

УДК 621.438:621.515

В.А. ШКАБУРА

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ РАБОТЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В рамках развития двигателей и энергетических установок рассмотрены вопросы совершенствования газотурбинных двигателей, в особенности малоразмерных ГТД, путём использования в них турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО). Приведена схема ГТД с ТКО, которая позволяет увеличить температуру газа перед турбиной и степень повышения давления в компрессоре ГТД, что при обеспечении высокого уровня их эффективности приведёт к росту удельной мощности двигателя и снижению удельного расхода топлива. Однако ТКО пока что недостаточно изучены и в данной статье выясняются особенности работы и сложности, которые возникают на пути их успешного применения в ГТД.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, турбокомпрессор с общим рабочим колесом, схема двигателя, температура газа перед турбиной, степень повышения давления в компрессоре.

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 подходов, технических решений 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 и появляется необходимость применения замыкающей центробежной или другого типа ступени вместо нескольких осевых [1, 2].

Одним из способов решения данной задачи является применение в газотурбинном двигателе турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [3, 4]. Кстати, одно рабочее колесо (РК) вместо двух РК – обычных компрессора и турбины, позволяет уменьшить потери дискового трения, концевые потери, влияние радиального зазора между лопатками РК и корпусом, габаритные размеры и массу ГТД.

1. Формулирование проблемы

Для расширения возможностей и повышения эффективности работы ГТД необходимо совершенствовать основные их элементы и выполнять всесторонний анализ проводимых решений. Поэтому следует совершенствовать математические модели процессов, происходящих в двигателях.

Для малоразмерных ГТД (МГТД) пятого поколения перспективные технические решения базируются на применении [2]:

двухступенчатого центробежного компрессора с высокой степенью повышения давления;

одноступенчатой охлаждаемой высокоперепадной турбины компрессора;

двухступенчатой свободной (силовой) турбины.

Проблема совершенствования малоразмерных двигателей настолько специфична, что во многих случаях прямое использование технологий, реализуемых в полноразмерных двигателях, оказывается более сложной задачей. Например, использование турбин со сложной схемой охлаждения (конвективно-плёночной) рабочих лопаток в газотурбинных двигателях небольшой мощности в условиях запылённого воздуха неприемлемо. Поэтому для МГТД применяют турбины, имеющие упрощённую схему охлаждения со сравнительно низкой температурой газа перед турбиной. Это приводит к невысокой эффективности цикла работы двигателя. Использование ТКО в составе ГТД позволяет благодаря особенностям его работы повысить температуру газа перед турбиной на 250...300°, существенно упростить конструкцию двигателя [3]. Однако он недостаточно изучен, поэтому необходимо выяснить, как влияют на работу ТКО и на работу ГТД в целом теплообмен между турбинной и компрессорной частями, перетекание газа из одной части в другую и периодичность работы РК ТКО.

2. Решение проблемы

Проведённые ранее исследования показали [3 – 5], что ТКО наиболее вероятно будет использоваться в малоразмерных ГТД или двигателях с вы-

сокой степенью повышения давления или там, где необходимо иметь простую конструкцию.

Для определения эффективности применения ТКО в составе ГТД в качестве исходного варианта выбран малоразмерный газотурбинный двигатель АИ-450. Компрессор двигателя – центробежный, высоконапорный, одноступенчатый. Турбина – осевая, реактивная, двухступенчатая, состоит из статора и ротора турбины компрессора, корпуса опор и ротора свободной турбины. Основные параметры двигателя имеют следующие значения:

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

В результате исследований компрессора выяснилось, что он довольно перегружен, и поэтому для достижения $\pi_k^* = 9 \dots 12$ с его КПД $\eta_k^* = 0,78 \dots 0,8\%$ необходимо применять двухступенчатый центробежный компрессор, а для обеспечения работы ГТД при температуре $T_T^* = 1500 \dots 1600 \text{ К}$ целесообразно с центробежной ступенью использовать ТКО. Дальнейшие исследования показали, что турбинная часть ТКО может эффективно работать при довольно больших перепадах давления $\pi_T = 3 \dots 3,5$. Поэтому для привода компрессора с $\pi_k^* = 9 \dots 12$ достаточно одной турбинной части ТКО. На рис. 1 показана схема размещения ТКО в газотурбинном двигателе.

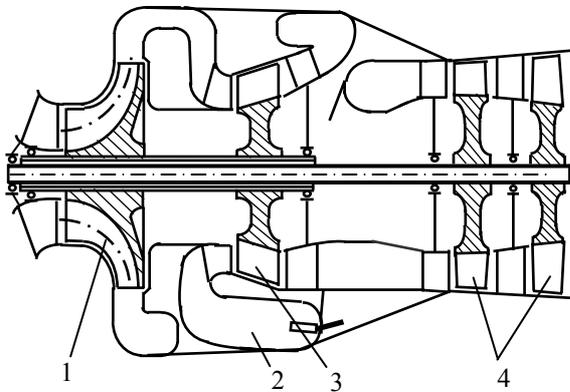


Рис. 1. Схема газотурбинного двигателя с ТКО:
1 – компрессор; 2 – камера сгорания;
3 – ТКО; 4 – силовая турбина

Модернизация двигателя АИ-450 с помощью ТКО позволила разгрузить центробежный компрессор и увеличить его КПД: $\pi_{k1} = 5,44; \eta_{k1} = 0,825$.

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

$$\text{в компрессорной части: } \pi_{k2} = 2,21; \eta_{k2} = 0,807;$$

$$\text{в турбинной части: } \pi_{T1} = 3,35; \eta_{T1} = 0,825,$$

таким образом, достигнуто: $\pi_k^* = 12; \eta_k^* = 0,792$.

Вследствие периодичности работы лопаток РК ТКО увеличена температура газа перед турбиной:

$$T_T = 1600 \text{ К}; \eta_{TC} = 0,88; \pi_{TC} = 3,2.$$

$$\text{В итоге: } N_e = 560 \text{ кВт}; c_e = 0,242 \text{ кг/(л.с.}\cdot\text{ч)}.$$

Чтобы установить работоспособность лопаток РК ТКО без охлаждения, необходимо определить их среднюю температуру \bar{T}_L . Если в обычных турбомашинах подвод и отвод газа выполняется 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 согласно формуле

$$\theta_k + \theta_T + 2\theta_{\text{пер}} = 360^\circ, \quad (1)$$

где θ_k, θ_T – угловая протяжённость компрессорной и турбинной частей; $\theta_{\text{пер}}$ – угловая протяжённость перемычки (разделителя).

Продолжительность одного оборота лопатки

$$\tau = \frac{60}{n} = \tau_k + \tau_T + 2\tau_{\text{пер}}, \quad (2)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, мин^{-1} . Упростим задачу, приняв $\tau_{\text{пер}} = 0$. Тогда время, за которое происходит нагрев, и охлаждение лопаток РК назовём полным циклом или периодом их работы:

$$\tau = \tau_k + \tau_T.$$

При установившемся режиме работы ТКО количество теплоты, которое лопатки получают от газа в турбинной части, равно количеству теплоты, которую лопатки отдают воздуху в компрессорной части

$$\alpha_T F_T (T_{wT}^* - \bar{T}_L) \tau_T = \alpha_K F_K (\bar{T}_L - T_{wK}^*) \tau_K, \quad (3)$$

где α_K, α_T – коэффициенты теплоотдачи; τ_K, τ_T – время работы лопаток в компрессорной и турбинной частях ТКО; T_{wT}^*, T_{wK}^* – температуры торможения газа и воздуха в относительном движении РК [1].

Так как площади поверхностей теплообмена практически равны по величине $F_T \cong F_K$, то данное соотношение упростим и получим формулу, позволяющую найти среднюю температуру лопаток РК

$$\bar{T}_L = \frac{(\alpha_T \tau_T T_{wT}^* + \alpha_K \tau_K T_{wK}^*)}{(\alpha_T \tau_T + \alpha_K \tau_K)}. \quad (4)$$

В нашем случае $\tau_K = \tau_T$, поэтому средняя температура лопаток в основном зависит от соотношения коэффициентов теплоотдачи α :

$$\bar{T}_L = \frac{(T_{wT}^* + \alpha_K / \alpha_T T_{wK}^*)}{(1 + \alpha_K / \alpha_T)}. \quad (5)$$

Чтобы установить температуру лопаток \bar{T}_L , необходимо определить коэффициенты теплоотдачи в компрессорном и турбинном режимах их работы.

Но вначале определим соотношение чисел Нуссельта. Для развитого турбулентного течения за основу примем формулу $Nu = C \cdot Re^{0,8} Pr^{0,37}$. Так как числа Прандтля для воздуха и газа отличаются незначительно друг от друга: $Pr_B = 0,7; Pr_T = 0,68$, а характерные размеры лопаток РК в компрессорной и в турбинной частях практически равны ($L_K \cong L_T$), то соотношение чисел Нуссельта фактически зависит от значений числа Рейнольдса

$$\alpha_k/\alpha_T = \overline{Nu}_k/\overline{Nu}_T \cdot \lambda_B/\lambda_T = 1,852 \cdot 4,3/8,5 = 0,94.$$

Как видим, значения коэффициентов теплоотдачи в компрессорной и турбинной частях близки по величине, поэтому средние температуры лопаток $\bar{T}_л$ и потоков будут отличаться незначительно. После подстановки в формулу (4) значений температур в РК $T_{wT}^* = 1325$ К, $T_{wK}^* = 550$ К определим среднюю температуру лопаток $\bar{T}_л = 950$ К.

Средний по обводу профиля лопаток РК коэффициент теплоотдачи определён по формуле [8]

$$\alpha_T = 0,206 \cdot Re^{0,66} S_r^{-0,68} = 1985 \frac{Вт}{м^2К},$$

где S_r – коэффициент, учитывающий влияние геометрических параметров решётки.

Тепловую мощность, которую лопатки РК получают от газа в турбинной части ТКО, определим по формуле

$$\dot{Q}_T = \alpha_T F_T (T_{wT}^* - \bar{T}_л) = 9655 \text{ Вт},$$

где $F_T = 0,0128 \text{ м}^2$ – суммарная площадь поверхностей лопаток РК в турбинной части.

Теплота, полученная лопатками РК в турбинной части от горячего газа, переходит к воздуху от лопаток в компрессорной части. Определим подогрев воздуха от лопаток РК

$$\Delta T_B = \frac{\dot{Q}_T}{c_p G_B} = \frac{9655}{1020 \cdot 1,684} = 5,62 \text{ К},$$

где c_p – теплоёмкость воздуха; G_B – массовый расход воздуха в компрессоре.

Нагрев воздуха от лопаток РК в ТКО равен $5,6^\circ$, в результате чего на 1% снизятся эффективный КПД двигателя и эффективная мощность, однако отпадает необходимость в отборе воздуха от компрессора для охлаждения лопаток РК турбины компрессора.

Определим количество теплоты, которую лопатки РК получают от газа в турбинной части ТКО

$$Q_{лоп} = \alpha_T F_T (T_{wT}^* - \bar{T}_л) = \dot{Q}_T \tau_T = 5,17 \text{ Дж}.$$

Найдём, на сколько градусов нагреваются лопатки РК в турбинной части

$$\Delta T_л = \frac{Q_{лоп}}{m_л c_{п}} = \frac{5,17}{0,115 \cdot 502} = 0,094 \text{ К},$$

где $m_л$ – общая масса лопаток в турбинной части.

Из расчётов видно, что лопатки РК за столь короткое время ($\tau_T = 5,36 \cdot 10^{-4}$ с) не успевают существенно нагреться в турбинной части.

Из газодинамического расчёта проточных частей ТКО известно, что на установившемся режиме работы двигателя давление в компрессорной части ТКО выше, чем в турбинной части. Поэтому воздух естественно будет перетекать из компрессорной части в турбинную. Расход газа, который перетекает

через зазоры между корпусом разделителя и рабочим колесом, может быть определен по формуле [7]:

$$G_{пер} \approx \alpha_{уп} F_S \sqrt{2\rho_k (p_k - p_T)}, \quad (6)$$

где $\alpha_{уп}$ – коэффициент, учитывающий конструкцию уплотнения разделителя; F_S – площадь меридионального сечения осевых и радиальных зазоров; p_k – среднее давление и плотность газа в компрессорной части; p_T – давление в турбинной части.

В исследуемом варианте ТКО перетекание, которое происходит через зазоры между корпусом разделителя и рабочим колесом из компрессорной части в турбинную, составляет около 1% от общей массы воздуха, проходящего через компрессорную часть ТКО. В результате примерно на 1% снижаются эффективный КПД двигателя и эффективная мощность ГТД. На рис. 2 показаны зависимости удельных параметров исходного двигателя и двигателя, имеющего турбокомпрессор с общим рабочим колесом.

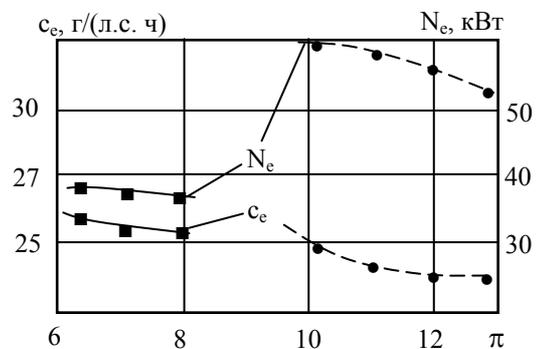


Рис. 2. Сравнение удельных параметров двигателей: ■ – серийный; ● – модернизированный новым ТКО

Расчёт турбокомпрессора с общим рабочим колесом намного сложнее расчёта обычных турбомашин, так как процесс работы рабочего колеса носит динамичный характер, т.е. рабочее колесо работает периодически в компрессорном и турбинном режимах. Влияние геометрических и режимных параметров турбокомпрессора на коэффициент мощности μ можно учесть с помощью коэффициента нестационарности [5]:

$$K_\tau = f(L_{p,k}/D_{cp}, w/u, \tau_{k(T)}/\tau), \quad (7)$$

где $L_{p,k}/D_{cp}$ – отношение длины проточной части рабочего канала к её среднему диаметру [5, 6]; w/u – отношение скорости газа в относительном движении к окружной скорости лопаток колеса; $\tau_{k(T)}/\tau$ – относительное время работы лопаток РК в компрессорном (турбинном) режимах.

Заключение

Проведенные исследования показали, что ТКО благодаря особенностям его работы и устройства

позволяет 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, его использование в составе двигателя в качестве последней ступени компрессора и первой ступени турбины позволяет повысить температуру газа перед турбиной более чем на 300° и тем самым увеличить удельную мощность и уменьшить удельный расход топлива ГТД.

Исследования показали, что турбинная часть ТКО может эффективно работать при довольно больших перепадах давления $\pi_T = 3 \dots 3,5$. Поэтому для привода компрессора с $\pi_K^* = 9 \dots 12$ достаточно одной турбинной части ТКО. Нагрев воздуха в компрессорной части от лопаток РК в ТКО равен $5,6^\circ$, в результате чего на 1% снизятся эффективный КПД двигателя и эффективная мощность, однако отпадает необходимость в отборе воздуха после компрессора для охлаждения лопаток РК турбины. Так как частота вращения РК ТКО довольно высокая, поэтому за время работы лопаток в турбинной части они не успевают существенно нагреться.

В исследуемом варианте ТКО перетекание, которое происходит через зазоры между корпусом разделителя и рабочим колесом из компрессорной части в турбинную, составляет около 1% от общей массы воздуха, проходящего через компрессорную часть ТКО. В результате этого примерно на 1% снижаются эффективный КПД газотурбинного двигателя и его эффективная мощность.

Литература

1. Холцевников К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин / К.В. Холцевников, 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. 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.
4. Шкабура В.А. Результаты исследований схем движения газовых потоков в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом применительно к газотурбинному двигателю / В.А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8/24. – С.143-145.
5. Шкабура В.А. Исследование возможности применения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях / В.А. Шкабура // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 2. – С.39-41.
6. Заявка 20041209850 України, МКІ⁷. F 02 K3/00. Газотурбінний двигун та спосіб його роботи / Шкабура В.А. (Україна) Заявл. 01.12.2004.
7. Вириубский И.М. Вихревые компрессоры / И.М. Вириубский, Ф.С. Ректин, А.Я. Шквар. – Л.: Машиностроение, 1988. – 271 с.
8. Стационарные газотурбинные установки. – Л.: Машиностроение, 1989. – 543 с.

Поступила в редакцию 23.05.2008

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОТИ ТУРБОКОМПРЕСОРА ІЗ СПІЛЬНИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ У ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНАХ

В.А. Шкабура

У рамках розвитку двигунів та енергетичних установок розглянуто питання удосконалення ГТД, в особливості малорозмірних ГТД, шляхом використання в них 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. Але ТКС поки що недостатньо досліджені, тому в цій роботі вивчаються особливості роботи та складності, які виникають на шляху їх успішного використання у ГТД.

Ключові слова: газотурбінний двигун, температура газу перед турбіною, ступінь підвищення тиску в компресорі.

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

V.A. Shkabura

The problem has been concerned of general impeller turbo-compressor usage as a part of gas turbine engines, especially small ones. 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 in the present 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.

Key words: gas turbine engines, gas turbine temperature, compressor pressure rise, engine scheme.

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.