

В.А. СЫЧЕНКОВ,
канд. техн. наук,
А.С. ЛИМАНСКИЙ,
канд. техн. наук,
В.М. ЮСЕФ,
аспирант,
В.В. АНКУДИМОВ,
магистрант,
С.С. СЕЙИД ДЖАФАРИ,
студент
(КНИТУ-КАИ, Казань)
vladimir.ankudimov@inbox.ru

Малоразмерный газотурбинный двигатель для беспилотного летательного аппарата

Представлены результаты разработки и изготовления малоразмерного газотурбинного двигателя для беспилотного летательного аппарата. Рассматриваются особенности расчета основных элементов его проточной части – центробежного компрессора, противоточной камеры сгорания и радиально-осевой турбины. Описывается конструкция входного и выходного устройства, опор ротора и системы смазки.

Малоразмерный газотурбинный двигатель, беспилотный летательный аппарат, турбокомпрессор, центробежный компрессор, противоточная камера сгорания, радиально-осевая турбина

Проектирование и попытки изготовления малоразмерных газотурбинных двигателей (МГТД), начатые с 60-х годов XX в., привели к появлению первых работ по данному направлению [1, 2]. Опубликованные впоследствии работы [3, 4] привлекли внимание широкой общественности и повысили интерес к разработке МГТД. В последнее время был опубликован ряд отечественных [5–9] и зарубежных [10, 11] статей, в которых представлены современные подходы к проектированию МГТД с применением численных методов моделирования процессов и новых технологий. Несмотря на это, наблюдается недостаток статей, описывающих практическое применение методики проектирования МГТД.

В данной работе рассматриваются вопросы разработки и изготовления двигателя малой тяги (до 100 Н). В связи с тем что при его проектировании не может быть применен принцип масштабирования большеразмерных газотурбинных двигателей (ГТД), была разработана методика расчета, учитывающая малоразмерность его основных узлов, режимов течения (чисел Рейнольдса, коэффициентов гидравлических потерь в трактах двигателя и прочие) и их влияние на КПД узлов. При этом рассматривались вопросы выбора конструктивной схемы, типа компрессора и турбины, схемы камеры сгорания, конструкции опорных узлов и другие [12].

На рис. 1 представлена CAD-модель созданного МГТД, выполненная в программе KOMPAS 3D.

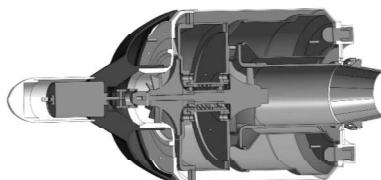


Рис. 1

Входное устройство созданного МГТД состоит из головного обтекателя, в котором располагается электростартер, и воздухозаборника, изготовленного по аддитивной технологии из полилактида (обеспечивающей уменьшенный вес конструкции) и имеющего конфигурацию, близкую к лемнискате.

Разработка турбокомпрессора

С учетом того что создание нового МГТД требует определенных проектных, производственных и технологических затрат, разработка его турбокомпрессора велась на базе существующего прототипа ТКР-7С-6, применяемого для наддува двигателя внутреннего сгорания (ДВС) автомобиля КамАЗ-740. Исходный турбокомпрессор состоит из центробежного компрессора (ЦБК), радиально-осевой турбины (РОТ), соединенных общим валом, где в качестве скользящих подшипников используются бронзовые моно-втулки качающегося типа (их смазка осуществляется из системы смазки ДВС). За рабочим колесом (РК) ЦБК расположен безлопаточный диффузор, перед РК РОТ расположен сопловый аппарат улиткообразной формы.

С целью уменьшения габаритов турбокомпрессора были произведены следующие изменения прототипа: безлопаточный диффузор ЦБК был заменен лопаточным диффузором (ЛД) [13], причем его лопатки выполнены прямолинейными с углом клина $\gamma = 8^\circ$, со скругленными входными и выходными

кромками (рис. 2). Были выбраны следующие радиальные размеры: $D_3 = 0,084$ м, $D_4 = 0,14$ м, высота лопаток $h_d = 5,1$ мм; скругления профиля: $r_3 = 0,5$ мм, $r_4 = 1$ мм, $R_4 = 5$ мм.

При профилировании ЛД (рис. 3) количество лопаток выбиралось таким образом, чтобы угол диффузорности (раскрытия диффузора) был не более $\theta_d = 8 \div 9^\circ$, что обеспечивает безотрывное течение в межлопаточном канале, причем количество лопаток определялось по зависимости [14]:

$$z_d = \frac{\pi D_4 \sin \alpha_{4d} D_3 \sin \alpha_{3d}}{2 b_d \theta_d}, \quad (1)$$

где угол лопаток на входе в ЛД $\alpha_{3d} = 27^\circ$ был определен из треугольника скоростей на выходе из РК ЦБК, угол лопаток на выходе определяется как

$$\alpha_{4d} = \arccos \left(\cos \alpha_{3d} \frac{D_3}{D_4} \right). \quad (2)$$

В расчетах получено $\alpha_{4d} = 57,7^\circ$.

Хорда лопаток определяется:

$$b_d = \frac{D_4 \sin(\alpha_{4d} - \alpha_{3d})}{2 \cos \alpha_{3d}}. \quad (3)$$

В расчетах $b_d = 31,5$ мм. Получено количество лопаток $z_d = 20$.



Рис. 2

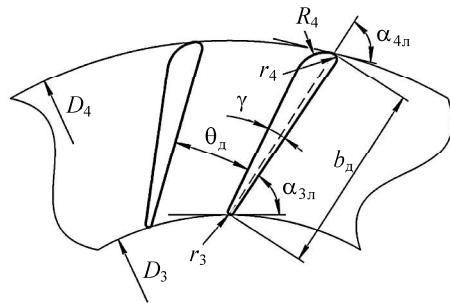


Рис. 3

При термогазодинамическом расчете проточной части ЦБК [15] были выбраны следующие исходные данные: расход воздуха из паспортных данных прототипа $G_b = 0,275$ кг/с, оптимальная для турбокомпрессора частота вращения ротора $n=84000$ мин⁻¹, температура газа перед РОТ $T_r = 1100$ К. При этом был взят оптимальный коэффициент напора ЦБК

$$\bar{H}_{ks} = \frac{H_{ks}}{u_k^2} = 0,56, \quad (4)$$

откуда изоэнтропный напор $H_{ks} = 62846$ Дж/кг [13], при окружной скорости наружного диаметра РК $u_k = 335$ м/с.

Степень повышения давления за компрессором:

$$\pi_k^* = \left(\frac{H_{ks}}{\frac{k}{k-1} R_b T_a} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (5)$$

где $k = 1,4$; $R_b = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$; $T_a = 288$ К. В расчетах $\pi_k^* = 2$.

Давление воздуха за РК:

$$P_k^* = \pi_k^* P_a \sigma_{bx}^*, \quad (6)$$

где стандартное атмосферное давление $P_a^* = 101325$ Па, коэффициент сохранения давления во входном устройстве $\sigma_{bx}^* = 0,98$. В расчетах $P_k^* = 1,986 \cdot 10^5$ Па.

Температура воздуха за компрессором

$$T_k^* = T_a^* \pi_k^{* \frac{k-1}{k\eta_{ct}}}, \quad (7)$$

где политропический кпд ступени $\eta_{ct} = 0,75$. В расчетах получена $T_k^* = 375$ К.

По результатам расчета потерь давления, коэффициент сохранения давления в лопаточном диффузоре ЦБК составил $\sigma_d^* = 0,985$. В наружном кольцевом тракте с учетом поворота потока в осевом направлении $\sigma_{tp}^* = 0,98$, в камере сгорания (КС) $\sigma_{KC}^* = 0,95$. Следовательно, давление на входе в сопловой аппарат (СА) РОТ определяется:

$$P_{r0}^* = P_k^* \sigma_{\Sigma}, \quad (8)$$

где суммарный коэффициент сохранения давления в перечисленных узлах:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_d^* \sigma_{tp}^* \sigma_{KC}^* = 0,92. \quad (9)$$

В расчетах $P_{r0}^* = 1,827 \cdot 10^5$ Па.

В РОТ вместо улиткообразного, как в прототипе, был применен лопаточный СА. Для упрощения конструкции был выбран тип профилирования сопловых лопаток (СЛ) простой формы с прямолинейными параллельными образующими, так называемыми крыловидными лопатками, профиль которых имеет сравнительно утолщенную профилированную внешнюю кромку (рис. 4) [15]. При проектном расчете СЛ РОТ были взяты следующие базовые геометрические размеры прототипа: наружный диаметр СА $D_0 = 0,102$ м; диаметр на выходе из СЛ $D_{1CL} = 0,078$ м; наружный диаметр РК $D_{1p} = 0,0735$ м; наружный диаметр на выходе из РК $D_{2p} = 0,0643$ м; диаметр втулки РК $D_{bt} = 0,0225$ м; высота СЛ $h_{1CL} = 0,0096$ м.

Профилирование СА (рис. 5) велось при выбранном числе лопаток $z_{CL} = 20$. Большее их число предполагает уменьшенные размеры «горла» – самого узкого места канала, что вызывает технологические сложности при механической обработке.



Рис. 4

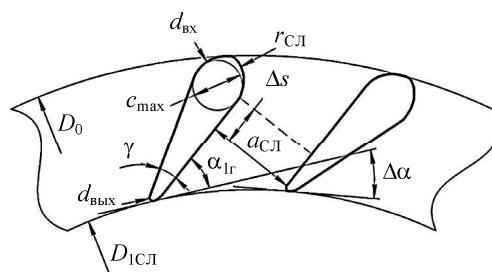


Рис. 5

При данном числе лопаток их угол клина, град, составил

$$\gamma = \frac{360}{z_{CL}} = 18. \quad (10)$$

Был выбран оптимальный параметр РОТ [11]:

$$\left(\frac{u_{1p}}{c_{ts}} \right)_{opt} = 0,67, \quad (11)$$

где $u_{1p} = 323,1$ м/с – окружная скорость периферийной части РК. Отсюда изоэнтропная скорость $c_{ts} = 482,24$ м/с.

Тогда располагаемый теплоперепад РОТ определяется [16]:

$$L_{\text{TS}} = \frac{c_{\text{TS}}^2}{2}. \quad (12)$$

В расчетах $L_{\text{TS}} = 116,28 \text{ кДж/кг}$.

При выборе степени реактивности ступени турбины ρ_t было выполнено условие [17]:

$$\rho_t > \rho_{t \min},$$

где минимальная реактивность

$$\rho_{t \min} = \left(\frac{u_{lp}}{c_{\text{TS}}} \right)^2 \left(1 - \mu_{cp}^2 \right) = 0,293. \quad (13)$$

Здесь коэффициент радиальности $\mu_{cp} = \frac{D_{2cp}}{D_{lp}} = 0,59$, где средний диаметр, м, на выходе из РК

$$D_{2cp} = \frac{D_{2p} + D_{bt}}{2} = 0,0434; \text{ оптимальная степень реактивности } \rho_t = 0,38.$$

Изоэнтропная работа расширения газа в СЛ:

$$L_{\text{CLS}} = L_{\text{TS}} (1 - \rho_t). \quad (14)$$

В расчетах $L_{\text{CLS}} = 72,09 \text{ кДж/кг}$.

Скорость на выходе из СЛ:

$$c_1 = \varphi_{\text{СЛ}} \sqrt{2L_{\text{CLS}}}, \quad (15)$$

где $\varphi_{\text{СЛ}} = 0,92$ – коэффициент скорости СЛ; в расчетах $c_1 = 349,3 \text{ м/с}$.

При построении профиля радиальных СЛ, по сравнению с осевыми, имеется особенность – эффективный угол α_{l_3} , который при известном расходе газа и высоте лопаток определяется из уравнения расхода

$$\alpha_{l_3} = \arcsin \frac{G_r}{\pi D_{l\text{СЛ}} \rho_1 c_1 h_{l\text{СЛ}}}, \quad (16)$$

где плотность газа на выходе из соплового аппарата $\rho_1 = 0,511 \text{ кг/м}^3$. В расчете получен угол $\alpha_{l_3} = 38,4^\circ$.

Геометрический угол на выходе из СА связан с эффективным углом α_{l_3} соотношением

$$\alpha_{l_r} = \alpha_{l_3} - \Delta\alpha. \quad (17)$$

Здесь дополнительный поворот α_{l_3} по сравнению с геометрическим углом α_{l_r} на величину $\Delta\alpha$ обусловлен особенностю радиального течения и составляет половину угла, град, между лопатками:

$$\Delta\alpha = \frac{\gamma}{2} = 9. \quad (18)$$

Таким образом, $\alpha_{l_r} = 29,4^\circ$.

Зависимость «горла» $a_{\text{СЛ}}$ от эффективного угла записывается следующим образом:

$$a_{\text{СЛ}} = \frac{t_{l\text{СЛ}} \sin \alpha_{l_3}}{k_{\text{СЛ}}} - d_{\text{вых}}. \quad (19)$$

Здесь опытный коэффициент $k_{\text{СЛ}} = 1,05$ [17], диаметр выходной кромки $d_{\text{вых}} = 0,4 \text{ мм}$; в расчетах получено $a_{\text{СЛ}} = 6,8 \text{ мм}$.

Шаг сопловых лопаток, взятый по хорде $t_{l\text{СЛ}}$, можно заменить шагом, рассчитанным по дуге $t'_{l\text{СЛ}}$:

$$t_{l\text{СЛ}} \cong t'_{l\text{СЛ}}; t'_{l\text{СЛ}} = \frac{\pi D_{l\text{СЛ}}}{z_{\text{СЛ}}}. \quad (20)$$

Следовательно, шаг $t_{\text{СЛ}} = 0,0122$ м.

Далее представлены основные проектные соотношения для профилирования сопловых лопаток и каналов.

Хорда сопловой лопатки:

$$b_{\text{СЛ}} = \frac{D_0 - D_{\text{ICL}}}{2 \cos \alpha_{13}}. \quad (21)$$

В расчетах получено $b_{\text{СЛ}} = 19,3$ мм.

Ширина сопловой решетки:

$$s_{\text{СЛ}} = a_{\text{СЛ}} \operatorname{tg} \alpha_{13} + \Delta s, \quad (22)$$

где $\Delta s = \frac{1}{2} a_{\text{СЛ}} \approx 3,4$ мм. В расчетах $s_{\text{СЛ}} = 8,8$ мм.

Диаметр входной кромки СЛ можно выразить как

$$d_{\text{вх}} = c_{\max}, \quad (23)$$

где максимальная толщина профиля лопатки

$$c_{\max} = 2s_{\text{СЛ}} \operatorname{tg} \Delta \alpha + d_{\text{вых}}. \quad (24)$$

В расчетах $d_{\text{вх}} = 3,2$ мм.

Радиус кривизны спинки лопаток определяется из соотношения

$$r_{\text{СЛ}} = (3 \div 4)a_{\text{СЛ}}. \quad (25)$$

Выбран $r_{\text{СЛ}} = 20$ мм.

Далее рассматривается обтекание РК в относительном движении. Поскольку рабочие лопатки РОТ прямолинейны, т.е. $\alpha_{1p} = 90^\circ$, угол атаки, град, составляет

$$i = 90 - \beta_1, \quad (26)$$

где β_1 – угол натекания газа в относительном движении, определяется из соотношения

$$\beta_1 = \operatorname{arcctg} \frac{c_1 \cos(\alpha_{13} - u_{1p})}{c_1 \sin \alpha_{13}}, \quad (27)$$

где $c_1 = c_1 \frac{D_{\text{ICL}}}{D_{1p}}$.

В решетке с радиальным течением газа, имеющим место в РОТ, обнаруживается особенность: в пределах шага СЛ угол α_{13} постоянен. Отметим, что рабочие лопатки, перемещаясь по окружности в пределах шага, поворачиваются в пространстве на угол $\gamma = 18^\circ$, поэтому будут изменяться углы α_{13} и β_1 .

В начале шага по движению $\alpha_{13} = 38,4^\circ$, в конце шага $\alpha_{13}'' = \alpha_{13}' - \frac{\gamma}{2} = 29,4^\circ$. В связи с этим будет изменяться угол β_1 и величина скорости w_1 , причем это явление – изменение скорости w_1 по углу β_1 и величине – будет происходить скачкообразно в точке прохождения кромки смежной СЛ; для угла α_{13}' , получен $\beta_1' = 88,4^\circ$, для α_{13}'' получен $\beta_1'' = 80,4^\circ$. Также отметим, что углы атаки i в нашем случае всегда положительные. В расчетах углы i при обтекании рабочих лопаток: $i' = +1,6^\circ$ и $i'' = +9,6^\circ$.

Кроме газодинамических кромочных следов возникают дополнительные возмущения, частота которых

$$v = n z_{\text{СЛ}}. \quad (28)$$

В настоящих расчетах $v = 28000$ Гц.

При определении углов атаки произведен газодинамический расчет турбины с определением относительной скорости набегания потока на рабочие лопатки [13]:

$$w_1 = \sqrt{c_1'^2 + u_{1p}^2 - 2c_1' u_{1p} \cos \alpha_{13}}. \quad (29)$$

В расчетах при $\alpha_{13} = 38,4^\circ$ получена $w_1 = 203 \text{ м/с}$, при $\alpha_{13} = 29,4^\circ$ получена $w_1 = 182 \text{ м/с}$.

Скорость газа в относительном движении на выходе из РК:

$$w_2 = \psi_p \sqrt{w_1^2 + 2L_{ps} - u_{lp}^2 \left(1 - \mu_{cp}^2\right)}, \quad (30)$$

где скоростной коэффициент $\psi_p = 0,85$, располагаемая работа РК $L_{ps} = L_{ts}\rho_t = 47,47 \text{ кДж/кг}$. В расчетах при $w_1 = 203 \text{ м/с}$ получена $w_2 = 221,8 \text{ м/с}$, при $w_1 = 182 \text{ м/с}$ получена $w_2 = 208,2 \text{ м/с}$.

Тяга МГТД определялась по величине полного давления газа за турбиной P_t^* с использованием уравнения баланса мощностей компрессора и турбины [13]:

$$P_t^* = P_{r0}^* \left[1 - \frac{k_r - 1}{k_r} \frac{G_b}{G_r} \frac{H_{ks}}{R_r T_{r0}^* \eta_k^* \eta_t^*} \right]^{\frac{k_r}{k_r - 1}}. \quad (31)$$

Здесь были взяты $k_r = 1,34$, $R_r = 287,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, $G_b/G_r = 0,98$, $T_{r0}^* = 1100 \text{ К}$, $\eta_k^* = 0,7$, $\eta_t^* = 0,76$.

В расчетах получено $P_t^* = 1,244 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Согласно перепаду давления с учетом гидравлических потерь в сопле и известным газодинамическим функциям скорость на выходе из реактивного сопла

$$c_c = \varphi_c \lambda_c \sqrt{\frac{2k_r}{k_r + 1} R_r T_t^*}, \quad (32)$$

где коэффициент скорости сопла $\varphi_c = 0,98$, приведенная скорость $\lambda_c = 0,59$, температура газа за турбиной $T_t^* = 840 \text{ К}$. В расчетах $c_c = 304 \text{ м/с}$.

Тогда тяга МГТД:

$$R = G_r c_c \sin \alpha_2. \quad (33)$$

Здесь угол выхода газа из турбины $\alpha_2 = 83,8^\circ$, расход газа через сопло $G_r = 0,275 \text{ кг/с}$. В расчетах получено значение тяги $R = 82,7 \text{ Н}$.

Разработка камеры сгорания

Для созданного МГТД была разработана и изготовлена КС (рис. 6), выполненная по противоточной кольцевой схеме, представленной на рис. 7. Жаровая труба (ЖТ) КС состоит из головной части – первичной зоны (ПЗ), зоны горения (ЗГ) и поворотного (на 90°) выходного участка – зоны смешения (ЗС). Воздух из компрессора после поворота на 90° поступает во внешний межрубашечный канал и движется в направлении головной части, втекая в ЖТ через три пояса отверстий (П1, П2, П3), затем, огибая головную часть, разворачивается на 180° и движется в направлении турбины, втекая в ЖТ через два пояса отверстий в ее внутренней обечайке (П4 и П5). Представим распределение площади отверстий по поясам подвода воздуха (в процентах): $F_{\Pi1} = 21,6$; $F_{\Pi2} = 15,3$; $F_{\Pi3} = 15,3$; $F_{\Pi4} = 27,1$; $F_{\Pi5} = 20,8$; $F_{\Sigma} = 100$.



Рис. 6

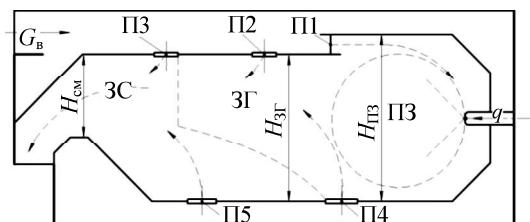


Рис. 7

Наружный диаметр КС предопределен размером поворотной части диффузора компрессора, а внутренний диаметр КС соответствует наружному диаметру стенки выходной части РК турбины. С уч-

том скорости воздуха на входе в КС $w_{\text{KC}}^{\text{вх}} \leq 40 \div 60$ м/с выбраны размеры наружного $h_{\text{МК}}^{\text{нар}}$ и внутреннего межрубашечного канала $h_{\text{МК}}^{\text{вн}}$. Высота ЖТ в ПЗ $H_{\text{ж}}^{\Pi 3}$ выбрана таким образом, чтобы в ней располагался один тороидальный вихрь.

Тогда длина ПЗ:

$$L^{\Pi 3} = 1,1H_{\text{ж}}^{\Pi 3}; \quad (34)$$

длина ЗГ

$$L^{3\Gamma} = 2,5H_{\text{ж}}^{\text{cp}}, \quad (35)$$

где $H_{\text{ж}}^{\text{cp}} = \frac{H_{\text{ж}}^{\Pi 3} + H_{\text{ж}}^{3\Gamma}}{2}$ – средняя высота ЖТ в ЗГ, причем длина поворотного участка ЗС (см. рис. 7):

$$L^{\Pi 3} = 1 - 1,1H_{\text{ж}}^{3\text{C}}, \quad (36)$$

где $H_{\text{ж}}^{3\text{C}}$ – высота ЖТ в ЗС.

По выбранным размерам проведены расчеты структуры течения и горения в КС с применением программного комплекса ANSYS Fluent в 3D-постановке на расчетном режиме при $P_{\text{k}}^* = 1,986 \cdot 10^5$ Па, $T_{\text{k}}^* = 375$ К, $G_{\text{в}} = 0,275$ кг/с, $\alpha_{\text{KC}} = 3,3$.

По результатам расчетов можно сделать вывод, что в головной части струями воздуха, поступающими через первый пояс отверстий П1, в наружной обечайке жаровой трубы (см. рис. 7) организована мощная вихревая структура в виде тороидального вихря (рис. 8), обеспечивающая эффективное перемешивание топлива с воздухом и образующая горючую смесь с составом $\alpha_{\text{ПЗ}} \approx 0,5 \div 0,6$, при $T_{\text{r}}^* = 1500 \div 1600$ К (рис. 9). Далее эта смесь разбавляется вторичным воздухом (поступающим через пояса отверстий во внутренней обечайке П4), образуя смесь с составом $\alpha_{3\Gamma} \approx 1 \div 1,5$, и интенсивно выгорает при температуре $T_{\text{r}}^* = 1800 \div 2000$ К. После этого происходит разбавление продуктов горения при смешении их с воздухом, поступающим через пояса отверстий П5, П2 и П3 до температуры $T_{\text{r}}^* = 1100 \div 1200$ К. При этом поле температур на входе в сопловой аппарат турбины имеет равномерный профиль (см. рис. 9).

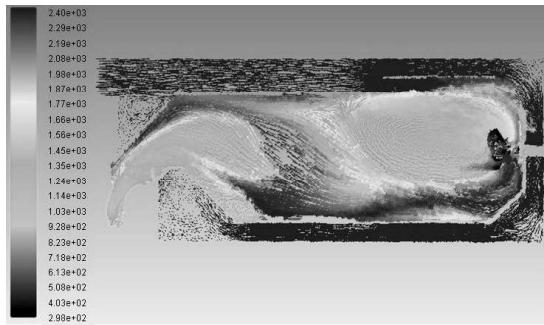


Рис. 8

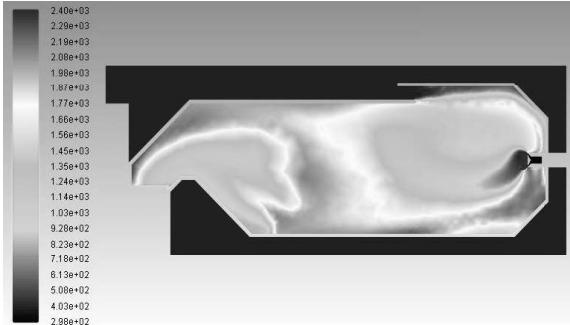


Рис. 9

Данные расчеты проведены без учета охлаждения стенок ЖТ, что позволило сократить их время за счет упрощения расчетной сетки и определить наиболее нагретые области стенок ЖТ, на которые необходимо подать охлаждающий воздух, при доводочных испытаниях двигателя.

В отличие от большеразмерных ГТД, в МГТД, учитывая необходимость уменьшения веса, нецелесообразно устанавливать отдельную систему смазки. В таком случае смазка опор ротора осуществляется авиационным керосином из системы топливопитания двигателя (отбрасываемым впоследствии в реактивное сопло). При этом возникают сложности с организацией работы подшипников в режиме жидкостного трения, что приводит к интенсивному изнашиванию вкладышей и цапф валов из-за трения. Также стоит отметить, что для МГТД свойственны значительно большие частоты вращения валов, чем приемлемые в настоящее время в большеразмерных ГТД.

Таким образом, для обеспечения приемлемого межремонтного ресурса и частоты вращения ротора во время создания МГТД возникла необходимость замены подшипников, применяемых в прототипе турбокомпрессора. В настоящее время одним из наиболее приемлемых вариантов, отвечающим предъявленным требованиям, являются бессепараторные металлокерамические шарикоподшипники, т.е. с керамическими телами качения. Также отметим, что в связи с конструктивными изменениями турбокомпрессора возникла необходимость уменьшения исходной длины вала.

В качестве выходного устройства применено дозвуковое реактивное сопло с удлинительной трубой, конструкция которого представляет собой удлинительную трубу, оканчивающуюся нерегулируемым реактивным насадком.

Анализируя результаты работы, можно сделать вывод о том, что разработанный и изготовленный МГТД может быть использован с целью создания линейки двигателей для летающих моделей и летательных аппаратов специального назначения, малоразмерной газотурбинной установки наземного применения, использующей в качестве топлива биогаз или чистый метан, получаемые при переработке бытовых отходов, а также методологии практической разработки МГТД с учетом их конструктивных особенностей и режимов работы, в том числе с использованием готовых узлов подобных изделий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Джадж А. Газотурбинные двигатели малой мощности. М.: Изд-во иностр. лит., 1963. 420 с.
2. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. М.: Машиностроение, 1979. 192 с.
3. Schreckling K. Gas Turbine Engines for Model Aircraft. London: Traplet Publications Ltd, 2003. 105 p.
4. Kamps T. Model Jet Engines. London: Traplet Publications Ltd, 2005. 109 p.
5. Ростопчин В.В. Микро-ТРД для беспилотных летательных аппаратов [Электронный ресурс]. URL: http://www.uav.ru/articles/micro_trd.pdf (дата обращения: 2.12.2018).
6. Жданов И.А., Штайдхер С., Фалалеев С.В. Проблемы и перспективы развития микрогазотурбинных двигателей для беспилотных летательных аппаратов // Вестник Самарского ун-та. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2011. № 3–1 (27). С. 345–353.
7. Кузьмичев В.С., Ткаченко А.Ю., Остапюк Я.А. Особенности компьютерного моделирования рабочего процесса малоразмерных газотурбинных двигателей // Вестник Самарского ун-та. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2016. № 4. С. 91–101.
8. Кузьмичев В.С., Ткаченко А.Ю., Филинов Е.П. Влияние размерности ГТД на выбор оптимальных параметров рабочего процесса и их конструктивных схем // Вестник УГАТУ. 2017. № 1 (75). С. 91–99.
9. Боровиков Д.А. и др. Анализ влияния дополнительной осевой ступени компрессора на характеристики малоразмерных турбореактивных двигателей // Тр. МАИ [Электронный журнал]. 2017. № 96. URL: http://trudymai.ru/upload/iblock/33c/Borovikov_Ionov_Seliverstov_Yakovlev_rus.pdf?lang=ru&issue=96 (дата обращения: 02.12.2018).
10. Large J., Pesyridis A. Investigation of Micro Gas Turbine Systems for High Speed Long Loiter Tactical Unmanned Air Systems // Aerospace [Electronical Journal]. 2019. Vol. 6. Iss. 5. URL: <https://www.mdpi.com/2226-4310/6/5/55/htm> (дата обращения: 21.06.2019).
11. Capata R., Saracchini M. Experimental Campaign Tests on Ultra Micro Gas Turbines, Fuel Supply Comparison and Optimization // Energies. 2018. Vol. 11. Iss. 4. [Electronical Journal]. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/11/4/799/htm> (дата обращения: 02.12.2018).
12. Сыченков В.А. и др. Малоразмерный ГТД для легкого беспилотного летательного аппарата // Актуальные проблемы и перспективы развития гражданской авиации: Сб. тр. всерос. науч.-практ. конф., г. Иркутск, 19 окт. 2018 г. Иркутск: Иркутский филиал МГТУ ГА, 2018. С. 89–95.
13. Емин О.Н., Карасев В.Н., Ржавин Ю.А. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД. М.: Дипак, 2003. 156 с.
14. Чистяков Ф.М. и др. Центробежные компрессорные машины. М.: Машиностроение, 1969. 328 с.
15. Байков Б.П. и др. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Л.: Машиностроение, 1975. 200 с.
16. Локай В.И., Максутова М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчет. М.: Машиностроение, 1991. 512 с.
17. Шерстюк А.Н. Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.

Поступила в редакцию 19.07.19

После доработки 28.10.19

Принята к публикации 8.11.19

Micro Gas Turbine Engine for Unmanned Aerial Vehicles

V.A. SYCHENKOV, A.S. LIMANSKII, W.M. YOUSEF, V.V. ANKUDIMOV,
AND S.S. SEYID JAFARI

Tupolev Kazan National Research Technical University, Kazan

The results of development and manufacture of a micro gas turbine engine for an unmanned aerial vehicle are presented. The calculation features of the main elements of the engine blading section, namely, a centrifugal compressor, a reverse-flow combustor, and a radial-axial turbine are considered. The design of the inlet and output duct, rotor bearings, and lubrication system is described.

Micro gas turbine engine, unmanned aerial vehicle, turbocharger, centrifugal compressor, reverse-flow combustor, radial-axial turbine