

УДК 621.438:621.515

В.А. ШКАБУРА*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
ДЛЯ ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ТЕЧЕНИЯ ГАЗОВ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ
ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ**

В рамках совершенствования перспективных и новых типов турбомашин проведена модернизация математической модели газодинамических процессов в проточной части турбокомпрессора с общим рабочим колесом с целью более детального расчёта течения газовых потоков в рабочем колесе.

турбокомпрессор с общим рабочим колесом, математическая модель газодинамических процессов, численные исследования течения газа, компрессорная и турбинная части, рабочее колесо (РК), расчетная модель течения, периодичное движение газовых потоков в РК

Введение

Непрерывное совершенствование газотурбинных двигателей (ГТД) различного назначения путём повышения температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре с помощью традиционных типов турбомашин становится весьма затруднительным, так как близки к пределу достигнутые ими возможности. Всё сказанное вынуждает вести исследования и в других направлениях, в частности, создавать и совершенствовать новые типы турбомашин, которые за счёт своих особенностей устройства и способа работы позволяют повысить эффективность работы ГТД. Одним из новых типов турбомашин является турбокомпрессор с общим рабочим колесом (ТКО) [1]. Благодаря своим особенностям данный тип турбокомпрессоров при использовании его в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины позволяет значительно увеличить температуру газа перед турбиной и степень повышения давления компрессора там, где с помощью традиционных типов турбомашин это сделать весьма затруднительно [2 – 4].

Формулирование проблемы. Для проведения расчётных исследований ТКО вначале была разработана несколько адаптированная под данную задачу методика газодинамического расчёта, в основу

которой положены формулы, используемые для расчёта традиционных турбомашин [5]. Однако она не позволяет учесть всю специфику работы ТКО, поэтому возникли определённые трудности в процессе их проектирования и доводки. К примеру, в отличие от традиционных типов турбомашин в новом типе турбокомпрессоров [1] лопатки рабочего колеса периодически работают с активным и пассивным газами: соответственно пол-оборота в турбинном режиме и пол-оборота в компрессорном режиме. Поэтому для обеспечения эффективной работы всего турбокомпрессора необходимо учитывать периодичность работы лопаток рабочего колеса (РК), чтобы оптимально расположить турбинную и компрессорную части относительно друг друга. Для этого нужна более совершенная математическая модель, с помощью которой можно рассчитывать нестационарные (переходные) процессы в РК и согласовать вход потока в РК с выходом из него, а также оптимизировать совместную работу турбинной и компрессорной частей ТКО, чтобы свести к минимуму газодинамические потери энергии, связанные с периодичностью течения газов в РК ТКО.

Решение проблемы

Итак, для решения поставленной задачи необходимо модернизировать математическую модель га-

зодинамических процессов в проточной части ТКО, чтобы она позволяла проводить их детальные расчёты. Чтобы использовать накопленный опыт, была разработана концепция трёх моделей. Особенность данного метода состоит в том, что он даёт возможность рассчитать с помощью относительно простых трёх моделей, заменяющих практически без потери точности довольно сложную для практического использования исходную модель.

Модель 1 представляет собой методику одномерного установившегося течения газа в гидравлическом приближении, в которой учтены все основные виды потерь механической энергии. Она позволяет рассчитать по основным геометрическим и режимным параметрам турбокомпрессора или традиционных турбомашин эффективность их работы.

Для расчёта потерь механической энергии газа в канале рабочего колеса использован подход, который принят для решёток турбомашин [5, 6, 7]:

$$\zeta_{PK} = \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_{конц} + \zeta_{крив} + \zeta_{диф}, \quad (1)$$

где $\zeta_{тр}$ – коэффициент потерь трения;

$\zeta_{кр}$ – коэффициент кромочных потерь;

$\zeta_{конц}$ – коэффициент концевых потерь;

$\zeta_{крив}$ – коэффициент, учитывающий потери энергии из-за кривизны канала;

$\zeta_{диф}$ – коэффициент, учитывающий изменение площади канала.

В модели 1 учитывается влияние пограничных слоёв и геометрические особенности проточной части канала не только на величину потерь механической энергии, но и на характер течения

$$F_k = F_{кан} K_{\delta} K_{geom}, \quad (2)$$

где $F_{кан}$ – площадь поперечного сечения канала, м²;

K_{δ} – коэффициент, учитывающий загромождение проточной части канала пограничным слоём;

K_{geom} – коэффициент, учитывающий геометрические особенности проточной части канала.

Учёт влияния ряда факторов на коэффициент мощности μ [5] проводится путём введения дополнительных поправочных коэффициентов

$$\mu_k = \mu K_s K_{\tau} K_L, \quad (3)$$

где K_s – коэффициент, учитывающий влияние величины зазора между корпусом и лопатками;

K_L – коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток;

K_{τ} – коэффициент нестационарности, зависит от целого ряда параметров, а также взаимного расположения впускных и выпускных каналов ТКО. Представим их в виде безразмерных соотношений

$$K_{\tau} = f(l_{раб} / l_{к(m)}, \varepsilon, W / u, \theta_{пер} / \theta_k),$$

где $l_{раб}$ – длина проточной части рабочего колеса;

$l_{к(m)}$ – длина компрессорной (турбинной) части;

ε – степень парциальности подвода газа;

w – скорость газа в относительном движении;

u – окружная скорость лопаток рабочего колеса.

Для расчёта переходных газодинамических процессов в РК ТКО разработана модель 2.

В её основу положены уравнения сохранения для квазиодномерного неустановившегося течения идеального газа с учётом воздействия на поток, которое показано на рис. 1 [8].

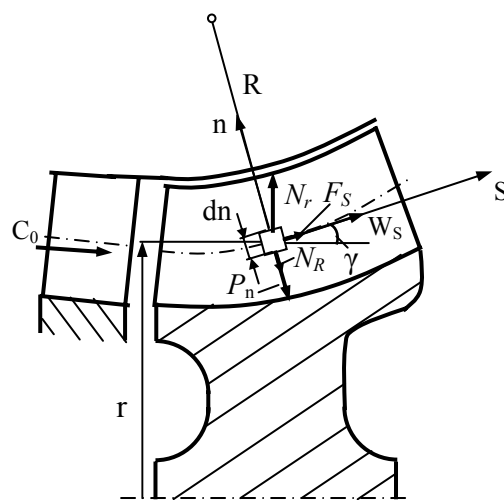


Рис. 1. Расчётная схема ступени турбомашин

Модель 2 позволяет рассчитать схему течения газовых потоков во вращающейся решётке и определить влияние периодичности работы РК на основные параметры работы ТКО и его эффективность. Таким образом, путём уточненного определения параметров течения газа в ТКО с помощью модели 2 можно оптимизировать режимные параметры и геометрию проточной части, чтобы снизить потери энергии, связанные с периодичностью работы лопаток РК.

Кроме того, расчёт по модели 2 позволяет уточнить значения коэффициента K_τ и потери мощности N_ε , связанные с периодичностью работы лопаток РК, необходимые для эквивалентного перехода от нестационарной модели к стационарной модели, а также оптимизировать расположение подводящих и отводящих к РК каналов.

Для упрощения решения задачи течение считаем невязким, а газ совершенным:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial s} = -\rho w \frac{\partial \ln A}{\partial s}; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial s} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial \ln A}{\partial s} + f_s; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} \left(e + \frac{w^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial s} \left[\rho w \left(e + \frac{w^2}{2} \right) + p w \right] = \rho w f_s - \\ - \rho w \frac{\partial \ln A}{\partial s}, \end{cases}$$

где s – координата вдоль линии тока; $f_s = F_s/\rho$ – проекция на линию тока результирующего ускорения, действующего на элементарный объём газа; A – площадь сечения канала; e – внутренняя энергия газа.

Чтобы учесть свойства среды и замкнуть систему уравнений, использовано уравнение состояния газа $p = \rho RT$. Данная система уравнений решается с начальными и граничными условиями, которые получены с помощью модели 1.

Для определения параметров газа вдоль линии тока в РК при установившемся течении газа или малоинтенсивных переходных процессах (предвари-

тельной оценки течения) использовалась система линеаризованных дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + w_0 \frac{\partial \rho}{\partial s} + \rho_0 \frac{\partial w}{\partial s} = -\rho w \frac{\partial \ln A}{\partial s}; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w_0 \frac{\partial w}{\partial s} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial s} = f_s - \frac{p}{\rho} \frac{\partial \ln A}{\partial s}; \\ \frac{\partial p}{\partial t} + w_0 \frac{\partial p}{\partial s} + \rho_0 a^2 \frac{\partial w}{\partial s} = \rho w f_s; \quad p = \rho RT. \end{cases}$$

Для расчёта двумерного течения газовых потоков разработана модель 3. В её основу положены дифференциальные уравнения сохранения, которые решают с использованием параметров потока, полученных с помощью предыдущих двух моделей.

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w_y)}{\partial y} = -\rho w \frac{\partial \ln A}{\partial x}; \\ \frac{\partial w_x}{\partial t} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial \ln A}{\partial x} + f_x; \\ \frac{\partial w_y}{\partial t} + w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + f_y; \\ \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial(E+p)w_x}{\partial x} + \frac{\partial(E+p)w_y}{\partial y} = \rho w_x f_x + \\ + \rho w_y f_y - \rho w \frac{\partial \ln A}{\partial x}, \end{cases}$$

где f_x, f_y – проекции на координатные оси результирующего ускорения, действующего на элементарный объём газа; $E = \rho \left(e + \frac{w^2}{2} \right)$.

Решение данной системы уравнений с учётом граничных условий позволяет определить поля скорости, давления, плотности и температуры, направление линий тока газа.

Для определения параметров газа по высоте канала в РК использовалось уравнение равновесия по нормали [8, 9]. В развёрнутом виде оно имеет вид

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \rho \frac{C_u^2}{r} \cos \gamma - \rho \frac{C_m^2}{R} - \rho \frac{\partial(C_u r)}{\partial s} \frac{C_m}{r} \operatorname{tg} \delta, \quad (4)$$

где C_u, C_m – окружная и меридиональная составляющие абсолютной скорости; δ – угол наклона лопаток к радиальному направлению.

Чтобы выполнить оптимизацию проточной части

ТКО, необходимо провести расчётные исследования с помощью комплексной математической модели, которая учитывает периодичность течения и траекторию движения струек в меридиональном и окружном сечениях рабочего колеса.

Заключение

Итак, представлена концепция трёх моделей, в которой каждая из моделей дополняет друг друга и способствует их взаимному совершенствованию.

Расчёт по модели 1 позволяет определить основные геометрические параметры ТКО и других типов турбомашин, и, как показал сравнительный анализ, результаты с приемлемой точностью согласуются с экспериментальными данными.

Модель 2 даёт возможность рассчитать переходные процессы в РК и выбрать оптимальное расположение подводящих и отводящих к РК каналов, чтобы таким образом свести к минимуму газодинамические потери, связанные с периодичностью течения газов в РК ТКО. Она позволяет определить потери мощности N_{ϵ} , связанные с периодичностью работы лопаток РК, и коэффициент K_{τ} , учитывающий их влияние на коэффициент мощности. Они необходимы для эквивалентного перехода от нестационарной модели к стационарной модели.

Модель 3 позволяет выполнять расчёт линий тока газа в окружном направлении, при этом используются параметры потока, полученные с помощью предыдущих двух моделей.

Таким образом, модернизированная математическая модель и программа расчёта ТКО позволяют выполнять более детальные исследования и проводить оптимизацию его элементов, и тем самым создать ТКО с более высокой эффективностью.

Литература

1. Патент № 61913 України. МПК⁷ F02 C6/12. Турбокомпресор та спосіб його роботи / В.А. Шкабура. Заявлено 5.01.99, Опубл. 15.12.2003.

бура. Заявлено 5.01.99, Опубл. 15.12.2003.

2. Шкабура В.А. Исследование возможности применения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 2. – С. 39-41.

3. Шкабура В.А. Результаты исследований схем движения газовых потоков в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом применительно к газотурбинному двигателю // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8 (24). – С. 143-145.

4. Шкабура В.А. Определение возможности применения турбокомпрессора с одним общим рабочим колесом в маломощных двигателях // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: ХАИ, 2000. – Вып.19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 146-148.

5. Шкабура В.А. Особенности теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – № 6 (41). – С. 74-76.

6. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.

7. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.

8. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с.

9. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – 3-е изд., пер. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 376 с.

10. Численные решения многомерных задач газовой динамики / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов и др. – М.: Наука, 1976. – 400 с.

Поступила в редакцию 30.11.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.