

В. Т. ШЕСТАКОВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ МИКРОСОПЕЛ

Широкое внедрение микротурбин (мощностью до 5 л. с.) в самые различные отрасли народного хозяйства привело к появлению большого количества типов и конструкций этих очень эффективных и надежных двигателей. Конструктивные формы элементов микротурбин, в частности, сопел и сопловых аппаратов, определяются типом и назначением турбины, условиями ее работы, физическими свойствами и параметрами рабочего тела, потребностью промышленности в турбинах того или иного типа, а также технологичностью турбины. В практике очень часто вопросам экономичности турбины уделяют мало внимания, считая эту задачу второстепенной, и руководствуются при проектировании чисто технологическими соображениями, создавая так называемые «технологически упрощенные» турбины. Например, в микротурбинах для привода пневмошлифовального инструмента (пневмошлифовалки конструкции Васильева, английские пневмошлифовалки Prelu и Dessautter и чехословацкие пневмошлифовалки Region) сопла изготовлены в виде простых сверлений, даже без скругленной входной кромки. Это, естественно, привело к снижению экономичности турбины и к перерасходу рабочего тела.

Важной особенностью микротурбин является наличие парциальности, в связи с чем они выполняются активными, т. к. из-за растекания струи газа в зазорах невозможно поддержать на колесе заметный перепад давления. В активных турбинах весь теплоперепад срабатывается в сопловом аппарате, что приводит к более высоким, чем в реактивных турбинах, скоростям движения газа по соплу и, следовательно, к более высоким гидравлическим потерям. По влиянию на к. п. д. парциальных микротурбин потери в соплах стоят на втором месте после потерь, вызванных парциальностью. Расчеты и эксперименты с микротурбинами показали, например, что изменение на 10% коэффициента потерь в сопле, которое может

быть осуществлено лишь скруглением входной кромки, приводит такому же изменению к. п. д. турбины.

В связи с изложенным исследование микросопел по определению их основных характеристик и изменение характеристик при изменении конструкции сопла и рабочих режимов представляет значительный интерес, тем более, что сведения об экспериментальных работах с микросоплами в литературе отсутствуют.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Важнейшей задачей экспериментального исследования является определение основных оценочных параметров микросопел и их изменение в заданном диапазоне рабочих условий. Как известно, наиболее существенными параметрами для оценки сопел являются расход газа и осевое количество движения или осевая составляющая скорости на выходе. Сравнивая значения этих параметров с соответствующими значениями для случая изоэнтропного течения при одинаковой величине перепада давления, можно определить величину оценочных коэффициентов.

Одним из важнейших коэффициентов, характеризующих пропускную способность сопла, является коэффициент расхода, который определяется как отношение действительного расхода газа через сопло к идеальному, т. е.

$$\mu = \frac{G}{G_{ид}}$$

Идеальный расход газа определяется по формуле

$$G_{ид} = F_1 \cdot P_z^* \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1}{RT_z^*} \left[\left(\frac{P_1}{P_z^*} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_1}{P_z^*} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

При сверхкритических режимах формула принимает вид

$$G_{ид} = m \frac{P_z^* \cdot F_{кр}}{\sqrt{T_z^*}},$$

где $m = 0,397$ для воздуха; $k = 1,4$; $R = 29,27$.

Другим важным коэффициентом является коэффициент скорости φ_c , с помощью которого оценивается эффективность сопла по преобразованию потенциальной энергии давления в кинетическую энергию струи. Он определяется как отношение действительной скорости C_1 и скорости при изоэнтропном истечении $C_{1ид}$.

$$\varphi_c = \frac{C_1}{C_{1ид}}$$

Идеальная скорость определяется по обычной формуле

$$C_{1ид} = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_z^* \left(1 - \left(\frac{P_1}{P_z^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}$$

или, с использованием таблиц газодинамических функций,

$$C_{1 \text{ ид}} = \lambda_{1 \text{ ид}} \cdot a_{\text{кр}}, \text{ где } Q_{\text{кр}} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} RT_2^*}.$$

Действительная скорость определяется в опыте. Существует много методов определения действительной скорости, но при исследовании микросопел число их ограничено малыми размерами сопел.

Широко распространенный пневмометрический метод с использованием зондов полного и статического давления применить нельзя, т. к. размеры зондов соизмеримы с размерами сопел и введение их в поток сильно искажает действительную картину течения. Наиболее простым и надежным способом, позволяющим определить среднюю по сечению скорость истечения, следует считать метод взвешивания струи. Замерив силу реакции струи R , расход газа G и статическое давление P_1 , в выходном сечении струи из уравнения количества найдем

$$C_1 = \frac{|R - F_1(P_1 - P_{\text{н}})|}{G} g.$$

На расчетном режиме, когда давление P_1 равно противодавлению $P_{\text{н}}$,

$$C_1 = \frac{R}{G} g.$$

Следует отметить, что измерение давления на срезе сопла P_1 в микросоплах сопряжено с большими трудностями и может явиться источником больших ошибок. Особенно это сказывается при исследовании сопел с косым срезом, в которых давление по косому срезу неодинаково. Задача в этих случаях упрощается, если ввести в рассмотрение эквивалентную скорость $C_{1\text{э}}$ [1], которая определяется из следующего предположения:

$$R = \frac{G}{g} C_1 + F_1(P_1 - P_{\text{н}}) = \frac{G}{g} C_{1\text{э}}.$$

Отсюда $C_{1\text{э}} = \frac{R}{G} g$, где R — замеренная тяга. Соответствующий

коэффициент скорости $\tau_{\text{сэ}}$ определится формулой $\tau_{\text{сэ}} = \frac{C_{1\text{э}}}{C_{1 \text{ идэ}}}$.

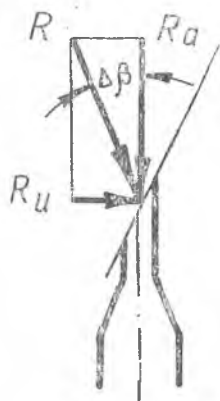
Здесь $C_{1 \text{ идэ}}$ — идеальная скорость при условии, что расширение изотропное и полное до противодавления $P_{\text{н}}$.

Полученный в этом случае коэффициент $\varphi_{\text{сэ}}$ характеризует не только процесс в сопле, но и за соплом (например, в зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом), причем всегда $\varphi_{\text{сэ}} < \varphi_{\text{с}}$. Между коэффициентами скорости $\varphi_{\text{с}}$ и $\varphi_{\text{сэ}}$ существует зависимость

$$\varphi_{\text{сэ}} = \varphi_{\text{с}} \cdot \frac{C_{1 \text{ ид}}}{C_{1 \text{ идэ}}} \left[1 + \frac{F_{1g}}{G \cdot C_1} (P_1 - P_{\text{н}}) \right].$$

Для сопел с косым срезом по опытным данным [5] $\varphi_{\text{сэ}} \approx \varphi_{\text{с}}$. Эквивалентной скоростью $C_{1\text{э}}$ и коэффициентом $\varphi_{\text{сэ}}$ можно пользоваться не только при исследовании сопел с косым срезом, но также

при сравнительных испытаниях сопел одного типа. Одним из достоинств метода взвешивания является то, что он позволяет быстро и достаточно надежно определить средний угол отклонения потока в косом срезе единичных сопел микротурбин.

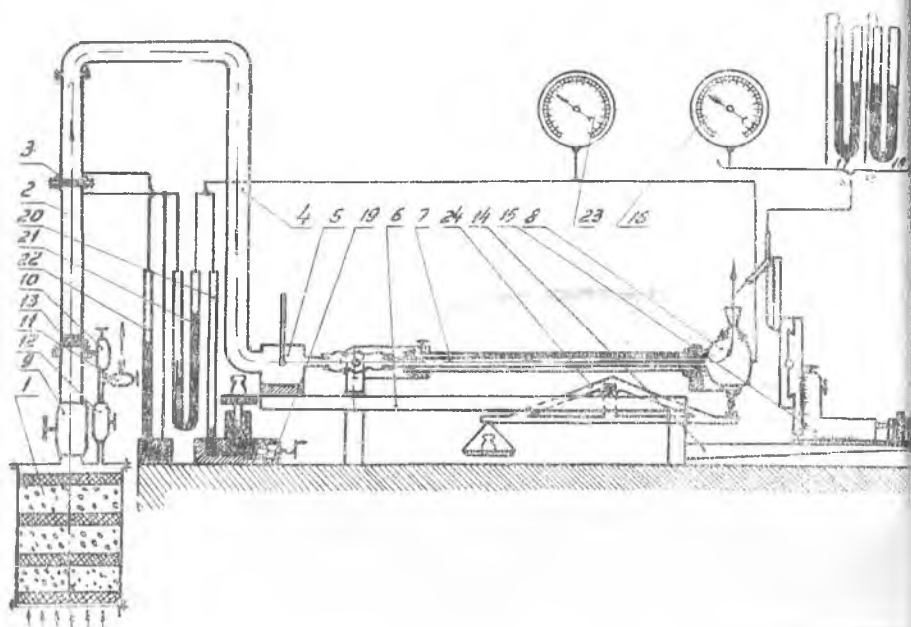


Фиг. 1.

Действительно, замерив осевую R_a и радиальную R_n составляющие тяги, из треугольника сил (фиг. 1) находим $\Delta\beta^\circ = \arctg \frac{R_n}{R_a}$.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Принципиальная схема установки и измерений представлена на фиг. 2. Сжатый воздух из сети (давление до 7 ата) через фильтр-осушитель 1 подается в расходомерную трубу с мерной диафрагмой 3, откуда по дюритовому шлангу 4 в камеру 5, расположенную на станции 6. В камеру вмонтирован ртутный термометр для измерения температуры торможения потока. Из камеры через гибкий дюритовый шланг воздух поступает в качающуюся систему, образованную воздухоподводящей трубой 7 и сопловой камерой 8. Из сопловой



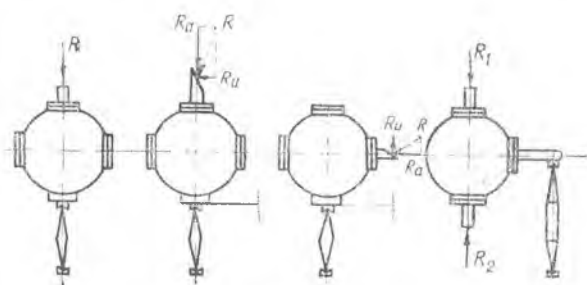
Фиг. 2.

камеры воздух выбрасывается через исследуемое сопло в атмосферу. Реакция струи воспринимается камерой и через призму передается на рычажные весы 24. Расход воздуха регулируется основным краном 9 и дополнительным игольчатым краном 10. Краны 11 и 12 используются при проверке системы на герметичность. После кранов, регулирующих расход воздуха, для выравнивания потока, поставлена сетка 13. К станине 6 крепится кронштейн 14 с координатником 15, который имеет зонды полного и статического давлений для снятия поля скоростей и давлений вблизи среза сопла. В зависимости от величины измеряемого давления зонды могут подключаться к пружинному манометру 16, ртутному 17 или водяному 18 пьезометрам.

Для измерения давления перед соплом используется образцовый поршневой манометр 19, соединенный с жидкостным пьезометром 20. К нему же подключен водяной пьезометр 21, измеряющий разность давлений в камере и перед мерной диафрагмой. Перепад давлений на диафрагме измеряется водяным пьезометром 22. Для предварительной настройки на режим и для контроля за давлением в систему параллельно поршневому манометру включен пружинный манометр 23.

Сопловая камера 8 имеет три фланца для крепления исследуемых сопел. При продувке одно сопло крепится к верхнему фланцу, а два других заглушены.

При исследовании сопло с косым срезом сначала крепится к верхнему фланцу для замера осевой составляющей, а затем — к боковому фланцу для замера радиальной составляющей тяги. При сравнительной продувке



Фиг. 3.

двух сопел камера поворачивается на 90° , к боковым фланцам крепятся исследуемые сопла, а к верхнему — опорный рычаг. Положение камеры и расположение сопел при различных испытаниях представлено на фиг. 3.

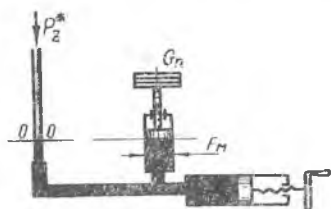
ПОГРЕШНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЙ

Точность определения параметров сопла на рассматриваемой установке будет определяться точностью измерения полного давления перед соплом P_z^* , точностью измерения действительного расхода G и тяги R , создаваемой соплом.

Полное давление перед соплом P_z^* является важнейшим параметром и измерение его требует особой тщательности. Нулевой

метод измерения с использованием образцового поршневого манометра позволяет производить измерение P_z^* во всем диапазоне рабочих условий с достаточно высокой точностью. В самом деле, из схемы фиг. 4 следует, что измеряемое давление уравнивается (нуль-индикатором при этом является мениск жидкости) атмосферным давлением P_H и давлением P_M , создаваемым поршневым манометром, т. е.

$$P_z^* = P_H + P_M.$$

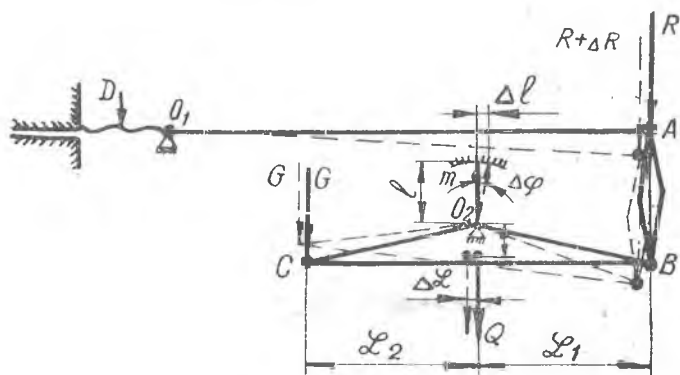


Фиг. 4.

Так как погрешность измерения атмосферного давления σ_{PH} составляет $\pm 0,03\%$, а точность образцового манометра $\pm 0,02\%$ от измеряемого давления, то средняя квадратичная погреш-

ность измерения полного давления $\sigma_{Pz} = \sqrt{(\sigma_{PH})^2 + (\sigma_{PM})^2}$ составит $\pm 0,036\%$.

Для измерения тяги применен также нулевой метод, который позволяет свести к минимуму ошибки от грузового и упругого моментов устойчивости [4]. Рассмотрим схему весового устройства установки, представленную на фиг. 5.



Фиг. 5.

В момент равновесия, когда указатель m находится на нулевой отметке, имеет место равенство $RL_1 = GL_2$.

Изменение тяги на величину ΔR приводит к перемещению указателя на величину Δl и повороту рычага на угол $\Delta\varphi = \frac{\Delta l}{l}$.

Чтобы система заняла новое положение, сила ΔR должна преодолеть трение в шарнирах $O; O_2; A; B; C$, момент упругой устойчивости дюритового шланга D и момент грузовой устойчивости рычага.

В новом положении системы уравнение моментов примет вид

$$(R + \Delta R) \cdot L_1 = G \cdot L_2 + \Delta M_{\text{тр}} + \Delta M_D + \Delta M_{\text{и}},$$

где $\Delta M_{\text{тр}}$ — суммарный момент трения в шарнирах;
 ΔM_D — момент упругой устойчивости шланга D ;
 $\Delta M_{\text{и}}$ — момент грузовой устойчивости рычага. Величина этого момента определяется выражением $\Delta M_{\text{и}} = Q\Delta L = Q \cdot H\Delta\varphi$.

Здесь Q — вес рычага;

H — расстояние центра тяжести рычага от оси вращения.

Вычитая из второго уравнения моментов первое и деля на RL_1 , получим выражение для относительной погрешности измерения тяги.

$$\frac{\Delta R}{R} = \pm \left(\frac{\Delta M_{\text{тр}} + \Delta M_D + \Delta M_{\text{и}}}{RL_1} \right).$$

Из этого выражения видно, что погрешность измерения тяги тем больше, чем больше момент трения в шарнирах, момент упругой устойчивости шланга и момент грузовой устойчивости рычага. Очевидно также, что минимальная величина ΔR , которая выводит неработающую систему из равновесия, будет являться порогом чувствительности системы и определит общую чувствительность ее.

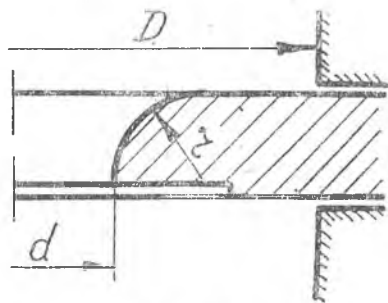
Применение конических стержней в шарнирах и спиртового уровня в качестве указателя нулевого положения весов позволило получить порог чувствительности системы $0,02 \text{ г}$. При изменении же груза на $0,05 \text{ г}$ пузырек уровня перемещается на 1 мм , следовательно, цена деления шкалы уровня $n = 0,05 \text{ г/мм}$.

При выведении системы на нуль ошибка может составить $0,5$ деления шкалы, т. е. $0,025 \text{ г}$.

Следовательно, относительная погрешность измерения тяги может составить $\pm 0,25\%$ при минимальной тяге $R_{\text{min}} = 10 \text{ г}$ и $\pm 0,008\%$ при максимальной тяге $R_{\text{max}} = 300 \text{ г}$.

Кроме рассмотренных выше случайных погрешностей, при измерении тяги наблюдается и систематическая ошибка, вносимая весом сжатого воздуха в сопловой камере и подъемной силой, действующей на нее. Эта ошибка легко исключается введением поправки на замеренную тягу и тогда $R = R_{\text{зам}} - R_n$.

Исследование микросопел связано с измерением таких малых расходов, которые нельзя измерить обычными нормализованными дроссельными приборами.



Фиг. 6.

На данной установке для замера расхода воздуха применено так называемое сопло «четверть круга», изображенное на фиг. 6. Это сопло с трубой $D = 28$ мм при $m = \frac{d^2}{D^2} = 0,05$ и $r = 0,1 d$, обеспечивает постоянство коэффициента расхода $b = 0,771$ в пределах чисел $R_e = 700 \div 56000$.

Определение расхода при этом производится по обычной формуле [2].

$$G = 0,1252 \alpha \cdot \varepsilon \cdot d^2 \sqrt{\Delta P_d \cdot \gamma_d},$$

где d — диаметр отверстия сопла;

ΔP_d — перепад давлений на сопле;

γ_d — удельный вес воздуха перед соплом.

При перепадах ΔP_d , имевших место в опытах, $\varepsilon = 1$.

Средняя квадратичная погрешность определения расхода складывается из погрешностей величин, входящих в уравнение расхода [2, 6].

$$\sigma_G = \sqrt{(\sigma_\alpha)^2 + (2\sigma_d)^2 + \left(\frac{1}{2} \sigma_{\Delta p_g}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \sigma_{\gamma_d}\right)^2}.$$

Заметим, что погрешности определения коэффициента расхода σ_α и диаметра сопла σ_d являются систематическими и в опытах не меняются, в то время как погрешности определения перепада давления $\sigma_{\Delta p_g}$ и удельного веса σ_{γ_d} относятся к случайным погрешностям. Если σ_α и σ_d определяют основную погрешность номинальной величины расхода, то $\sigma_{\Delta p_g}$ и σ_{γ_d} определяют разброс экспериментальных точек при одинаковых измерениях. Диаметр отверстия с помощью специальной пробки измерен с точностью $\pm 0,05\%$. Приспособление с мениском, установленное на пьезометре, позволяет замерить перепад давления на мерном сопле с точностью до $\pm 0,1\%$ при минимальном перепаде в 50 мм водяного столба. Удельный вес воздуха также может быть определен с достаточно высокой точностью $\sim \pm 0,07\%$. Следовательно, если принять погрешность σ_α порядка $\pm 1\%$, то расчетная погрешность определения расхода составит $\sim \pm 1\%$.

Сравнение результатов многочисленных измерений, проведенных на данной установке, с результатами измерений тех же сопел на других установках показало хорошую сходимость, что является косвенным подтверждением надежности измерений расхода воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. Е. Дейч. Техническая газодинамика. Госэнергоиздат, 1961.
2. А. Н. Макаров, М. Я. Шерман. Расчет дроссельных устройств. Металлургия, 1953.
3. Р. С. Гуттер и В. В. Овчинский. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. Физматгиз, 1962.
4. С. М. Кац. Балансирные динамометры для измерения вращающего момента. Госэнергоиздат, 1962.
5. Г. Флюгель. Паровые турбины ГОНТИ НКТП СССР, 1939.
6. Э. Янковский. Основы практических расчетов диаграмм, расходомерных сопел и труб ВЕНТУРИ, 1962.