

И. С. КАПОШИН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОТУРБИН ДЛЯ ПРИВОДА ГЕНЕРАТОРОВ

В последнее время в различных транспортных установках для привода вспомогательных агрегатов широко применяются малогабаритные турбины. В частности, воздушные, газовые, парогазовые микротурбины со специальными источниками аккумулированной энергии — для привода генераторов, обеспечивающих электроэнергией аппаратуру всей установки.

В связи с этим вопросы усовершенствования турбин подобного класса приобретают все большее практическое значение. При этом основной задачей является повышение их экономичности с целью снижения веса всей приводной системы в целом.

Настоящая статья излагает некоторые результаты экспериментальных исследований по влиянию различных конструктивных параметров на экономические показатели турбин, мощность которых не превышает 5 кВт.

На первом этапе совершенствования проточной части малогабаритных турбин можно ограничиться исследованием их внешних характеристик при различных режимах работы. К внешним характеристикам следует отнести зависимость коэффициента полезного действия от степени расширения рабочего тела в турбине и отношения U/C_0 . Первая зависимость определяет изменение потерь в ступени в связи с нерасчетными режимами работы сопел и влиянием чисел M на характеристики решеток рабочего колеса. Вторая зависимость позволяет определить наиболее выгодные условия работы микротурбин для различных скоростей вращения и для заданной степени расширения потока. Не менее важной характеристикой приводной турбины является зависимость ее крутящего момента от оборотов.

Особенность микротурбин для привода агрегатов — работа при больших перепадах давлений и малых расходах рабочего тела.

Объектом настоящего исследования служила активная одно-

ступенчатая осевая воздушная турбина для привода генератора мощностью 1 кВт с расчетным числом оборотов $n=30000$ об/мин, степенью расширения $\lambda_T = \frac{P_0^*}{P_2^*} 15$, высотой лопаток рабочего колеса $h=5$ мм, диаметром $d_{ср}=75$ мм и степенью впуска $\varepsilon=0,05$. Такая степень впуска обеспечивается одним коническим расширяющимся соплом с углом $\alpha_1=20^\circ$.

До недавнего времени в практике турбостроения считалось, что при высотах лопаток менее 10 мм и малых степенях впуска к. п. д. ступени падает настолько сильно, что получение приемлемой эффективности ступени невозможно. Это предположение основывалось на том, что при $h < 10$ мм резко возрастают концевые потери в рабочих решетках, которые заполняют все сечение кашала, и при $\varepsilon < 0,2$ значительно увеличиваются вентиляционные потери. По расчету в исследуемой турбине вентиляционные потери составляют около 12% полезной мощности.

Падению к. п. д. способствуют и высокие сверхзвуковые скорости ($M_{с1}=2,3$; $M_{с2}=1,8$) в проточной части турбины, при которых значительно увеличиваются потери на рабочих лопатках.

Известно, что при уменьшении степени парциальности и высоты лопаток уменьшается не только максимальное значение к. п. д. η_T , но и оптимальное значение U/C_0 .

Из всего сказанного следует, что для правильного проектирования подобных турбин конструктор должен располагать, прежде всего, данными по исследованию интегральных характеристик в экспериментальной турбине.

Экспериментальная турбина спроектирована таким образом, что позволяет без сложных и трудоемких переборок проводить широкий комплекс исследований. В корпусе турбины на равных расстояниях по окружности установлены четыре одинаковых сопла с углами $\alpha_1=15, 20, 25, 30^\circ$. Поворотом корпуса на 90° устанавливается соответствующий угол α_1 . Осевой зазор изменяется перемещением корпуса, радиальный — различными кольцевыми вставками.

Мощность турбины поглощается магнитовоздушным тормозом конструкции КуАИ [1]. Для получения большого диапазона регулируемой мощности без замены вентилятора сердечники катушек тормоза выполнены из стали «армко», обладающей минимальным магнитным сопротивлением; число витков в каждой катушке увеличено до 1400. Тормоз позволяет (благодаря специальному стопорящему устройству) определять крутящий момент турбины при $n=0$. Характеристика тормоза представлена на фиг. 1.

Исследования проводились на слегка подогретом воздухе во избежание выпадения снега за соплом и рабочим колесом.

При подсчете мощностного к. п. д. η_T использовались измерения статического давления у стенок в сечении за рабочим колесом и параметры заторможенного потока P_0^* и T_0^* в специальной камере на входе в сопло.

Для избежания ошибки в замере крутящего момента от воздей-

ствия выходящего потока на выходе из турбины устанавливалась специальная спрямляющая решетка, ориентированная в вертикальной плоскости по оси ротора тормоза.

Особое внимание уделялось методике замера расхода воздуха. Расход воздуха замерялся специальным мерным устройством, состоящим из трубы внутренним диаметром 25 мм с хорошо обработанной поверхностью, мерной шайбы диаметром 9 мм, острота кромок которой выполнена особенно тщательно, дифманометра, наполненного водой, определяющего перепад давлений на шайбе. Давление перед шайбой и соплом замерялось образцовыми манометрами, температура — термометрами. Коэффициент расхода шайбы определялся по формуле [3]:

$$\mu = 0,6025 + 0,343 m^2 + (0,00075 + 0,013 m^2) \frac{10^3}{\sqrt{Re_D}},$$

где $m = \frac{d_{ш}}{D}$;

$d_{ш}$ — диаметр отверстия шайбы;
 D — внутренний диаметр трубы.

Для шайбы диаметром 9 мм он составил 0,6265. С поправками был принят 0,65. Для проведения сравнительных испытаний вполне достаточно такой точности определения расхода. Но для получения абсолютного значения величины расхода, а, следовательно, и к. п. д. турбины с высокой точностью, необходима специальная тарировка мерного устройства.

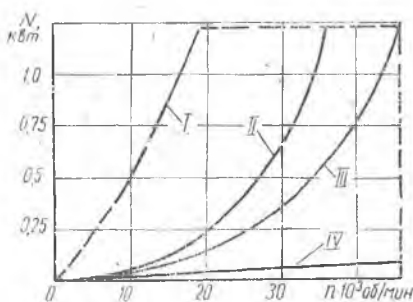
Коэффициент расхода указанной мерной шайбы, определенный тарировкой с точностью $\pm 0,6\%$, равен 0,645.

Абсолютная погрешность определения к. п. д., вычисленная по способу наименьших квадратов для $U/C_0 = 0,2$, составляет $\pm 0,86\%$.

По последним данным исследований, проведенных во ВТИ и МЭИ, сверхзвуковые решетки, применяемые в ступенях с малыми объемными пропусками газа, следует проектировать так, чтобы суммарные (профильные и концевые) потери были минимальными. Для этого необходимо на участках максимальной кривизны межлопаточного канала обеспечить относительно меньшие скорости потока.

В экспериментальной турбине были испытаны два рабочих колеса, основные геометрические характеристики которых, форма профилей и каналов приведены в таблице и на фиг. 2.

Колесо № 1 имеет плавно сужающиеся межлопаточные каналы. Такие решетки широко применялись в активных турбинах до настоящего времени и при высоких числах M .



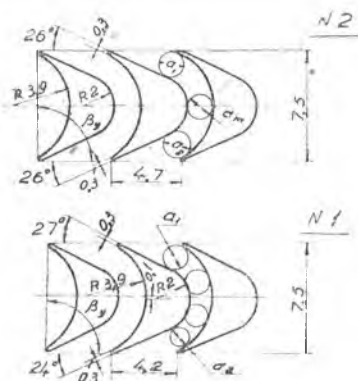
Фиг. 1. Характеристика тормоза.

I — вентилятор диаметром 58 мм и высотой лопаток 8 мм, диск — 90 мм. сила гока в катушках 2а; II — вентилятор диаметром 65 мм, диск 90 мм; III — вентилятор диаметром 58 мм, диск диаметром 90 мм; IV — диск диаметром 90 мм.

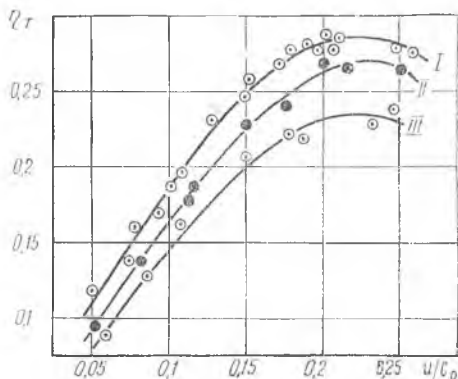
Колесо № 2 имеет конфузурно-диффузорные межлопаточные каналы. Решетка этого колеса спроектирована из условия получения минимальных концевых и профильных потерь.

Оба колеса испытывались с бандажом и без бандажа при различных осевых и радиальных зазорах и углах α_1 .

На фиг. 3 приведена зависимость к. п. д. турбины по параметру U/C_0 для необандаженных рабочих колес № 1 и № 2 при расчетном отношении давлений $\pi_T = 15$, осевом зазоре $\Delta_a = 1$ мм, радиальном зазоре $\delta = 1,1$ мм. Оптимальный к. п. д. для обоих колес находится в области $U/C_0 = 0,21 \div 0,23$ и по абсолютной величине не превышает 30%. Во всем диапазоне изменения U/C_0 к. п. д. турбины № 2 с рабочим колесом, профили и межлопаточные каналы которого выполнены по рекомендациям МЭИ, выше к. п. д. турбины № 1 примерно на 8%.



Фиг. 2. Профили колес испытанных труб.



Фиг. 3. Характеристика $\eta_T = f\left(\frac{U}{C_0}\right)$.

I — турбина № 2; II — турбина № 1;
III — турбина № 2; осевой зазор $\Delta_{ос} = 2,5$ мм.

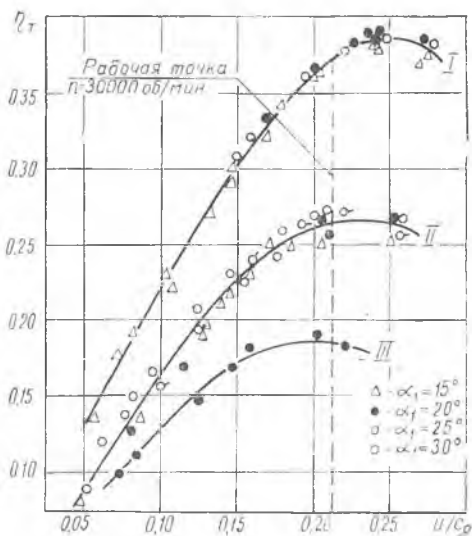
Зависимость изменения мощностного к. п. д. турбины № 1 при $\pi_T = 15$ от угла α_1 , показана на фиг. 4. Согласно экспериментальным данным, к. п. д. турбины, рабочее колесо которой выполнено как с бандажом, так и без бандажа, практически не меняется в диапазоне изменения угла α_1 от 15 до 30°. Установка бандажа и уменьшение радиального зазора до величины $\delta = 0,6$ мм привели к значительному увеличению к. п. д. активной турбины. Абсолютное значение мощностного к. п. д. ступени с бандажом при $U/C_0 = 0,24$ равно 39% и существенно ближе к расчетной величине.

Большое влияние на к. п. д. турбины оказывает величина осевого зазора. Уменьшение к. п. д. турбины при увеличении осевого зазора (фиг. 4) связано с интенсивным растеканием потока в осевом зазоре. Как видно на графике, увеличение осевого зазора с 1 до 2,5 мм для необандаженного колеса № 1 привело к резкому снижению к. п. д. турбины во всем диапазоне изменения U/C_0 . На режиме $U/C_0 = 0,21$ снижение к. п. д. составляет 0,08—0,09.

Для колеса № 2 изменение осевого зазора сказывается на изменении к. п. д. η_T в меньшей степени (фиг. 3).

Таблица

№ п.п.	Наименование величин	Турбина	
		№ 1	№ 2
1	$z_{ср}$, мм	75	75
2	h , мм	5	5
3	b , мм	7,5	7,5
4	h/b	0,666	0,666
5	l/b	0,56	0,627
6	β_{y2} , град.	87	90
7	a_2/a_1	0,85	—
	a_m/a_1	—	0,92
	a_m/a_2	—	0,92



Фиг. 4. Характеристика η_T $f\left(\frac{U}{C_0}\right)$ турбины № 1.

I — рабочее колесо с бандажом; II — рабочее колесо без бандажа; III — осевой зазор $\Delta_{ос} = 2,5$ мм.

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

1. Покрытие лопаток бандажом и выполнение как осевого, так и радиального зазоров минимальной величины является эффективным средством повышения к. п. д. активных парциальных микротурбин, работающих при больших перепадах давлений.

2. Оптимум к. п. д. микротурбин подобного типа находится в области $U/C_0 = 0,21 - 0,25$ и максимальная величина его составляет примерно 40%.

3. Профилирование решеток колеса из условия получения минимальных суммарных потерь ведет к существенному повышению к. п. д. турбины. Причем, обтекание рабочих лопаток при отрицательных углах «атаки» ($i < 10^\circ$) дает больший положительный эффект, чем при безударном входе потока на лопатки, так как в этом случае происходит торможение потока в косом скачке, возникающем на входной кромке со стороны вогнутой поверхности лопатки [2].

Положительные углы «атаки» (даже незначительные $i < 6^\circ$) ухудшают экономичность турбины, особенно в области малых U/C_0 .

ЛИТЕРАТУРА

1. В. М. Дорофеев, А. С. Наталевич, Н. Т. Тихонов. — «Магнитовоздушный тормоз для испытания микротурбин» «Известия ВУЗов. «Авиационная техника», № 4, 1962.
 2. М. Е. Дейч — «Техническая газодинамика». Госэнергоиздат, 1961.
 3. Filban T. I., Griffin W. A. Small — diameter — orifice metering, Paper Amer. Soc. Mech. Engrs. 1959. № A — 101.
-