

УДК 621.438:621.515

В.А. ШКАБУРА

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, Украина

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ СХЕМ ДВИЖЕНИЯ ГАЗОВЫХ ПОТОКОВ В ТУРБОКОМПРЕССОРЕ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ГАЗОТУРБИННОМУ ДВИГАТЕЛЮ

В рамках совершенствования перспективных и новых типов турбомашин для расширения возможностей газотурбинных двигателей исследованы две схемы движения газовых потоков в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом.

турбокомпрессор с общим рабочим колесом, газотурбинный двигатель, температура газа перед турбиной, степень повышения давления в компрессоре, схемы движения газовых потоков, компрессорная часть, турбомашин, нестационарное движение потоков.

Введение

Газотурбинные двигатели совершенствуются на основе новых, более совершенных технических решений их устройства, методик расчёта составляющих их элементов и технологий изготовления. Часто техническое решение принимается на основе компромисса между несколькими условиями, например, между размерами устройства и его эффективностью. Разработка турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО) [1] также осуществляется путём выполнения противоречивых требований к работе его компрессорной и турбинной частей. Однако преимущества, которые даёт турбокомпрессор нового типа в составе газотурбинного двигателя [2], оправдывают те усилия, которые необходимо затратить, чтобы довести данный тип турбокомпрессоров до высокого уровня его совершенства.

1. Формулирование проблемы

С помощью турбокомпрессора с общим рабочим колесом можно создать наиболее простой газотурбинный двигатель или использовать его в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины для увеличения степени повышения давления и температуры газа перед турбиной соответственно [2 – 4]. Это позволяет увеличить удельную

мощность или тягу двигателя и снизить удельный расход топлива. Согласно изобретениям [1, 3], новый тип турбокомпрессора может иметь две схемы течения газовых потоков в межлопаточном пространстве рабочего колеса – прямоточную и противоточную. Однако до сих пор остаётся открытым вопрос выбора схемы движения газовых потоков в зависимости от тех или иных требований, условий и возможного уровня их эффективности.

На сегодняшний день считается, что в случае высоких скоростей потока в проточной части турбокомпрессора преимущества имеет прямоточная схема движения потоков, так как в ней минимальны потери, связанные с изменением направления движения газовых потоков.

Явным преимуществом противоточной схемы течения потоков является возможность иметь наиболее простую форму лопаток рабочего колеса [1, 3]. Кроме того, у многих специалистов в области расчёта течения в турбомашин не вызывает особых сомнений эффективность работы турбокомпрессора с противоточной схемой движения потоков. Для реализации эффективной работы турбокомпрессора с прямоточной схемой лопатки должны иметь значительно более сложную их форму, чтобы удовлетворить противоречивым требованиям к проточным

частям турбины и компрессора.

Решение поставленной задачи в значительной степени определяется уровнем понимания происходящих в турбокомпрессоре процессов и рациональным проектированием его проточных частей.

2. Решение проблемы

Для удобства сравнения двух схем движения газа были взяты рабочие колеса с одинаковым наружным диаметром ($D_2 = 0,216$ м).

Чтобы не привязываться к какому-либо двигателю, был выбран наиболее простой вариант газотурбинного двигателя с использованием только турбокомпрессора с общим рабочим колесом [3].

Для достижения эффективной работы схем движения газовых потоков была проведена оптимизация основных геометрических параметров ТКО.

Расчётные исследования проводились с помощью разработанной программы газодинамического расчёта проточных частей различных турбомашин. Так как уже накоплен определённый опыт по данному типу турбокомпрессоров, то появилась возможность определять их КПД. На рис. 1 показана характеристика компрессорной части ТКО с проточной схемой течения потоков, а на рис. 2 – характеристика компрессорной части ТКО с противоточной схемой движения потоков.

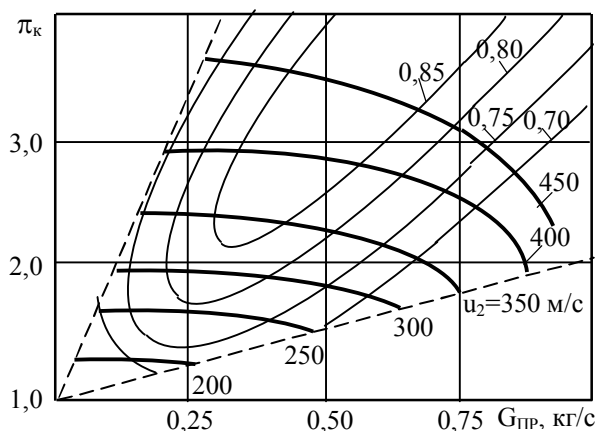


Рис. 1. Расчётная характеристика компрессорной части ТКО с проточной схемой движения потоков

Расчёты показывают, что данный тип турбокомпрессоров при оптимальном проектировании проточных частей может иметь довольно высокий КПД.

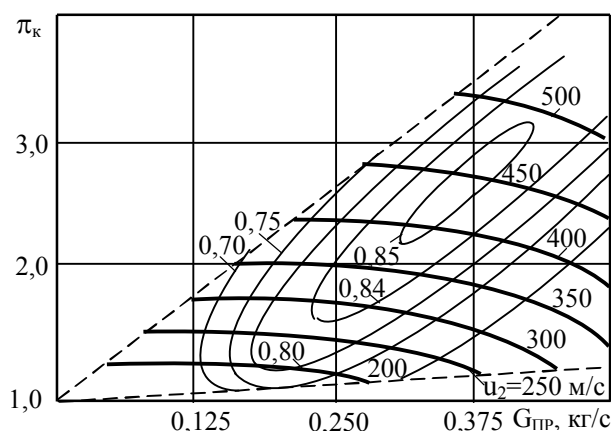


Рис. 2. Расчётная характеристика компрессорной части ТКО с противоточной схемой движения потоков

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

$$\mu_k = \mu K_s K_\tau K_L, \quad (1)$$

где K_s – коэффициент, учитывающий влияние величины зазора; K_L – коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток; K_τ – коэффициент нестационарности, зависит от целого ряда параметров, а также взаимного расположения впускных и выпускных каналов. Представим их в виде безразмерных соотношений

$$K_\tau = f(l_{\text{раб}}/l_{\text{к(м)}}, W/u, \theta_{\text{нер}}/\theta_k),$$

где $l_{\text{раб}}$ – длина проточной части рабочего колеса; $l_{\text{к(м)}}$ – длина компрессорной (турбинной) части; w – скорость газа в относительном движении; u – окружная скорость лопаток рабочего колеса.

Для расчёта потерь механической энергии газа вследствие трения и местного сопротивления в канале рабочего колеса используется подход, который принят для решёток турбомашин [5, 6, 7]:

$$\zeta = \zeta_{\text{тр}} + \zeta_{\text{кр}} + \zeta_{\text{кон}} + \zeta_{\text{крив}}, \quad (2)$$

где $\zeta_{\text{тр}}$ – коэффициент потерь трения; $\zeta_{\text{кр}}$ – ко-

эffiциент кромочных потерь; $\zeta_{кон}$ – коэффициент концевых потерь; $\zeta_{крив}$ – коэффициент, учитывающий потери энергии из-за радиальной кривизны канала.

Выбор схемы подвода газа и типа рабочего колеса зависит от её возможностей и предъявляемых к турбокомпрессору требований. Например, для систем циркуляции газа в теплообменных агрегатах возможно применение турбокомпрессора с осевым рабочим колесом, где не требуются большие перепады давлений. Однако, как показали проведенные исследования, наиболее удачным в данном типе турбокомпрессоров для обеих схем движения газовых потоков является применение диагональных рабочих колёс.

В рамках совершенствования перспективных типов турбомашин для ГТД отрабатываются и другие типы устройств, обеспечивающих расширение возможностей ГТД. Перспективным видится использование в ГТД устройств, обеспечивающих подвод теплоты к газу, близкий к циклу $v = const$ [8]. Однако, судя по имеющейся информации [9], до сих пор не удалось создать устройство, обеспечивающее эффективную работу всего двигателя в целом по циклу $v = const$. Думается, что для реализации этой задачи необходимо найти компромиссное решение.

Заключение

Анализ результатов проведенных исследований показал, что большей эффективностью обладает прямоочная схема движения газовых потоков, она также имеет более широкий диапазон работы по расходу газов. Однако для её реализации необходимо существенно более сложная форма лопаток рабочего колеса. Хотя, как показали конструкторские проработки турбокомпрессора с противоточной схемой движения потоков без использования направляющих лопаток, возникают сложности с взаимным расположением впускных и выпускных ка-

налов компрессорной и турбинной частей ТКО.

Литература

1. Патент України №61913. Турбокомпресор і спосіб його роботи. МКИ⁷ F02C6/12, F04D17/00.
2. Шкабура В.А. Исследование возможности применения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях// Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 2. – С. 39 – 41.
3. Газотурбінний двигун та спосіб його роботи. UA №20041209850, МКИ⁷ F 02 K3/00. / Шкабура В.А. Заявка на изобретение №20041209850. Газотурбінний двигун та спосіб його роботи.
4. Шкабура В.А. Определение возможности применения турбокомпрессора с одним общим рабочим колесом в маломощных двигателях // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – Вып. 19. – Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 146 – 148.
5. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
6. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.
7. 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.
8. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1977. – 447 с.
9. РЖ. 34. Авиационные и ракетные двигатели. 2000 – 2005 гг.

Поступила в редакцию 6.06.2005

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