

УДК 621.452

## МЕТОДОЛОГИЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРА СОГЛАСОВАНИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ТУРБИНЫ

©2011 А. В. Григорьев, П. П. Голубчиков, М. Ю. Илюшин, О. А. Рудаков, А. В. Соловьева  
ОАО «Климов», г. Санкт-Петербург

Для обеспечения экономии топлива и надежности двигателя анализируются характеристики температурного поля, турбулентности потока за камерой сгорания и глубины охлаждения сопловых лопаток турбины в их взаимосвязи на основе оптимизации значения приведенной скорости потока газа на входе в турбину как параметра согласования совместной работы этих тепловых и газодинамических устройств, принимая за целевую функцию эффективный коэффициент полезного действия термодинамического цикла двигателя с учетом ограничения по прочности рабочих лопаток.

*Согласование работы камеры сгорания и турбины, критерий механического подобия, эффективный коэффициент полезного действия, неравномерность поля температуры, глубина охлаждения лопаток, турбулентность, надежность двигателя.*

Расчет геометрии проточной части камеры сгорания и всех ее характеристик предусматривает знание геометрических размеров входного поперечного сечения турбины [1] и, следовательно, обоснованный выбор размеров пограничного, между камерой сгорания и турбиной, поперечного сечения потока газа является актуальным.

Характеризует изменение площади поперечного сечения струи газа в изоэнтропическом изоэнергетическом потоке в зависимости от скорости потока приведенная плотность потока массы функция  $q(\lambda_z)$ , зависящая от приведенной скорости потока на выходе из камеры сгорания  $\lambda_z$  (вход в турбину) и от показателя адиабаты  $k$ .

В работах [2, 3] показано, что надежность двигателя может быть обеспечена, в частности, при согласовании условий совместной работы камеры сгорания и турбины, причем параметром согласования является критерий механического подобия потока, приведенная скорость  $\lambda_z$ .

О необходимости обеспечивать для каждого из различных тепловых и газодинамических устройств, из которых состоит газотурбинный двигатель, оптимальных условий при их совместной работе говорится в работе [4]. Согласование параметров отдельных элементов друг с другом всегда сводится к поиску компромисса. Так, в указанной работе предложен комплексный параметр, состоящий из газодинамических и прочностных параметров компрессора и турбины, используемый для предварительного согласования частоты вращения ротора, осевых

скоростей, относительных диаметров втулок на входе в компрессор и выходе из турбины и др. Там же указывается на противоречие, возникающее при проектировании двигателя между объемом и длиной камеры сгорания и ростом температурной неравномерности перед турбиной, пагубно сказывающейся на надежности последней.

Определению оптимального значения параметра согласования совместной работы камеры сгорания и турбины  $\lambda_z$  посвящена настоящая работа.

За функцию цели примем значение эффективного КПД термодинамического цикла  $\eta_e$  газотурбинного двигателя  $\eta_e$  [1], максимальное значение которого определит оптимум  $\lambda_z$ . Поиск компромисса состоит в следующем. Принимая условие равенства высоты рабочей и сопловой лопаток первой ступени турбины высокого давления, заметим, что увеличение  $\lambda_z$  за счет уменьшения длины лопаток при фиксированном среднем диаметре турбины обеспечит снижение неравномерности поля температуры газа из-за увеличения конфузурности газосборника жаровой трубы камеры сгорания (1), (2) и, следовательно, потребуется меньше охлаждающего сопловые лопатки воздуха, т.е. приведет к повышению  $\eta_e$ .

Однако уменьшение длины лопатки при выбранном радиальном зазоре  $\Delta$  между торцом рабочей лопатки и статором уменьшит  $\eta_e$  за счет перетекания рабочего тела в зазоре и падения КПД турбины [5].

Изменяя длину лопатки и, следовательно, поперечное сечение выхода из каме-

ры сгорания (входа в турбину), критическое сечение в горле соплового аппарата оставим постоянным (режим работы двигателя) за счет изменения угла поворота потока  $\alpha_l$  относительно площади вращения ротора.

Отметим, что средний диаметр турбины  $D_{cp}$  определен и не может быть параметром варьирования при оптимизации, т.к. заданы частоты вращения ротора  $n$  в результате согласования работы турбины и компрессора, а окружная скорость  $u_{cp}$  также известна и обусловлена стремлением получить приемлемые значения отношения  $u_{cp}/C_{ad}$ . Абсолютная скорость  $C_{ad}$  зависит от температуры газа  $T_\Gamma$ , которая определена режимом работы двигателя.

$$\eta_e = C \left\{ DK_1(1-1.5K_2q(\lambda_z)) - 1/(1+q_{TГ}) \right\} \left[ 1 - K_3 - \frac{(1+q_{TГ})a \left( \frac{1}{K_4 / \left( \frac{A}{q(\lambda_z)^{1.11}} + \Theta_0 \right) + 1} \right)^m}{(1+q_{TГ})a \left( \frac{1}{K_4 / \left( \frac{A}{q(\lambda_z)^{1.11}} + \Theta_0 \right) + 1} \right)^m + 1} \right] \quad (1)$$

где  $C = \eta \frac{\pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_c} / \left( \Theta - \left( \pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c} - 1 \right)$ ;

$\eta, \eta_c$  — коэффициент полноты сгорания топлива и КПД процесса сжатия в цикле;

$\Theta$  — степень повышения температуры в цикле;

$$D = \Theta \eta_c (1 - 1 / \pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \sigma_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}) / (\pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1);$$

$\sigma_{\kappa}$  — коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания;

$K_1=0,92$  — КПД процесса расширения в цикле без учета потерь полезной энергии от перетекания в радиальном зазоре между рабочими лопатками первой ступени и корпусом турбины;

$$K_2 = \frac{23,28 \cdot 10^4 \Delta u_{cp} p_{\kappa}^* \sigma_{\kappa}}{n G_B (1 + q_{TГ}) (1 - \delta_{омб}) \sqrt{T_\Gamma}},$$

$\Delta$  — радиальный зазор, м;

$u_{cp}$  — окружная скорость, м/с;

$p_{\kappa}$  — полное давление за компрессором кг/см<sup>2</sup>;

$n$  — частота вращения ротора, 1/мин;

В математическую модель введем функциональное ограничение по прочности корневой части рабочей лопатки в зависимости от изменяющейся относительной длины лопатки  $D_{cp}/l$  при заданном ее материале, запасе прочности и ее температуре.

При расчете глубины охлаждения сопловой лопатки  $\Theta_{ло}$  будем учитывать как неравномерность поля температуры газа  $\Theta_{max}$ , так и турбулентность набегающего потока  $\varepsilon$  [6] и допустимую температуру стенки лопатки. Показатель адиабаты и газовую постоянную примем неизменными.

После преобразований запишем выражение целевой функции  $\eta_e$  [1] в зависимости от параметра варьирования  $q(\lambda_z)$  в виде

$G_B$  — расход воздуха за компрессором, кг/с;

$\delta_{омб} = K_3 + \bar{G}_{B\_кc\_омб}$  — относительный расход воздуха, отбираемый за компрессором и не проходящий через «горло» соплового аппарата.

$$K_3 = \bar{G}_{B\_кp\_омб} + \bar{G}_{B\_np\_омб} + \delta_{Тоом},$$

$\bar{G}_{B\_кp\_омб}, \bar{G}_{B\_np\_омб}, \delta_{Тоом}$  — относительные расходы воздуха, идущие на конвективное и пленочное охлаждение рабочих лопаток, отбираемые за компрессором, и на поддув лабиринтов, охлаждение замков и др.;

$\bar{G}_{B\_кc\_омб}$  — относительный расход воздуха на конвективное охлаждение сопловых лопаток, отбираемый за компрессором;

$q_{TГ} = 1/\alpha_\Gamma L_0$  — относительный расход топлива в «горле» соплового аппарата;

$T_\Gamma$  — полная температура газа в «горле» соплового аппарата;

$(1-1,5K_2q(\lambda_z))$  — часть КПД турбины, учитывающая потери от перетекания в кольцевом зазоре;

$K_2q(\lambda_z)=\Delta/l$  – относительный радиальный зазор;

$q_{TZ} = 1/(\alpha_z L_0)$  – относительный расход топлива на входе в сопловой аппарат (на выходе из камеры сгорания).

Значения коэффициентов  $a$  и  $m$  могут быть взяты из табл. 1 как результат обобщения экспериментальных данных [1]:

Таблица 1. Значения коэффициентов  $a$  и  $m$

$n$	0	1	2	3
$m$	4,8	2,6	2,1	1,8
$a$	2,4	0,163	0,078	0,046

Здесь  $n = \bar{G}_{B\_n\_охл} / \bar{G}_{B\_к\_охл}$  – отношение расходов воздуха, идущих на пленочное и конвективное охлаждение лопаток;

$m$  и  $a$  – коэффициенты в эмпирической формуле  $\bar{G}_{B\_к\_охл} = a \Theta_{л}^m$ ,

где  $\Theta_{л} = \frac{(T_{\max} - T_{Л})}{(T_{\max} - T_{К})}$  – безразмерная глубина

охлаждения лопатки.

Связь между параметрами и индексами «отб» и «охл» устанавливается следующим выражением:

$$\bar{G}_{отб} = (1 + q_{TZ}) \bar{G}_{охл} / (1 + q_{TZ}) \bar{G}_{охл} + 1.$$

$K_4 = (1 - \Theta_0)(1 + 0,4\varepsilon_0^{0,28}) / (1 + 0,4)\varepsilon^{0,28}$  – коэффициент, учитывающий влияние турбулентности потока на тепловое состояние лопаток соплового аппарата [1, 6], где  $\varepsilon_0=4\%$ ,

$\varepsilon$  – фактическое значение интенсивности турбулентности потока газа на выходе из камеры сгорания. Рассчитывается по геометрическим критериям камеры сгорания [1, 7]. Для прямооточных камер сгорания можно принять  $\varepsilon=25\%$  (среднестатистическое значение).

$$\Theta_0 = \frac{(T_Z - T_{Л})}{(T_Z - T_{К})};$$

$T_Z = H_u \eta (k - 1) / (1 + \alpha_z L_0) Rk + T_K$  – температура газа на входе в сопловой аппарат;

$$\alpha_z = \alpha_r (1 - \delta_{\Sigma отб}) / (1 - \delta_{отб});$$

$$\delta_{\Sigma отб} = \delta_{отб} + \bar{G}_{B\_nc\_отб} + \delta_{отб\_до\_кр},$$

где  $\bar{G}_{B\_nc\_отб}$  и  $\delta_{отб\_до\_кр}$  – относительный расход воздуха за компрессором на пленочное охлаждение сопловых лопаток, на охла-

ждение полок соплового аппарата и возвращающийся в проточную часть до «горла».

( $T_Z$  – определяют методом последовательных приближений, задаваясь значениями  $\bar{G}_{B\_к\_отб}$ ).

$T_{Л}$  – допустимая температура стенки лопаток соплового аппарата.

$A$  – безразмерный коэффициент, зависящий от геометрических критериев камеры сгорания [2];  $A=0,0676$  и  $0,0426$  соответственно для прямооточных и противоточных камер сгорания.

Так как варьирование значением  $\lambda_z$ , при принятом условии равенства длины сопловой и рабочей лопаток связано с изменением длины рабочей лопатки, необходимо ввести ограничение по прочности ее корневой части:

$$\sigma_{ЛЗ} = 2\rho K_{\phi} (l/D_{cp}) u_{cp}^2 10^{-6} \text{ [5]} – \text{действующие напряжения, МПа.}$$

Здесь  $K_{\phi} = 0,75$ ;  $\rho=8650 \text{ кг/м}^3$  (бандажная полка отсутствует).

Допустимые действующие напряжения равны:

$$[\sigma_{ЛЗ}] = \sigma_{B\tau}^t / K_{\tau},$$

где  $\sigma_{B\tau}^t$  – предел длительной прочности;

$K_{\tau}$  – нормированный коэффициент запаса прочности. Может быть принят равным для пассажирских самолетов 1,8-2,0, для двигателей боевого назначения 1,3-1,5.

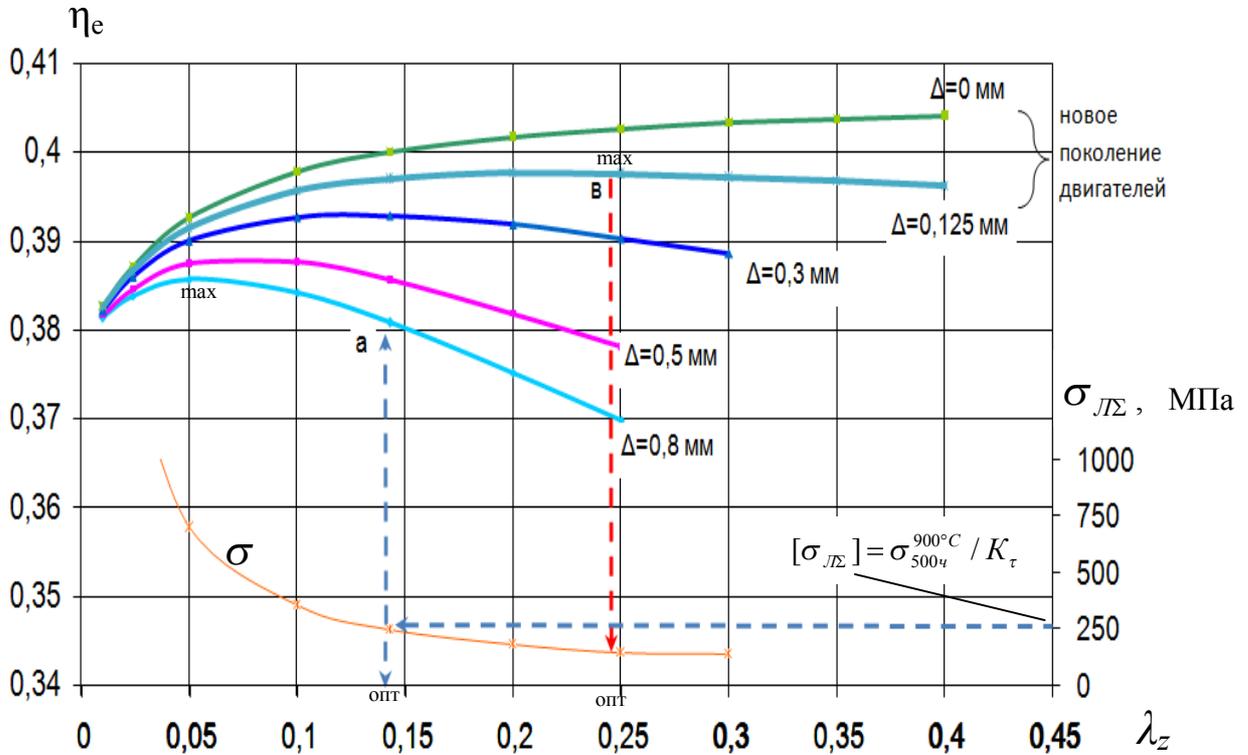
Пример определения оптимального значения параметра геометрического и параметрического согласования камеры сгорания и турбины  $\lambda_z$  на основе разработанной математической модели выполнен для газотурбинного двигателя с одноступенчатой турбиной высокого давления с параметрами:  $\pi_k=41$ ;  $T_r=1720 \text{ К}$ ;  $T_k=878 \text{ К}$ ;  $G_B=86,5 \text{ кг/с}$ ;  $\alpha_r=2,7$ ;  $n=15000 \text{ об/мин}$ ;  $\eta=0,999$ ;  $\eta_c=0,84$ ;  $u_{cp}=450 \text{ м/с}$ ;  $\sigma_{кк}=0,942$ ;  $T_{ЛС}=1323 \text{ К}$ ;  $T_{ЛР}=1173 \text{ К}$ ; материал рабочей лопатки ЖС-32ВНК:  $\sigma_{500ч}^{900^{\circ}\text{C}}=390 \text{ МПа}$ ;  $K_{\tau}=1,5$ .

Камера сгорания – прямооточная. Сопловая и рабочая лопатки одноступенчатой турбины имеют конвективно-пленочное охлаждение. Для сопловой лопатки  $n=2$ ;  $\bar{G}_{B\_кр\_отб} = 0,02$ ;  $\bar{G}_{B\_нр\_отб} = 0,021$ ;  $\delta_{Тотб} = 0,0158$ ;  $\delta_{отб\_до\_кр} = 0,0254$ ;  $\kappa=1,29$ .

Рассчитывались значения  $\eta_e$  для разных значений  $\lambda_z$  и  $\Delta$ . Оптимальным считается значение  $\lambda_z$ , соответствующее максимальному  $\eta_e$  (с учетом ограничения по прочности рабочей лопатки).

Результаты расчета показаны на рис. 1, где по оси абсцисс отложены значения при-

веденной скорости потока газа в граничном сечении  $\lambda_z$ , а по оси ординат - значения эффективного КПД термодинамического цикла  $\eta_e$  и действующие напряжения в корне рабочей лопатки  $\sigma_{ЛС}$ .



							$\lambda_z$
0,05	0,1	0,143	0,2	0,25	0,3	0,35	$\lambda_z$
4	9	13	18	23			$\alpha_1, ^\circ$
1,12	0,52	0,332	0,25	0,2	0,16	0,14	$\Theta_{max}$
150	78	54	39	32			$l, \text{мм}$
	0,14	0,1	0,07	0,06	0,04	0,038	$\Theta_{p max}$
0,81	0,73	0,7	0,66	0,64			$\Theta_{ло}$
0,78	0,7	0,64	0,61	0,6			$\Theta_l$
0,05	0,04	0,036	0,033	0,032			$\bar{G}_{B\_KC\_отб}$
	7,4	10,6	14,7	18			$D/l$

б

Рис. 1. Результаты расчетов: изменение эффективного КПД и действующих напряжений в корне лопатки в зависимости от приведенной скорости потока газа в граничном сечении  $\lambda_z$  (а) и значения некоторых параметров камеры сгорания и турбины (б)

Под осью абсцисс приведены значения некоторых параметров камеры сгорания и турбины (результат промежуточных расчетов): коэффициенты окружной и радиальной неравномерности поля температуры газа  $\Theta_{\max}$  и  $\Theta_{r\max}$ , длины рабочей лопатки  $l$ , глубина охлаждения сопловой лопатки по входной кромке в среднем сечении с учетом и без учета турбулентности потока  $\Theta_{\text{ло}}$  и  $\Theta_{\text{л}}$ ; относительный расход воздуха на конвективное охлаждение сопловой лопатки.

Из анализа графиков следует, что оптимальное значение  $\lambda_z=0,143$  для больших значений радиальных зазоров (существующие двигатели) определяется ограничениями по прочности рабочей лопатки (штриховая линия). При этом ради экономичности приходится обеспечивать работоспособность лопаток с большей неравномерностью поля температуры (точка «а»,  $\Delta=0,8$  мм)  $\Theta_{\max}=0,33$  и  $\Theta_{r\max}=0,1$ .

Только на двигателях нового поколения (интеллектуальные двигатели) [8] с активным регулированием радиальных зазоров ( $\Delta \leq 0,125$  мм) оптимальное значение параметра согласования  $\lambda_z=0,25$  (точка «в») обеспечивает как экономию топлива, так и высокую надежность турбины (малые значения  $\Theta_{\max}=0,2$  и  $\Theta_{r\max}=0,07$ ).

Таким образом, предложенная методология определения оптимального значения критерия согласования рабочих процессов камеры сгорания и турбины способствует повышению качества проектирования двигателя, заранее исключая несоответствия характеристик этих узлов.

Учет оптимального значения параметра согласования  $\lambda_z$  приведет к значительному снижению объема доводочных работ камеры сгорания и турбины и к существенному уменьшению материальных затрат на создание нового двигателя, обеспечив экономию топлива и повышение надежности конструкции.

## Библиографический список

1. Теория камеры сгорания [Текст] / [А.В. Григорьев и др.]; под ред. О.А. Рудакова. - СПб.: Наука, 2010. - 203 с.
2. Согласование совместной работы камеры сгорания и турбины как условие обеспечения надежности двигателя [Текст] / [А.В. Григорьев и др.] // Труды III Международ. научно-техн. конф. ЦИАМ, - М.: 2010. - С. 333.
3. Оптимизация критериев механического подобия потока газа на входе и выходе камеры сгорания [Текст] / [А.В. Григорьев и др.] // Тр.VII Всерос. науч.-техн. конф. Самара: СГАУ, 2010.
4. Теория воздушно-реактивных двигателей [Текст] / Под ред. д-ра техн. наук С.М. Шляхтенко. - М.: Машиностроение, 1975. - 508 с.
5. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей [Текст] / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев [и др.] – Самара: СНЦ РАН, 2002. - С. 295.
6. Григорьев, А.В. Воздействие поля температуры газа и турбулентности набегающего потока на теплоотдачу в сопловую решетку турбины и оптимизация камеры сгорания [Текст] / В.А. Григорьев, О.А. Рудаков, А.В. Соловьева // Вестн. СГАУ. – Самара, 2007. – С. 77-81.
7. Метод расчета интенсивности турбулентности потока газа на выходе из камеры сгорания газотурбинного двигателя [Текст] / А.В. Григорьев, В.А. Митрофанов, О.А. Рудаков [и др.] // Вестн. СГАУ. – Самара, 2007. - С. 72-76.
8. Боровик, С.Ю. Активное регулирование радиальных зазоров в проточной части [Текст] / С.Ю. Боровик, Ю.Н. Сокисов, В.П. Данильченко [и др.] // ГТД (Обзор зарубежных публикаций), Газотурбинные технологии 2011. - №2. - С. 36-40.

## METHODOLOGY OF OPTIMIZATION OF PARAMETER OF MATCHING THE COMBUSTION CHAMBER AND TURBINE JOINT OPERATION

© 2011 A. V. Grigoriev, P. P. Golubchikov, M. Yu. Ilushin, O. A. Rudakov, A. V. Solovieva

Klimov JSC, Saint-Petersburg

For the purpose to provide the fuel efficiency and the engine reliability the article analyses characteristics of the temperature field, the fuel flow turbulence downstream of the combustion chamber, depth of the nozzle guide vanes cooling in their interconnection on the basis of optimization of the value of the corrected gas flow rate upstream of the turbine as a matching parameter of the joint operation of these thermal and gas dynamic units taking the effective efficiency of the engine thermo-dynamic cycle as a goal function considering the strength limit of the rotor blades.

*Matching of the combustion chamber and turbine operation, criteria of the mechanical similarities, effective efficiency, irregularity of the temperature field, depth of the blades cooling, turbulence, reliability of the engine.*

### Информация об авторах

**Григорьев Алексей Владимирович**, генеральный конструктор ОАО «Климов». Тел.: (812) 301-90-40. E-mail: [klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru). Область научных интересов: методология проектирования авиационных двигателей.

**Голубчиков Павел Павлович**, студент. Тел.: (812) 301-90-40. E-mail: [ka-det\\_spb@mail.ru](mailto:ka-det_spb@mail.ru). Область научных интересов: камеры сгорания.

**Илюшин Михаил Юрьевич**, инженер-конструктор ОАО «Климов». Тел.: (812) 301-90-40, E-mail: [klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru). Область научных интересов: турбины, камеры сгорания.

**Рудаков Олег Александрович**, научный консультант ОАО «Климов». Тел.: (812) 301-90-40. E-mail: [klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru). Область научных интересов: камеры сгорания, методология проектирования.

**Соловьева Анастасия Валерьевна**, инженер-конструктор ОАО «Климов». Тел.: (812) 301-90-40. E-mail: [klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru), [anastasia.solovjeva@gmail.com](mailto:anastasia.solovjeva@gmail.com). Область научных интересов: камеры сгорания, методология проектирования.

**Grigoriev Alexei Vladimirovich**, general designer of Klimov JSC. Phone: (812) 301-90-40. E-mail: [klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru). Area of research: methodology of the aviation engine designing.

**Golubchikov Pavel Pavlovich**, student of SPbSTU. Phone: (812) 301-90-40. E-mail: [ka-det\\_spb@mail.ru](mailto:ka-det_spb@mail.ru). Area of Research: combustion chambers.

**Ilushin Mikhail Yurievich**, engineer-designer of Klimov JSC. Phone: (812) 301-90-40. E-mail: [klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru). Area of research: turbines, combustion chambers.

**Rudakov Oleg Alexandrovich**, scientific consultant of Klimov JSC. Phone: (812) 301-90-40. E-mail: [klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru). Area of research: combustion chambers, methodology of designing.

**Solovieva Anastasia Valerievna**, engineer-designer of Klimov JSC. Phone: (812) 301-90-40. E-mail: [klimov@klimov.ru](mailto:klimov@klimov.ru), [anastasia.solovjeva@gmail.com](mailto:anastasia.solovjeva@gmail.com). Area of research: combustion chambers, methodology of designing.