

УДК 621.51:536.659

К.С. ЕПИФАНОВ¹, С.В. ЕПИФАНОВ¹, А.А. СНИТКО², Н.А. КОРНИЛКОВ²¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина²ООО «Турбопневматик», Пермь, Россия

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТЕПЛООБМЕНА С КОНСТРУКТИВНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ И ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДОЙ НА ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В СИСТЕМЕ ВОЗДУШНОГО ЗАПУСКА

При испытаниях вспомогательной силовой установки на переходных режимах было выявлено несоответствие между расчетным и измеряемым значениями температуры потока воздуха. Была выдвинута гипотеза, что причиной является теплообмен корпуса компрессора с окружающей средой на участке выхода из диффузора до места расположения датчика температуры. Гипотеза была подтверждена рядом расчетов на математических моделях разной сложности. Для устранения влияния эффекта измеряемой температуры в существующую конструкцию вспомогательной силовой установки внедрены быстродействующий датчик и двойная динамическая коррекция значения температуры.

Ключевые слова: система воздушного запуска газотурбинной установки, динамика, теплообмен.

Введение

В ООО «Турбопневматик» разработана и проходит испытания воздушная силовая установка ПИКВ.400 (ВСУ). Эта ВСУ предназначена для модернизации систем "газового" запуска наземных газотурбинных установок (ГТУ), обеспечивая повышение уровня безопасности эксплуатации ГТУ при одновременном снижении стоимости их жизненного цикла. ВСУ ПИКВ-400 может использоваться для:

– запуска авиа-производных ГТД мощностью до 50 МВт;

– двух- и многоагрегатного запуска стационарных энергетических турбин мощностью до 200 МВт.

1. Постановка задачи

При испытаниях ВСУ на переходных режимах было выявлено несоответствие между расчетным и измеряемым значениями температуры потока воздуха. Была выдвинута гипотеза, что причиной является теплообмен генерируемого воздуха с корпусом компрессора, а корпуса – с окружающей средой на участке выхода из диффузора до места расположения датчика температуры [4]. Для проверки данной гипотезы был проведен ряд расчетов с использованием математических моделей разной сложности. Исследуемый участок корпуса компрессора в моделях заменен на эквивалентный канал.

2. Формирование модели

Объект моделирования – канал круглого сечения диаметром d и длиной L и толщиной стенок S . В

канал с массовым расходом G поступает идеальный газ с полными параметрами $T_{вх}^*$, p^* . Основными динамическими факторами, определяющими инерционность системы, являются аккумуляция тепловой энергии в стенках канала, а также аккумуляция массы и энергии воздуха в проточной части канала. Характерное время указанных процессов в проточной части составляет менее 0,02 с [3], поэтому в дальнейшем рассматриваются только первый из перечисленных факторов, и отличие температуры на выходе из канала $T_{вых}^*$ от входной температуры $T_{вх}^*$ определяется теплообменом между воздухом и стенками. Изменением давления будем пренебрегать, считая его постоянным:

$$p_{вх}^* = p_{вых}^* = p^* .$$

2.1. Упрощенная математическая модель

Вначале рассмотрим упрощенную модель, основанную на использовании среднemasовых значений температуры газа в канале и температуры стенок, которые зависят только от времени (рис. 1).

Математическая модель канала представлена уравнениями сохранения энергии для воздуха в канале и стенки.

Тепловой поток между стенкой и воздухом в канале определим по формуле

$$Q_c = \bar{\alpha}_в F_B (T_p - T_c) ,$$

где $F_B = \pi dL$ – площадь теплообмена;

$$T_p = T_{вх}^* \tau(\lambda_{в}) + \phi \cdot \frac{W^2}{2c_p} - \text{адиабатная температура}$$

ра стенки [1, с.218-219];

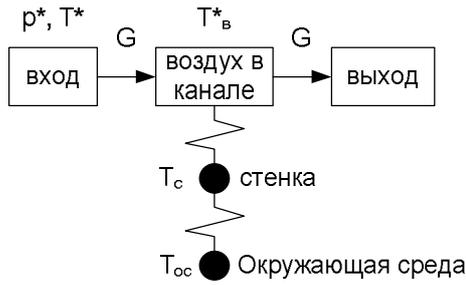


Рис. 1. Структура упрощенной математической модели

$\tau(\lambda)$ – газодинамическая функция температуры;

W – скорость воздуха на входе в канал;

$$\lambda_B = \frac{W}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} \cdot R T_B^*}} - \text{коэффициент скорости на входе в канал, определяемый из уравнения расхода}$$

определяемый из уравнения расхода

$$G = q(\lambda_B) \frac{p^*}{\sqrt{T_B^*}} F \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$$F = \frac{\pi d^2}{4} - \text{площадь поперечного сечения канала;}$$

$\phi \approx \sqrt[3]{Pr}$ – коэффициент восстановления температуры;

$\bar{\alpha}_B$ – коэффициент теплоотдачи, определяемый из критериального соотношения [2, с. 330]

$$Nu_{жD} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_1,$$

$$\text{где } \varepsilon_1 = 1 + 2 \frac{d}{L}.$$

Тепловой поток между стенкой и окружающей средой:

$$Q_{oc} = \bar{\alpha}_H F_H (T_c - T_{oc}),$$

где $\bar{\alpha}_H$ – коэффициент теплоотдачи, определяемый из критериального соотношения [1, с. 207, 194];

$$Nu_{жD} = \begin{cases} 1,18 (Gr_{жD} Pr_{ж})^{0,125} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, & Gr_{жD} Pr_{ж} < 500; \\ 0,54 (Gr_{жD} Pr_{ж})^{0,25} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, & 500 \leq Gr_{жD} Pr_{ж} < 2 \cdot 10^7; \\ 0,135 (Gr_{жD} Pr_{ж})^{0,333} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, & Gr_{жD} Pr_{ж} \geq 2 \cdot 10^7; \\ 0,5 \cdot Re_{жD}^{0,5} Pr_{ж}^{0,38} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25}, & (\bar{\alpha}_H)_{B,K} > (\bar{\alpha}_H)_{e,K}, \end{cases}$$

где $D = d + 2S$ – наружный диаметр трубы;

$$Re = \frac{W_H D}{\nu} - \text{число Рейнольдса для потока воздуха, омывающего наружную поверхность трубы;}$$

W_H – скорость потока воздуха, омывающего

наружную поверхность трубы;

$(\bar{\alpha}_H)_{B,K}$ – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности при вынужденной конвекции (последняя формула зависимости для $Nu_{жD}$ верна при $5 < Re_{жD} < 10^3$);

$(\bar{\alpha}_H)_{e,K}$ – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности при естественной конвекции (первые 3 формулы зависимости для $Nu_{жD}$).

2.2. Уточненная математическая модель

В уточненной математической модели учитывается изменение температуры и условий теплообмена вдоль канала. Масса воздуха в канале и материал стенок считаются сосредоточенными в четырех элементах (рис. 2).

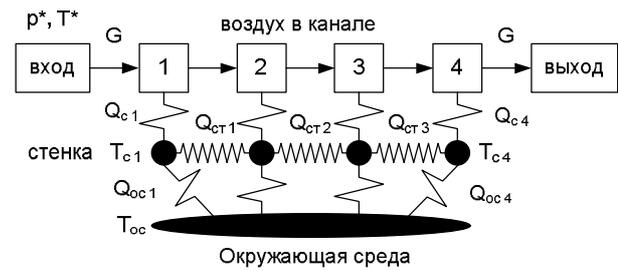


Рис. 2. Структура уточненной математической модели

Математическая модель канала представлена восемью уравнениями сохранения энергии – четырьмя для воздуха в канале и четырьмя для стенки.

Тепловой поток между стенкой и воздухом в канале определим по формуле

$$Q_{ci} = \bar{\alpha}_{B_i} F_{B_i} (T_{pi} - T_{ci}),$$

где $F_{B_i} = \pi dL/4$ – площадь теплообмена;

$$T_{pi} = T_{B_i}^* \tau(\lambda_B) + \phi \cdot \frac{W^2}{2c_p} - \text{адиабатная температура стенки;}$$

где $\bar{\alpha}_{B_i}$ – коэффициент теплоотдачи, определяемый

из критериального соотношения [1, с. 186]

$$Nu_{жd} = 0,022 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \bar{\varepsilon}_1,$$

$$\text{где } \bar{\varepsilon}_1 = \frac{4}{L} \int_{(i-1)L/4}^{iL/4} \varepsilon_1 \cdot dx;$$

$$\varepsilon_1 = \begin{cases} 1,38 (x/d)^{-0,12}, & (x/d) < 15 \\ 1, & (x/d) \geq 15 \end{cases}.$$

Тепловой поток между стенкой и окружающей средой определяется так же, как и в предыдущей модели.

На рис. 3, 4 приведены результаты расчетов изменения температуры воздуха на выходе при скачкообразном повышении параметров на одном из режимов работы установки. Колебания температуры обусловлены погрешностями вычислений. Видно, что результаты, полученные с помощью обеих моделей, различаются незначительно. Это дает основание рекомендовать к практическому использованию упрощенную (одноемкостную) модель.

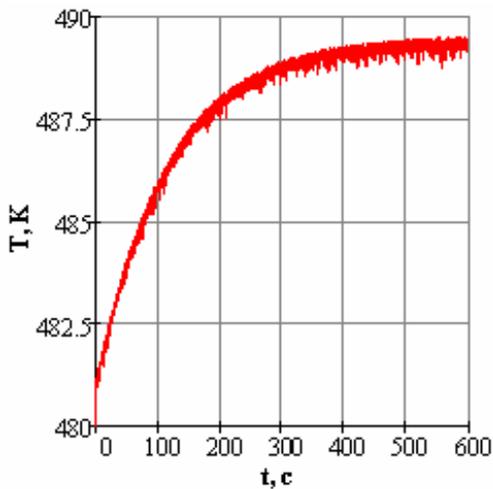


Рис. 3. Температура воздуха на выходе, рассчитанная с использованием упрощенной модели

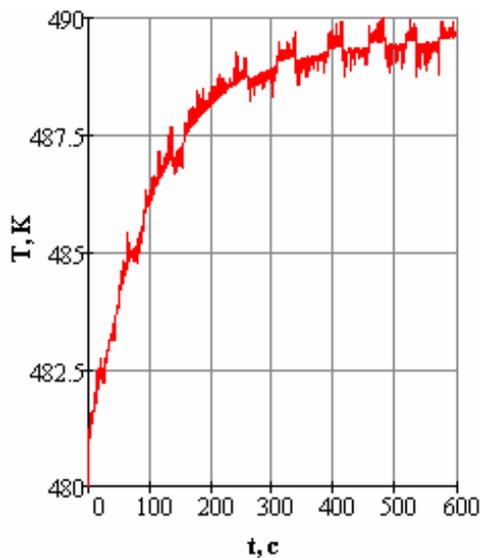


Рис. 4. Температура воздуха на выходе, рассчитанная с использованием уточненной модели

Результаты измерения температуры воздуха на выходе из компрессора с применением быстродействующих термопар и расчеты переходных процессов, аналогичных приведенным на рис. 3, 4, показали, что при увеличении частоты вращения

ротора компрессора с наибольшим темпом приёма до максимального режима работы ВСУ температура воздуха на выходе из канала компрессора значительно отстает от температуры на выходе рабочего колеса компрессора вследствие нестационарного теплообмена с корпусом компрессора и стенками канала. Это отставание может достигать 20...30 К, что приводит наблюдаемому в реальной системе несоответствию между расчетным значением расхода воздуха, полученным с использованием измеренного значения температуры, и фактическим значением расхода воздуха на выходе из компрессора. При использовании этого расчетного значения расхода воздуха в системе антипомпажного регулирования компрессора эффект «отставания» измеренной температуры может привести в процессе увеличения частоты вращения к необоснованному повышению напора компрессора и, как следствие, к нарушению условий устойчивой работы компрессора (в частности, к помпажу), а при снижении режима работы – к неоправданному увеличению расхода воздуха через компрессор и перегрузке приводного двигателя.

Заключение

Выполнен анализ влияния тепловой инерции эквивалентного канала на результаты определения расхода воздуха по измеренному значению температуры на выходе. Сформирована математическая модель, описывающая динамику изменения расчетного значения температуры потока воздуха на выходе из эквивалентного канала при изменении режима работы установки.

Установлено, что в реальных условиях возникает несоответствие между реальным и расчетным значениями расхода, что может приводить к нарушению условий устойчивой работы системы.

Для устранения влияния эффекта «отставания» измеряемой температуры в существующую конструкцию ВСУ внедрены:

- 1) быстродействующий датчик (малоинерционная термопара) температуры с применением кабельного термоэлектрического преобразователя типа КТХК;
- 2) двойная динамическая коррекция значения температуры:

– стандартная динамическая коррекция постоянной времени термопары по величине расхода воздуха на выходе из компрессора;

– дополнительная коррекция показаний датчика температуры по встроенной математической модели нестационарного теплообмена через стенки корпуса компрессора и выходного трубопровода. Как показали приведенные выше результаты, необ-

ходимую точность коррекции обеспечивает использование одноемкостной динамической модели вида

$$\varepsilon \frac{dT_{\text{ВЫХ}}^*}{dt} + T_{\text{ВЫХ}}^* = T_{\text{ВХ}}^*,$$

где ε – постоянная времени системы, которая в общем случае зависит от режима ее работы.

Литература

1. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

2. Мухачев Г.А. Термодинамика и теплопередача / Г.А. Мухачев, В.К. Щукин. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.

3. Епифанов С.В. Моделирование динамики пневматических емкостей при расчете переходных процессов в проточной части газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 10 (46). – С. 49-54.

4. Сосунов В.А. Неустановившиеся режимы работы авиационных газотурбинных двигателей / В.А. Сосунов, Ю.А. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.

Поступила в редакцию 2.06.2010

Рецензент: д-р техн. наук, проф., зав. кафедрой Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ОЦІНКА ВПЛИВУ ТЕПЛООБМІНУ З КОНСТРУКТИВНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ ТА ДОВКІЛЛЯМ НА ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ В СИСТЕМІ ПОВІТРЯНОГО ЗАПУСКУ

К.С. Єпифанов, С.В. Єпифанов, О.А. Снітко, М.А. Корнілков

При випробуваннях допоміжної силової установки на перехідних режимах було виявлено невідповідність між розрахунковим і вимірюваним значеннями температури потоку повітря. Була висунена гіпотеза, що причиною є теплообмін корпусу компресора з довкіллям на ділянці виходу з дифузора до місця розташування датчика температури. Гіпотеза була підтверджена рядом розрахунків на математичних моделях різної складності. Для усунення впливу ефекту вимірюваної температури в існуючу конструкцію допоміжної силової установки впроваджені швидкодіючий датчик і подвійна динамічна корекція значення температури.

Ключові слова: система повітряного запуску газотурбінної установки, динаміка, теплообмін.

HEAT EXCHANGE WITH CONSTRUCTION AND ENVIRONMENT INFLUENCE ON TRANSIENTS IN AIR STARTING SYSTEM ESTIMATION

K.S. Yepifanov, S.V. Yepifanov, A.A. Snitko, N.A. Kornilkov

At the auxiliary power unit (APU) tests on transient modes disparity between calculated and measured temperature of air flow was educed. A hypothesis was pulled out, that reason is a heat exchange between compressor case and environment on the area from diffuser outlet to the temperature sensor location. A hypothesis was confirmed by the set of calculations using the mathematical models of different complication. To remove influence of measured temperature the fast-acting sensor and double dynamic temperature value correction were introduced.

Key words: gas turbine unit air start system, dynamics, heat exchange.

Епифанов Константин Сергеевич – канд. техн. наук, доцент кафедры аэрокосмической теплотехники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: ctrph@ic.kharkov.ua.

Епифанов Сергей Валериевич – д-р техн. наук, проф., заведующий кафедрой конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: syepifanov@yandex.ru.

Снитко Александр Анатольевич – директор ООО «Турбопневматик», Пермь, Россия, e-mail: vsu@ppk.perm.ru.

Корнилков Николай Аркадьевич – заместитель директора ООО «Турбопневматик», Пермь, Россия, e-mail: vsu@ppk.perm.ru.