

## Экспериментальное исследование дисковой микротурбины.

Канд. тех. наук А. Б. Давыдов, д-р. тех. наук А. Н. Шерстюк, канд. тех. наук А. В. Наумов. («Вестник машиностроения» 1980г. №8)

Задача повышения эффективности микротурбин решается как совершенствованием существующих, так и созданием новых типов турбин [1]. В этом аспекте может показаться рациональным переход от традиционных лопаточных микротурбин к дисковым, где создание крутящего момента является следствием возникновения касательных напряжений на поверхностях дисков, разделенных тонкими щелевыми каналами, к которым жидкость или газ подаются через сопла направляющего аппарата, расположенные по касательной к диаметру дисков [2]. Дисковые турбины позволяют использовать не только традиционные типы рабочего тела, такие как воздух и вода, но и порошки, коллоидные смеси, плотные и вязкие жидкости.

В отечественной и зарубежной литературе почти нет данных экспериментальных исследований о дисковых турбинах с рабочими колесами малых диаметров. В связи с этим представляет интерес рассмотрение экспериментального исследования дисковой центробежной микротурбины (рис. 1),

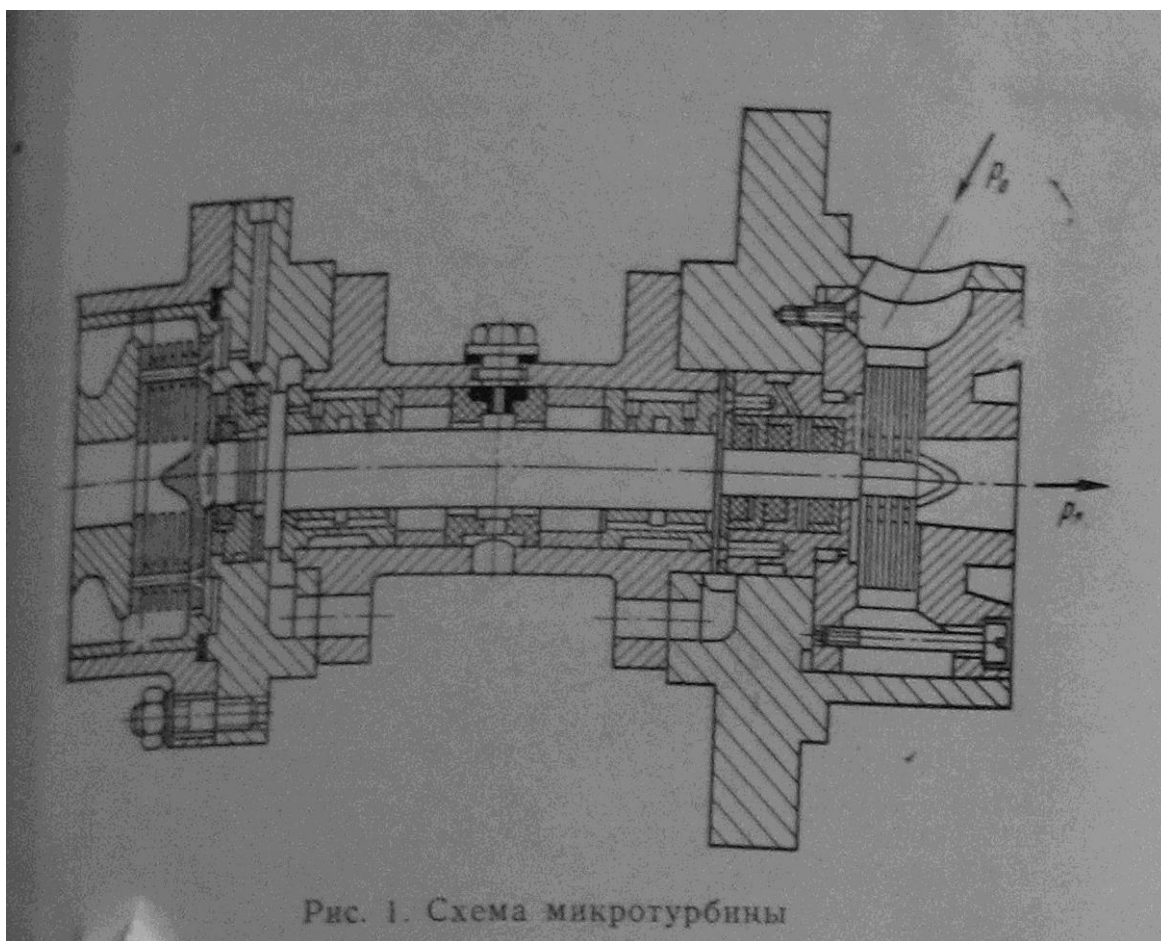


Рис. 1. Схема микротурбины

спроектированной для расширения воздуха на следующие параметры: давление на входе  $P_0 = 0,3 - 0,6$  МПа; давление на выходе  $P_2 = 0,1$  МПа; температура на входе  $T_0 = 280 - 300$  К (6,85 – 26,85 С); расход воздуха  $Q = 0,005 - 0,3$  кг/с; мощность  $N = 0,1-1,5$  кВт.

В конструктивном исполнении микротурбина представляет собой монороторную машину с двусторонним расположением турбинной ступени и дискового тормозного нагнетателя для снятия мощности. Ротор вывешен с помощью газостатических подшипников, обеспечивающих надежную работу при частоте вращения до 120 000об/мин. Рабочее колесо выполнено в виде набора плоскопараллельных алюминиевых дисков с наружным диаметром  $d_1 = 40$ мм, имеющих отверстия для выхода воздуха в осевом направлении и закрепленных на равных расстояниях друг от друга с помощью дистанционных колец. В процессе экспериментов число дисков, зазоры между ними, а так же число и диаметр выходных отверстий варьировались. Сменные направляющие аппараты были выполнены с сужающимися соплами.

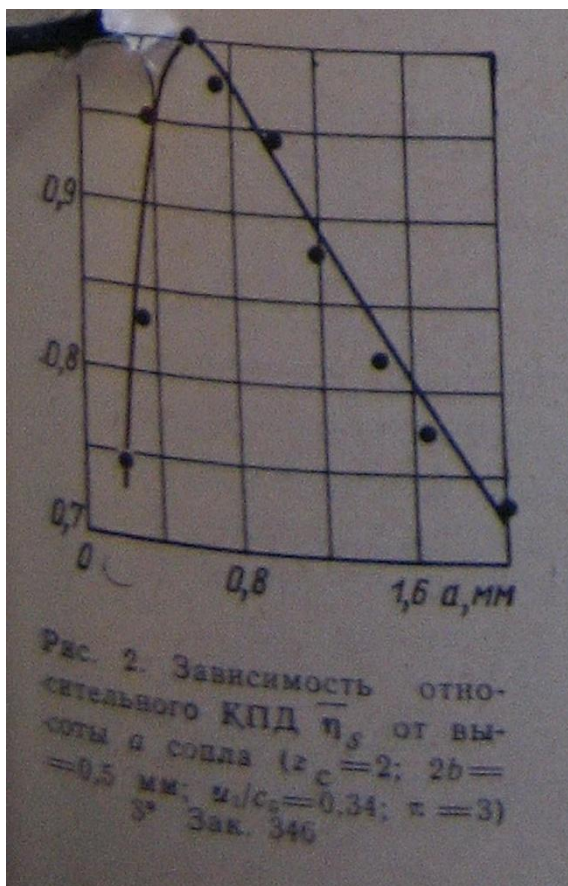
Характеристики дисковой микротурбины определяли по результатам измерений расхода, частоты вращения, температур и давлений в контрольных участках на входе и выходе. Эффективность оценивали изоэнтальпийным КПД  $\eta_s = \frac{T_0 - T_2}{T_0(1 - \tau)}$  где  $T_2$  – температура на выходе;  $\tau$  – значение газодинамической функции, находимое по выражению  $1/\Pi = P_2/P_0$  (здесь  $\Pi$  – степень расширения).

Была поставлена задача исследования влияния геометрических и режимных параметров проточной части на эффективность работы дисковой микротурбины.

Влияние радиального зазора  $\Delta$  между выходными кромками сопловых лопаток направляющего аппарата и рабочим колесом исследовали, изменяя его от 0,1мм до 1,5мм через каждые 0,2мм при  $\Pi = P_0/P_2 = 1,5-3$ . При всех значениях  $\Pi$  отмечено по мере увеличения относительного зазора  $\Delta' = \frac{\Delta}{d_1}$  от 0,002 до 0,35 резкое уменьшение относительного КПД  $\eta_s' = \eta_s/\eta_{s \max}$  с 1 до 0,3. Для изменения степени парциальности дисковой турбины варьировали как количество сопел, так и высоту горла сопел. Степень парциальности  $\epsilon = \frac{az_c}{\pi d_1 \sin \alpha_1}$  (где  $a$  – высота горла направляющего аппарата;  $z_c$  – число сопел направляющего аппарата;  $\alpha_1$  – угол установки сопла) изменяли, варьируя значения  $z_c$  и  $a$ . Исследованные варианты направляющих аппаратов представлены в таблице:

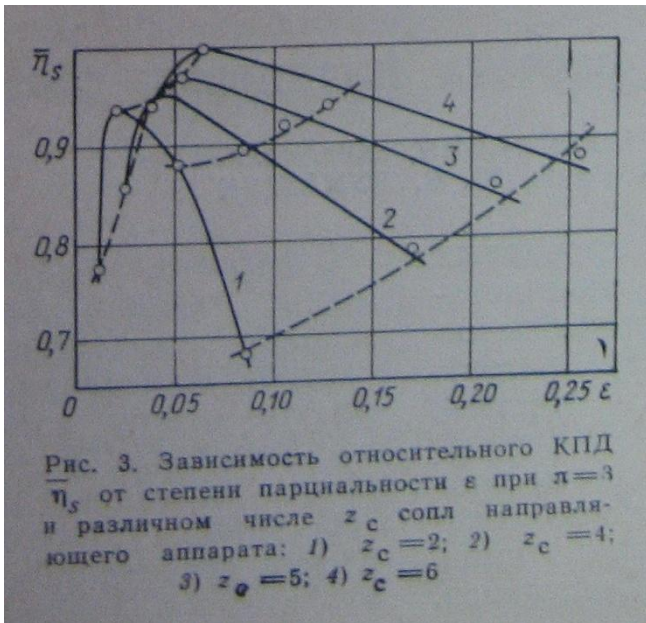
| $z_c$ | Значения $\epsilon$ при $a$ мм |        |        |        |        |        |        |       |
|-------|--------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
|       | 0,2                            | 0,3    | 0,4    | 0,5    | 0,7    | 1      | 1,5    | 2     |
| 2     | 0,0085                         | 0,0127 | 0,017  | 0,0213 | 0,0298 | 0,0425 | 0,0637 | 0,085 |
| 4     | -                              | 0,0255 | -      | 0,0426 | -      | 0,085  | -      | 0,17  |
| 5     | 0,0213                         | 0,0319 | 0,0425 | 0,053  | 0,0742 | 0,106  | 0,16   | 0,213 |
| 6     | -                              | 0,0382 | -      | 0,0639 | -      | 0,127  | -      | 0,255 |

На рис. 2 представлены обобщенные результаты экспериментального исследования микротурбины с направляющим аппаратом с двумя соплами при  $\Pi = 3$  для параметра  $u_1/c_1 = 0,34$  (здесь  $u_1$  – окружная скорость колеса;  $c_1$  – скорость воздуха на выходе из направляющего аппарата).



Как видно, КПД достигает максимума ( $\eta_s \approx 1$ ) при определенной высоте сопла направляющего аппарата (в данном случае  $a=0,42 - 0,5$ мм), что соответствует степени парциальности  $\epsilon \approx 0,02$ . Аналогичный характер зависимости  $\eta_s$  от  $a$  был получен при исследовании дисковой микротурбины с направляющими аппаратами, имеющими четыре, пять и шесть сопел. Результаты экспериментов так же показали, что увеличение  $\epsilon$  за счет увеличения числа  $z_c$  лишь незначительно повышает эффективность турбины.

Влияние степени парциальности на эффективность микротурбины показано на рис. 3. Увеличение степени парциальности выше соответствующей оптимальной геометрии сопел, приводит к резкому снижению эффективности микротурбины, что отражается на снижении КПД с ростом  $\epsilon$ . При непрерывном увеличении числа  $z_c$  КПД дисковой микротурбины возрастал бы с повышением  $\epsilon$  вплоть до  $\epsilon = 1$ . Более наглядно можно проследить КПД с увеличением  $\epsilon$  при  $a/l = \text{const}$ , где  $l$  – ширина сопла направляющего аппарата; соответствующие зависимости показаны на рис. 3 штриховыми кривыми. Как видно, увеличение парциальности при  $a/l = \text{const}$



приводит к повышению КПД, однако менее интенсивному, чем это имеет место в лопаточных турбинах, т.е. эффективность дисковой микротурбины сохраняется довольно высокой даже при малой степени парциальности. Так, в наших экспериментах максимум КПД был достигнут при  $\epsilon = 0,06$  для  $z_c=6$  и дальнейшее снижение  $\epsilon$  до  $0,03$  снизило КПД дисковой микротурбины всего на 10% (относительных). Вместе с тем известно, что снижение  $\epsilon$  до  $0,1$  в радиально-осевой турбине приводит к снижению  $\eta_s$  более чем в два раза [4].

Слабое влияние степени парциальности на эффективность дисковой микротурбины объясняется особенностями течения на входе в междисковые каналы. Потери от парциальности можно оценить как

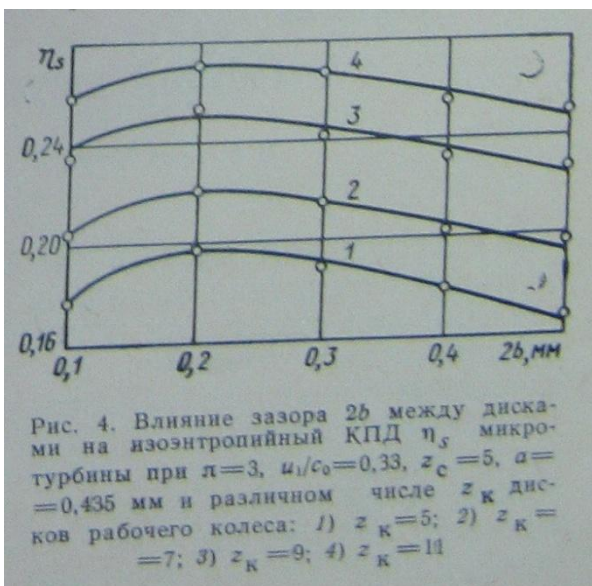
потери, вызванные внезапным изменением относительной скорости от  $w_1$  до  $w_1'$ , т.е. скорости после заполнения сечения междискового канала. Поскольку изменение окружной проекции относительной скорости при растекании весьма незначительно, то потерянной можно считать разность ее радиальных проекций  $\Delta w = w_{12} - w_{12}' = w_{12}(1 - \epsilon)$  и потерю от парциальности определять, как потерю по Карно:

$$\Delta H_\epsilon = \frac{\Delta w^2}{2} = \frac{w_{12}^2}{2}(1 - \epsilon)^2$$

При малых углах  $\alpha_1$ , характерных для микротурбин вообще и дисковых в частности, доля потерь от парциальности весьма мала:  $\Delta \eta_\epsilon = \eta_\epsilon / \eta_{\text{ад.д}} = \varphi^2(1 - \epsilon)^2(1 - \rho)\sin \alpha_1$ , где  $\varphi$  – коэффициент скорости сопл;  $\rho$  – степень реакции.

Таким образом, дисковые турбины весьма эффективны при очень малой степени парциальности (в данном случае  $\epsilon = 0,03 - 0,06$ ), что выгодно отличает их от турбин других типов. На основании результатов экспериментов был изготовлен близкий к оптимальному для принятой конструкции микротурбины направляющий аппарат с пятью соплами  $a=0,435$  мм, обеспечивающий степень парциальности  $\epsilon = 0,046$ .

Влияние числа дисков на рабочем колесе и величины зазоров между дисками на эффективность микротурбины было исследовано при изменении числа дисков от 5 до 11 и соответственно зазора между ними от  $0,5$  до  $0,1$  мм.

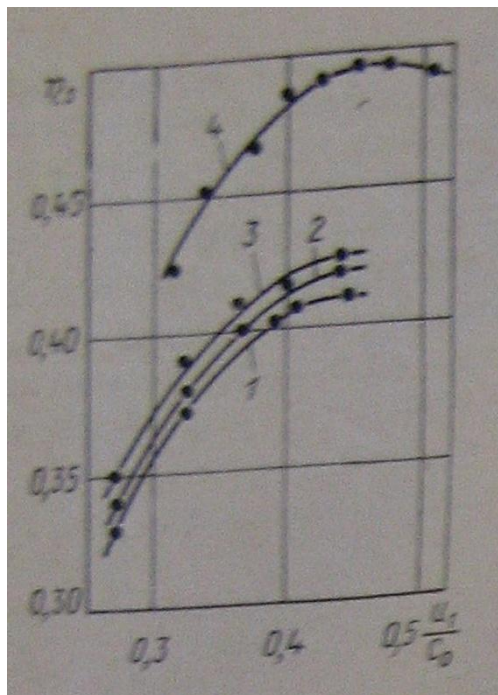


В ходе экспериментов было обнаружено, что увеличение числа дисков рабочего колеса приводит к повышению эффективности микротурбины независимо от величины зазора между дисками и типа направляющего аппарата. Вместе с тем установлено, что при постоянном числе дисков изменение зазора между ними приводит к изменению эффективности микротурбины. Так при уменьшении зазора между дисками от  $0,5$  до  $0,2$  мм наблюдается повышение эффективности микротурбины, однако дальнейшее уменьшение зазора до  $0,1$  мм приводит к снижению ее эффективности (рис. 4). Как видно, имеется достаточно четкий оптимум по величине зазора между дисками рабочего колеса, отклонение от которого приводит к снижению эффективности микротурбины.

На турбине с рабочим колесом  $z_k = 12$ ,  $2b = 0,15\text{мм}$  было исследовано влияние степени расширения на ее КПД. Испытания проводили при значениях  $\Pi$ , равных 2,98; 3,48 и 4,32, которые достаточно характерны для различных систем привода пневмоинструментов. Установлено, что с увеличением  $\Pi$  от 2,98 до 4,35 происходит повышение  $\eta_s$  от 0,375 до 0,49, не имеющее в исследованном диапазоне экстремума. Данное явление можно объяснить увеличением числа Рейнольдса, так как в нашем случае числа Маха на выходе из соплового аппарата изменяются очень слабо ( $\lambda = 1,1 - 1,3$ ), а доля потерь в сопловом аппарате в общем балансе потерь невелика. Аналогичные результаты были получены при испытании дисковой микротурбины с различными роторами, рабочие колеса которых имели 9, 11 и 13 дисков.

Выход воздуха из рабочего колеса дисковой микротурбины может осуществляться либо через несколько отверстий, расположенных вокруг центра дисков рабочего колеса, либо через одно центральное отверстие. В первом случае диски закрепляют непосредственно на валу, во втором – с помощью винтов и проставочных колец на несущем диске, который в свою очередь крепят к валу. В первом случае воздух при движении в зазоре между дисками не встречает от диаметра входа до диаметра выхода никаких преград, во втором – проставочные кольца и винты создают местные сопротивления.

С целью проверки влияния площади и расположения выходных отверстий на эффективность микротурбины были испытаны три группы рабочих колес. В колесах первой группы было проделано по 8 выходных отверстий диаметром 4мм, расположенных по окружности диаметром 15мм; площадь выходных отверстий равнялась  $100\text{мм}^2$ , расчетные выходные скорости при различных значениях  $\Pi$  составляли от 70 до 130м/с. В колесах второй группы 4 выходных отверстия так же были расположены по окружности диаметром 15мм, но они имели фасолевидную форму общей площадью  $144\text{мм}^2$ ; значения выходных скоростей соответственно были снижены до 48 и 91 м/с. В третьей группе рабочее колесо имело одно центральное отверстие диаметром 15мм и площадью  $177\text{мм}^2$ , а выходная скорость соответственно составляла 40 – 75 м/с.



Результаты этих испытаний (рис. 5) показали, что при  $\Pi = 3,48$  увеличение площади  $F$  выходных отверстий со  $100$  до  $144\text{мм}^2$  привело к повышению КПД в среднем 1,5%. Дальнейшее увеличение площади и переход к центральному расположению выходного отверстия позволил повысить значение  $\eta_s$  в среднем еще на 0,5%. При  $\Pi = 4,32$  микротурбиной с рабочим колесом имеющим  $z_k = 13$  и центральное выходное отверстие  $2b = 0,15\text{мм}$  был достигнут  $\eta_s = 0,49$ . Это позволяет сделать вывод, что при прочих равных условиях наибольшая эффективность дисковой микротурбины достигается при организации центрального выхода потока из рабочего колеса.

В ходе экспериментов исследовалось влияние параметра  $u_1/c_0$ , который является одним определяющих критериев подобия любой турбины. Изменение параметра  $u_1/c_0$  проводилось при фиксированном значении  $\Pi$ , путем изменения частоты вращения ротора. По мере увеличения значения  $u_1/c_0$  наблюдалось сначала резкое, а затем плавное повышение эффективности микротурбины. Оптимальное значение параметра  $u_1/c_0$  зависит от совершенства

проточной части и в наших экспериментах колебалось от 0,33 до 0,47. По мере уменьшения потерь в проточной части оптимальные значения параметра  $u_1/c_0$  сдвигаются в большую сторону.

Таким образом, дисковые микротурбины могут быть достаточно эффективными. В ряде случаев их применение в качестве приводных турбин и турбодетандеров может оказаться более рациональным, чем применение традиционных лопаточных ступеней.

## Список литературы

1. *Прямое преобразование энергии. Вопросы космической энергетики.* Под ред. Н. С. Лидоренко, В. М. Бродянского и др. М.: Мир, 1975. 70 с.

2. Райс В. Теоретическое и экспериментальное исследование многодисковых турбин. — Энергетика, 1965, № 1, с. 34.

3. Маддокс Ф. Е. Применение турбомашин в криогенных системах малой мощности с замкнутым процессом. М.: Мир, 1975, с. 332—346.

4. Зарянкин А. Е., Шерстюк А. Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. М.: Машгиз, 1963, с. 58—64.