

А. С. НАТАЛЕВИЧ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗДУШНОГО МИКРОЭЖЕКТОРА*

Воздушные микроэжекторы — это эжекторы с малыми размерами критического сечения сопла $d_{кр} = 2—5$ мм и камеры смешения $D_k = 4—10$ мм. Воздушные микроэжекторы могут найти применение на установках, работающих на сжатом воздухе с давлением в 4—6 ата и выше (пневмоинструмент с турбинными двигателями, вспомогательные приводы, трубодетандерные и вихревые холодильные аппараты, испытательные стенды). Вообще микроэжекторы, как и большие эжекторы, целесообразны в том случае, когда в основной установке имеется неиспользуемое избыточное давление, с помощью которого в эжекторе можно получить дополнительное количество воздуха. Кроме того, в случае применения эжектора снижается давление воздуха в расположенной за эжектором основной установке (например, турбине), в результате — уменьшаются утечки воздуха и уровень шума, что весьма важно.

Рабочий процесс и методика расчета микроэжектора такие же, как и больших эжекторов [1]. Однако, ввиду повышенного влияния пограничного слоя при малых размерах сопла и камеры смешения характеристики микроэжектора отличаются от характеристик больших эжекторов.

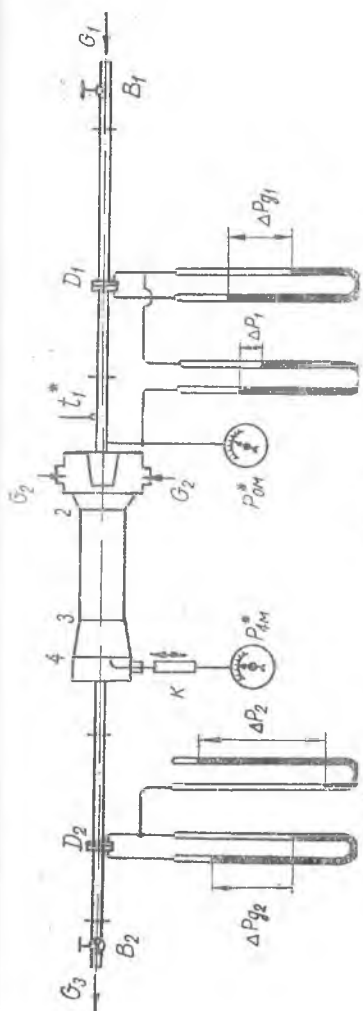
Целью настоящей работы является экспериментальное определение характеристик воздушного микроэжектора.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

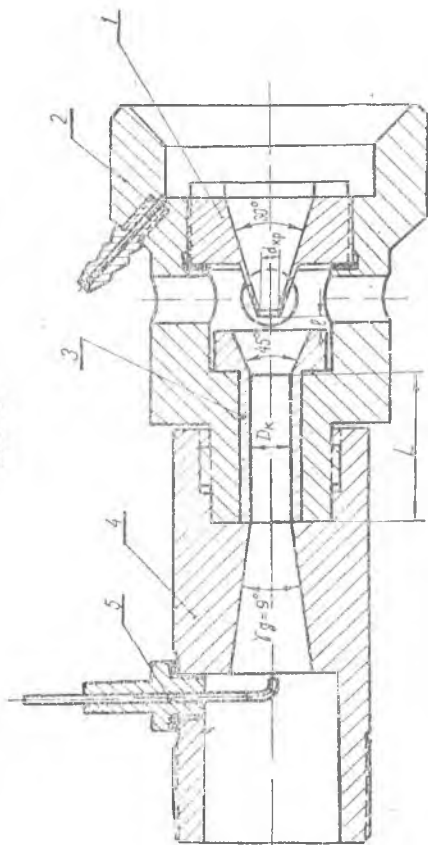
На фиг. 1 представлена схема установки для испытания воздушных микроэжекторов, а также схема измерений.

Сжатый воздух G_1 из сети через входной вентиль B_1 и нормальную диафрагму D_1 поступает в сопло 1. Эжектируемый воздух G_2

* В проведении экспериментов принимали участие студенты пятого курса Бурмистров Г. и Пешков В.



Фиг. 1.



Фиг. 2.

подсасывается в камеру смешения 2—3 из атмосферы через четыре отверстия. Камера смешения имеет на выходе диффузор 3—4. После смешения воздух $G_3 = G_1 + G_2$, пройдя через нормальную диафрагму D_2 и выходной вентиль B_2 , выбрасывается в атмосферу. Вентиль B_1 служит для изменения давления P_0^* на входе в сопло и для изменения расхода G_1 . Вентиль B_2 служит для изменения противодавления P_4^* за эжектором. Расход G_1 измеряется нормальной диафрагмой D_1 с диаметром отверстия $d_1 = 9$ мм, смонтированной в трубе с внутренним диаметром $D_{1\text{тр}} = 52$ мм, расход G_3 измеряется нормальной диафрагмой с диаметром отверстия $d_2 = 12$ мм, смонтированной в трубе с внутренним диаметром $D_{2\text{тр}} = 27,5$ мм. Полное давление $P_{\text{ом}}^*$ на входе в сопло измеряется пружинным манометром, а температура t_0^* — ртутным термометром. Полное давление $P_{4\text{м}}^*$ на выходе из диффузора сеч. 4—4, ввиду значительной неравномерности потока, измеряется в нескольких точках трубкой полного напора, соединенной с образцовым манометром и смонтированной на координатнике K , позволяющем перемещать трубку вдоль радиуса сечения 4—4. Температура t_2^* перед диафрагмой D_2 не измерялась; в расчетах принималось $t_2^* = t_0^*$, так как разница между ними не превышала 2° . Таким образом, испытывались микроэжекторы с одинаковой температурой эжектируемого и эжектируемого воздуха $t_0^* \approx t_2^* = 15\text{—}20^\circ\text{C}$, так что $\Theta = \frac{T_0^*}{T_2^*} = 1$. Перепады

давления ΔP_{g_1} и ΔP_{g_2} на нормальных диафрагмах D_1 и D_2 определялись дифференциальными водяными пьезометрами. Перепады давления ΔP_1 и ΔP_2 , используемые при вычислении удельного веса воздуха перед диафрагмой, измерялись дифференциальными пьезометрами. Расход воздуха G_1 определялся по формуле

$$G_1 = \frac{1}{60} 1,252 \cdot \alpha_1 \cdot d_1^2 \sqrt{\Delta P_{g_1} \cdot \gamma_{g_1}} \frac{\text{кг}}{\text{мин}},$$

где $\alpha_1 = 0,612$ — коэффициент расхода диафрагмы D_1 ;

$d_1 = 0,9$ см — диаметр отверстия диафрагмы D_1 .

Расход воздуха $G_3 = G_1 + G_2$ определялся по формуле

$$G_3 = \frac{1}{60} 1,252 \cdot \alpha_2 \cdot d_2^2 \sqrt{\Delta P_{g_2} \cdot \gamma_{g_2}} \frac{\text{кг}}{\text{мин}},$$

где $\alpha_2 = 0,630$ — коэффициент расхода диафрагмы D_2 ;

$d_2 = 1,2$ см — диаметр отверстия диафрагмы D_2 .

Среднее полное давление $(P_4^*)_{\text{ср}}$ на выходе из диффузора определялось по результатам измерения этого давления в пяти точках радиуса r_4 с осреднением по площади сечения 4—4.

На фиг. 2 дан общий вид узла эжектора. Сменное сопло 1 крепится на резьбе в корпусе 2. В корпус по скользящей посадке устанавливается сменная втулка 3, являющаяся камерой смешения. На хвостовик корпуса на резьбе крепится сменный диффузор 4 с координатником и трубкой полного напора 5. Сопло, корпус и втулка сделаны из бронзы, а диффузор — из алюминиевого сплава.

Исследовались сужающиеся круглые сопла с диаметром критического сечения $d_{кр} = 1,83; 2,2; 2,9; 3,5$ мм. Четвертый вариант сопла $d_{кр} = 3,5$ мм сначала был выполнен и исследован в виде сопла Лаваля, а затем сверхзвуковая часть сопла срезана и сопло испытывалось как дозвуковое. Втулка-камера смещения имела также четыре варианта диаметра $D_k = 3,5; 4,7; 5,2; 6,3$ мм. Длина втулки не изменялась и была равна 20 мм.

Диффузор имел внутренний диаметр выходного сечения $D_4 = 6,7; 7,9; 8,4; 9,5$ мм. Остальные размеры сопла втулки и диффузора во всех четырех вариантах были неизменными. Расстояние l от среза сопла до входа во втулку-камеру смещения (фиг. 2) изменялось от +6 мм, до -5 мм (знак минус здесь соответствует погружению среза сопла внутрь входного корпуса втулки).

РЕЗУЛЬТАТЫ ОПЫТОВ

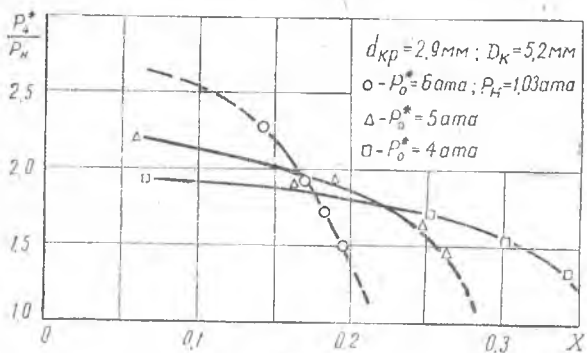
Рассматриваемые микроэжекторы, в основном, используются в двигателях с воздушными микротурбинами, работающими на сжатом воздухе заводских пневмосетей, имеющих давление около 6 ата. В этих условиях от эжектора, расположенного перед турбиной, требуется обеспечение максимального коэффициента эжекции $\kappa = \frac{G_2}{G_1}$ при достаточно высоком давлении $P_4^* = 1,5-2,5$ ата на выходе из эжектора. Такой уровень давления P_4^* на выходе из эжектора, т. е. на входе в турбину, необходим для обеспечения оптимальной величины параметра $\frac{U}{C_{ад}} = 0,6-0,4$, соответствующего максимальному к. п. д. одноступенчатой активной микротурбины.

Указанные выше требования, предъявляемые к воздушному микроэжектору, соответствуют так называемому предельному режиму, характерному тем, что в сечении 3—3 (фиг. 1) на выходе из камеры смещения устанавливается критический режим, т. е. $\lambda_3 = 1$. В силу указанных обстоятельств в настоящей работе в большинстве случаев исследовались и подвергались сравнению характеристики микроэжекторов на режимах, близких к предельному.

На фиг. 3 даны характеристики $\left(\frac{P_4^*}{P_n}\right) = f(\lambda)$ воздушного микроэжектора, имевшего $d_{кр} = 2,9$ мм, $D_k = 5,2$ мм при давлении на входе в сопло $P_0^* = 4; 5; 6$ ата. Давление P_4^* — среднее давление торможения на выходе из диффузора эжектора.

Характерным для микроэжекторов, в сравнении с характеристиками больших эжекторов [1], является их пологость характеристик в области предельных режимов. Это имеет место потому, что в силу большего относительного влияния пограничного слоя, в микроэжекторе большая неравномерность эпюры скорости в сечении 3—3, т. е. большая неодновременность установления критического режима на различных радиусах этого сечения.

Получение характеристики эжектора расчетом — довольно сложный процесс, причем хорошее совпадение расчетных и опытных данных зависит от знания целого ряда опытных коэффициентов. В микроэжекторах коэффициенты скорости сопла φ_c , камеры смешения φ_k , диффузора φ_g и соответствующие им коэффициенты восстановления полного давления σ_c , σ_k , σ_g имеют другие численные значения, чем соответствующие коэффициенты в больших эжекторах. Уже одно это оправдывает постановку опытов с микроэжекторами в целях накопления экспериментальных данных по ним.



ра φ_g и соответствующие им коэффициенты восстановления полного давления σ_c , σ_k , σ_g имеют другие численные значения, чем соответствующие коэффициенты в больших эжекторах. Уже одно это оправдывает постановку опытов с микроэжекторами в целях накопления экспериментальных данных по ним.

В частном случае для предельного режима, параметры которого чаще всего и необходимо знать, можно путем простых выкладок получить приближенное уравнение для определения коэффициента эжекции $\chi_{пр}$ и давления на выходе из эжектора $P_{4пр}^*$ при заданных размерах $d_{кр}$ и D_k эжектора и давлении воздуха P_0^* на входе в сопло. Это наиболее распространенный случай из практики применения микроэжекторов.

Уравнение количества движения для участка 1—3 камеры смешения (фиг. 1) запишется в виде

Уравнение количества движения для участка 1—3 камеры смешения (фиг. 1) запишется в виде

$$\left(\frac{G_1}{g} C_1 + P_1 F_1\right) + \left(\frac{G_2}{g} C_2 + P_2 F_2\right) = \frac{G_3}{g} C_3 + P_3 \cdot F_3. \quad (1)$$

Используя известное [2] выражение

$$\frac{G}{g} C + P \cdot F = P^* \cdot F \cdot f(\lambda),$$

где $f(\lambda)$ — газодинамическая функция, уравнение (1) запишем в виде

$$P_1^* F_1 f(\lambda_1) + P_2^* F_2 f(\lambda_2) = P_3^* F_3 f(\lambda_3). \quad (2)$$

Для предельного режима $\lambda_3 = 1$. Функция $\lambda_1 = 1$, так как сопло сужающиеся, функция же $0 < \lambda_2 < 1$. Следует иметь в виду, что в диапазоне λ от 0 до 1 функция $f(\lambda)$ слабо изменяется и ошибка при выборе λ_2 слабо скажется на величине определяемых в данном выводе $P_{4пр}^*$ и $X_{пр}$. На этом основании принимаем $\lambda_2 = 0,3$.

Для воздуха ($k=1,4$) — $f(1)=1,27$, $f(0,3)=1,05$, тогда уравнение (2) примет вид

$$P_1^* F_1 \cdot 1,27 + P_2^* F_2 \cdot 1,05 = P_{3пр}^* \cdot F_3 \cdot 1,27. \quad (3)$$

Используя равенства:

$$P_1^* = P_0^* \cdot \sigma_c, \quad P_2^* = P_{II} \cdot \sigma_k,$$

$P_{4пр}^* = \frac{P_{4пр}^*}{\sigma_g}$ и условие $F_3 = F_1 + F_2$, из уравнения (3) можно получить формулу для определения $P_{4пр}^*$.

$$P_{4пр}^* = \sigma_g \left[\sigma_c \cdot P_0^* \frac{F_1}{B_3} + 0,83 \cdot \sigma_k \cdot P_{II} \left(1 - \frac{F_1}{F_3} \right) \right]. \quad (4)$$

При заданных $P_{4пр}^*$ и P_0^* из этой формулы можно определить $\alpha_{пр}$ и использовать эту величину при определении $\alpha_{пр}$. С другой стороны, для предельного режима в сечении 3—3 и критического режима в сечении 1—1 имеем

$$G_3 = m \cdot F_3 \frac{P_{3пр}^*}{\sqrt{T_3^*}}, \quad G_1 = m \cdot F_1 \frac{P_1^*}{\sqrt{T_1^*}}. \quad (5)$$

Принимая, что $T_3^* = T_1^*$, ибо по начальному условию $T_2^* = T_1^*$, а также равенство $G_3 = G_1 + G_2$, из уравнений (5) получим

$$\frac{G_3}{G_1} = \alpha_{пр} + 1 = \frac{P_{3пр}^* \cdot F_3}{P_1^* \cdot F_1} = \frac{P_{4пр}^* \cdot F_3}{P_0^* \cdot F_1 \cdot \sigma_c \cdot \sigma_g}. \quad (6)$$

Подставив в уравнение (6) выражение (4) для $P_{4пр}^*$ получим

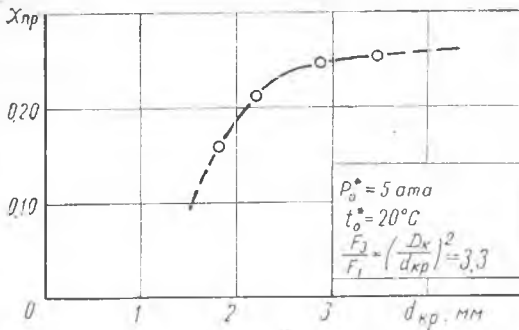
$$\alpha_{пр} = 0,83 \frac{\sigma_k}{\sigma_c} \frac{P_{II}}{P_0^*} \left(\frac{F_3}{F_1} - 1 \right). \quad (7)$$

При продувке микросопел $d_{кр} = 2,5 - 4,0$ мм на $P_0^* = 6,0 - 4,0$ ата и критическом режиме получено $\eta_c \approx 0,92$, чему соответствует $\sigma_c = 0,90 - 0,94$.

Выбрав $\sigma_g = 0,80 - 0,86$ и $\sigma_k = 0,55 - 0,65$, соответственно для $P_0^* = 6,0 - 4,0 \frac{кг}{см^2}$, расчет $P_{4пр}^*$ и $\alpha_{пр}$ по формулам (4) и (7) дает хорошее совпадение с опытом.

Малая величина δ_k объясняется большой неравномерностью скорости в камерах микроэжекторов.

Таким образом, при расчете $P_{4пр}^*$ и $\alpha_{пр}$ микроэжекторов, имеющих $d_{кр} = 2,5 - 4,0$ мм, при выборе σ_c , σ_g , σ_k следует пользоваться таблицей 1.



Фиг. 4.

$P_0^* \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$	6	5	4
σ_c	0,90	0,92	0,94
σ_g	0,80	0,83	0,86
σ_k	0,55	0,61	0,67

есть резкое уменьшение коэффициента эжекции $\chi_{пр}$ с уменьшением $d_{кр}$ при $\frac{F_3}{F_1} = \text{const}$. Это указывает на интенсивное влияние числа Re на $\chi_{пр}$ с уменьшением $d_{кр}$ начиная с 2,5 мм. На фиг. 4 показан график зависимости $\chi_{пр} = f(d_{кр})$ при

$$\frac{F_3}{F_1} = \left(\frac{D_k}{D_{кр}}\right)^2 = 3,3 = \text{const} \text{ и } P_0^* = 5 \text{ кг/см}^2.$$

Анализ зависимости $\chi_{пр} = f(d_{кр})$, приведенной на фиг. 4, показывает, что при $d_{кр} < 2,5$ мм $\chi_{пр}$ уменьшается примерно пропорционально уменьшению $d_{кр}$. В этом случае для приближенного расчета $\chi_{пр}$ микроэжектора, имеющего $1,5 < d_{кр} < 2,5$ мм, можно воспользоваться формулой

$$\chi_{кр} = 0,83 \frac{\sigma_k}{\sigma_c} \frac{P_{II}}{P_0^*} \left(\frac{F_3}{F_1} - 1\right) \frac{d_{кр}}{2,5},$$

где $d_{кр}$ — в мм.

Определение $P_{4\text{пр}}^*$ в случае $1,5 < d_{кр} < 2,5$ мм производится, как и для случая $d_{кр} > 2,5$ мм, по формуле (4). Коэффициенты σ_k , σ_c по формуле (8), как и в формуле (7), принимаются из таблицы 1.

В интервале $d_{кр} = 2,5 - 4,0$ мм приблизительно можно считать $\chi_{пр}$ и $P_{4\text{пр}}^*$ не зависящими от абсолютного значения $d_{кр}$ и их следует определять по формулам (7) и (4).

Эжекторы, имеющие сопла с $d_{кр} > 4$ мм, в данной работе не рассматриваются. Для их исследования установка, изображенная на фиг. 2, технически не пригодна. Вообще же при увеличении $d_{кр}$ (или Re) $\chi_{пр}$ должен возрастать. Сравнивая $\chi_{пр}$ микроэжектора и газового эжектора большой производительности [1] при одинаковых $\frac{P_{II}}{P_0^*}$ и $\frac{P_{4\text{пр}}^*}{P_{II}}$ приходим к выводу, что $\chi_{пр}$ микроэжектора на 50—70% ниже $\chi_{пр}$ большого эжектора.

Ввиду увеличенных гидравлических потерь из-за повышенного влияния пограничного слоя в микроэжекторе следует ожидать, что установка сопла Лаваля при сверхкритическом перепаде давления

$\frac{P_n}{P_0^*}$, вместо сужающегося сопла, не приведет к осязатимому изменению X . Опыты с четвертым вариантом микроэжектора $d_{кр} = 3,5$ мм, $D_k = 6,3$ мм, в котором последовательно устанавливались сопло Лавала и сужающееся сопло с тем же $d_{кр}$, подтверждают это предположение.

Этим доказывается нецелесообразность применения в воздушных микроэжекторах, работающих на сжатом воздухе ($P_0^* = 4-6$ кг/см²) технологически более сложных сопел Лавала.

В данной работе производилось также исследование влияния на $\chi_{пр}$ расстояния l от среза сопла до входа в камеру смешения (фиг. 2). Довольно большое изменение l ($-5 < l < 6$ мм), при прочих равных условиях, не приводит к заметному изменению $\chi_{пр}$.

Влияние длины камеры и угла конусности диффузора не исследовалось, они были приняты равными соответственно $L = 20$ мм (т. е. больше трех калибров камеры смешения), а $\gamma_d = 9^\circ$.

ПРИМЕНЕНИЕ МИКРОЭЖЕКТОРОВ В ТУРБИНЫХ МИКРОДВИГАТЕЛЯХ

В воздушных двигателях с микротурбинами (вспомогательный пневмо-привод, пневмошлифовальный инструмент и т. п., мощностью до 5 л. с.) во многих случаях давление воздуха на входе в двигатель $P_0^* = 5-6$ кг/см². В случае применения одноступенчатой парциальной микротурбины без противодавления, работающей на сжатом воздухе с температурой $t_0^* = 20^\circ\text{C}$, степень расширения воздуха, соответствующая максимальному к. п. д. турбины, не превышает 3,0. Возникает вопрос — как наиболее рационально использовать излишнее давление сжатого воздуха?

Имеются два пути решения этого вопроса: применение многоступенчатой микротурбины и применение эжектора в сочетании с одноступенчатой микротурбиной.

Многоступенчатая микротурбина во многих случаях неприемлема из-за конструктивной сложности. Кроме того, эффект применения нескольких ступеней в парциальной микротурбине значительно меньший, чем в больших турбинах. Применение же микроэжектора, не вызывая существенного усложнения конструкции двигателя, создает, в сравнении с турбинным двигателем без эжектора, ряд преимуществ: в некоторых случаях снижается расход сжатого воздуха при одинаковой мощности двигателя; снижаются скорости воздуха в турбине (особенно на выходе), что приводит к снижению гидравлических потерь, уровня шума и вибраций; вместо сопел Лавала, в турбине можно применить обычные сужающиеся сопла. Особенно выгодно применение микроэжектора в парциальных микротурбинах, так как снижение давления воздуха в эжекторе вызывает пропорциональное увеличение степени парциальности турбины, т. е. увеличение ее к. п. д.

Рациональность применения микроэжектора в турбинном микродвигателе можно оценить при помощи коэффициента η_n , равного

отношению мощности турбины с эжектором к мощности турбины без эжектора при одинаковом давлении P_0^* , и расходе сжатого воздуха, а также при одинаковом диаметре колеса турбины D_k и оборотах n_T .

Условимся параметры турбины с эжектором обозначать штрихом.

Мощность турбины с эжектором на входе можно определить по формуле

$$N'_{ст} = G_1 (1 + \chi) L'_{адт} (\eta'_{ст})_{\epsilon} . \quad (9)$$

Здесь G_1 — расход сжатого воздуха;

χ — коэффициент эжекции;

$L'_{адт}$ — адиабатная работа расширения воздуха в турбине с эжектором;

$(\eta'_{ст})_{\epsilon}$ — эффективный к. п. д. парциальной турбины. Адиабатная работа вычисляется по формуле

$$L'_{адт} = \frac{k}{k-1} RT_4^* \left[1 - \left(\frac{P_6}{P_4^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] , \quad (10)$$

где T_4^* , P_4^* — температура и давление торможения на входе в турбину (или на выходе из эжектора);

P_6 — статическое противодавления за турбиной. К. п. д. парциальной турбины

$$(\eta'_{ст})_{\epsilon} = (\eta'_{ст})_{\epsilon=1} \cdot \bar{\eta}'_{\epsilon} , \quad (11)$$

где $(\eta'_{ст})_{\epsilon=1}$ — эффективный к. п. д. турбины, тождественной данной парциальной турбине, но имеющей парциальность $\epsilon = 1$;

$\bar{\eta}'_{\epsilon}$ — относительный к. п. д. парциальной турбины, учитывающий влияние потерь с парциальностью.

Мощность турбины без эжектора определяется по формуле:

$$N_{ст} = G_1 \cdot L_{адт} (\eta_{ст})_{\epsilon} . \quad (12)$$

Здесь

$$L_{адт} = \frac{k}{k-1} RT_0^* \left[1 - \left(\frac{P_6}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (13)$$

адиабатная работа расширения воздуха в турбине без эжектора;

$(\eta_{ст})_{\epsilon} = (\eta_{ст})_{\epsilon=1} \cdot \bar{\eta}_{\epsilon}$ (14) — относительный к. п. д. парциальной турбины без эжектора.

В формуле (13) T_0^* и P_0^* — параметры торможения на входе в турбину без эжектора, равные параметрам торможения на входе в эжектор в случае применения его с турбиной.

$$\text{Коэффициент } \eta_N = \frac{N'_e}{N_{er}} = \frac{G_1 (1 + \alpha) L_{адг} (\eta'_{er})_\epsilon}{G_1 \cdot L_{адг} (\eta_{er})_\epsilon} \quad (15)$$

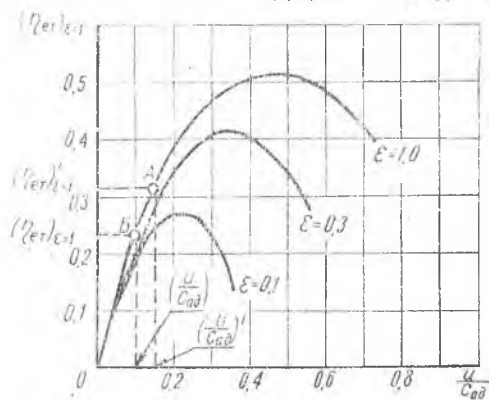
Используя формулы (11) и (14), получим

$$\frac{(\eta'_{er})_\epsilon}{(\eta_{er})_\epsilon} = \frac{(\eta'_{er})_{\epsilon=1}}{(\eta_{er})_{\epsilon=1}} \times \frac{\bar{\eta}'_\epsilon}{\eta_\epsilon} \quad (16)$$

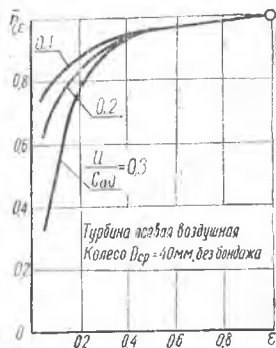
Отношение $\frac{(\eta'_{er})_{\epsilon=1}}{(\eta_{er})_{\epsilon=1}}$, т. е. отношение к. п. д. турбины с эжектором, имеющей парциальность $\epsilon = 1$, к к. п. д. турбины без эжектора, имеющей парциальность также $\epsilon = 1$, можно найти из графика зависимости $(\eta_{er})_{\epsilon=1} = \left(\frac{U}{C_{ад}}\right)$, приведенного на фиг. 5.

В большинстве случаев микроэжектор применяется в двигателях с парциальными микротурбинами активного типа, работающими, как правило, на левой ветви характеристики (фиг. 5). Так что приближенно можно считать

$$\frac{(\eta'_{er})_{\epsilon=1}}{(\eta_{er})_{\epsilon=1}} = \left(\frac{U}{C_{ад}}\right)' : \left(\frac{U}{C_{ад}}\right)$$



Фиг. 5.



Фиг. 6.

Причем точность этого выражения падает по мере приближения к $\left(\frac{U}{C_{ад}}\right)_{опт.}$ при этом $\frac{(\eta'_{er})_{\epsilon=1}}{(\eta_{er})_{\epsilon=1}} < \left(\frac{U}{C_{ад}}\right)' : \left(\frac{U}{C_{ад}}\right)$ и коэффициент η_N повышается против действительного значения. Так как диаметр колеса, обороты (т. е. и окружная скорость U) в турбине с эжектором и без него одинаковы, получим

$$\frac{(\eta'_{er})_{\epsilon=1}}{(\eta_{er})_{\epsilon=1}} = \frac{C_{ад}}{C'_{ад}} \quad (17)$$

Учитывая, что

$$C_{ад} = \sqrt{2g L_{адг}}, \quad C'_{ад} = \sqrt{2g L'_{адг}}, \quad (18)$$

(здесь $\rho = 0$), имеем

$$\frac{(\eta_{\text{ет}}')_{\varepsilon=1}}{(\eta_{\text{ет}})_{\varepsilon=1}} = \sqrt{\frac{L_{\text{адт}}}{L_{\text{адт}}'}} \quad (19)$$

Более точное выражение для отношения $\frac{(\eta_{\text{ет}}')_{\varepsilon=1}}{(\eta_{\text{ет}})_{\varepsilon=1}}$ можно получить непосредственно из графика характеристики турбины

$$(\eta_{\text{ет}})_{\varepsilon=1} = f\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}\right) \quad (\text{фиг. 5}).$$

Относительные к. п. д. $\bar{\eta}_{\varepsilon}'$ и $\bar{\eta}_{\varepsilon}$, учитывающие влияние потерь на парциальность, определяются по парциальности ε' и ε и соответствующим значениям параметра $\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}\right)'$ и $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$ из опытного графика $\bar{\eta}_{\varepsilon} = f(\varepsilon)$, изображенного на фиг. 6.

При этом одна из парциальностей (ε и ε') обычно задана, а другую можно найти из следующих соображений. Так как при одинаковых расходах сжатого воздуха G_1 , расход воздуха через турбину с эжектором составляет $(1 + \chi)G_1$, а расход воздуха через турбину без эжектора G_1 , то при критическом и сверхкритическом перепадах давления в сопловом аппарате турбины площади критических сечений сопловых аппаратов связаны соотношением

$$\frac{F'_{\text{кр}}}{F_{\text{кр}}} = \frac{G_1(1 + \chi) P_0^* \sqrt{T_4^*}}{G_1 \cdot P_4^* \sqrt{T_0^*}} \quad (20)$$

Так как при установке эжектора перед турбиной давление на входе в турбину уменьшается с P_0^* до P_4^* , то площадь критического сечения соплового аппарата при этом пропорционально увеличивается, т. е. $F'_{\text{кр}} > F_{\text{кр}}$. Кроме того, $F'_{\text{кр}} > F_{\text{кр}}$ еще и за счет увеличения на $(1 + \chi)$ расхода воздуха.

Если принять неизменными размеры критического сечения сопловых каналов, то $F_{\text{кр}}$ пропорциональна числу каналов z_c или парциальности ε соплового аппарата. Кроме того, $T_4^* = T_0^*$. Тогда вместо формулы (20), можно написать

$$\frac{\varepsilon'}{\varepsilon} = (1 + \chi) \frac{P_0^*}{P_4^*} \quad (21)$$

При известной парциальности ε по формуле (21) определяется парциальность ε' . По парциальностям ε и ε' и соответствующим параметрам $\frac{U}{C_{\text{ад}}}$ и $\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}\right)'$ из опытного графика $\bar{\eta}_{\varepsilon} = f(\varepsilon)$ на фиг. 6 определяются $\bar{\eta}_{\varepsilon}'$ и $\bar{\eta}_{\varepsilon}$.

В случае постоянной парциальности ε в турбине с эжектором и без эжектора будет различная высота h сопловых каналов. Тогда в формуле (16), вместо η_{ε} , следует применить опытный относительный коэффициент η_h , учитывающий влияние высоты сопловых ка-

малов. Но из опытов с микротурбинами известно, что при $\varepsilon < 0,5$ влияние ε на к. п. д. больше, чем влияние h . Поэтому при установке эжектора в турбине целесообразнее увеличить парциальность ε , чем высоту h соплового канала. Итак, с учетом формул (16) и (19), формула (15) приобретает вид

$$\eta_{N'} = \frac{N'_{\text{ет}}}{N_{\text{ет}}} = (1 + x) \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_6}{P_4^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{\eta_\varepsilon}}{1 - \left(\frac{P_6}{P_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} \frac{1}{\eta_\varepsilon}}} \quad (22)$$

Если расчетный режим эжектора соответствует его предельному режиму, то в формуле (22), вместо X и P_4^* следует писать $X_{\text{пр}}$ и $P_{4^* \text{ пр}}$.

Формулу (22) можно использовать и для определения соотношения мощностей турбинных двигателей без эжектора, но работающих при различных давлениях сжатого воздуха ($P_0^* > P_4^*$) на входе в турбину, приняв при этом $X = 0$. В этом случае $\eta_N < 1$, т. е. мощность турбины, работающей на пониженном давлении P_4^* , всегда меньше мощности турбины, работающей на повышенном давлении P_0^* , при одинаковом расходе воздуха. Это имеет место потому, что снижение адиабатной работы при снижении давления на входе в турбину с P_0^* до P_4^* не компенсируется увеличением к. п. д. η_ε от происходящего при этом увеличения парциальности.

В качестве примера произведем определение η_N при установке эжектора на воздушном турбинном двигателе, имеющем следующие исходные данные:

$$P_0^* = 5 \text{ кг/см}^2; \quad P_{4^* \text{ пр}} = 2 \text{ кг/см}^2; \quad P_6 = P_{\text{II}} = 1,033 \text{ кг/см}^2; \\ T_0^* = 300^\circ \text{K}; \quad \varepsilon = 0,1.$$

Турбина осевая, диаметр колеса $D_{\text{ср}} = 40 \text{ мм}$, $n = 50\,000 \text{ об/мин}$.

По формуле (4) определяется $\frac{F_1}{F_3} = 0,462$, по формуле (7)

$\eta_{\text{пр}} = 0,129$. По формулам (10), (13), (18) определяются $\left(\frac{U}{C_{\text{ад}}}\right)' = 0,33$

и $\frac{U}{C_{\text{ад}}} = 0,22$, а по формуле (21) определяется $\varepsilon' = 0,282$. Используя

графики фиг. 6, находим $\overline{\eta'_\varepsilon} = 0,87$ и $\overline{\eta_\varepsilon} = 0,70$. Подставив найденные и заданные величины в формулу (22), находим что $\eta_N = 0,96$.

Таким образом, в данном случае мощности турбины с эжектором и без эжектора практически одинаковы и расходуют одинаковое количество сжатого воздуха G_1 . Но турбина с эжектором имеет ряд преимуществ: ниже уровень шума и вибраций, сопла простые — сужающиеся, меньше утечки от негерметичности. В некоторых же случаях кроме указанных преимуществ, применение эжектора приводит так же и к снижению расхода воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. Е. Дейч. Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1961.
 2. Г. Н. Абрамович. Прикладная газовая динамика, ГИТТЛ, 1953.
-