

УДК 621.452.3.02

doi: 10.32620/aktt.2021.5.04

В. А. ШКАБУРА

*Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***ИССЛЕДОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С ОБЩИМ РАБОЧИМ КОЛЕСОМ  
ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ И ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ**

*Предметом* изучения в статье являются рабочие процессы в проточной части турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) с двумя схемами движения потоков. *Целью* является исследование особенностей работы ТКО с двумя схемами движения потоков и развитие теории газодинамического расчёта их проточных частей для применения в двигателях и в энергетических установках. *Задачи:* исследовать две схемы течения потоков в межлопаточном пространстве рабочего колеса (РК) – прямооточную и противоточную. Если направления газового и воздушных потоков совпадают относительно оси вращения РК, то схема течения в ТКО прямооточная, при противоположном движении потоков – противоточная. *Решение* поставленных задач осуществлено с помощью разработанных методик газодинамического расчёта проточных частей турбокомпрессора с общим рабочим колесом. *Выводы.* Научная новизна полученных результатов состоит в следующем: установлены параметры, которые значительно влияют на эффективность работы турбинной и компрессорной частей ТКО и получена формула в виде общего критериального соотношения. Определены зависимости поправочного коэффициента, который учитывает влияние соотношения ширины решётки к среднему диаметру рабочего канала РК в компрессорной части и в турбинной части ТКО. Впервые предложено данный поправочный коэффициент использовать при расчете коэффициента мощности в компрессорной части и коэффициента нагрузки в турбинной части. Т. е. при завышенном соотношении ширины решётки к среднему диаметру рабочего канала, необходимо эти формулы дополнить поправочным коэффициентом. Исследованы особенности перехода лопаток РК из одного режима работы в другой – на определенном участке РК происходит разгон потока до необходимой скорости. Наиболее длительный разгон потока в компрессорном рабочем канале ТКО с противоточной схемой движения потоков. В турбинной части время разгона газового потока не зависит от схемы течения – поток активный и разгоняется до необходимой скорости в сопловом аппарате. Исследованиями установлено, что ТКО можно использовать в составе газотурбинных двигателей и в системе наддува ДВС.

*Ключевые слова:* турбокомпрессор с общим рабочим колесом; турбинная часть; компрессорная часть; газотурбинный двигатель.

**Введение**

Известно, что основным направлением развития двигателей, является повышение параметров цикла их работы и эффективности происходящих в них процессов [1, 2]. Однако традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, и поэтому существенные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений, подходов и технологий. Особенно актуально это в газотурбинных двигателях и в системе турбонаддува ДВС небольшой мощности, где использование лишь осевых компрессоров и турбин в турбокомпрессоре, вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней, затруднительно. Всё это вынуждает применять другие типы турбомашин и проводить исследования, направленные на совершенствование новых типов турбомашин.

**1. Постановка задачи**

С уменьшением размеров двигателей и их турбокомпрессорной части снижается эффективность работы осевых и радиальных ступеней компрессора и турбины. Кроме того, при малых размерах лопаток турбин ГТД проблематично размещение внутренних каналов охлаждения, так как при попадании пыли в проточную часть имеется опасность их засорения. А утолщение выходной кромки для охлаждения задней части лопаток приводит к большим потерям энергии в закроочных следах [3].

Одним из способов решения данной проблемы является применение в составе газотурбинных двигателей и для турбонаддува ДВС нового типа турбомашин – турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) [4-7]. 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. Кроме того, благодаря периодичности работы лопаток РК ТКО могут работать при более высоких температурах газа перед турбиной [5, 6]. Совместить в рабочем колесе пол оборота – работу лопаток в компрессорном режиме, а другую часть оборота в турбинном режиме возможно, но довольно сложно. Для этого необходимо придерживаться определённых ограничений. В ряде работ рассматривают вопросы моделирования потока газа на входе в проточную часть компрессора [8, 9] и способ повышения эффективности работы газовой турбины [10], однако в них не приводят рекомендаций по рациональному проектированию проточной части с периодичным режимом работы. Целью данной работы является исследование особенностей работы ТКО с двумя схемами движения потоков и развитие теории газодинамического расчёта их проточных частей для применения в двигателях и в энергетических установках.

## 2. Решение задачи

Турбокомпрессоры с общим рабочим колесом в зависимости от направления движения газовых потоков могут иметь две схемы течения в межлопаточном пространстве РК – прямооточную и противоточную [4]. Если направления газового и воздушных потоков совпадают относительно оси вращения РК, то схема течения в ТКО прямооточная (рис. 1), при противоположном движении потоков – противоточная (рис. 2).

Для осуществления той или иной схемы течения в РК необходимо подобрать соответствующую форму лопаток рабочего колеса и расположение соплового, выпускного, всасывающего и нагнетательного каналов относительно друг друга. Для снижения перетекания, компрессорная и турбинная части отделены друг от друга двумя перемычками.

Каждая из схем течения имеет свои преимущества и недостатки: при прямооточной схеме движения быстрее происходит смена режима работы лопаток РК при переходе их из одного рабочего канала в другой. Однако при прямооточной схеме сложнее обеспечить эффективную работу лопаток РК и в компрессорном и в турбинном режимах работы.

В предыдущей статье [7] было сказано, что для парциальных турбомашин и особенно для компрессорной и турбинной частей, имеет значение соотношение длины рабочего канала к его среднему диаметру. Однако дальнейшие исследования показали, что на эффективность турбинной и компрессорной частей ТКО влияет и соотношение расходной составляющей скорости потока к окружной

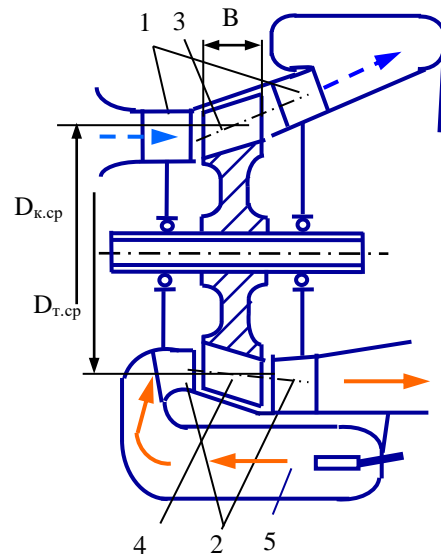


Рис. 1. Схема применения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в качестве простого ГТД с прямооточной схемой движения потоков: 1 – компрессорная часть; 2 – турбинная часть; 3 – компрессорный рабочий канал; 4 – турбинный рабочий канал; 5 – камера сгорания

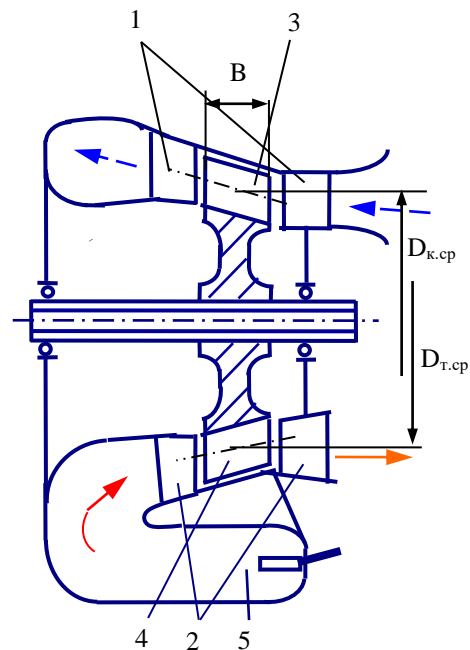


Рис. 2. Схема применения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в качестве простого ГТД с противоточной схемой движения потоков: 1 – компрессорная часть; 2 – турбинная часть; 3 – компрессорный рабочий канал; 4 – камера сгорания; 5 – турбинный рабочий канал

скорости лопаток на среднем диаметре рабочего канала. Эти зависимости можно выразить в виде общего критериального соотношения

$$K_{BDc} = \frac{2B}{\pi D_{cp}} \frac{u_{cp}}{c_m}, \quad (1)$$

где  $D_{cp}$  – средний диаметр рабочего канала;  $B$  – ширина рабочего канала;  $c_m$  – расходная (меридиональная) составляющая скорости потока;  $u_{cp}$  – окружная скорость движения лопаток на среднем диаметре рабочего канала.

Продолжительность одного оборота лопаток РК ТКО состоит из следующих временных участков

$$\tau_{об} = 60/n = \tau_k + \tau_T + 2\tau_{пер}, \quad (2)$$

где  $\tau_k, \tau_T$  – время работы лопаток РК в компрессорном и в турбинном режимах;  $\tau_{пер}$  – время пребывания лопаток РК в перемычке.

Исследования с помощью нестационарной модели показали, что при переходе из одного режима работы в другой – на определенном участке РК происходит разгон потока до необходимой скорости. Особенно это проявляется в компрессорном рабочем канале ТКО с противоточной схемой движения потоков, когда воздух может войти в межлопаточный канал, если предыдущий поток полностью остановился. Это приводит к увеличению времени разгона воздуха и соответственно к снижению коэффициента напора компрессорной части, так как уменьшается время нормальной работы лопаток РК в компрессорном рабочем канале

$$\tau_{кр} = \tau_k - \tau_{разг}, \quad (3)$$

где  $\tau_{разг}$  – время разгона потока.

На рис. 3 показана циклограммы изменения скорости воздуха на входе в компрессорную часть РК ТКО при прямооточной и противоточной схемах движения потоков и время разгона потоков. Протяжённость входного канала  $\bar{l}$  и относительная скорость потока  $\bar{w}$  на входе в РК показаны в безразмерном виде.

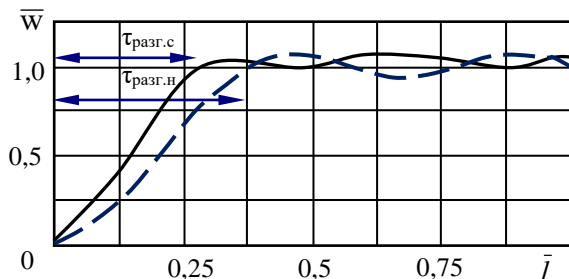


Рис. 3. Циклограммы изменения скорости воздуха на входе в компрессорную часть РК:

- — прямооточная схема течения потоков;
- - - противоточная схема течения потоков

При  $c_m \cong u_{cp}$  эффективность работы компрессорной и турбинной частей ТКО зависит лишь от

соотношения меридиональной длины рабочего канала к среднему диаметру рабочего канала, обозначим его коэффициентом  $K_{BD}$ , тогда  $K_{BD} \cong K_{BDc}$ .

Чтобы определить область оптимальных значений соотношения меридиональной протяженности РК к среднему диаметру проточной части, были проведены исследования. На рис. 4 показана зависимость коэффициента  $K_{BD}$  в компрессорной части ТКО при степени парциальности  $\varepsilon = 0,48$  от соотношения ширины решётки к среднему диаметру рабочего канала РК (см. рис. 1).

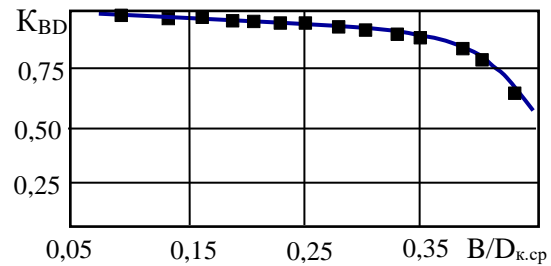


Рис. 4. Зависимость коэффициента  $K_{BD}$  в компрессорной части ТКО от соотношения ширины решётки к среднему диаметру рабочего канала

При сравнительно небольшом соотношении  $B/D_{к.ср} = 0,07...0,18$  можно достигнуть наибольшей эффективности работы компрессорной части ТКО (напора и КПД) При завышенном соотношении ширины решётки к среднему диаметру рабочего канала РК газ не успевает пройти весь рабочий канал.

Таким образом, если соотношении  $B/D_{к.ср}$  будет больше 0,2, то формулу расчёта коэффициента мощности, кроме указанных ранее факторов [7], необходимо дополнить коэффициентом  $K_{BD}$

$$\mu_k = \mu K_s K_\varepsilon K_L K_T K_{BD} K_C, \quad (4)$$

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

$K_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий степень парциальности компрессорной части;

$K_L$  – коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток компрессорной части;

$K_T$  – коэффициент, учитывающий влияние параметров газа в турбинном рабочем канале;

$K_C$  – коэффициент, учитывающий влияние схемы течения газового и воздушного потоков.

Для изучения влияния соотношения ширины решётки к среднему диаметру турбинного рабочего канала, были проведены расчётные исследования. На рис. 5 показаны результаты исследований зависимости коэффициента  $K_{BD}$  в турбинной части от соотношения ширины решётки к среднему диаметру рабочего канала РК на эффективность работы при степени парциальности 0,46. Турбинная часть по

сравнению с компрессорной частью менее чувствительна к увеличению отношения ширины решётки РК к среднему диаметру рабочего канала.

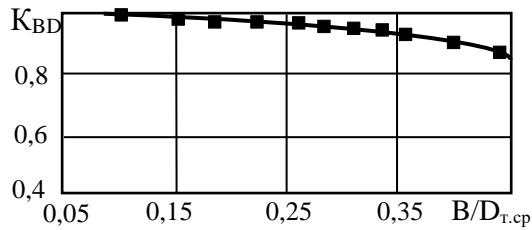


Рис. 5. Зависимость коэффициента  $K_{BD}$  в турбинной части ТКО от соотношения ширины решётки к среднему диаметру рабочего канала

Исследованиями также установлено, что с увеличением степени парциальности компрессорной и турбинных частей данные зависимости смещаются вправо.

При работе ТКО некоторая часть воздуха переносится в межлопаточном пространстве РК через разделитель из компрессорного рабочего канала 3 в турбинный 4 (рис. 1-2). Соответственно часть горячего газа, оставшегося в межлопаточном пространстве РК, поступает из турбинной части в компрессорную часть. Это является основной особенностью турбокомпрессоров данного типа.

Проведенные исследования турбинной части опытных моделей ТКО показали, что коэффициент нагрузки турбинной части можно предварительно определить как для осевой ступени турбины, а затем с помощью поправочных коэффициентов учесть все особенности работы турбинной части ТКО

$$\mu_{TK} = \mu_T K_\epsilon K_L K_s K_K K_{BD}, \quad (5)$$

где  $K_\epsilon$  – коэффициент, учитывающий степень парциальности турбинной части;

$K_L$  – коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток турбинной части;

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

$K_K$  – коэффициент, учитывающий влияние параметров воздуха в компрессорном рабочем канале.

Для турбинной части не нужен коэффициент  $K_C$ , так как время разгона газового потока не зависит от схемы течения – поток активный и разгоняется до необходимой скорости в сопловом аппарате.

Так как расход газа на входе в турбинный рабочий канал (ТРК) и выходе из него различный, то выражение для определения мощности турбинной части РК, как в охлаждаемой турбине, имеет вид

$$N_{ут} = G_{r1} C_{1ут} u_{1т} - G_{r2} C_{2ут} u_{2т}, \quad (6)$$

где  $G_{r1}$  – расход газа на входе в ТРК;

$C_{1ут}$  – окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в ТРК;

$u_{1т}$  – окружная скорость РК на входе в ТРК;

$G_{r2}$  – расход газа на выходе из ТРК;

$C_{2ут}$  – окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из ТРК;

$u_{2т}$  – окружная скорость РК на выходе из ТРК.

По аналогичной формуле можно вычислить мощность компрессорной части РК. Расход воздуха на входе в компрессорную часть и выходе из неё вследствие перетекания через разделители также изменяется, поэтому выражение для определения мощности компрессорной части РК имеет вид

$$N_{ук} = G_{B2} C_{2ук} u_{2к} - G_{B1} C_{1ук} u_{1к}, \quad (7)$$

где  $G_{B1}$  – расход воздуха на входе в компрессорный рабочий канал (КРК);

$C_{1ук}$  – окружная составляющая абсолютной скорости потока на входе в КРК;

$u_{1к}$  – окружная скорость РК на входе в КРК на среднем радиусе;

$G_{B2}$  – расход воздуха на выходе из КРК;

$C_{2ук}$  – окружная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из КРК;

$u_{2к}$  – окружная скорость РК на выходе из КРК на среднем радиусе.

Для развития данного типа турбокомпрессоров разработаны опытные модели: с прямоточной и противоточной схемами движения потоков. Их расчётная эффективность достаточная, чтобы их использовать в составе ГТД.

## Заключение

Проведены исследования турбокомпрессоров с общим рабочим колесом с целью развития теории их расчёта и в дальнейшем использования в газотурбинных двигателях, энергетических установках и в системе турбонадува ДВС.

Турбокомпрессоры с общим рабочим колесом в зависимости от направления движения газовых потоков могут иметь две схемы течения в межлопаточном пространстве РК – прямоточную и противоточную. Для осуществления той или иной схемы течения в РК, необходимо подбирать соответствующую форму лопаток рабочего колеса и расположение соплового, выпускного, всасывающего и нагнетательного каналов относительно друг друга.

Каждая из схем течения имеет свои преимущества и недостатки: при прямоточной схеме движения быстрее происходит смена режима работы лопаток РК при переходе их из одного рабочего канала в другой. Однако при прямоточной схеме сложнее

обеспечить эффективную работу лопаток РК и в компрессорном и в турбинном режимах работы.

Исследования показали, что на эффективность турбинной и компрессорной частей ТКО влияет соотношение длины рабочего канала к его среднему диаметру и соотношение расходной составляющей скорости потока к окружной скорости лопаток на среднем диаметре рабочего канала. Эти зависимости можно выразить критериальным соотношением.

Периодичность процессов в рабочих каналах РК ТКО накладывает определённые ограничения на геометрию проточной части, например, при завышенном соотношении ширины решётки к среднему диаметру рабочего канала РК, газ или воздух не успевает пройти весь рабочий канал. И это приводит к снижению эффективности работы ТКО.

При переходе из одного режима работы в другой – на определенном участке РК происходит разгон потока до необходимой скорости. Особенно это проявляется в компрессорном рабочем канале с противоточной схемой движения потоков. В турбинной части время разгона газового потока не зависит от схемы течения – поток активный и разгоняется до расчётной скорости основном в сопловом аппарате.

### Литература

1. Кулагин, В. В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3. Основные проблемы [Текст] / В. В. Кулагин. – М. : Машиностроение, 2005. – 464 с.

2. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев, и др. – М. : Машиностроение, 1991. – 336 с.

3. Холщевников, К. В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин [Текст] / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М. : Машиностроение, 1986. – 432 с.

4. Пат. № 84679 України. МКІ<sup>7</sup>. F02 K3/00. Газотурбинний двигун і спосіб його роботи [Текст] / Шкабура В.А. (Україна). Заявлено 01.12.2004. Опубл. 25.11.2008.

5. Шкабура, В. А. Результаты исследований турбинной и компрессорной частей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в малоразмерных газотурбинных двигателях [Текст] / В. А. Шкабура // Вісник двигунобудування. – 2017. – № 2. – С. 118-121.

6. Шкабура, В. А. Результаты исследований компрессорной и турбинной частей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в малоразмерных двигателях [Текст] / В. А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2019. – № 4(156). – С. 39-43. DOI: 10.32620/aktt.2019.4.07.

7. Шкабура, В. А. Исследования компрессорной и турбинной частей турбокомпрессоров с общим рабочим колесом для применения в двигателях и энергетических установках [Текст] / В. А. Шкабура // Авиационно-космическая техника и технология. – 2020. – № 5(165). – С. 68-73. DOI: 10.32620/aktt.2020.5.09.

8. Lou, F. Reconstructing compressor non-uniform circumferential flow field from spatially undersampled data-part 1: Methodology and sensitivity analysis [Text] / F. Lou, N. L. Key // Journal of Turbomachinery. – 2021. – Vol. 143, No. 8. Article No. 081002. DOI: 10.1115/1.4050433.

9. Reconstructing compressor non-uniform circumferential flow field from spatially undersampled data - Part 2: Practical application for experiments [Text] / F. Lou, D. R. Matthews, N. J. Kormanik, N. L. Lou Key // Journal of Turbomachinery. – 2021. – Vol. 143, No. 8. Article No. 081003. DOI: 10.1115/1.4050434.

10. Gas turbine efficiency and ramp rate improvement through compressed air injection [Text] / K. Abudu, U. Igie, O. Minervino, R. Hamilton // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy. 2021. 235(4), с. 866-884. DOI: 10.1177/0957650920932083.

### References

1. Kulagin, V. V. Teoriya, raschyot i proektirovaniye aviacionnykh dvigatelej i energeticheskikh ustanovok: Kn.3. Osnovnye problemy [Theory, calculation and design of aviation engines and power stations: Book 3. Main problems]. Moscow, Mechanical engineering Publ., 2005. 464 p.

2. Hanin, N. S., Aboltin, E. V., Lyamcev, B. F., Zajcev, E. N. Avtomobil'nye dvigateli s turbonaddvom [Automobile engines with turbocharging]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991. 336 p.

3. Holshchevnikov, K. V., Emin, O. N., Mitrokhin, V. T. Teoriya i raschyot aviacionnykh lopatochnykh mashin [Theory and calculation of aviation impeller machines]. Moscow, Mechanical engineering Publ., 1986. 432 p.

4. Shkabura, V. A. Gazoturbinnij dvigun i sposib jogo roboti [Gas turbine engine and how it works] Patent UA, No. 84679, 2008.

5. Shkabura, V. A. Rezul'taty issledovaniya turbinnoi i kompressornoi chastei turbokompressorov s obshchim rabochim kolesom dlya primeneniya v malorazmernykh gazoturbinnnykh dvigatelyakh [Results of analysis of turbine zone and compressor zone of turbo-compressor with general impeller for small gas turbine engines]. Visnyk dvyhunobuduvannia – Bulletin of engine building, 2017, no. 2, pp. 118-121.

6. Shkabura, V. A. Rezul'taty issledovaniya turbinnoi i kompressornoi chastei turbokompressorov s obshchim rabochim kolesom dlya primeneniya v malorazmernykh gazoturbinnnykh dvigatelyakh [Results of analysis of turbine zone and compressor zone of turbo-compressor with general impeller for small gas turbine engines]. Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology. 2019. no. 4(156) pp. 39-43. DOI: 10.32620/aktt.2019.4.07.

7. Shkabura, V. A. Issledovaniya kompressornoi i turbinnoi chastei turbokompressorov s obshchim rabochim kolesom dlya primeneniya v dvigatelyakh i energeticheskikh ustanovkakh [Investigate of turbine part and compressor part of turbo-compressors with general impeller for engines and power plants]. Aviacijno-kosmicna tehnika i tehnologia – Aerospace technic and technology, 2020, no. 5(165), pp. 68-73. DOI: 10.32620/aktt.2020.5.09.

8. Lou, F., Key, N. L. Reconstructing compressor non-uniform circumferential flow field from spatially undersampled data-part 1: Methodology and sensitivity



analysis. *Journal of Turbomachinery*, 2021, vol. 143, no.8, article no. 081002. DOI: 10.1115/1.4050433.

9. Lou, F., Matthews, D.R., Kormanik, N.J., Key, N.L. Reconstructing compressor non-uniform circumferential flow field from spatially undersampled data - Part 2: Practical application for experiments. *Journal of Turbomachinery*, 2021, vol. 143, no. 8, article no. 081003. DOI: 10.1115/1.4050434.

10. Abudu, K., Igie, U., Minervino, O., Hamilton, R. Gas turbine efficiency and ramp rate improvement through compressed air injection. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy*, 2021, vol. 235, no. 4, pp. 866-884. DOI: 10.1177/0957650920932083.

*Надійшла до редакції 06.08.2021, розглянута на редколегії 23.09.2021*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ ІЗ СПІЛЬНИМ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ ДЛЯ ЗАСТОСУВАННЯ У ДВИГУНАХ І ЕНЕРГОУСТАНОВКАХ

*В. А. Шкабура*

**Предметом** вивчення в статті є робочі процеси в проточній частині турбокомпресорів із спільним робочим колесом (ТКС) із двома схемами руху потоків. **Метою** є дослідження особливостей роботи ТКС із двома схемами руху потоків: прямотечійною і протитечійною, та розвиток теорії газодинамічного розрахунку їх проточних частин для застосування в двигунах і в енергетичних установках. **Завдання:** дослідити дві схеми течії потоків у межлопатковому просторі робочого колеса (РК) – прямотечійну і протитечійну. Якщо напрямки газового і повітряних потоків збігаються щодо осі обертання РК, то схема течії в ТКС прямотечійна, при протилежному русі потоків – протитечійна. **Рішення** поставлених завдань здійснено за допомогою розроблених методик газодинамічного розрахунку проточних частин ТКС. **Висновки.** Наукова новизна отриманих результатів полягає у наступному: встановлено параметри, які значно впливають на ефективність роботи турбінної і компресорної частин ТКС і отримана формула у вигляді загального критеріального співвідношення. Визначено залежності поправочного коефіцієнта, який враховує вплив співвідношення ширини решітки до середнього діаметру робочого каналу РК в компресорній частині і в турбінній частині ТКС. Вперше запропоновано даний поправочний коефіцієнт використовувати при розрахунку коефіцієнта потужності в компресорній частині і коефіцієнта навантаження в турбінній частині. Тобто при підвищеному співвідношенні ширини решітки до середнього діаметру робочого каналу, необхідно ці формули доповнити поправочним коефіцієнтом. Досліджено особливості переходу лопаток робочого колеса з одного режиму роботи в інший – на певній ділянці РК відбувається розгін потоку до необхідної швидкості. Найбільш тривалий розгін потоку в компресорному робочому каналі ТКС із протитечійною схемою руху потоків. У турбінній частині час розгону газового потоку не залежить від схеми течії – потік активний і розганяється до необхідної швидкості у сопловому апараті. Дослідженнями встановлено, що ТКС можна використовувати у складі газотурбінних двигунів і в системі наддування ДВЗ.

**Ключові слова:** турбокомпресор із спільним робочим колесом; газотурбінний двигун; компресорна частина; турбінна частина.

## INVESTIGATE OF TURBO-COMPRESSORS WITH GENERAL IMPELLER FOR ENGINES AND POWER PLANTS

*V. Shkabura*

The article deals with the working processes in flowing part of the turbo-compressors with general impeller (TCG) and with two schemes of the flows. The work studies the features of the TCG operation with two schemes of the flows and the gas-dynamic calculation theory development of their flow parts for use in engines and power plants. The **tasks** to be solved are to investigate two schemes of the flows in the interscapular space of the impeller – direct-flow and counter-flow. If the gas and air flow directions coincide concerning the axis of rotation of the impeller, then the flow pattern in the TCG is direct-flow, with the opposite movement of flows – is counter-flow. The **solution** to this problem was performed using the developed methods of gas-dynamic calculation of the TCG flow parts. **Conclusions.** The scientific novelty of the results obtained is as follows: parameters that significantly affect the efficiency of the turbine and compressor parts of the TCG were established and the formula in the form of a general criterion ratio was calculated. The dependence of the correction factor is determined, which considers the effect of the ratio of the impeller width on the average diameter of the working channel of the RK in the compressor section and the turbine section of the TCG. The article contains formulas, with correction factors, for calculating the power factor in the compressor section and the load factor in the turbine section. If the ratio of the grating width to the average diameter of the working channel is overestimated, it is necessary to supplement the formulas with a correction factor that considers the effect of this ratio. Studies have determined that switching from one mode of operation to another – in a certain section of the impeller, accelerates the flow to the required speed. It is especially evident in the compressor working channel of the TCG with a counter-flow pattern. In the turbine section, the gas flow acceleration time does not depend on the flow pattern – the flow is active and accelerates to the required speed in the nozzle apparatus. The given formulas allow calculating the power of the turbine and compressor parts of the impeller to perform an enlarged gas-dynamic calculation of TCG. Studies have determined that TCG can be used in gas turbine engines and the pressurization system of an internal combustion engine.

**Keywords:** turbo-compressor with general impeller; compressor part; the turbine part; the gas turbine engine.

**Шкабура Владимир Анатольевич** – канд. техн. наук, ст. научн. сотр. каф. №205, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

**Vladimir Shkabura** – Candidate of Technical Science, senior staff scientist of department №205, National Aerospace University "Kharkov Aviation Institute", Kharkov, Ukraine, e-mail: shkabura\_v\_a@ukr.net, ORCID: 0000-0002-6245-736X.