

УДК 621.438 : 621.515

В.А. ШКАБУРА, С.И. ПШЕНИЧНЫХ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ИССЛЕДОВАНИЕ ВАРИАНТОВ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА НОВОГО ТИПА В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НА ОБЩИХ ОПОРАХ КАЧЕНИЯ

Рассмотрены варианты совершенствования газотурбинных двигателей с помощью турбокомпрессора с общим рабочим колесом для повышения температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре в целях увеличения их эффективности с использованием усовершенствованной математической модели газодинамических процессов в турбомашине.

турбокомпрессор с общим рабочим колесом, газотурбинный двигатель, схема двигателя, турбомашин, температура газа перед турбиной, степень повышения давления в компрессоре, математическая модель, дифференциальные уравнения, коэффициент объёмной эффективности

Введение

Известно, что основными направлениями развития двигателей является повышение их параметров работы цикла и эффективности происходящих в них процессов. Так как традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, то серьёзные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений и технологий. Например, в двигателях с высокой суммарной степенью повышения давления и небольшой мощностью использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней оказывается невозможным, и появляется необходимость применения замыкающей центробежной или другого типа ступени вместо нескольких осевых [1, 2].

1. Формулирование проблемы

Таким образом, для существенного повышения эффективности работы ГТД и расширения их возможностей необходимо не только совершенствовать традиционные типы турбомашин, но и на основе всестороннего анализа применять новые технические решения и проводить их оптимизацию. Для этого нужно выработать критерии выбора типа турбомашин и разрабатывать более детальные матема-

тические модели процессов, происходящих в элементах ГТД. Актуальным является также вопрос выбора схемы проточной части (формы меридионального сечения) компрессора двигателя в зависимости от расхода воздуха и назначения ГТД, особенно для двигателей небольших мощностей [2, 4].

2. Решение проблемы

Как было сказано выше, для дальнейшего существенного развития ГТД необходимо искать и использовать новые и перспективные технические решения. Например, расчётные исследования турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) позволили выявить оптимальную геометрию проточной части и определить целесообразность их использования в газотурбинных двигателях [4, 5]. Однако для рационального использования ТКО в газотурбинных двигателях, как и других типов турбомашин, необходимо выработать критерии выбора типа турбомашин в зависимости от условий работы двигателя. Одним из таких критериев может служить коэффициент объёмной эффективности

$$K_{EQ} = \frac{N_{подв} \eta_n}{\rho V \omega u^2}, \quad (1)$$

где $N_{подв}$ – подводимая мощность, Вт; η_n – полный КПД машины; ρ – плотность газа на входе,

кг/м³; V – объём, занимаемый машиной, м³; ω – угловая скорость рабочего колеса (РК) машины, с⁻¹; u – окружная скорость на среднем радиусе РК, м/с.

Из рис. 1 видно, что для каждого значения объёмного расхода воздуха один из типов компрессоров имеет наибольшую эффективность.

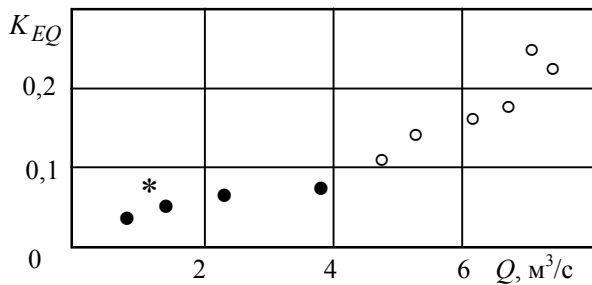


Рис. 1. Сравнение различных типов ступеней компрессоров: о – осевая; • – центробежная; * – компрессорная часть ТКО

В компрессоре двигателя по мере сжатия воздуха его плотность возрастает, следовательно, объёмный расход уменьшается, и наиболее эффективными становятся центробежные компрессоры, а при ещё более низких объёмных расходах (менее 1,5 м³/с) в качестве последней ступени компрессора – турбокомпрессоры с общим рабочим колесом. Для экспериментальной проверки эффективности работы ТКО спроектирован малоразмерный демонстрационный газотурбинный двигатель со взлётной тягой 100 Н, конструктивная схема которого показана на рис. 2.

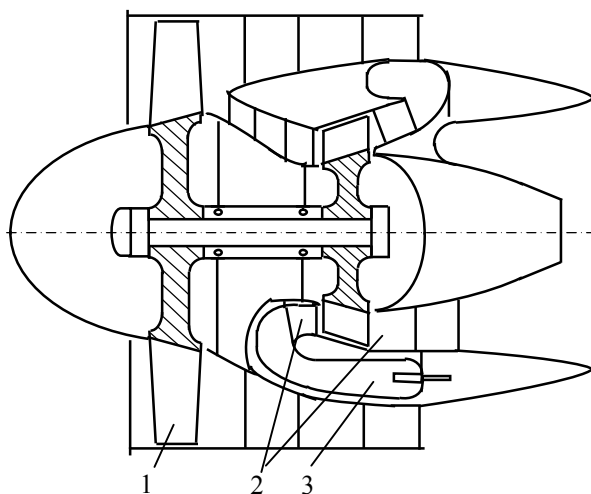


Рис. 2. Схема газотурбинного двигателя с ТКО: 1 – вентилятор; 2 – турбокомпрессор (ТКО); 3 – камера сгорания

Чтобы не усложнять устройство подшипникового узла, первую модель двигателя планируется изготовить с упрощённой системой смазки. Поэтому обороты ротора ограничены 39 тыс. об/мин.

Согласно проведенным проработкам данную схему ГТД целесообразно применять для двигателей малой мощности, где необходима простота конструкции и невысокая стоимость изготовления.

В более крупных двигателях, где одно из основных требований – высокая эффективность, ТКО целесообразно применять в качестве последней ступени компрессора и первой ступени турбины (рис. 3). Это позволяет увеличить степень повышения давления в компрессоре π_k^* и температуру газа перед турбиной T_2^* и тем самым увеличить эффективность работы ГТД [3, 4].

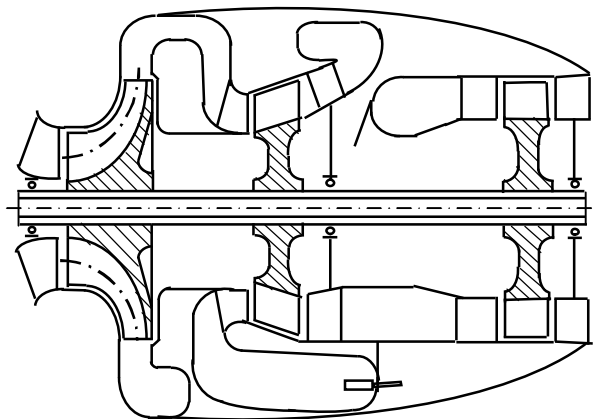


Рис. 3. Схема размещения ТКО в полноразмерном газотурбинном двигателе

Так как лопатки ТКО периодически работают в компрессорной и в турбинной частях, то средняя температура газового потока возле лопаток значительно ниже [4], чем перед обычной турбиной. А если найти коэффициенты теплоотдачи в компрессорном α_k и турбинном α_2 режимах работы лопаток РК, то их среднюю температуру можно вычислить по формуле

$$\bar{T}_l \approx \frac{T_k \tau_k \alpha_k + T_2 \tau_2 \alpha_2}{\tau_k \alpha_k + \tau_2 \alpha_2}, \quad (2)$$

где T_k, T_2 – температура воздуха после компрессора

и соответственно газа перед турбиной; τ_k, τ_2 – продолжительность периодов работы лопаток РК в компрессорной и турбинной частях.

В целях повышения эффективности работы ГТД с расходом воздуха $G_a = 1,5 \dots 2,5$ кг/с были проведены расчётные исследования вариантов схем компрессоров малоразмерных ГТД [2]. В качестве исходного варианта выбран двигатель АИ-450. Его основные параметры имеют следующие значения:

$$\pi_k = 7,63; \quad \eta_k = 0,78; \quad T_2 = 1350 \text{ К}; \quad \eta_{mk} = 0,82; \\ N_e = 465 \text{ л.с.}; \quad c_e = 0,277 \text{ кг/(л.с.}\cdot\text{ч)}.$$

В результате исследований компрессора выяснилось, что он довольно перегружен, и поэтому для достижения $\pi_k^* = 9 \dots 12$ с КПД компрессора $\eta_k^* = 0,8 \dots 0,82\%$ необходимо применять двухступенчатый центробежный компрессор, а для обеспечения работы ГТД при температуре $T_2^* = 1500 \dots 1600$ К целесообразно с центробежной ступенью использовать ТКО (рис. 3).

Модернизация двигателя АИ-450 с помощью ТКО позволила разгрузить центробежный компрессор и увеличить его КПД: $\pi_{k1} = 5,0$; $\eta_{k1} = 0,846$.

В результате газодинамического расчёта ТКО в составе двигателя получены следующие параметры:

- в компрессорной части: $\pi_{k2} = 2,4$; $\eta_{k2} = 0,82$;
- в турбинной части $\pi_{m1} = 2,24$; $\eta_{m1} = 0,815$.

Таким образом, достигнуто $\pi_k^* = 12$; $\eta_k^* = 0,81$.

Вследствие периодичности работы лопаток РК ТКО увеличена температура газа перед турбиной $T_2 = 1525$ К; $\eta_{mk2} = 0,84$; $\pi_{mk2} = 1,46$.

В итоге $N_e = 684$ л.с.; $c_e = 0,212$ кг/(л.с.·ч).

Определение эффективности работы ТКО и других турбомашин проводилось с помощью разработанной математической модели 1. Данная модель представляет собой методику одномерного установившегося течения газа в гидравлическом прибли-

жении. Для расчёта потерь механической энергии газа в канале рабочего колеса используется подход, который принят для решёток турбомашин [5 – 7]:

$$\zeta_{PK} = \zeta_{tr} + \zeta_{kr} + \zeta_{конц} + \zeta_{крив} + \zeta_{диф}, \quad (3)$$

где ζ_{tr} – коэффициент потерь трения; ζ_{kr} – 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 пограничного слоя и геометрические особенности проточной части канала не только на величину потерь механической энергии, но и на характер течения:

$$F_k = F_{кан} K_\delta K_{geom}, \quad (4)$$

где $F_{кан}$ – площадь поперечного сечения канала, м²; K_δ – коэффициент, учитывающий загромождение проточной части канала пограничным слоем; K_{geom} – коэффициент, учитывающий геометрические особенности проточной части канала.

Учёт влияния ряда факторов на коэффициент мощности μ [1] проводится путём введения дополнительных поправочных коэффициентов

$$\mu_k = \mu K_s K_\tau K_L, \quad (5)$$

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 [4].

Для детального расчёта газодинамических процессов в РК ТКО разработана модель 2. В её основу положена система дифференциальных уравнений для одномерного нестационарного потока

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

где f_c – центробежное ускорение, действующее на элементарный объём газа; e – внутренняя энергия газа; A – площадь сечения канала. Для замыкания системы уравнений использовано уравнение состояния газа $p = \rho RT$.

Система уравнений решается с начальными условиями, которые получены с помощью модели 1. Расчёт по модели 2 позволяет уточнить значения коэффициента K_τ и потери мощности N_ε , связанные с периодичностью работы лопаток РК ТКО, а также оптимизировать расположение подводящих и отводящих к нему каналов.

Заключение

Итак, проведенные исследования показали, что ТКО благодаря особенностям его работы и устройства способен существенно повысить эффективность работы газотурбинных двигателей, особенно малоразмерных ГТД. И хотя КПД в отдельности полноразмерной турбинной и компрессорной ступеней выше, чем турбинной и компрессорной частей ТКО, однако его использование в составе двигателя позволяет повысить температуру газа перед турбиной до 300° и тем самым увеличить удельную мощность и уменьшить удельный расход топлива ГТД.

Исследования показали, что новый тип турбокомпрессоров и традиционные турбомашин целесообразно применять на общих опорах качения ГТД, так как турбинная часть ТКО, как правило, имеет избыток мощности, который целесообразно использовать в компрессоре для повышения общего π_k^* .

В малоразмерных двигателях типа АИ-450 ТКО позволяет разгрузить центробежный компрессор и увеличить его КПД и общую степень повышения давления. При подборе типа турбомашин для ГТД предлагается в качестве критерия выбора применять коэффициент объёмной эффективности, так как он учитывает основные параметры её эффективности.

Литература

1. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
2. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3. Основные проблемы. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
3. Патент України №61913. Турбокомпресор і спосіб його роботи. МКИ⁷ F02C6/12, F04D17/00.
4. Шкабура В.А. Исследование возможности применения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 2. – С. 39-41.
5. 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.
6. Шкабура В.А. Особенности теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – № 41/6. – С. 74-76.
7. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.

Поступила в редакцию 6.06.2007

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