

А. А. Трофимов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СОПЛОВЫХ АППАРАТОВ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНЫХ МИКРОТУРБИН

Турбины мощностью до 8 л. с. с внешним диаметром до 100 мм будем называть микротурбинами.

Турбины стационарных установок и ВРД в отличие от микротурбин будем называть большими турбинами.

В настоящее время микротурбины широко применяются в различных отраслях народного хозяйства в качестве двигателей. Рабочим телом таких двигателей является сжатый неосушенный холодный ($t=20^{\circ}\text{C}$) воздух. Незначительные расходы на получение рабочего тела, простота конструкции, надежность и безопасность при эксплуатации, незначительные вибрации, небольшой вес микротурбин дают им большое преимущество перед другими типами двигателей.

Из-за малых значений располагаемой мощности конструкции микротурбин имеют следующие особенности:

1. Малые размеры проходных сечений каналов ($f=0,7 \div 2,8 \text{ мм}^2$ при высоте канала $h=0,5 \div 2 \text{ мм}$).

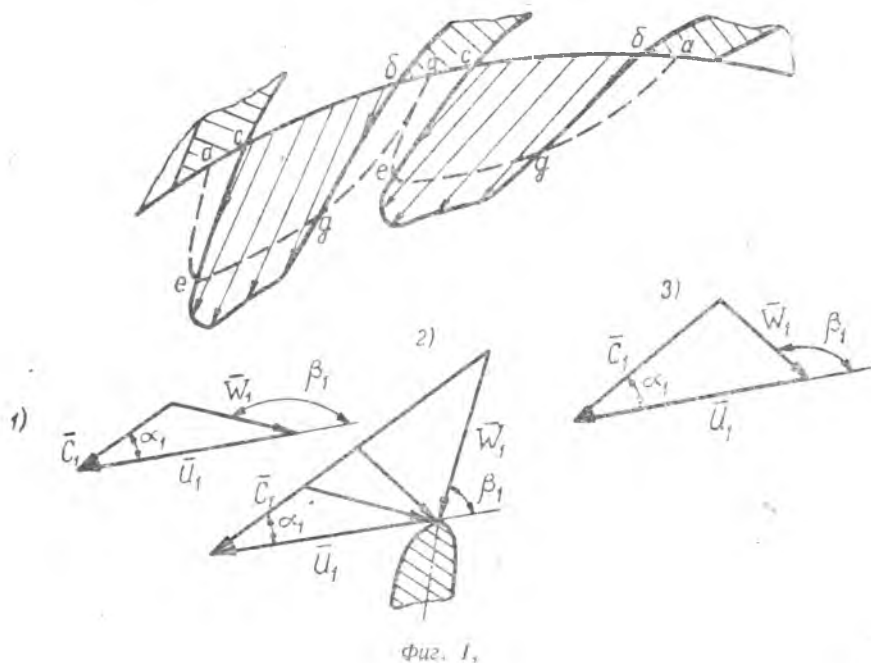
2. При одинаковой технологии производства стенки каналов микротурбин имеют повышенную относительную шероховатость.

3. Толщина выходной кромки лопаток по условиям прочности не может быть меньше определенного значения и становится соизмеримой с шириной канала. Поэтому выходные кромки лопаток микротурбин имеют относительную толщину большую, чем у больших турбин.

Указанные конструктивные особенности вызывают некоторые особенности в рабочем процессе микротурбины. Основные из них заключаются в следующем:

1. Из-за малых размеров проходных сечений и низких значений чисел $Re_1=5 \cdot 10^4 \div 5 \cdot 10^5$ в каналах микротурбин возрастает относительная толщина пограничного слоя. В результате имеет место

повышенная неравномерность потока как в сечениях каналов, так и в характерных сечениях ступени. На выходе из СА при внезапном расширении проходного сечения из-за большой относительной толщины выходной кромки лопатки происходит значительное расширение потока. Эпюра скорости размывается. В виду этого угол входа потока в РК β_1 по шагу будет переменным. В некоторый момент времени вместо плавного обтекания рабочей лопатки возникает ударное обтекание (фиг. 1). Это снижает мощность и к. п. д. ступени микротурбины.



Фиг. 1.

2. Повышенные потери в осевых и радиальных зазорах, абсолютные размеры которых выдерживаются примерно равными значениями для больших турбин. Как показано в [2], изменение осевого зазора от 0,25 до 1,35 мм не повлияло на работу микротурбины. Это говорит о том, что он очень велик. Уменьшение осевого зазора от значения 0,25 мм недопустимо, так как он становится равным величине осевого и радиального зазора подшипника вала микротурбины и может вызвать механическое повреждение рабочего колеса.

3. Малые числа Re_1 . Из-за малых значений располагаемой мощности микротурбины выполняются парциальными. Для уменьшения краевых потерь, возникающих из-за растекания потока по краям активной дуги, парциальные ступени выполняются активными. Величина срабатываемого перепада давления в активной

ступени $\pi_1^* = \frac{P_0^*}{P_1}$ при малых диаметральных размерах становится ограниченной.

Здесь $P_0^* [\text{кг/см}^2]$ полное давление на входе в СА, $P_1 [\text{кг/см}^2]$ статическое давление на выходе из СА. Обычно величина P_1 примерно равна атмосферному давлению. Расширение до атмосферного давления в суживающихся каналах СА центростремительной ступени осуществляется при $\pi_1^* \leq 6,5$. При этом, несмотря на низкую температуру воздуха ($T_0^* \approx 300^\circ \text{K}$), из-за малых размеров хорды лопаток ($b \approx 10 \text{ мм}$) число $Re_1 = 1,75 \cdot 10^5 \div 6,8 \cdot 10^5$.

Большая неравномерность потока в сечении, а также малые числа Re_1 увеличивают профильные потери в каналах СА микротурбины. Большая относительная толщина кромки лопаток СА увеличивает кромочные потери.

Большие относительные значения шероховатости и толщины пограничного слоя нарушают кинематическое подобие потоков в геометрически подобных каналах больших и микротурбин.

Естественным становится исследование характеристик ступени микротурбины, имеющей некоторые особенности в конструкции и в рабочем процессе. Для активных ступеней на характеристики турбины большое влияние оказывают характеристики СА, где происходит полное преобразование потенциальной энергии потока в кинетическую и придается необходимое направление потоку.

Очевидно характеристики СА микротурбин можно определить как теоретически, используя характеристики СА больших турбин, так и опытным путем. Различие в роде рабочего тела ($K = \frac{C_p}{C_v}$)

и нарушение вышеуказанного кинематического подобия в геометрически подобных каналах делает теоретическую оценку характеристик СА микротурбин приближенной. Возникает необходимость самостоятельного опытного исследования микротурбин.

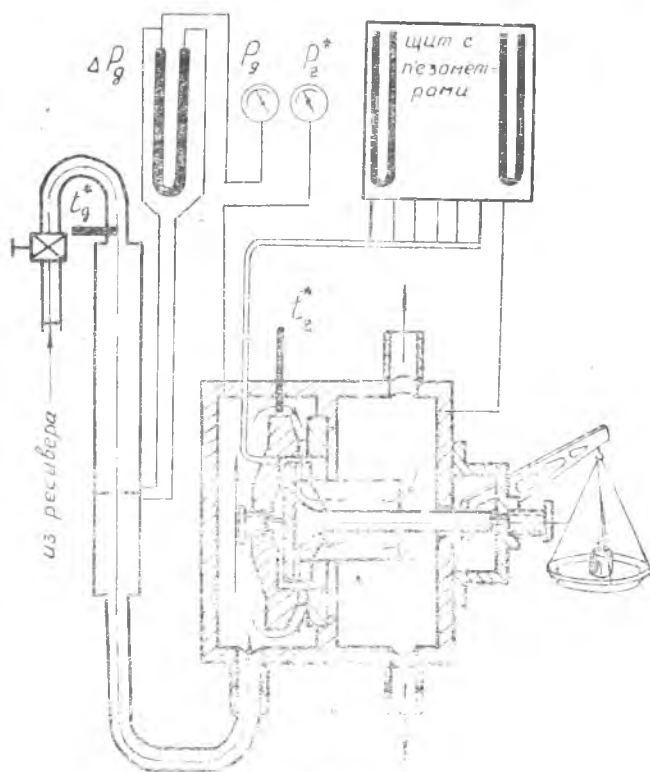
При расчете проектируемой ступени микротурбины необходимо знать величину и направление скорости на выходе из СА. Величина скорости определяется с помощью опытного значения коэффициента скорости $\varphi_{СА} = \frac{C_1}{C_{1ад}}$, где C_1 — реальная средняя скорость потока на выходе из СА, полученная в опыте с учетом всех видов потерь на участке от входа в СА до входа в РК.

$C_{1ад}$ — скорость истечения из каналов СА в изэнтропном процессе, подсчитанная по перепаду давлений $\pi_1^* = \frac{P_0^*}{P_1}$. Направление потока на выходе из СА α_1 определяется по углу наклона оси канала к фронту решетки α_{10} с учетом отклонения в косом срезе.

У больших турбин определение угла выхода потока α_1 и коэффициента $\varphi_{СА}$ производится обычным широко известным методом — методом траверсирования потока. Однако при проведении опытов на установке, спроектированной и изготовленной для траверсирования потока на выходе из центростремительных сопловых

решеток микротурбин [3], возникла проблема достоверного определения статического давления в потоке на выходе из решетки. Оказалось, что замеренное статическое давление на выходе из решетки, необходимое для определения действительной скорости истечения, существенно изменяется в зависимости от способа его измерения (трубкой с шайбой, дренированием стенки), расстояния плоскости измерения от выхода из решетки и от положения плоскости измерения по высоте лопаток решетки. Такое сильное влияние мерительного инструмента на величину измеряемого статического давления объясняется малыми размерами проходных сечений каналов и решетки в целом, а также криволинейностью ее фронта.

Как показано в [4], вышеуказанные значения α_1 и φ_{CA} можно определить экспериментально, если замерить крутящий момент, развиваемый сопловым аппаратом, и расход потока через него. На фиг. 2 представлена принципиальная схема установки и схема



Фиг. 2.

измерений для опытного определения среднеинтегральных значений угла выхода потока из СА α_1 и коэффициента скорости φ_{CA} .

В корпусе установки на качающейся в опорах оси установлено

колесо с осевым выходом потока, чтобы иметь возможность считать $C_{2u} = 0$.

Отклонение колеса от первоначального положения осуществляется моментом количества движения протекающей массы воздуха. Уравновешивание возникающего момента осуществляется внешними грузами, устанавливаемыми на чашу рычажных весов. Замер крутящего момента осуществляется по нуль-методу. Зная крутящий момент и расход воздуха, определяем радиальную и окружную составляющие средней абсолютной скорости на выходе из СА и средний угол выхода потока α_1 .

Расход воздуха замеряется с помощью нормальной диафрагмы, а в случае весьма малых расходов — тарированной диафрагмой. Давление перед диафрагмой замеряется образцовым манометром и обозначается через $P_{\text{дм}}$. Перепад давлений на диафрагме измеряется водяным дифференциальным манометром и обозначается через $\Delta P_{\text{д}}$ мм воды. Температура поступающего воздуха перед диафрагмой измеряется ртутным термометром и обозначается через $t_{\text{д}}^{\circ}\text{C}$. Давление на входе в СА замеряется образцовым манометром и обозначается через $P_{\text{зв}}^*$. Термометром $t_{\text{з}}^{\circ}\text{C}$ контролируются показания термометра $t_{\text{д}}^{\circ}\text{C}$.

Статическое давление на выходе из СА (в зазоре между СА и РК) замерялось ртутными пьезометрами через пятнадцать дренажных отверстий, расположенных по пять отверстий в трех зонах под углом 120° друг к другу (фиг. 6). Диаметр дренажных отверстий равен 0,3 мм, шаг 2,0 мм. Статическое давление в камере за РК измерялось ртутным пьезометром и обозначается через $\Delta P_{\text{к}}$ мм ртутн.

Момент $M_{\text{СА}}$, развиваемый воздухом на выходе из СА, равен

$$M_{\text{СА}} = M_{\text{р.к.}} + M_{f1} + M_{f2} + M_{f3} [\text{кгм}],$$

где $M_{\text{р.к.}}$ — момент, замеренный на качающемся РК.

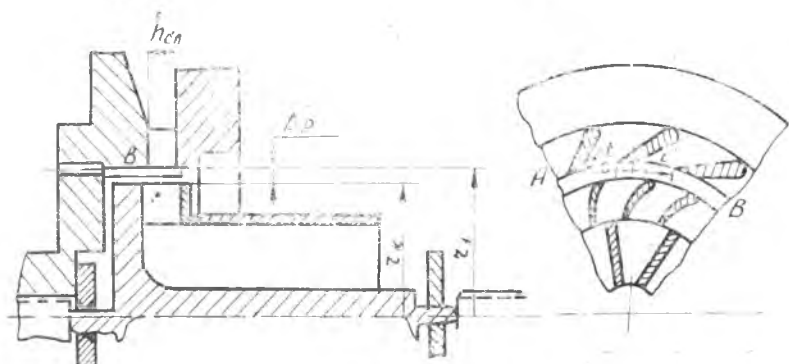
M_{f1} — момент трения в опорах качающейся системы. Его величина определяется порогом чувствительности системы и зависит от величины измеряемого момента.

$$\frac{M_{f1}}{M_{\text{р.к.}}} = 0,00445 \div 0,0085.$$

M_{f2} — момент трения о цилиндрическую поверхность выходного сечения СА (поверхность АВ, фиг. 3).

$$\begin{aligned} M_{f2} &= Cf \frac{\gamma}{g} \frac{C_{1u}^2}{2} [\pi D_1 (B - h_{\text{СА}}) + \pi D_1 h_{\text{СА}} - z(t - \Delta t) h_{\text{СА}}] r_1 = \\ &= C_f \frac{\gamma}{g} C_{1u}^2 \pi r_1^2 \left(B - \frac{h_{\text{СА}}}{K_1} \right) [\text{кгм}] \end{aligned}$$

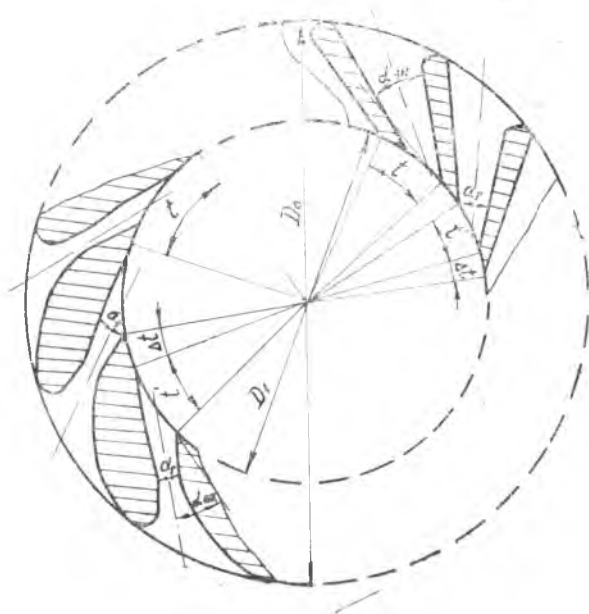
M_{f3} — момент трения о боковую стенку корпуса установки в зазоре между СА и Р. К.



Фиг. 30.

$$M_{f3} = \int_{r_k}^{r_1} C f \frac{\gamma}{g} C_{1u}^2 \pi r^2 dr \text{ [кгм]}.$$

Относительная величина $\frac{M_{f2} + M_{f3}}{M_{пу}} = 0,012$ подсчитана для одного из режимов работы СА после определения в первом приближении искомых значений α_1 и φ_{CA} . Первое приближение α_1 и S_{CA} определялось в предположении, что $M_{f2} = 0$ и $M_{f3} = 0$. Сумма $M_{f1} + M_{f2} +$



Фиг. 30.

+ M_{I_3} составляет $(1,6 \div 2,0) \%$ от M_{pk} . При сравнении характеристик различных решеток ввиду малости и одинакового воздействия указанных моментов трения, их влияние не учитывалось. Определив крутящий момент при различных перепадах давления π_1^* можно подсчитать интересующие нас характеристики φ_{CA} и α_1 в зависимости от $M_{I_{ад}}$.

Для обработки результатов опыта применялись следующие формулы.

Среднеинтегральное значение статического давления на выходе из СА в зоне

$$P_{ср1} = \frac{\frac{P_1 + P_3}{2} + P_2 + P_3 + P_4}{2} [\text{кг/см}^2].$$

Среднее значение статического давления на выходе из СА

$$P_1 = \frac{\frac{P_{ср1} + P_{ср3}}{2} + P_{ср2}}{2} [\text{кг/см}^2].$$

Окружная составляющая среднеинтегральной скорости на выходе из СА

$$C_{1u} = \frac{M_{p.k.g}}{G \cdot r_1} [\text{м/сек}],$$

так как качающееся колесо имеет осевой выход, то $C_{2u} = 0$.

Радиальная составляющая среднеинтегральной скорости на выходе из СА.

$$C_{1r} = \frac{G}{F_{1r} \gamma_1} = \frac{GR}{F_{1r} P_1} \left(T_z^* - \frac{C_{1u}^2}{2g \frac{C_p}{A} \cos^2 \alpha_1} \right) [\text{м/сек}],$$

Подставляя значение для C_{1u} и учитывая, что $\text{tg } \alpha_1 = \frac{C_{1r}}{C_{1u}}$, получаем уравнение

$$\frac{M_{pk} g}{Gr_1} \text{tg } \alpha_1 = \frac{GR_1}{F_{1r} P_1} \left[T_z^* - \frac{M_{kp}^2 g (1 + \text{tg}^2 \alpha_1)}{2 \frac{k}{k-1} RG^2 r_1^3} \right],$$

которое после решения относительно α_1 имеет вид

$$\alpha_1^0 = \arctg \left\{ \frac{P_1}{M_{kp}} \left[\sqrt{\left(\frac{kF_{1r} r_1}{k-1} \right)^2 + \frac{2kRT_z^*}{g(k-1)} \left(\frac{r_1 G}{P_1} \right)^2 - \left(\frac{M_{pk}}{P_1} \right)^2} - \frac{kF_{1r} r_1}{k-1} \right] \right\},$$

где α_1^0 — средний угол выхода из СА.

Действительная средняя скорость истечения из СА

$$C_1 = \frac{C_{1u}}{\cos \alpha_1} [\text{м/сек}].$$

Коэффициент скорости

$$\varphi_{CA} = \frac{C_1}{C_{1ад}},$$

где

$$C_{1ад} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_z \left[1 - \left(\frac{P_1}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ [м/сек]},$$

F_{1t} — площадь на выходе из СА, перпендикулярная к направлению радиуса. Толщина выходной кромки в эту площадь не входит, м^2 ;

r_1 — радиус на выходе из соплового аппарата, м ;

G — расход воздуха, кг/сек ;

$M_{рк}$ — замеренный крутящий момент, кгм ;

P_1 и P_0^* — статическое давление на выходе и давление торможения на входе в СА, кг/м^2 ;

$K_1 = \frac{t}{t_1}$ — коэффициент стеснения выхода из СА, характеризующий относительную толщину выходной кромки лопатки;

z — число каналов в решетке.

Величины B , h_{CA} , $t = t^1 + \Delta t$ показаны на фиг. 3.

Опытному исследованию подвергались СА двух типов. СА № 1, составленный из суживающихся сопел и СА № 2, составленный из сопел Лаваля (фиг. 3). Геометрические характеристики их представлены в таблице 1. Результаты опытов представлены на фиг. 4 и фиг. 6.

Таблица 1

№ СА	D_0 , мм	D_1 , мм	α_{01k}	α_{00k}	h , мм	z , число сопел	α_r , мм	t , мм	Δt , мм
1	60	50,15	18	—	2,000	30	1,36	5,2517	1,1139
2	60	50,15	—	18	2,000	20	1,442	7,8523	0,6553

На фиг. 4 показано, что при $M_{1ад} > 1$, во всем исследуемом диапазоне по числу $M_{1ад}$ угол α_1 монотонно возрастает с увеличением $M_{1ад}$. Большую величину угла α_1 выхода потока из СА центростремительной микротурбины можно объяснить большим отклонением потока в косом срезе, возникающим в результате большой расширительной способности косого среза круговой решетки и криволинейности ее фронта. Криволинейный фронт такой решетки увеличивает зону косого среза, в результате чего на слинке возникает значительное перерасширение. Отраженные и кромочные фронты

косых скачков CP и FH (фиг. 5), из-за криволинейности фронта, в двух соседних каналах, не параллельны.

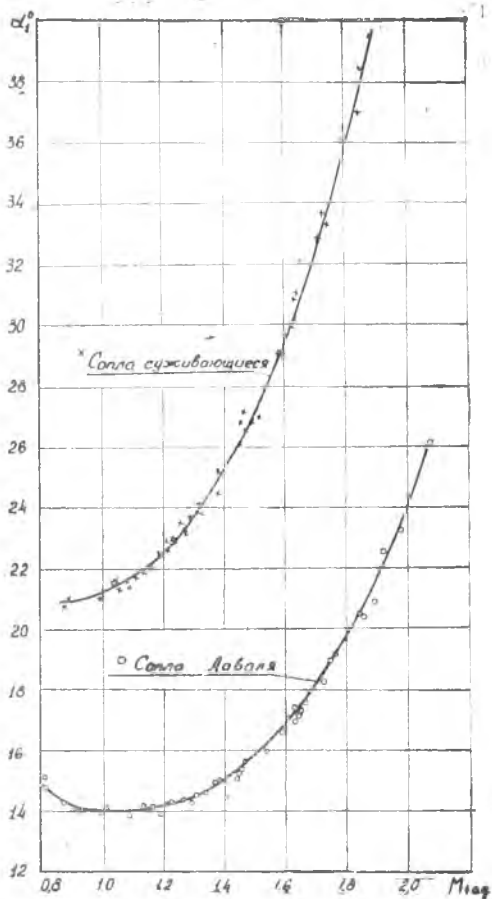
В результате этого и из-за малых размеров горла и решетки в целом усиливается их влияние на направление потока. Поток отклоняется в сторону увеличения угла α_1 . Чем больше число $M_{1ад}$, тем больше протяженность зоны перерасширения (точка C приближается к точке D). При этом возрастает закруточное давление, которое увеличивает угол наклона фронта кромочного скачка DH и его интенсивность. В результате с увеличением $M_{1ад}$ угол α_1 возрастает.

Известно, что толщина выходной кромки лопаток уменьшает угол выхода потока α_1 . Несмотря на то, что в СА № 1 толщина выходной кромки лопатки Δt составляет 21,2% от шага, угол выхода потока из решетки остается довольно большим. Это подтверждает большую расширительную способность косого среза круговой центростремительной решетки.

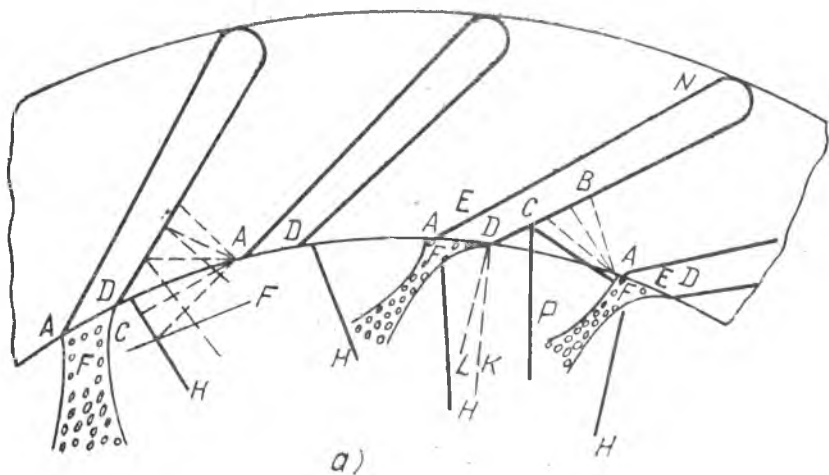
При движении потока к центру, из-за уменьшения радиуса кривизны, площадь проходного сечения $F = \pi D_i \sin \alpha_i$ уменьшается. Это способствует принудительному повороту потока за косым срезом при больших радиальных зазорах.

В опыте с решеткой из сопел Лавалья при числах $M_{1ад} < 1$ встретился так называемый режим течения второй группы, когда, как показано в [1] давление на выходе из косого среза оказывается меньше давления окружающей среды. При увеличении $M_{1ад}$ до $M_{1ад} = 1,05 \div 1,07$ давления во всех сечениях канала возрастают пропорционально P_0^* . В зоне косого среза увеличивается перепад давлений, так как режим течения приближается к расчетному. В результате роста скорости за косым срезом угол α_1 уменьшается.

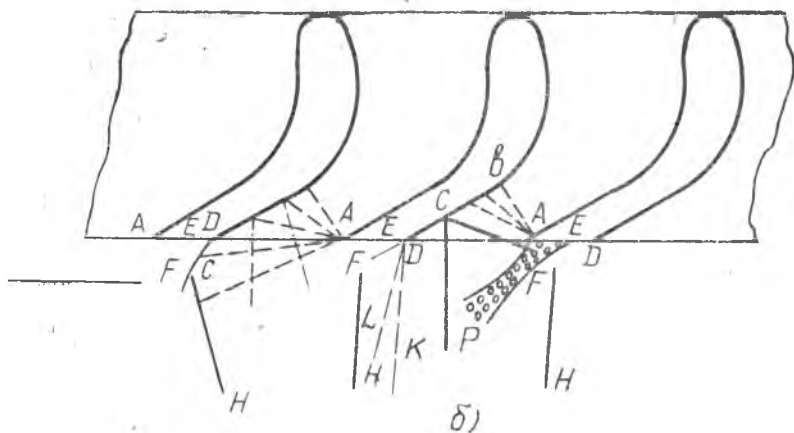
Изменение коэффициента скорости $\Phi_{СА}$ в зависимости от $M_{1ад}$



Фиг. 4.

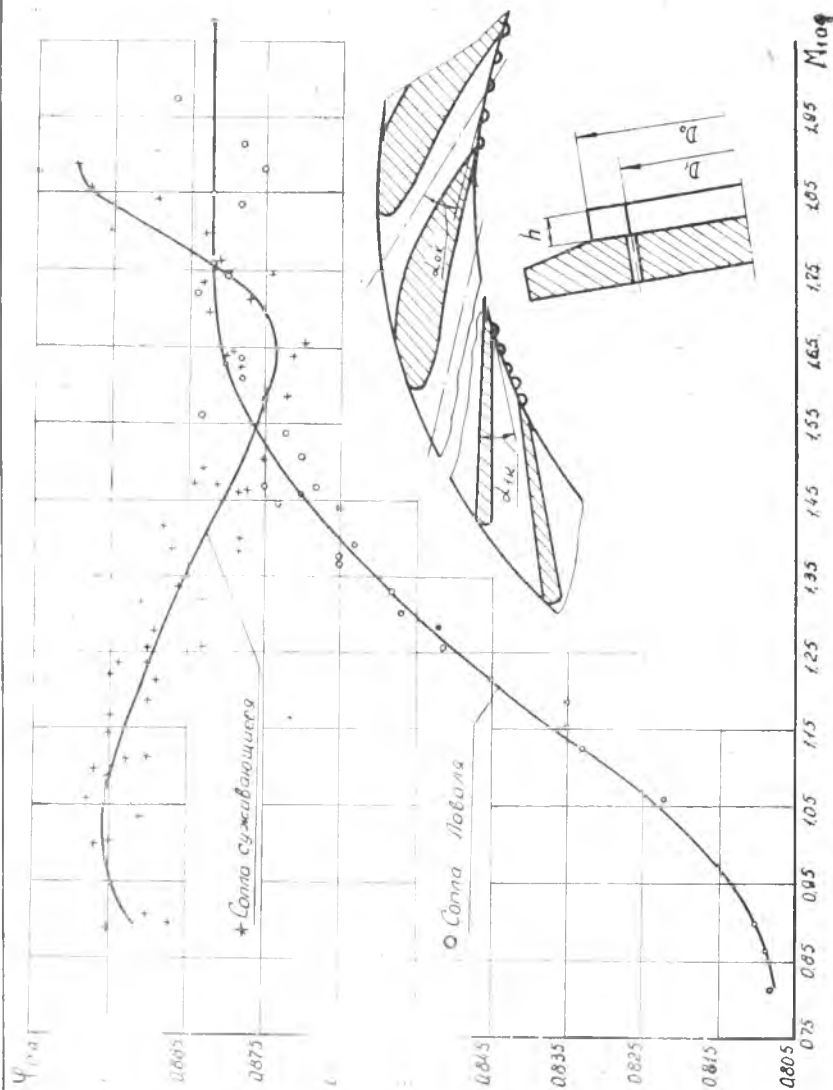


Фиг. 5а.



Фиг. 5б.

представлено на фиг. 6. При сверхкритических перепадах давлений с увеличением $M_{\text{лад}}$ коэф. $\varphi_{\text{СА}}$ для решетки из суживающихся каналов сначала уменьшается, достигает минимума и затем возрастает. Это, вероятно, можно объяснить тем, что с увеличением числа $M_{\text{лад}}$ из-за возрастания интенсивности зоны перерасширения и замыкающего ее скачка уплотнения FC (фиг. 5) увеличиваются волновые потери. Одновременно при этом возрастают кромочные и профильные потери, а также потери на выравнивание потока в зазоре между СА и РК. Волновые потери, как указано в [1], имеют максимальное значение, когда фронт первичного скачка попадает



Фиг. 6.

на кромку в т. Д. В этом случае в результате взаимодействия первичного скачка с дозвуковой частью кромочного следа давление за кромкой повышается и возникает отрыв потока. При этом φ_{CA} имеет минимальное значение. При дальнейшем увеличении $M_{1ад}$ фронт первичного скачка FC попадает на сверхзвуковую часть кромочного следа, давление за кромкой падает и отрыв потока на спинке ликвидируется. Это соответствует уменьшению волновых потерь и увеличению φ_{CA} .

В решетке из сопл Лавалья с увеличением $M_{1вб}$, φ_{CA} непрерывно возрастает до определенного значения, соответствующего расчетному режиму.

Расчетный режим исследуемого СА с соплами Лавалья (без учета расширения потока в косом срезе) в изэнтропном течении определяется отношением

$$\frac{a_1}{a_1} = q(\lambda_1) = \frac{1,442}{1,98} = 0,728.$$

Это отношение площадей соответствует $M_{1ад} = 1,748$. На нерасчетных режимах при $M < M_{1ак}$ уменьшение φ_{CA} объясняется большими волновыми потерями, возникающими в косом срезе и в расширяющейся части сопла в результате перерасширения потока.

Очевидно, что на величину волновых потерь, возникающих в косом срезе, и угол поворота потока при этом будут влиять геометрические размеры решетки: $\alpha_{1к}(\alpha_{10})$; t ; D_1 , угол сужения канала, толщина выходной кромки и высота лопатки. Поэтому для обобщения влияния указанных параметров необходимо проводить и накапливать результаты теоретических и опытных исследований.

ВЫВОДЫ:

1. Наличие особенностей в конструкции и рабочем процессе микротурбины определяет необходимость их самостоятельного исследования. На характеристики активной радиальной центробежной ступени большое влияние оказывают характеристики СА. В частности при расчетах всегда надо знать угол выхода потока из СА — α_1 и коэффициент скорости

$$\varphi_{CA} = \frac{C_1}{C_{1ад}}.$$

2. Из-за малых размеров каналов микротурбины все виды потерь энергии в решетках определяются опытным путем в неразделенном виде (в том числе и волновые потери).

3. Применение общезвестного метода для определения суммарных потерь энергии опытным путем — метода траверсирования потока — не обеспечивает получения достоверных значений коэффициента φ_{CA} . Из-за малых размеров каналов и решетки в целом, а также криволинейности ее фронта, на величину замеренного статического давления на выходе из решетки сильное влияние ока-

зывает мерительный инструмент и способ измерения (дренирование или зондирование).

4. Спроектированная установка для замера крутящего момента, развиваемого СА с одновременным замером расхода воздуха позволяет просто и надежно определить среднеинтегральные значения интересующих нас величин α_1 и $\Phi_{СА}$ в зависимости от $M_{1ад}$.

5. Результаты опытов подтверждают, что наличие особенностей в рабочем процессе микротурбины, состоящее в повышенной неравномерности потока из-за низких Re_1 , в больших кромочных и волновых суммарных потерях, приводит к повышенным (в сравнении с большими турбинами) потерям энергии. Коэффициент скорости $\Phi_{СА}$, определяемый с учетом всех видов потерь энергии на участке от входа в СА до входа в РК, во всем исследуемом диапазоне чисел $M_{1ад}$ имеет низкое значение и изменяется незначительно (для решетки из суживающихся сопел). $\Phi_{СА\max} = 0,897$; $\Phi_{СА\min} = 0,874$. Это изменение $\Phi_{СА}$, в основном, является результатом изменения волновых потерь.

6. Угол выхода потока из СА α_1 , в исследуемом диапазоне чисел $M_{1ад}$ изменяется в широких пределах. Пренебрежение значительным отклонением потока в косом срезе СА центростремительной турбины приведет к дополнительным потерям на удар из-за большой разницы расчетного и действительного углов натекания β_1 потока на переднюю кромку колеса и вызывает снижение мощности и к. п. д. ступени турбины. Кроме того, точное определение α_1 обеспечивает более точное определение проходных сечений колеса турбины.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. Е. Дейч, Г. С. Самойлович. Основы аэродинамики осевых турбомашин. Машгиз, 1959.

Н. Т. Тихонов. Влияние некоторых конструктивных параметров на работу центростремительной воздушной микротурбины. Вопросы микроэнергетики. Труды КуАИ, выпуск 22, 1965.

3. А. А. Трофимов. Установка для статической продувки сопловых решеток микротурбин. Вопросы микроэнергетики. Труды КуАИ, выпуск 22, 1965.

4. Олсон. Метод определения характеристик решеток по данным испытаний рабочего колеса с осевым выходом. Энергетические машины и установки. Труды американского общества инженеров-механиков. Русский перевод, т. 86. Серия А, № 1, 1964.