухе, негативно сказаться на аварийной устойчивости агрегата и негативно повлиять на экологическую обстановку на предприятии и, как следствие, условия труда персонала станции. Имеющиеся разработки в этой области частично решают эти проблемы.

Исследования теплопереноса в боксе, проведенные авторами в работе [1] показали, что при естественной конвекции с увеличением числа Gr увеличивается интенсивность теплопереноса, образуются локальные вихри, увеличивается скорость течения, температура потока увеличивается. При этом при  $Gr = 10^8$  имеет место более равномерное распределение температуры по всей полости, что свидетельствует о смене режима течения.

В случае использования системы вентиляции расход воздуха внутри КШТ для некоторых установок варьируется в пределах 10–12 м<sup>3</sup>/с, что достаточно энергозатратно [2]. Кроме того, охлаждающий воздух не может подаваться вдоль оси ГТУ и равно-