

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ УМЕНЬШЕНИЯ
ПРОТЯЖЕННОСТИ КРИВКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА
ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОГО МИКРОТУРБИННОГО ПРИВОДА

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

В типовых конструкциях центростремительных микротурбинных приводов (ЦСМТП) выхлоп отработавшего рабочего тела осуществляется либо непосредственно в окружающую среду (рис. 1, а), либо в сборный коллектор (рис. 1, б), сообщавшийся с атмосферой. И в том, и в другом случае имеется возможность улучшения технологичности и повышения надежности турбопривода за счет увеличения диаметра $D_{\text{вых}}$ неподвижной крышки 2 (рис. 1) рабочего колеса (РК) 1 или даже за счет ее полного исключения из конструкции ЦСМТП.

Дело в том, что стремление снизить утечки за счет уменьшения осевого зазора заставляет выбирать его минимально возможным из диапазона $\Delta_0 = 0,15 \dots 0,30$ мм. Это усложняет сборку турбопривода. Кроме того, при его работе в условиях большой протяженности столь малых осевых зазоров велика вероятность дефекта, связанного с задеванием РК о неподвижную крышку. Это снижает надежность ЦСМТП. Поэтому уменьшение протяженности $l_{\text{кр}}$ неподвижной крышки за счет увеличения диаметра $D_{\text{вых}}$, а тем более вообще отказ от ее использования будет благоприятно влиять на технологичность и надежность ЦСМТП. Одновременно увеличение диаметра $D_{\text{вых}}$ неподвижной крышки позволит несколько снизить массу турбопривода.

С другой стороны, при уменьшении протяженности неподвижной крышки может произойти уменьшение коэффициента η_T турбинной ступени и других критериев энергетической эффективности ЦСМТП.

Для выяснения возможности уменьшения протяженности неподвижной крышки за счет увеличения диаметра $D_{\text{вых}}$ был поставлен эксперимент. В качестве объекта исследования использован турбопривод, выполненный на базе центростремительной микротурбины с полным подводом рабочего тела. Сопловая решетка имела в соответствии с рекомендациями работы [1] минимально возможный с геометрической точки зрения эффективный угол при горле межлопаточных каналов $\alpha_r = 1,8$ мм, а высота сопловых лопаток равнялась $h_{\text{сд}} = 1,2$ мм. Густота сопловой решетки была близка к густоте "прострела" [2] и равнялась $(l/t)_{\text{сд}} = 1,1$, а диаметр на выходе из соплового аппарата $D_2' = 50,1$ мм.

Первоначально эксперимент был проведен с полустриженным РК, у которого $D_1 = 49,5$ мм и $D_2 = 30$ мм. Густота рабочей решетки на

среднем диаметре $D_{cp} = 0,5(D_1 + D_2)$ равнялась $(b/t_{cp})_{PK} = 2,0$. Высота рабочих лопаток на входе h_1 обеспечивала оптимальные значения верхней Δ_B и нижней Δ_H перекрытий [3] на расчетном режиме при степени понижения давления в турбинной ступени $\pi_T = 5$ и параметре нагруженности $Y_T = 0,2$. Значение высоты лопаток h_2 на выходе из РК было определено в соответствии с рекомендациями работы [4].

Для проведения эксперимента с полукрытым РК было изготовлено семь крышек с различными значениями относительного диаметра $\bar{D}_{вх} = D_{вх}/D_1$ из диапазона от 0,599 до 0,988.

В результате динамических продувок полукрытого РК в составе турбопривода в диапазонах $\pi_T = 2...6$ и $Y_T = 0,1...0,3$ были получены кпд-характеристики $\eta_T = f(Y_T)$ турбинных ступеней с крышками различной протяженности. Затем эти характеристики перестраивались в виде зависимостей $\eta_T = f(\bar{D}_{вх})$ при фиксированных значениях π_T и Y_T . Часть из них при $\pi_T = 5$ представлена на рис. 2. При других значениях π_T и Y_T зависимости $\eta_T = f(\bar{D}_{вх})$ имеют такой же характер.

Аналогичным образом как с полукрытым РК был изготовлен, проведен и обработан эксперимент с закрытым РК. Только для выбора значений перекрытий и отношения высот рабочих лопаток h_2/h_1 были использованы рекомендации [5] и [6]. Результаты эксперимента в виде зависимостей $\eta_T = f(\bar{D}_{вх})$ ступеней с закрытым РК представлены также на рис. 2.

Как видно из приведенных кривых для полукрытого РК с уменьшением протяженности крышки снижение кпд η_T вследствие роста утечек наблюдается лишь при $\bar{D}_{вх} > 0,97$. В случае ступени с закрытым РК для устранения повышенных утечек через осевой зазор достаточно перекрыть крышкой радиальный зазор Δ_r , обеспечив условие $\bar{D}_{вх} \leq 0,988$. Если же отказаться от крышки совсем, то у ступени с закрытым РК кпд уменьшается не более, чем на 4% (отн.), а у ступени с полукрытым РК аналогичное снижение кпд составляет 12...17% (отн.).

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования турбоприводов на базе центробежных микротурбин с полукрытым и закрытым РК в диапазонах $\pi_T = 2...6$ и $Y_T = 0,1...0,3$ позволяют сделать следующие выводы:

увеличение относительного диаметра $\bar{D}_{вх}$ неподвижной крышки полукрытого РК до 0,97 и закрытого РК до 0,988 практически не влияет на уровень кпд турбинной ступени;

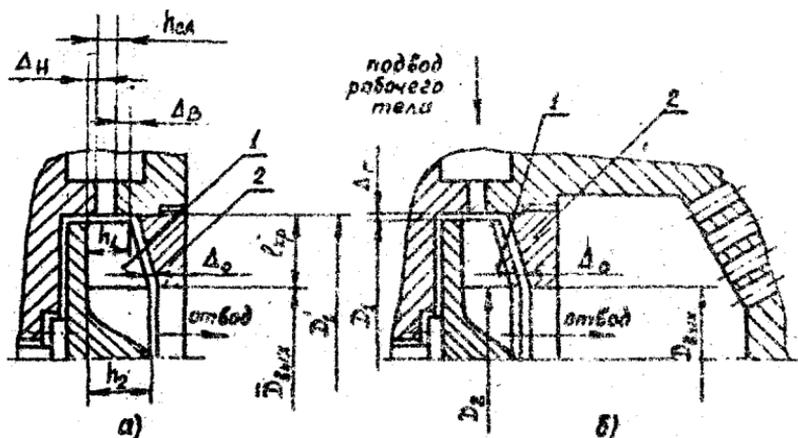


Рис. 1. Схемы ЦСМТП с различными вариантами отвода отработанного рабочего тела:

а - выхлоп в окружающую среду;

б - выхлоп в сборный коллектор

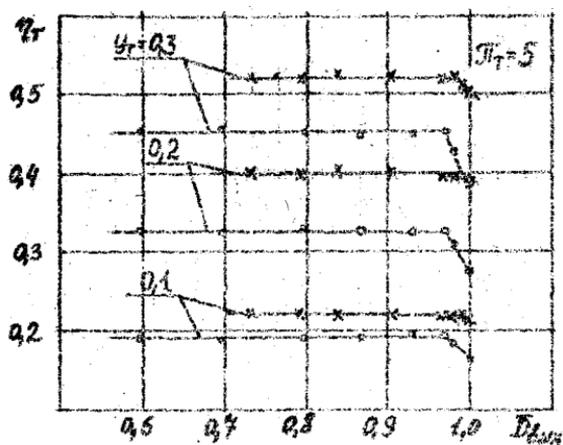


Рис. 2. Влияние протяженности сопла на мощностной кдд центробежной микротурбины:

o - с полукруглым РК; x - с закрытым РК

если в конструкции турбопривода исключить неподвижную крышку, то КПД ступени с полуоткрытым РК уменьшается на 12...17% (отн.), а ступени с закрытым РК - не более, чем на 4% (отн.); увеличение диаметра *D_{кр}* крышки РК, а тем более отказ от ее использования позволяет улучшить технологичность, повысить надежность и снизить массу ЦСНТ,

Список литературы

1. Матвеев В.Н., Тихонов Н.Т., Трофимов А.А. Влияние угла наклона осей межлопаточных каналов соплового аппарата на экономичность центробежной микротурбины с полным подводом рабочего тела // Изв. вузов. Авиационная техника. 1987, № 2, С. 83-86.
2. Матвеев В.Н., Тихонов Н.Т., Трофимов А.А. Влияние густоты решетки соплового аппарата на экономичность центробежной микротурбины с полным впуском // Изв. вузов. Авиационная техника. 1984, № 3, С. 58-59.
3. Тихонов Н.Т., Тихонов А.Н., Грачева С.М. Экспериментальное исследование влияния величины верхней и нижней перекрестки на экономичность воздушных центробежных микротурбин с полным подводом // Изв. вузов. Авиационная техника. 1983, № 3, С. 42-46.
4. Тихонов Н.Т., Тихонов А.Н., Матвеев В.Н. Экспериментальное определение оптимального отношения высот лопаток рабочего колеса на выходе и входе радиальных центробежных микротурбин // Изв. вузов. Авиационная техника. 1984, № 1, С. 40-45.
5. Тихонов Н.Т., Матвеев В.Н. Экспериментальное исследование влияния величины верхней и нижней перекрестки на экономичность радиальных центробежных микротурбин с закрытым рабочим колесом // Изв. вузов. Авиационная техника. 1987, № 4, С. 92-94.
6. Тихонов Н.Т., Матвеев В.Н. Влияние высоты лопатки на выходе из обандаженого рабочего колеса радиальной центробежной микротурбины на ее КПД // Изв. вузов. Авиационная техника. 1988, № 4, С. 100-101.