DOI: 10.15593/2224-9982/2017.51.08

УДК 621.1.65: 621.438

**С.А. Мосин, О.Н. Левитова, Р.Е. Кириченко, Д.Г. Иевлев,
Д.К. Василюк, С.М. Хасанов**

ПАО «ОДК-Сатурн», Рыбинск, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК УЛИТОЧНОГО ГАЗООТВОДЯЩЕГО УСТРОЙСТВА С ОСЕРАДИАЛЬНЫМ КОСО СРЕЗАННЫМ ДИФфуЗОРОМ

Рассмотрена конструкция газоотводящего устройства для корабельных морских двигателей. При проектировании газоотводящего устройства решена проблема обеспечения предельно малых осевых габаритных размеров при минимально возможных потерях полного давления. Разработанное газоотводящее устройство имеет в составе наружный кожух, за счет которого обеспечивается эжекционная продувка воздуха из подкапотного пространства газотурбинного двигателя.

Гидравлические характеристики улиточных газоотводящих устройств определены с использованием программы ANSYS CFX, моделирование течения в трехмерной постановке выполнено при использовании моделей турбулентности SST k- ω с построением неструктурированной тетрагональной расчетной области. Проанализированы конструкции шести вариантов улиточных осерадиальных газоотводящих устройств. В расчетах учтены потери на распад вихревых структур в каналах системы выхлопа, размещаемых за срезом газоотводящего устройства.

В работе также выполнено сравнение результатов численного моделирования и экспериментального исследования, полученных на уменьшенных моделях газоотводящих устройств без дополнительной нагрузки. По результатам исследований проведен анализ возможных погрешностей, вносимых в модель и эксперимент, учет которых обеспечил приемлемое соответствие расчетных и экспериментальных гидравлических характеристик газоотводящего устройства в рабочем диапазоне режимов.

Проведенные исследования позволили определить совместное влияние основных геометрических параметров на гидравлические характеристики разработанного улиточного газоотводящего устройства.

Ключевые слова: численное моделирование, модель турбулентности, гидравлические характеристики, геометрические параметры, улиточные газоотводящие устройства с осерадиальным косо срезанным диффузором, газотурбинные двигатели.

**S.A. Mosin, O.N. Levitova, R.E., Kirichenko, D.G. Ievlev,
D.K. Vasilyuc, S.M. Khasanov**

PJSC "UEC-Saturn", Rybinsk, Russian Federation

ANALYSIS OF HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF SNAIL-SHAPED EXHAUST DUCT WITH AXIAL-RADIAL OBLIQUELY CUT DIFFUSER

In this article it's described the design of exhausted duct for marine engines. During the design process of exhausted duct the problem of providing extremely small axial overall size with the minimum possible total pressure loss was solved. The designed exhausted duct has an outer casing that provides an ejection blowing of the air from the engine room.

Hydraulic characteristics of snail-shaped exhaust duct has been defined by using Ansys CFX program, simulation of flow in three-dimension model has been performed by using the turbulence model SST k- ω with making of not structured tetragonal rated operating conditions. In the article the design of six variants of street exhausted ducts are analyzed. In the calculation the losses due to decay of vortex structures are taken into account.

The results of numerical simulations and experimental research, obtained on reduced models of exhausted ducts without additional load, are compared. The study analyzed the possible errors introduced in model and experiment which provided the acceptable calculated and experimental hydraulic characteristics of exhaust duct in operating range.

Conducted studies have allowed to determine the combine influence of the major geometric parameters on the hydraulic characteristics of developed snail-shaped exhaust duct.

Keywords: numerical simulation, turbulence model, hydraulic characteristics, geometrics, snail-shaped exhaust duct with axial-radial obliquely cut diffuser, gas-turbine engines.

Введение

В настоящее время наиболее актуальны задачи как обеспечения газотурбинными двигателями (ГТД) вновь строящихся судов, так и замены ГТД при ремонте и модернизации водоизмещающих кораблей.

Для замены ГТД, отработавших ресурс, используются ГТД большей мощности и, следовательно, габаритов [1]. В результате возникает необходимость разработки газоотводящих устройств с предельно малыми осевыми габаритными размерами, удовлетворяющими требованиям по гидравлическим характеристикам, предъявляемым к газоотводящим устройствам, используемым в составе ГТД корабельного исполнения [2]. К таким устройствам относятся улиточные газоотводящие устройства с осерадиальным косо срезанным диффузором, позволяющие пустить поток газа, выходящего из двигателя, в направлении, перпендикулярном оси двигателя, и далее в выхлопную систему корабля [3].

Основными требованиями, предъявляемыми к газоотводящим устройствам, используемым в составе ГТД корабельного исполнения, является обеспечение [4]:

- минимальных возможных потерь полного давления при предельно малых осевых габаритных размерах [5];
- эжекционной продувки воздуха из подкапотного пространства и теплоизолирующего кожуха ГТД.

Для обеспечения существующих кораблей силовыми установками с реверсивной силовой турбиной спроектировано газоотводящее устройство, позволяющее получить потери полного давления 1,47 кПа на номинальном режиме работы, обеспечив работоспособность системы эжектирования воздуха из подкапотного пространства с коэффициентом эжекции 0,1 при заданных габаритных размерах.

Спроектированное выходное газоотводящее устройство (рис. 1) состоит из косо срезанного осерадиального диффузора и сборного кожуха (улиточная полость), обеспечивающего поворот струи выхлопных газов на угол 90° относительно оси газотурбинной установки. Геометрические характеристики выходного устройства выбраны из условия обеспечения минимальных гидравлических потерь при заданных габаритных размерах [6, 7].

Расчеты по определению гидравлических характеристик моделей улиточных газоотводящих устройств выполнены с использованием пакета вычислительной газовой динамики ANSYS CFX, полученные результаты показывают приемлемое соответствие расчетных потерь полного давления в улиточном газоотводящем устройстве с потерями, измеренными при экспериментальных исследованиях в диапазоне приведенной скорости потока на входе в газоотводящий канал от $\lambda_{вх} = 0,25$ до $\lambda_{вх} = 0,45$.

Результаты исследований

В представленной статье рассматриваются шесть вариантов улиточных осерадиальных газоотводящих устройств.

Расчетные исследования выполнены на номинальном режиме работы двигателя ($T_n = 288,15$ К), учтены потери на распад вихревых структур в каналах системы выхлопа, размещаемых за срезом газоотводящего устройства.

Рис. 1. Сравнение геометрии шести вариантов осерадиальных газоотводящих устройств

Суммарное значение потерь полного давления может быть определено только в результате верификации трехмерных расчетов течения. Результаты выполненных расчетов позволяют также учесть снижение потерь при учете сопротивления выхлопной шахты, расположенной за срезом газоотводящего устройства.

Основной особенностью всех шести вариантов газоотводящих устройств является то, что они спроектированы в существенно ограниченных осевых и радиальных габаритах [8]. В результате степень расширения канала осевого диффузора $n = F_{\text{вых}}/F_{\text{вх}}$ составляет:

- 1,91 для газоотвода варианта № 1;
- 1,82 для газоотвода варианта № 2;
- 1,75 для газоотвода варианта № 3;
- 1,64 для газоотвода варианта № 4;
- 1,57 для газоотвода варианта № 5;
- 1,48 для газоотвода варианта № 6.

Реализация в осевом диффузоре более высокой степени увеличения площади канала позволяет получить большее снижение скорости потока перед входом в осерадиальный диффузор и снизить потери в улитке газоотводящего устройства, однако существенное увеличение выше $n > 1,8$ приводит к отрыву потока и, как следствие, существенному увеличению потерь полного давления по тракту канала давления [9].

Рис. 2. Геометрические характеристики улиточного газоотводящего устройства с осерадиальным косо срезанным диффузором

Для анализа характеристик газоотводящих устройств на рис. 2 показана схема обозначения, а в табл. 1 представлены основные размеры, определяющие геометрию осерадиальных газоотводящих устройств.

В соответствии с основными требованиями газоотводящее устройство должно обеспечивать потери полного давления не более 1500 Па на номинальном режиме при нормальных атмосферных условиях (температура наружного воздуха 288,15 К и атмосферное давление 101 300 Па), а также при наличии гидравлического сопротивления на выходе из системы газовыхлопа не более 3000 Па [10].

В табл. 2 представлены характеристики шести вариантов газоотводящих устройств без учета и с учетом добавочного сопротивления на выходе по результатам численного моделирования.

Лучшие гидравлические характеристики по результатам численного моделирования показал вариант № 6 газоотводящего устройства, для использования варианта № 6 следует снять ограничения на осевые и радиальные габариты. Однако необходимо отметить, что при использовании в рас-

чете добавочной нагрузки в выхлопной шахте двигателя потери полного давления возрастают до 1,86 %, а величина разности полных давлений между входом и выходом из улитки газоотводящего устройства возрастает до $\Delta\sigma = 1973,8$ Па, что превышает требования, предъявленные к газоотводящему устройству. Данное обстоятельство связано с резким падением приведенной скорости в улитке газоотводящего устройства с величины $\lambda_{\text{вх}} = 0,2$ до значения $\lambda_{\text{вых. ос. диф}} = 0,151$, в результате на выходе из осевого диффузора происходит отрыв потока и формирование закрученного течения газа на входе в радиальный диффузорный участок, сопровождающийся увеличением потерь полного давления [11].

Таблица 1

Основные размеры, определяющие геометрию осерадиальных газоотводящих устройств

Основные характеристики газоотводящих устройств	Варианты газоотводящих устройств					
	1	2	3	4	5	6
Осевой габарит газоотвода $L_{\text{пак}}$, мм	900	950	1100	1500	1600	2100
Радиальный габарит газоотвода $R_{\text{пак}}$, мм	1400	1500	1800	2000	2200	2500
Приведенная скорость на выходе из СТ* $\lambda_{\text{вых}}$ СТ	0,2116	0,2119	0,2120	0,2160	0,2146	0,2133
Приведенная скорость на входе в газоотвод $\lambda_{\text{вх}}$	0,1917	0,1920	0,1921	0,2063	0,2050	0,2038
Степень расширения осевого диффузора $n = F_{\text{вых}}/F_{\text{вх}}$	1,91	1,82	1,75	1,64	1,57	1,48
Эквивалентный угол осевого диффузора $\alpha_{\text{экв. ос. диф.}}$, град	4,69	6,78	5,01	14,35	14,78	12,17
Площадь входа в осевой диффузор F_1 , м ²	0,537	0,537	0,537	0,537	0,537	0,537
Наружный угол входа в осевой диффузор $\alpha_{\text{нар1}}$, град	8	10	11	12	5	8
Наружный угол выхода из осевого диффузора $\alpha_{\text{нар2}}$, град	145	129	125	131	120	90
Внутренний угол входа в осевой диффузор $\alpha_{\text{вн1}}$, град	34	33	16	14	6	5
Внутренний угол выхода из осевого диффузора $\alpha_{\text{вн2}}$, град	38	36	48	60	31	90
Угол среза диффузора $\alpha_{\text{срз}}$, град	6	8	5	5	4	0
Наружный радиус выхода из радиального диффузора R_1 , м	0,252	0,175	0,169	0,172	0,386	0,096
Внутренний радиус выхода из радиального диффузора R_2 , м	0,016	0,016	0,016	0,040	0,060	0,030
Радиус поворотного участка основания улитки R_3 , м	0,016	0,016	0,016	0,040	0,060	0,030
Высота входа в осевой диффузор L_1 , м	0,0486	0,0486	0,0486	0,0486	0,0486	0,0486
Высота выхода из осевого диффузора L_2 , м	0,0678	0,0926	0,0760	0,0778	0,115	0,886
Внутренняя ширина канала радиального диффузора L_3 , м	0,0891	0,0801	0,0775	0,0823	0,180	0,058
Наружная ширина канала радиального диффузора L_4 , м	0,128	0,0915	0,0726	0,082	0,144	0,058
Расстояние от среза диффузора до основания улитки L_5 , м	0,0351	0,0343	0,0284	0,0317	0,040	0,034
Площадь выхода из газоотводящего устройства F_4 , м ²	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Суммарные полные потери полного давления в газоотводящем канале с учетом подкапного пространства	2,945	2,79	2,55	2,48	2,45	3,24
	318,68	301,91	275,94	268,37	265,12	350,61
	3125,175	2960,692	2706,009	2631,726	2599,891	3438,223

* СТ – силовая турбина.

Таблица 2

Результаты расчета потерь полного давления в вариантах 1–6 газоотводящих устройств

Параметры		Варианты газоотводящих устройств					
		1	2	3	4	5	6
Расчет без нагрузки на выходе							
Приведенная скорость на входе в газоотвод $\lambda_{вх}$		0,206	0,207	0,206	0,206	0,207	0,208
Приведенная скорость на выходе из осевого диффузора $\lambda_{вых. ос. диф}$		0,176	0,174	0,173	0,172	0,172	0,171
Коэффициент гидравлического сопротивления газоотвода ζ_0		0,563	0,422	0,269	0,263	0,261	0,258
Потери полного давления в газоотводящем устройстве	Δp , Па	2069,30	1920,73	1315,86	1262,80	1220,35	1177,90
	$\Delta \sigma$, %	1,95	1,81	1,24	1,19	1,15	1,11
Расчет с учетом добавочного сопротивления на выходе							
Приведенная скорость на входе в газоотвод $\lambda_{вх}$		0,201	0,201	0,199	0,199	0,201	0,199
Приведенная скорость на выходе из осевого диффузора $\lambda_{вых. ос. диф}$		0,178	0,174	0,172	0,169	0,168	0,151
Коэффициент гидравлического сопротивления газоотвода ζ_0		0,459	0,341	0,194	0,188	0,184	0,362
Потери полного давления в газоотводящем устройстве	Δp , Па	1559,93	1496,26	1252,19	1177,91	1146,07	1973,79
	$\Delta \sigma$, %	1,47	1,41	1,18	1,11	1,08	1,86

Результаты численного моделирования для вариантов № 1–5 показывают одинаковые качественные характеристики по гидравлическим потерям полного давления как с учетом добавочных нагрузок, так и без них. Для варианта № 1, имеющего наименьший осевой размер и большую величину степени расширения осевого диффузора $n = 1,91$, характерна высокая скорость потока на выходе. У спроектированного газоотводящего устройства невозможно реализовать дополнительно увеличение степени n для снижения скорости потока, возникают отрывные течения при повороте потока. Для снижения потерь полного давления, улучшения гидравлических характеристик варианта № 1 спроектированы варианты газоотводящих устройств № 2–5. Вариант № 2 имеет похожую с вариантом № 1 характеристику по потерям давления, потери давления с величины $\Delta \sigma = 1,47$ % снижается до $\Delta \sigma = 1,41$ %.

Незначительное снижение потерь также обусловлено зажатými осевыми габаритами и невозможностью раскрытия площади выходного сечения радиального диффузора. С учетом всех особенностей исследованных вариантов № 1, 2 разработано газоотводящее устройство (вариант № 3) с увеличенным осевым размером на 150 мм и радиальным на 300 мм, при этом степень расширения канала осевого диффузора составила $n = 1,75$. Величина потерь полного давления уменьшилась на 0,23 % по сравнению с вариантом № 2 и составила 1,18 %, полученный результат достигается за счет существенного падения приведенной скорости потока на выходе из осевого диффузора, как показано на рис. 3 и 4, а также безотрывного течения потока газа.

Дополнительное увеличение осевых и радиальных габаритных размеров позволяет также снизить величину потерь давления, однако максимально возможное снижение на величину 0,1 % достигается в варианте № 5.

Рассмотренные варианты газоотводящих устройств (варианты № 3–5) позволяют с достаточно низкими значениями потерь полного давления, не превышающими 1,25 %, а с учетом дополнительной нагрузки, реализуемой в шахте выходного устройства, 1,2 %, использовать их в составе главного газотурбинного агрегата (ГТА).

Таким образом, предъявленное к газоотводящему устройству требование по величине потерь полного давления (1,5 кПа) может быть обеспечено только при его проектировании по вариантам № 3, 4, 5.

Рис. 3. Изменение приведенной скорости по тракту газоотводящего устройства для варианта № 3: *а* – без добавочной нагрузки на выходе из шахты; *б* – с учетом добавочной нагрузки из выхлопной шахты

Рис. 4. Изменение приведенной скорости по сечениям тракта газоотводящего устройства для варианта № 3: *а* – без добавочной нагрузки на выходе из шахты; *б* – с учетом добавочной нагрузки из выхлопной шахты

На рис. 5 представлено изменение потерь полного давления шести вариантов газоотводящих устройств от величины приведенной скорости на входе в улитку газоотводящего устройства, видно, что потери полного давления в газоотводящих устройствах определяются скоростью потока на выходе из осевого диффузора.

Рис. 5. Сравнение потерь полного давления шести вариантов газотводящих устройств без дополнительной нагрузки на выходе

В работе также выполнено сравнение результатов численного моделирования (рис. 5) и экспериментального исследования, полученных на уменьшенных моделях газотводящих устройств без дополнительной нагрузки. Максимальное расхождение результатов расчета с экспериментальными данными наблюдается при скоростях на входе в улитку выше $\lambda_{вх} > 0,26$, что обусловлено использованием высокорейнольдсовых моделей с подключаемыми пристеночными функциями, которые не всегда корректно предсказывают отрыв пограничного слоя в условиях диффузорного течения, чего удастся избежать применением низкорейнольдсовых версий моделей, характеризующихся величиной $\Delta y^+ < 1$. В представленной работе величина приведенной скорости потока на входе в улитку газотводящего устройства не превышала $\lambda_{вх} \leq 0,22$, соответственно, структуры течения с использованием низкорейнольдсовых моделей в данной работе не рассматривались.

Из рассмотренных вариантов газотводящих устройств наименьшие потери полного давления и требования по габаритным размерам обеспечивает вариант № 3. Дальнейшее исследование по определению суммарных потерь давления и эжекционных характеристик газотводящего устройства в составе ГГТА выполнено для варианта № 3.

Для предварительного изучения структуры потока, распределения давления и скоростей в различных сечениях, оценки эжекционных характеристик улиточного газотводящего устройства выполнено численное моделирование его рабочего процесса с учетом подкапотного пространства двигателя и подогревом воздушных масс от работы компрессора, камеры сгорания, силовой турбины. Геометрия исследуемого улиточного газотводящего устройства с подкапотным пространством и шахтой представлена на рис. 6.

Трехмерный расчет однофазного потока проводился в коммерческом программном комплексе газовой динамики ANSYS CFX. Расчетная модель строилась в среде CAD/CAM системы UG. При решении задачи рассматривалась стационарная постановка, сеточная модель выполнена с помощью метода конечных объемов.

Для генерации расчетной области использовался сеточный препроцессор ANSYS ICEM CFD 14. Высота первой пристеночной ячейки определялась из соотношения согласно выражению

$$\Delta y = (D'' - D') \cdot \Delta Y^+ \cdot \sqrt{74} \cdot \text{Re}^{-(13/14)} \cong 6,67 \cdot 10^{-5} \text{ м} = 0,066 \text{ мм},$$

с коэффициентом нарастания 1,2, равным отношению высот двух соседних ячеек [12]. Общая размерность расчетной области составила порядка 15,72 млн узлов.

Рис. 6. Геометрия исследуемого улиточного газоотвода с подкапотным пространством и шахтой отвода продуктов сгорания

Основные характеристики расчетной области подкапотного пространства представлены ниже.

Параметры расчетной области сеточной модели подкапотного пространства

Число узлов	3,7 млн
Количество элементов	10,5 млн
Коэффициент нарастания	1,2
Безразмерный параметр в регионе подкапотного пространства y^+	2,3
Минимальный угол конечных элементов	18°
Количество призматических слоев	15

В качестве рабочей среды использовалась смесь продуктов сгорания и воздуха. На входе в газоотвод продукты сгорания при $\alpha = 1$ (Gas Phase Combustion), а для эжектируемого газа из подкапотного пространства двигателя воздух (Air Data).

Для выполнения численного моделирования газодинамики в улиточном газоотводящем устройстве рассматривалось турбулентное течение вязкого несжимаемого газа в декартовой системе координат [13, 14].

По результатам проведенных верификационных и поверочных газодинамических расчетов ПАО НПО «Сатурн» оптимальной для замыкания системы уравнений Рейнольдса в рамках поставленной задачи является *SST k- ω* -модель турбулентности [15].

Основная задача исследования эжекционных характеристик газоотводящего устройства состояла в обеспечении необходимого расхода воздуха (10 % от расхода газа G_r) для охлаждения элементов двигателя, а также обеспечении температуры стенок подкапотного пространства не более 60 °С.

По результатам численного моделирования для номинального режима максимальной продолжительности работы двигателя максимальная скорость потока на входе не превышает 8 м/с, как показано на рис. 7. Воздушный поток движется равномерно (сверху и снизу двигателя) от входа в подкапотное пространство и до корпуса камеры сгорания, в области корпуса турбины высокого давления поток начинает отрываться, а в области расположения привода моду-

ля газораспределения и механизма экранов формируется устойчивое вихревое течение, сопровождающееся низкими значениями скоростей порядка 1 м/с. Существенное снижение скорости потока обусловлено падением импульса струи. Далее по тракту канала поток в области кожуха теплоизоляции дополнительно ускоряется до величины 15 м/с.

Рис. 7. Распределение скорости потока в подкапотном пространстве двигателя

Наиболее наглядно демонстрируют течение линии токов по скоростям, как показано на рис. 8.

Рис. 8. Распределение линий токов по скоростям потока в подкапотном пространстве двигателя

Анализ распределения температурного поля (рис. 9) в подкапотном пространстве показывает, что воздушный поток, двигаясь от входа вдоль корпусов компрессора, прогревается до 135 °С, а над корпусом ТВД формируется обратный воздушный поток, распространяющийся до входа в подкапотное пространство. Прогрев воздуха в области корпуса ТВД достигает 200 °С с дальнейшим повышением температуры в зоне силовой турбины до 380 °С.

Рис. 9. Распределение скорости потока в подкапотном пространстве двигателя

Максимальная температура воздуха в области стенок достигает величины 78°C , однако необходимо учесть, что данная локальная температура газа находится над силовой турбиной, также необходимо отметить, что расчеты выполнены без учета теплоизолирующих покрытий турбины.

По результатам численного моделирования определена величина расхода эжектируемого воздуха из подкапотного пространства, равная $4,95\text{ кг/с}$, что превышает требуемое значение на $1,65\text{ кг/с}$. Полученное увеличение расхода на 5% обусловлено отсутствием в расчетной модели агрегатов и приводов, работающих в составе двигателя и создающих в подкапотном пространстве дополнительные потери полного давления при обтекании воздушным потоком.

Суммарная величина потерь полного давления в газоотводящем устройстве с учетом эжектирования воздушных масс из подкапотного пространства, а также с потерями на смешение потоков составила $2,55\%$. Полученное значение потерь полного давления находится ниже величины $3,5\text{--}4,5\%$, необходимой в газоотводящих устройствах такого типа. Дополнительное незначительное увеличение потерь полного давления возможно при учете всех элементов в подкапотном пространстве.

Заключение

Результаты численных расчетов показали, что численное моделирование течения в газоотводе с помощью программы ANSYS CFX может быть использовано не только для оценки гидравлических характеристик, но и для оптимизации геометрии проектируемых газоотводов.

Результаты, полученные в настоящей работе, позволили определить влияние конструкции проточной части улиточного осерадиального газоотводящего устройства с косо срезанным диффузором на потери полного давления, а также определить суммарные теплогидравлические характеристики.

Использованная методика проектирования позволяет разрабатывать конструкции газоотводящих устройств корабельного применения с минимальными осевыми и радиальными габаритными размерами с достаточно низкими значениями потерь полного давления, не превышающими $2,5\%$, а также организовать эжекцию воздушных масс в подкапотном пространстве с необходимым расходом 10% от расхода газа.

Обозначения и сокращения

Условные обозначения:

D – наружный диаметр проточной части, м;

d – внутренний диаметр проточной части, м;

G – расход, кг/с;

n – степень расширения канала осевого диффузора;

α – угол, град;

λ – приведенная скорость потока;

y^+ – безразмерный параметр;

L – длина патрубка, м;

p – давление, Па;

R – радиус средней линии коленообразного патрубка, м;

SST k – ω – модель турбулентности;

T – температура, К;

λ – приведенная скорость потока;

σ – коэффициент потерь полного давления;

ζ – коэффициент гидравлического сопротивления;

Δp – потери полного давления, кПа;

$\Delta\sigma = (1 - \Delta p) \cdot 100$ – потери полного давления, %.

Индексы:

вх – сечение на входе;

вых – выходное сечение;

вых. ос. диф – выход из осевого диффузора;

г – газ;

н – нормальные условия;

ст – стойки;

вых СТ – выход из силовой турбины;

Σ – суммарные значения;

вн – внутренний;

нар – наружный;

экв. ос. диф – эквивалентный угол осевого диффузора;

* – параметры торможения.

Библиографический список

1. Кулагин В.В. Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок. – М.: Машиностроение, 2002. – 616 с.
2. Aerodynamic optimization of the exhaust-ejector system on the tiltrotor using navier-stokes analysis / M. Loka, M. Robichaud, W. Di Bartolomeo, D. Loe, D. Sowers // AIAA Paper. – 2000. – № 2000-0986.
3. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970. – 384 с.
4. Вершковский С.Н., Котов А.В. Экспериментальное исследование аэродинамических характеристик модели коленообразного газоотвода газотурбинного двигателя // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7.
5. Выхлопные патрубки газотурбинных двигателей. Опыт создания и новые разработки / Ю.В. Бешинский, С.Н. Вершковский, О.Г. Жирицкий, Б.В. Исаков, В.А. Стародубец, В.Т. Федан // Судовое и энергетическое газотурбостроение: науч.-техн. сб.: в 2 т. – Николаев, 2004. – С. 81–84.
6. Жуков Е.Н., Хасанов С.М., Васильюк Д.К. Оптимизация параметров численного моделирования для оценки гидравлических характеристик газоотводов ГТУ // Климовские чтения – 2013: перспективные направления развития авиадвигателестроения: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 12–22.

7. Japikse D., Baines N.C. Diffuser design technology. Concepts ETI, Inc. – 1998.
8. Sovran G., Klomp E. Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical, or annular cross-section // *Fluid Mechanics of Internal Flows*. – 1967. – P. 270–390.
9. Klein A. Characteristics of combustor diffusers // *Prog. Aerospace Sci.* – 1995. – № 31. – P. 171–271.
10. Жирицкий О.Г., Федан В.Т. Особенности конструкции, характеристики и доводка выхлопных патрубков газотурбинных двигателей НПП «Машпроект» // *Известия акад. инж. наук Украины*. – Николаев, 1999. – Вып. 1. – С. 189–194.
11. Stevens S., Williams G. The influence of inlet conditions on the performance of annular diffusers // *ASME. Transactions. Journal of Fluids Engineering*. – 1980. – № 102. – P. 357–363.
12. Sutherland W. The viscosity of gas and molecular force // *Phil. Mag.* – 1983. – № 5. – P. 507–531.
13. Weber C., Ducros F., Corjon A. Large eddy simulation of complex turbulent flows // *AIAA Paper*. – 1998. – № 98-2651.
14. Фрост У., Моулден Т. Турбулентность. Принципы и применения. – М.: Мир, 1980. – 536 с.
15. A correlation-based transition model using local variables. Part II. Test cases and industrial applications / F.R. Menter, R.B. Langtry, S.R. Likki, Y.B. Suzen, P.G. Huang // *ASME Paper*. – 2004. – GT2004-53454.

References

1. Kulagin V.V. Theory, calculation and design of aircraft engines and power plants. Moscow: Mashinostroenie, 2002. 616 P.
2. Loka M., Robichaud M., Di Bartolomeo W, Loe D., Sowers D. Aerodynamic optimization of the exhaust-ejector system on the tiltrotor using navier-stokes analysis. Paper AIAA 2000-0986, AIAA. 2000.
3. Deitch M.E., Zarankin A.E. Gas diffuser and exhaust pipes of turbomachines. Moscow: Energy, 1970. 384 P.
4. Verstovsky S.N., Kotov A. Experimental research into aerodynamic performance of an elbow exhaust duct model of a gas turbine engine. *Aerospace equipment and technology*. 2012, No. 7.
5. Basinski J.V., Verstovsky S.N., Gericke O.G., Isakov B.V., Starodubets V.A., Fedan V.T. Exhaust nozzles for gas turbine engines. Experience of creation and development. Marine and energy azotobacteraceae: Scientific-technical collection. 2 volumes. Nikolaev: RPC "Zorya"- "Mashproekt", BUT AIO, 2004, pp. 81-84.
6. Zhukov E.N., Khasanov S.M., Vasilyuk D.K. Optimization of parameters for numerical modeling to assess the hydraulic characteristics of the flue gas turbine plants. Klimovsky reading-2013: promising directions of development of the aircraft engine industry: proceedings of international scientific-technical conference. Saint Petersburg: Publishing house Polytechn. University, 2013, pp. 12-22.
7. Japikse D., Baines N.C. Diffuser design technology. Concepts ETI, Inc. 1998.
8. Sovran G., Klomp E. Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical, or annular cross-section. *Fluid Mechanics of Internal Flows*, 1967, pp. 270-390.
9. Klein A. Characteristics of combustor diffusers. *Prog Aerospace Sci.*, 1995, no. 31, pp. 171-271.
10. Gericke O.G., Fedan V.T. Design Features, characteristics and lapping exhaust nozzles for gas turbine engines SPE "Mashproekt". WPI. Acad. eng. of Sciences of Ukraine. Nikolaev: SPE "Mashproekt", 1999. Vol. 1. P. 189-194.
11. Stevens S., Williams G. The influence of inlet conditions on the performance of annular diffusers. *ASME, Transactions, Journal of Fluids Engineering*, 1980, no. 102, pp. 357-363.
12. Sutherland W. The viscosity of gas and molecular force. *Phil. Mag.*, 1983, no. 5, pp. 507-531.
13. Weber C., Ducros F., Corjon A. Large Eddy Simulation of Complex Turbulent Flows. *AIAA Paper*, 1998, № 98-2651.
14. Frost U., Moulden T. The turbulence. Principles and applications. Moscow: Mir, 1980. 536 p.
15. Menter F.R., Langtry R.B., Likki S.R., Suzen Y.B., Huang P.G. A Correlation-based Transition Model Using Local Variables. Part II – Test Cases and Industrial Applications. *ASME Paper*, 2004, № GT2004-53454.

Об авторах

Мосин Сергей Александрович (Рыбинск, Россия) – ведущий специалист службы главного конструктора ПАО «ОДК-Сатурн» (152903, Россия, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163, e-mail: sergey-mosin76@yandex.ru).

Левитова Ольга Николаевна (Рыбинск, Россия) – кандидат технических наук, начальник конструкторской бригады выходных устройств ПАО «ОДК-Сатурн» (152903, Россия, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163, e-mail: Levi-09@mail.ru).

Кириченко Роман Евгеньевич (Рыбинск, Россия) – заместитель главного конструктора ПАО НПО «Сатурн» (152903, Россия, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163, e-mail: roman.kirichenko@npo-saturn.ru).

Иевлев Дмитрий Геннадиевич (Рыбинск, Россия) – заместитель начальника конструкторского отдела камер сгорания и выходных устройств ПАО «ОДК-Сатурн» (152903, Россия, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163, e-mail: dmitry.ievlev@uec-saturn.ru).

Васильюк Дмитрий Константинович (Рыбинск, Россия) – начальник расчетно-экспериментальной бригады отдела камеры сгорания и выходных устройств ПАО «ОДК-Сатурн» (152903, Россия, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163).

Хасанов Салават Маратович (Рыбинск, Россия) – кандидат технических наук, инженер-конструктор 1-й категории конструкторского отдела камеры сгорания и выходных устройств ПАО «ОДК-Сатурн» (152903, Россия, г. Рыбинск, пр. Ленина, д. 163, e-mail: Khasanov-salavat@rambler.ru).

About the authors

Sergey A. Mosin (Rybinsk, Russian Federation) – Leadinging Specialist, Chief Designer Department, PJSC “UEC-Saturn” (163, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation, e-mail: sergey-mosin76@yandex.ru).

Olga N. Levitova (Rybinsk, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Head of the Design Team, Engineering Department of the Combustion Chamber and Output Devices, PJSC “UEC-Saturn” (163, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation, e-mail: Levi-09@mail.ru).

Roman E. Kirichenko (Rybinsk, Russian Federation) – Deputy of Chief Designer, PJSC “UEC-Saturn” (163, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation, e-mail: roman.kirichenko@npo-saturn.ru).

Dmitriy G. Ievlev (Rybinsk, Russian Federation) – Deputy Head of Engineering Department of the Combustion Chamber and Output Devices, PJSC “UEC-Saturn” (163, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation, e-mail: dmitry.ievlev@uec-saturn.ru).

Dmitriy K. Vasilyuk (Rybinsk, Russian Federation) – Head of the Calculated and Experimental Team, Engineering Department of the Combustion Chamber and Output Devices, PJSC “UEC-Saturn” (163, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation).

Salavat M. Khasanov (Rybinsk, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, First Rank Design Engineer, Engineering Department of the Combustion Chamber and Output Devices, PJSC “UEC-Saturn” (163, Lenin av., Rybinsk, 152903, Russian Federation, e-mail: Khasanov-salavat@rambler.ru).

Получено 18.10.2017