

УДК 621.438:621.515

В.А. ШКАБУРА

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В рамках развития двигателей и энергетических установок рассмотрены вопросы совершенствования газотурбинных двигателей путём применения в их составе перспективных и новых типов турбомашин, в частности, турбокомпрессора с общим рабочим колесом (ТКО). Приведена схема ГТД с ТКО, позволяющая увеличить температуру газа перед турбиной и степень повышения давления в компрессоре ГТД, которая при обеспечении высокого уровня эффективности ТКО приведёт к росту удельной тяги двигателя и снижению удельного расхода топлива. Для определения эффективности применения ТКО в составе ГТД представлены результаты термодинамического расчёта. Однако ТКО ещё недостаточно изучены и в данной статье приведены некоторые положения теории влияния степени парциальности на эффективность работы компрессорной и турбинной частей ТКО.

Ключевые слова: турбокомпрессор с общим рабочим колесом, газотурбинный двигатель, степень парциальности, компрессорная часть, турбинная часть, периодическое движение газовых потоков.

Введение

Известно, что основными направлениями развития газотурбинных двигателей является повышение параметров их цикла работы и эффективности происходящих в них процессов [1, 2]. Однако традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому серьёзные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений, подходов и технологий. Особенно актуально это для двигателей с высокой суммарной степенью повышения давления или небольшой тяги (мощности), где использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней становится затруднительным. Кроме того, в связи с достигнутым высоким уровнем эффективности работы газогенераторов двигателей современных ТРДД они стали по существу малоразмерными [2]. Всё это вынуждает вести исследования по совершенствованию новых типов турбомашин ГТД и нетрадиционных конструктивных схем двигателей.

Одним из способов решения данной проблемы является применение в составе газотурбинных двигателей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [3-6]. В силу особенностей устройства и способа их работы они имеют в два раза большую высоту лопаток рабочего колеса (РК) по сравнению с остальными схемами турбомашин, что ценно при малых объёмных расходах газа и, следовательно, малых размерах лопаток, и могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной.

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 в зависимости от условий их применения и разрабатывать более детальные математические модели процессов, происходящих в элементах ГТД. Актуален также вопрос выбора схемы проточной части (формы меридионального сечения) компрессора двигателя в зависимости от расхода воздуха и назначения ГТД [2,4]. Применение ТКО в составе ГТД в настоящее время затруднено вследствие недостаточности их исследования и развития теории расчёта. Течение в РК носит довольно сложный (периодически неустановившийся) характер, поэтому для создания эффективного ТКО необходимо создание соответствующей теории расчёта.

2. Решение проблемы

Каждый тип турбомашин имеет оптимальную область параметров, при которых он наиболее эффективен по КПД, коэффициенту напора (работы), производительности и габаритным размерам. Все эти величины в комплексе объединяет коэффициент объёмной эффективности

$$K_{EQ} = \frac{N_{\text{подв}} \eta_{\text{п}}}{\rho V \omega u_{\text{ср}}^2} = \frac{Q H_{\text{п}}}{V \omega u_{\text{ср}}^2}, \quad (1)$$

где $N_{\text{подв}}$ – подводимая мощность, Вт; $\eta_{\text{п}}$ – полный КПД машины; ρ – плотность газа на входе, кг/м³; V – объём, занимаемый машиной, м³; ω – угловая скорость РК турбомашин, с⁻¹; u – окружная скорость на среднем радиусе РК, м/с; Q – объёмный расход, м³/с; $H_{\text{п}}$ – полезная работа, Дж/кг.

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

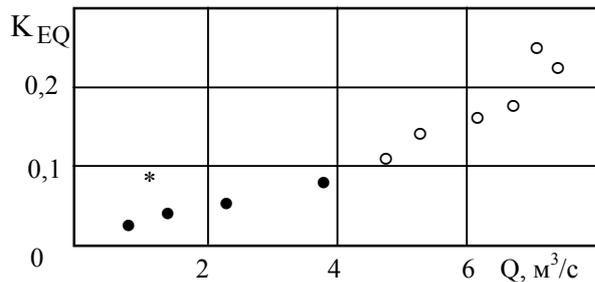


Рис. 1. Сравнение различных типов ступеней компрессоров: о – осевая; • – центробежная; * – компрессорная часть ТКО

В ГТД, за редким исключением, после осевых ступеней компрессора применяют центробежную ступень. Хотя компромиссной с точки зрения КПД, габаритных размеров и производительности является диагональная ступень.

Для определения коэффициента напора (работы) осевых и радиальных турбомашин применяют несколько отличающиеся формулы [1,2]. Это затрудняет их сравнение. Поэтому, чтобы можно было выбрать оптимальную геометрию проточной части, необходимо при определении коэффициента напора (работы) применять единую формулу, т.е. приводить к среднему диаметру проточной части РК

$$\bar{H} = H/u_{\text{ср}}^2. \quad (2)$$

Применение ТКО в составе ГТД целесообразно при небольших объёмных расходах и малых размерах лопаток, когда осевые и радиальные турбомашин имеют невысокую эффективность.

Для решения указанных задач были выполнены необходимые исследования.

В качестве базового типа турбомашин для ТКО взята диагональная ступень, так как она является компромиссным вариантом с точки зрения КПД, напора, габаритных размеров и производительности.

Если в обычных турбомашин подвод и отвод газа выполняются по всей окружности рабочего колеса, то в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом подвод активного газа в турбину и пассивного газа в

компрессор осуществляется на определённом участке [3] согласно формуле

$$\theta_{\text{к}} + \theta_{\text{т}} + 2\theta_{\text{пер}} = 360^\circ, \quad (3)$$

где $\theta_{\text{к}}, \theta_{\text{т}}$ – угловая протяжённость компрессорной и турбинной частей; $\theta_{\text{пер}}$ – угловая протяжённость переключки (разделителя).

Степень парциальности турбин определяется отношением дуги, занятой сопловой решёткой, к длине окружности по среднему диаметру [7,10]

$$\varepsilon = t_c z_c / (\pi D_{\text{ср}}). \quad (4)$$

ТКО имеет два рабочих канала: компрессорный и турбинный, расположенных на общем рабочем колесе. Они с обеих сторон ограничены переключками, поэтому их степень парциальности определяется аналогично. Итак, степень парциальности компрессорной части

$$\varepsilon_{\text{к}} = \theta_{\text{к}} / 360. \quad (5a)$$

Степень парциальности турбинной части

$$\varepsilon_{\text{т}} = \theta_{\text{т}} / 360. \quad (5б)$$

В первом приближении степени парциальности компрессорной и турбинной частей ТКО должны быть равными. Однако, как показали исследования [6], турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к снижению степени парциальности. Это связано с тем, что в турбинной части ТКО поток активный, и на входе в рабочее колесо он имеет большую скорость, поэтому время для разгона потока в РК до необходимой скорости и перехода на нормальный режим работы значительно меньше, чем в компрессорной части.

Существенная неравномерность потока на входе во всасывающий и рабочий каналы компрессорной части отличает ТКО от других машин динамического сжатия и затрудняет использование традиционных методов экспериментального исследования. В общем случае объёмная производительность компрессорной части ТКО может быть определена по формуле

$$V = \int_{F_{\text{вх}}} c_{\text{м вх}} dF_{\text{вх}}, \quad (6)$$

где $c_{\text{м вх}}$ – меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе в компрессорную часть.

Чтобы воспользоваться формулой (6), необходимо опытным путём определить распределение скорости на входе в компрессорную часть.

Для предотвращения попадания газа из турбинной части в компрессорную часть необходимо, чтобы термодинамическое давление в компрессорном рабочем канале было больше. Тогда небольшая часть воздуха через зазоры будет из

компрессорной части перетекать в турбинную часть и охлаждать диск РК.

Производительность компрессорной части турбокомпрессора, как и традиционных компрессоров, характеризует коэффициент расхода. С учётом сказанного выше коэффициент расхода компрессорной части предлагается определять по средним параметрам в РК

$$\varphi_v = c_{m\text{ ср}} / u_{\text{ср}}, \quad (7)$$

где $c_{m\text{ ср}}$ – среднее значение меридиональной составляющей абсолютной скорости газа в РК.

Наличие переходных режимов работы РК несколько снижает напор и КПД компрессорной части, так как некоторое время происходит разгон потока до необходимой скорости [6]. Чтобы учесть эту особенность компрессорной части, необходимо ввести поправочные коэффициенты, которые будут учитывать влияние на КПД и на напор или работу, её степень парциальности:

$$K_{\bar{H}_\varepsilon} = \bar{H}_k^\varepsilon / \bar{H}_k; \quad (8)$$

$$K_{\eta_\varepsilon} = \eta_k^\varepsilon / \eta_k. \quad (9)$$

Анализ проведенных исследований [9, 10] показывает, что получить универсальную формулу для определения влияния степени парциальности на эффективность компрессорной и турбинной частей довольно трудно из-за сложного влияния их конструктивных и режимных параметров. Для предварительной оптимизации параметров турбинной части целесообразно использование формулы [10], которая учитывает степень парциальности турбинной части на общий её КПД

$$K_{\eta_\varepsilon} = 1 - 0,135 \frac{u}{c_{\text{ад}}} \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right). \quad (10)$$

Чтобы выбрать оптимальные размеры турбиной части, необходимо учитывать влияние нескольких параметров: $u/c_{\text{ад}}$, высоты лопаток, угол потока перед РК.

Для исследования влияния степени парциальности на эффективность работы компрессорной части создана модель ТКО. С помощью сменных вставок изменялась степень парциальности компрессорной части. Привод РК осуществлялся от электродвигателя. На рис. 2 показаны обобщённые зависимости поправочных коэффициентов от степени парциальности компрессорной части ТКО. Анализ зависимостей позволяет констатировать, что для обеспечения эффективной работы компрессорной части степень её парциальности должна быть не ниже 0,5.

Для определения эффективности применения ТКО в составе полноразмерных ГТД в качестве исходного варианта выбран газотурбинный двигатель Д-

436Т1. На взлётном режиме он имеет следующие значения основных параметров:

$$G_B = 254 \text{ кг/с}; m = 4,9; \pi_k = 22,75; \eta_k = 0,81;$$

$$T_T = 1470 \text{ К}; \eta_{\text{ТВД}} = 0,845; \pi_{\text{ТВД}} = 2,75;$$

$$P = 7570 \text{ кгс}; c_e = 0,377 \text{ кг/(кгс} \cdot \text{ч)}.$$

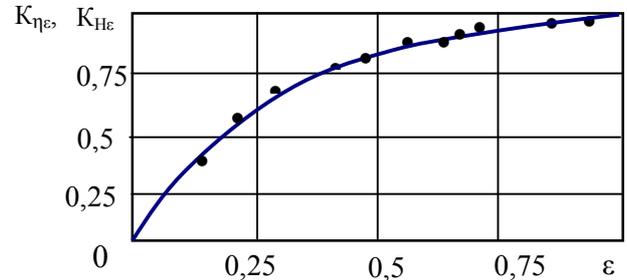


Рис. 2. Зависимости поправочных коэффициентов напора и КПД от степени парциальности компрессорной части ТКО

Применение ТКО в составе ГТД позволяет увеличить степень повышения давления компрессора π_k^* и температуру газа перед турбиной T_T^* за счёт периодичности работы лопаток РК ТКО. На рис. 3 показана схема размещения ТКО в газотурбинном двигателе с осевым компрессором. Предлагается РК ТКО разместить на валу ротора высокого давления, чтобы разгрузить турбину компрессора высокого давления.

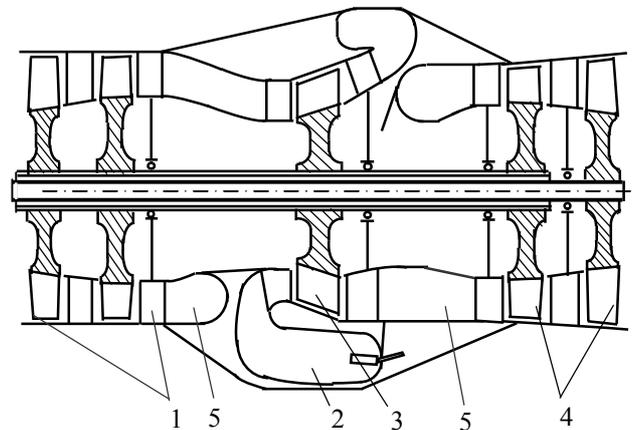


Рис. 3. Схема газотурбинного двигателя с ТКО: 1 – компрессор; 2 – камера сгорания; 3 – ТКО; 4 – силовая турбина; 5 – переходный канал

Чтобы упростить задачу сравнения двигателей и не определять тягу вентилятора модернизированного двигателя, ограничимся сравнением параметров силовых турбин.

По имеющимся данным силовая турбина двигателя Д-436Т1 имеет следующие параметры:

$$\pi_{\text{Тс}} = 3,652; \eta_{\text{Тс}} = 0,91; N_{\text{Тс}} = 15500 \text{ кВт}.$$

Благодаря периодичности работы лопаток РК

ТКО в модернизированном ГТД увеличена температура газа перед турбиной $T_T = 1800\text{K}$.

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

в компрессорной части $\pi_{\text{квд}2}^* = 1,86$; $\eta_{\text{квд}2}^* = 0,81$;

в турбинной части $\pi_{\text{твд}1} = 3,35$; $\eta_{\text{твд}1} = 0,825$.

В итоге достигнуто: $\pi_k^* = 42$; $\eta_k^* = 0,78$.

Силовая турбина модернизированного двигателя имеет следующие параметры:

$$\pi_{\text{тс}} = 5,366; \eta_{\text{тс}} = 0,868; N_{\text{тс}} = 22750\text{кВт}.$$

Таким образом, благодаря применению ТКО в составе ГТД мощность силовых турбин возросла почти в 1,5 раза, а эффективный КПД двигателя увеличился на 12%.

С помощью формул полученных ранее [5] определена средняя температура лопаток РК ТКО, она составляет $\bar{T}_л = 1234\text{K}$. Нагрев воздуха от лопаток РК в ТКО равен 6° , в результате чего на 1% снизятся эффективный КПД двигателя и эффективная тяга, однако отпадает необходимость в отборе воздуха от компрессора для охлаждения лопаток РК турбинной части ТКО.

Заключение

При выборе типа турбомшины для ГТД предлагается в качестве критерия оптимизации применять коэффициент объёмной эффективности, так как он комплексно учитывает основные параметры её эффективности: КПД, коэффициент напора (работы), производительность и габаритные размеры.

Чтобы легче было определить эффективную меридиональную геометрию проточной части РК осердиальных турбомашин, необходимо коэффициент напора (работы) приводить к среднему диаметру проточной части.

Так как диагональные компрессоры занимают промежуточное положение между осевыми и центробежными компрессорами, поэтому после осевых ступеней в ГТД целесообразно применять диагональную ступень компрессора.

Для повышения степени повышения давления и температуры газа перед турбиной в газотурбинных двигателях предлагается применять в качестве замыкающей ступени компрессора и первой ступени турбины турбокомпрессор с общим рабочим колесом. 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 разгрузить турбину компрессора.

Модернизация двигателей типа Д-436Т1 с помощью ТКО позволяет повысить термодинамические параметры цикла и тем самым увеличить удельную тягу двигателя и понизить удельный расход топлива.

Необходимость переходных каналов между традиционными турбомашинами и ТКО несколько усложняет применение ТКО в составе ГТД. Хотя РК ТКО по сравнению РК с охлаждаемыми лопатками значительно проще конструктивно и дешевле в изготовлении. Поэтому использование ТКО в составе полноразмерных газотурбинных двигателей целесообразно лишь при значительном увеличении степени повышения давления и температуры газа перед турбиной.

Течение газа и воздуха в рабочем колесе ТКО является периодически неустановившимся, поэтому часть энергии теряется при переходе из одного режима работы РК в другой. Турбинная часть по сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к снижению степени парциальности. Это связано с тем, что в турбинной части ТКО поток активный, и на входе в рабочее колесо он имеет большую скорость. Поэтому для обеспечения эффективной работы компрессорной части степень её парциальности должна быть не ниже $0,45 \dots 0,5$. Чтобы учесть влияние на КПД и на работу степени парциальности компрессорной и турбинной частей ТКО, необходимо формулы для их расчёта дополнить поправочными коэффициентами.

Литература

1. Холщевников К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин / К.В. Холщевников, О.Н. Емин, В.Т. Митрохин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
2. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3. Основные проблемы / В.В. Кулагин. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
3. Пат. № 84679 України. МКІІ. F02 K3/00. Газотурбинний двигун і спосіб його роботи / Шкабура В.А. (Україна). Заявлено 01.12.2004. Опубл. 25.11.2008.
4. Шкабура В.А. Исследование вариантов применения турбокомпрессора нового типа в газотурбинных двигателях на общих опорах качения / В.А. Шкабура., С.И. Пиеничных // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 8/44. – С. 103-106.
5. Шкабура В.А. Исследование особенностей работы турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях / В.А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4/51. – С. 57-60.

6. Шкабура В.А. Результаты исследований турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в газотурбинных двигателях / В.А. Шкабура // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2009. – № 7/64. – С. 66-70.

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

8. Вириубский И.М. Вихревые компрессоры /

И.М. Вириубский, Ф.С. Рекстин., А.Я. Шквар. – Л.: Машиностроение, 1988. – 271 с.

9. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчёт маломощных турбин для привода агрегатов. – М.: Машиностроение, 1972. – 288 с.

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

Поступила в редакцию 31.05.2010

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРИВ ІЗ СПІЛЬНИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ У ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ

В.А. Шкабура

У рамках розвитку двигунів та енергетичних установок висвітлено питання удосконалення газотурбінних двигунів шляхом використання в них перспективних та нових турбомашин, наприклад, турбокомпресорів із спільним робочим колесом (ТКС). Розглянуто схему ГТД із ТКС, яка дозволяє підвищити температуру газу перед турбіною та ступінь підвищення тиску в компресорі, що при забезпеченні високого рівня їх ефективності приведе до підвищення питомої потужності й зниження витрат палива. Для визначення ефективності застосування ТКС у складі ГТД проведені термогазодинамічні дослідження. Однак ТКС ще недостатньо вивчені, тому у даній статті наведено деякі положення теорії впливу ступеня парціальності на ефективність роботи компресорної і турбінної частин ТКС.

Ключові слова: турбокомпресор із спільним робочим колесом, газотурбінний двигун, ступінь парціальності, компресорна частина, турбінна частина, періодичність руху газових потоків.

OF ANALYSIS OF TURBO-COMPRESSOR WITH GENERAL IMPELLER FOR GAS TURBINE ENGINES

V.A. Shkabura

In the framework of development of the prospective and new types of turbo machines to broaden possibilities of gas turbine engines investigation flow of gas in of turbo-compressor with general impeller (TCG). Consideration scheme of gas turbine engines with of general impeller turbo-compressor, for rise gas turbine temperature and pressure ratio increase with aim of specific power elevation and specific fuel consumption reduction. Turbo-compressor with general impeller at presents not enough investigation. Given work elucidate especially function and complications of general impeller turbo-compressor, which beginnings by theirs successful application of gas turbine engines. For defining the efficiency of TCG application in the structure of gas turbine engines thermodynamic and gas researches were conducted.

Key words: of turbo-compressor with general impeller, gas turbine engine, compressor zone, turbine zone, periodical flow of gas.

Шкабура Владимир Анатольевич – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: shkabura_v_a@mail.ru.