

КОНСТРУКТИВНЫЙ СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ РАБОЧЕГО ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ МИКРОТУРБИНЫ

Матвеев В.Н., Сивиркин Д.В., Тихонов Н.Т.

Рабочее колесо (РК) является одним из наиболее сложных с технологической точки зрения элементов турбинного двигателя. При уменьшении размеров последнего сложность его изготовления увеличивается. Поэтому улучшение технологичности РК представляет собой актуальную задачу производства малоразмерных турбоприводов.

Довольно простыми являются конструктивные способы улучшения технологичности. Они заключаются в изменении отдельных конструктивных размеров, позволяющем сделать проще производственный процесс без кардинального изменения технологии и технологического оборудования. Именно такие способы улучшения технологичности рабочего лопаточного венца (ЛВ) центростремительных микротурбин (ЦСМТ) предложены в настоящей работе.

РК ЦСМТ изготавливается обычно цельнометаллическим. Его ЛВ (рис. 1) чаще всего выфрезеровывается в технологическом кольцевом выступе диска 2. Поэтому трудоемкость рабочего ЛВ, характеризующая его технологичность, существенно зависит от количества Z и форм и геометрических параметров межлопаточных каналов и, в первую очередь, от густоты рабочей решетки $(\delta/\epsilon_{\text{РК}})$ на среднем диаметре $D_{\text{ср}}$ и высоты h_2 лопатки на выходе из РК. Чем меньше густота решетки и высота лопатки, тем меньше трудоемкость изготовления ЛВ.

Однако уменьшение указанных параметров может привести к существенному снижению энергетической эффективности ЦСМТ. Поэтому целесообразно установить рациональные пределы уменьшения густоты решетки и высоты лопаток.

Поставленная задача решалась экспериментальным путем. В качестве объекта исследования было выбрано закрытое РК с $D_1 = 49,5$ мм и $D_2 = 30$ мм. Профиль рабочей лопатки соответствовал рекомендациям работы [1] и был выполнен с лопаточными углами $\beta_{21} = 20^\circ$ и $\beta_{21} = 15^\circ$.

В первую очередь исследовалось влияние густоты рабочей решетки $(\delta/\epsilon_{\text{РК}})$ на трудоемкость фрезерования ЛВ и мощностной кпд ЦСМТ. При этом было изготовлено пять РК с густотой решетки, которая изменялась от 1,1 до 2,2 за счет изменения числа лопаток. Больше зна-

чение $(b/tcp)_{PK}$ выбранного диапазона соответствует минимально допустимому с технологической точки зрения значению горла межлопаточного канала $a_r = 1$ мм. Дело в том, что дальнейшее уменьшение a_r , как свидетельствует практика изготовления РК, приводит к резкому увеличению трудоемкости и количества бракованных деталей. Меньшее значение $(b/tcp)_{PK} = 1,1$ выбрано таким образом, чтобы в получившийся диапазон попали все известные на сегодняшний день рекомендации по выбору густоты рабочих решеток ЦСМТ.

Высота лопаток h_1 на входе в РК соответствовала высоте сопловых лопаток $h_{сд}$ с полным подводом рабочего тела и равнялась $h_1 = 1,8$ мм. Соотношение высот лопаток на выходе h_2 и входе h_1 в РК h_2/h_1 на основании рекомендаций работы [2] принято равным 2,4. Поэтому высота h_2 у всех пяти ЛВ равнялась 4,3 мм.

При изготовлении РК с различными значениями $(b/tcp)_{PK}$ фиксировалось время фрезерования ЛВ. Результаты хронометрирования представлены на рис. 2 и аппроксимированы выражением:

$$\tau = 52,44(b/tcp)_{PK}^2 - 103,3(b/tcp)_{PK} + 66,88, \quad (1)$$

где

τ - трудоемкость изготовления ЛВ в мин.

В дальнейшем все изготовленные РК были исследованы в составе турбинных ступеней на стенде с балансирным моментометром [3] в диапазоне степени понижения давления $\pi_T = 2 \dots 6$ и параметра нагруженности $U_T = 0,1 \dots 0,3$.

В результате были получены кпд-характеристики каждой ступени $\eta_T = f(U_T)$ при фиксированных π_T . Затем они были перестроены в виде кривых $\eta_T = f(b/tcp)_{PK}$ мотором для $\pi_T = 5$ и $U_T = 0,1; 0,2$ и $0,3$ приведены на рис. 3. При других π_T и U_T зависимости $\eta_T = f(b/tcp)_{PK}$ имеют аналогичный характер.

Как видно из приведенных кривых с ростом густоты решетки кпд несколько увеличивается. Так, при $\pi_T = 5$ и $U_T = 0,2$ увеличение $(b/tcp)_{PK}$ от 1,1 до 2,2 приводит к увеличению η_T ЦСМТ от 0,35 до 0,39, т.е. на 11,5% (отн.).

Отмеченное увеличение кпд с ростом густоты решетки объясняется уменьшением местной диффузорности межлопаточных каналов, а также снижением вторичных потерь благодаря уменьшению разности давлений на коритце и спинке лопатки.

Анализ зависимостей $\eta_T = f(b/tcp)_{PK}$ показывает, что достичь в эксперименте наибольшего значения кпд η_T^H при увеличении густоты рабочей решетки не удалось. Однако интенсивность роста η_T при увеличении $(b/tcp)_{PK}$ заметно снижается. Так, в

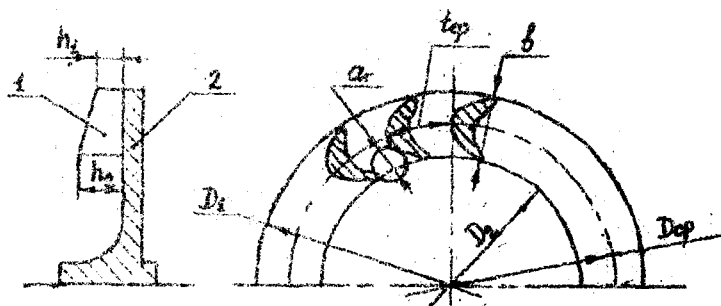
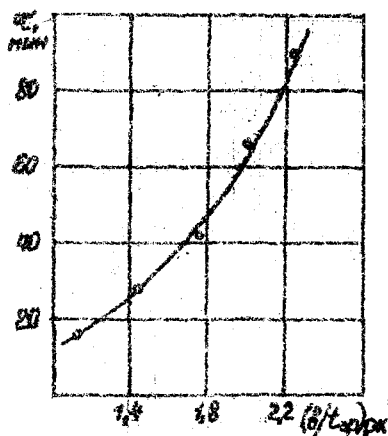


Рис. 1. Рабочее колесо центробежной микротурбины



с. 2. Влияние плотности рабочей решетки на трудоемкость фрезерования лопаточного венца

диапазоне $(b/t_{cp})_{PK} = 1,10 \dots 1,65$ изменение кпд составляет не менее 6,5% (отн.), а в диапазоне $(b/t_{cp})_{PK} = 1,65 \dots 2,20$ - не более 3,5% (отн.).

Полученные экспериментальные зависимости $\eta_T = f(b/t_{cp})_{PK}$ описаны с помощью регрессионных моделей второго порядка. Их анализ позволил установить, что наибольшее значение кпд η_T^H достигается в оптимальном диапазоне $(b/t_{cp})_{opt} = 2,5 \dots 3,0$. Этой густоте рабочей решетки при принятых значениях $D_1 = 49,5$ мк и $D_2 = 30$ мк соответствует $Z = 31 \dots 34$ и $a_T = 0,85 \dots 0,95$ мм. Выполнить рабочий лопаточный венец с указанными значениями a_T весьма сложно с технологической точки зрения.

В дальнейшем аппроксимация полученных экспериментальных данных проводилась следующим образом. Экспериментальные зависимости $\eta_T = f(b/t_{cp})_{PK}$ при различных фиксированных значениях X_T и Y_T были приведены к виду $\bar{\eta}_{eff} = \eta_T / \eta_{T2,0} = f(b/t_{cp})_{PK}$, где $\eta_{T2,0}$ - величина кпд при тех же значениях X_T и Y_T , что и η_T , но при $(b/t_{cp})_{PK} = 2,0$. Экспериментальные данные представленные таким образом, оказалось возможным описать выражением:

$$\bar{\eta}_{eff} = -0,04(b/t_{cp})_{PK}^2 + 0,22(b/t_{cp})_{PK} + 0,72. \quad (2)$$

Дисперсионный анализ этого выражения свидетельствует о "статистической значимости" его коэффициентов и о возможности адекватного предсказания по нему значений относительного кпд $\bar{\eta}_{eff}$.

На основании выражений (1) и (2) можно оценить на сколько снижается трудоемкость изготовления ЛВ РК за счет увеличения густоты рабочей решетки при допустимом уровне снижения кпд $\Delta \eta_T = (\eta_T^H - \eta_T) / \eta_T^H$ ступени. На рис. 4 представлена зависимость $\Delta E = t_{2,2} - t_{2,2}^H = f(b/t_{cp})_{PK}$ снижения трудоемкости E фрезерования ЛВ по сравнению с трудоемкостью $t_{2,2}$ изготовления ЛВ с $(b/t_{cp})_{PK} = 2,2$. Из нее, в частности, следует, что если пойти на 5% (отн.) снижения η_T по сравнению с наибольшим значением η_T^H за счет уменьшения густоты решетки, то трудоемкость изготовления ЛВ РК может быть уменьшена на 66%.

Для выяснения возможности улучшения технологичности ЛВ за счет уменьшения высоты лопаток h_2 использованы экспериментальные данные по влиянию этого параметра на η_T , часть из которых приведена в работе [2] и на рис. 5 в виде зависимости η_T от отношения высот лопаток h_2/h_1 . Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о существовании диапазона $h_2/h_1 = 2,0 \dots 2,6$, соответствующего наибольшему значению кпд η_T^H . При превышении соотношения высот по сравнению с указанным диапазоном происходит снижение

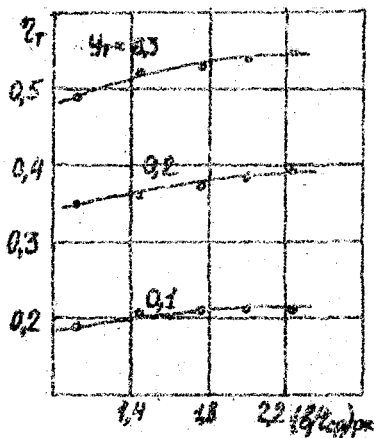


Рис. 5. Зависимость мощностного КПД от плотности рабочей решетки

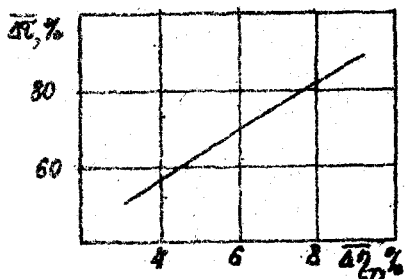


Рис. 4. Изменение трудоемкости ЛВ РИ в зависимости от допустимого уровня снижения КПД

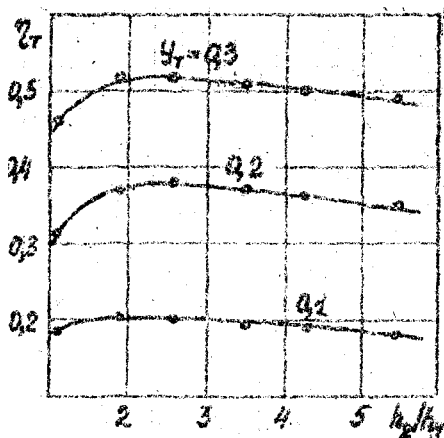


Рис. 5. Влияние соотношения высот h_2/h_1 рабочих лопаток на КПД

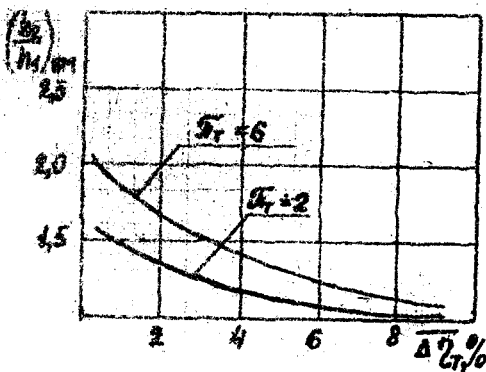


Рис. 6. Возможность снижения отношения h_2/h_1 в зависимости от допустимого уровня снижения КПД

степени конфузурности межлопаточных каналов РК и даже преобразование их в диффузорные. Это вызывает увеличение потерь в рабочем ЛВ и снижение кпд. Снижение значения h_2/h_1 по сравнению с найденным вызывает увеличение статического давления в зазоре между СР и РК, что приводит к увеличению утечек через осевой зазор.

С технологической точки зрения интересуют возможные значения границ снижения h_2/h_1 в области левой ветви зависимости $\eta_T = f(h_2/h_1)$. Для определения этих границ получено аппроксимирующее выражение:

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_h = & -(2,3 \cdot 10^{-3} \pi_T^2 - 3,22 \cdot 10^{-2} \pi_T + 0,191)(h_2/h_1)^2 + (4,88 \cdot 10^{-4} \pi_T^3 + 1,296 \cdot 10^{-4} \pi_T^2 - \\ & - 5,7 \cdot 10^{-2} \pi_T + 0,579)(h_2/h_1) - 2,58 \cdot 10^{-4} \pi_T^4 - 3,79 \cdot 10^{-4} \pi_T^3 + \\ & + 2,88 \cdot 10^{-3} \pi_T^2 + 1,256 \cdot 10^{-2} \pi_T + 1,4385, \end{aligned} \quad (3)$$

описывающее изменение относительного кпд $\bar{\eta}_h$ в диапазоне $h_2/h_1 = 1,0 \dots 2,4$. С помощью выражения (3) определена наименьшая величина отношения высот $(h_2/h_1)_{\text{нм}}$ при заданном допустимом уровне снижения кпд

$$\Delta \bar{\eta}_T = (\eta_T^H - \eta_T) / \eta_T^H :$$

$$(h_2/h_1)_{\text{нм}} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4A(C + \Delta \bar{\eta}_T - 1)}}{2A(h_2/D_2)} , \quad (4)$$

где

$$A = -(2,86 \cdot 10^{-3} \pi_T^2 - 3,99 \cdot 10^{-2} \pi_T + 0,234);$$

$$B = 5,434 \cdot 10^{-4} \pi_T^3 + 2 \cdot 10^{-4} \pi_T^2 - 6,35 \cdot 10^{-2} \pi_T + 0,6446;$$

$$C = -2,58 \cdot 10^{-4} \pi_T^4 - 3,79 \cdot 10^{-4} \pi_T^3 + 2,88 \cdot 10^{-3} \pi_T^2 + 1,256 \cdot 10^{-2} \pi_T + 1,4385.$$

Зависимости $(h_2/h_1)_{\text{нм}} = f(\Delta \bar{\eta}_T)$ при $\pi_T = 2$ и 6, полученные на основании выражения (4), представлены на рис. 6. Из приведенных графиков, в частности, следует, что при $\Delta \bar{\eta}_T = 5\%$ высоту лопатки на выходе из РК можно уменьшить на 55% при $\pi_T = 2$ и на 58% при $\pi_T = 6$.

Таким образом в настоящей работе в качестве конструктивных способов улучшения технологичности ЛВ РК предложено снижение густоты рабочей решетки и высоты лопаток на выходе из РК. При этом для определения рациональных границ уменьшения этих параметров даны подходы и методики, базирующиеся на оценке снижения энергетической эффективности ЦСМТ.

Список литературы

1. Тихонов А.Н., Тихонов Н.Т., Трофимов Я.В. Экспериментальный выбор оптимальных профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса центробежных микротурбины // Преприрование и доводка авиационных газотурбинных двигателей / КуАИ, Куйбышев, 1980, С. 104-112.
2. Тихонов Н.Т., Матвеев В.Н. Влияние высоты лопатки на выходе из обода рабочего колеса радиальной центробежной микротурбины на ее кпд // Изв. вузов. Авиационная техника. 1988, № 4, С. 100-101.
3. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф., Тихонов Н.Т. Гидравлический моментомер с масляным слоем для испытания микротурбин // Испытание авиационных двигателей / ЦАИ, Уфа, 1990, № 17, С. 122-128.