

1. П а н о в к о Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара.-М.: Машиностроение, 1976.

2. П а н о в к о Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем.-М.: Физматгиз, 1960.

3. Х р о н и н Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов.-М.: Машиностроение, 1970.

УДК 621.438-621. 532-181.4

А.Н.Тихонов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО СООТНОШЕНИЯ ВЫСОТ ЛОПАТОК РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА ВХОДЕ И ВЫХОДЕ ДЛЯ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ВОЗДУШНОЙ МИКРОТУРБИНЫ С ПОЛНЫМ ПОДВОДОМ

В центростремительных микротурбинах (ЦС МТ) движение газа от периферии к центру рабочего колеса (РК) обуславливает необходимость увеличения высот лопаток от входа  $h_1$  к выходу  $h_2$ . Если это увеличение недостаточно, то произойдет снижение внутреннего к.п.д. ступени  $\eta_r$  вследствие неполного использования располагаемой степени расширения  $\pi_r$ . Если увеличение  $h_2$  больше необходимого для прохода рабочего тела, то  $\eta_r$  также снижается, что объясняется значительной величиной осевой составляющей относительной скорости движения рабочего тела в каналах рабочих лопаток и возможностью появления зон отрыва потока. Чрезмерное увеличение  $h_2$  связано, в частности, с возможностью появления вибрации при эксплуатации и деформации выходной кромки при изготовлении. Следовательно, должно быть такое соотношение  $\frac{h_2}{h_1}$ , при котором при прочих равных условиях ступень дает наибольшее значение  $\eta_r$ , а вибрация и деформация выходных кромок маловероятны.

Известны работы [1] и [2], где даны рекомендации по выбору отношения  $\frac{h_2}{h_1}$ . В работе [1] рекомендуется принимать  $\frac{h_2}{h_1} = 2,17$ , это отношение определялось путем измерения статического давления в конце косога срез соплового аппарата (СА). При постоянном зна-

чении  $h_1$  лопатки подрезались так, что уменьшалась  $h_2$ . Величина  $h_2$ , при которой регистрировалось увеличение статического давления в конце косога среза, считалась недостаточной. Однако непосредственное измерение  $\eta_T$  при изменении  $\frac{h_2}{h_1}$  не проводилось, поэтому в работе [1] нет данных о величине снижения  $\eta_T$  при отступлении от оптимального отношения  $\frac{h_2}{h_1}$ .

В работе [2] рекомендуется брать  $\frac{h_2}{h_1} = 2 \div 4$ , но способ определения оптимального отношения  $\frac{h_2}{h_1}$  и выбор той или другой цифры при проектировании ступени не описан.

С точки зрения вибронатрузки и изготовления целесообразно принимать  $\frac{h_2}{h_1} = 2$ , т.е. рекомендации работ [1] и [2] практически одинаковы. Вопрос изменения  $\eta_T$  при отступлении от оптимального отношения  $\frac{h_2}{h_1}$  в работе [2] также не решается.

Тогда автором была сделана попытка определить оптимальное отношение из уравнения неразрывности

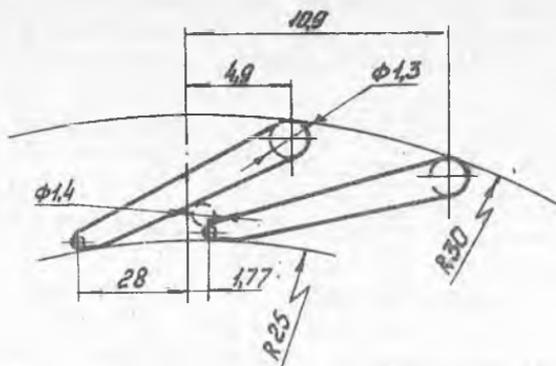
$$(\pi D_1 h_1 - z \frac{S_1}{\sin \beta_{1K}} h_1) W_1 \sin \beta_1 \rho_1 = (\pi D_2 h_2 - z \frac{S_2}{\sin \beta_{2K}} h_2) W_2 \sin \beta_2 \rho_2, \quad (1)$$

где  $D_1$  и  $D_2$  - диаметры РК на входе и выходе;  $S_1$  и  $S_2$  - толщины входных и выходных кремок;  $z$  - число лопаток РК;  $\beta_{1K}$  и  $\beta_{2K}$  - конструктивные углы на входе и выходе с лопаток РК;  $\beta_1$  и  $\beta_2$  - действительные углы входа и выхода потока с лопаток РК;  $\rho_1$  и  $\rho_2$  - плотность воздуха на входе из РК.

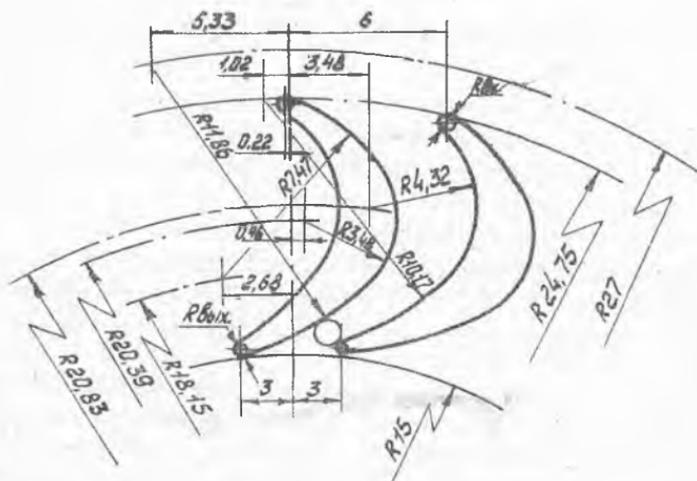
В микротурбинах обычно используется активный принцип работы, поэтому плотность рабочего тела от входа к выходу РК меняется незначительно и можно принять  $\rho_1 = \rho_2$ . Тогда из уравнения (1) определим

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{(\pi D_1 - z \frac{S_1}{\sin \beta_{1K}}) \sin \beta_1}{\psi (\pi D_2 - z \frac{S_2}{\sin \beta_{2K}}) \sin \beta_2}. \quad (2)$$

Вычислим по формуле (2) отношение  $\frac{h_2}{h_1}$  для ЦС МТ, основные геометрические размеры и профили СА и РК которой представлены на рис. 1 и 2. Для вычисления необходимо знать численные значения  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  и величины коэффициента скорости рабочих лопаток  $\psi$ . Угол  $\beta_1$  можно определить, пользуясь работой [3], а  $\beta_2$  в первом приближении принять равным  $\beta_{2K}$ . Следует отметить, что величина  $\beta_2$  может быть как меньше, так и больше  $\beta_{2K}$ . Значение коэффициента скорости РК в работе [2] рекомендуется  $0,45 \div 0,55$ .



Р и с. 1. Профиль СА



Р и с. 2. Профиль РК

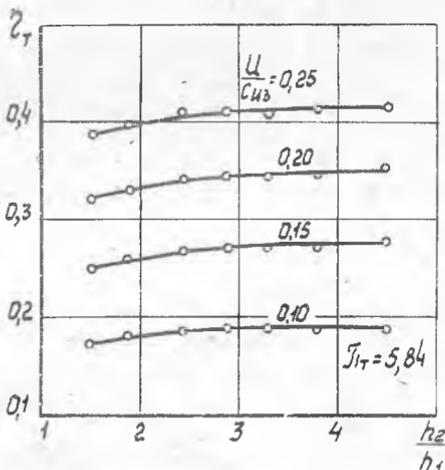
С учетом изложенного, рассчитана оптимальная величина  $\frac{h_2}{h_1} = 4,74 + 5,79$  ( в зависимости от принятой величины  $\psi$  ). Таким образом, получено значение  $\frac{h_2}{h_1}$ , которое значительно отличается от значений, рекомендуемых работами [1] и [2]. Полученное соот-

пошение обуславливает наибольшую вероятность вибрации выходных кромок, значительно усложняет производство рабочего колеса. Поэтому было решено экспериментально определить оптимальное отношение  $\frac{h_2}{h_1}$  и его зависимость от режимных параметров.

Для исследования использовалась ЦС МТ, размеры которой даны на рис. 1 и 2. Были изготовлены семь РК с одинаковой высотой  $h_1 = 1,75$  мм и разными высотами  $h_2$ : 2,70; 3,33; 4,27; 5,09; 6,00; и 7,88. Это давало отношения  $\frac{h_2}{h_1}$ : 1,54; 1,90; 2,44; 2,91; 3,43; 3,77; 4,50.

Эксперимент проводился при пяти значениях  $\pi_T$ : 1,97; 2,94; 3,90; 4,87; 5,84 и изменении частоты вращения от  $10 \cdot 10^3$  до  $60 \cdot 10^3 \frac{1}{\text{мин}}$  на тормозе, позволяющем измерять  $\eta_T$  с вероятной относительной ошибкой  $\pm 1,6\%$ .

На рис. 3 в качестве примера приведен график зависимости  $\eta_T = f(h_2/h_1)$  для  $\pi_T = 5,84$ . Из графиков следует, что оптимальное отношение высот лопаток  $\frac{h_2}{h_1} = 3,3$ , и это отношение остается неизменным для всех значений  $\pi_T$  и  $\frac{U_1}{C_{U3}}$ . При увеличении  $\frac{U_1}{C_{U3}}$  с 3,3 до 4,5 значение  $\frac{h_2}{h_1}$ , сохраняется неизменным, но при увеличении  $\frac{h_2}{h_1}$  вероятность возникновения вибрации выходных кромок и сложность производства рабочего колеса резко возрастают.



Р и с. 3. График зависимости  $\eta_T = f(h_2/h_1)$  при  $\pi_T = 5,84$

Уменьшение отношения  $\frac{h_2}{h_1}$  от оптимального значения 3,3 приводит к монотонному снижению  $\eta_T$ , причем это снижение более заметно при уменьшении  $\pi_T$  и  $\frac{U_1}{C_{U3}}$ . Действительно, если при  $\frac{U_1}{C_{U3}} = 0,25$  сравнить снижение  $\eta_T$  для  $\pi_T = 5,84$  и  $\pi_T = 1,97$  при условии уменьшения отношения  $\frac{h_2}{h_1}$  с оптимального (3,3) до  $\frac{h_2}{h_1} = 2,0$  и  $\frac{h_2}{h_1} = 1,5$ , то для  $\pi_T = 5,84$  снижение будет соответственно на 2,5 и 5,1% относительных, а для  $\pi_T = 1,97$  на

4,9 и 8,8% относительных. При уменьшении  $\pi_r$  относительная скорость движения по межлопаточному каналу РК падает, увеличивается возможность растекания потока, и при уменьшении  $\frac{h_2}{h_1}$  часть потока уходит в осевой зазор.

При снижении  $\frac{u_1}{c_{023}}$  с 0,25 до 0,1 при  $\pi_r = 5,84$  уменьшение  $\frac{h_2}{h_1}$  с 3,3 до 2,0 и 1,5 дает снижение  $\eta_r$ , соответственно, на 2,5 и 5,1% относительных при  $\frac{u_1}{c_{023}} = 0,25$  и 5,5 и 8,5% относительных при  $\frac{u_1}{c_{023}} = 0,1$ . Если проследить снижение  $\frac{u_1}{c_{023}}$  с 0,25 до 0,1 для  $\pi_r = 1,97$  при том же уменьшении  $\frac{h_2}{h_1}$ , то получим падение  $\eta_r$  на 4,9 и 5,3%; 8,8 и 11,1% относительных. Падение  $\eta_r$  при уменьшении  $\frac{u_1}{c_{023}}$  объясняется тем, что со снижением числа оборотов уменьшается инерционный снос потока, а разность давлений на спинке и корыте лопаток РК увеличивается, что приводит к росту концевых потерь.

Минимально необходимое отношение  $\frac{h_2}{h_1}$ , полученное по формуле (2), оказывается сильно завышенным по сравнению с экспериментальными данными, что, по-видимому, связано с отсутствием достоверных сведений о значениях угла  $\beta_2$  и коэффициента скорости  $\psi$ .

#### Л и т е р а т у р а

1. Т и х о н о в Н.Т. Экспериментальное исследование и методика расчета радиальных центробежных воздушных микротурбин: Дис. на соискание ученой степени канд.техн.наук.-Казань, 1963.
2. Н а т а л е в и ч А.С. Воздушные микротурбины.- М.: Машиностроение, 1979.
3. Н а т а л е в и ч А.С., Т р о ф и м о в А.А. Отклонение потока в косом срезе сопловых решеток радиальных микротурбин. - Изв.вузов. Авиационная техника, 1970, № 2.