

## Оценка канальных потерь в решетках осевых малоразмерных турбин

С.А.Гусаров

### Аннотация

Предложена классификация потерь в решетках осевых малоразмерных турбин и методика оценки канальных потерь в них.

**Ключевые слова:** решетки малоразмерных турбин; потери в решетках; методика расчета потерь; малоразмерность.

### Введение.

Проблема создания экономичных малоразмерных газотурбинных двигателей и малоразмерных турбин привода агрегатов различного назначения в настоящее время актуальна. По рабочему процессу малоразмерные ГТД и малоразмерные турбины привода агрегатов – такие же тепловые машины, как и большие газовые или паровые турбины (так называемые полноразмерные), но имеют ряд специфических особенностей.

В настоящее время нет общепринятого понятия «малоразмерности». Ранее предлагались различные критерии «малоразмерности» решеток турбин [1-4]. Однако все они не достаточно полно учитывают физические причины снижения эффективности решеток малоразмерных турбин с учетом общепринятой системы классификации отдельных составляющих потерь.

В работе [4] приведено целесообразное членение потерь в межлопаточных каналах лопаточных решеток осевых турбин (рис.1). Распределение полной энергии за кольцевыми лопаточными решетками с относительно длинными лопатками  $E_1$  (при  $E_0 = \text{const}$ ) рис.1а указывает, что в средней части лопаток (прямолинейный участок «а-а») имеют место потери, характерные для обтекания безграничного (по размаху) профиля  $\Delta E_{\text{проф}}$ . Кроме этих потерь в канале конечной радиальной протяженности возникают

специфические потери у радиальных границ – вторичные потери. Если осреднить распределение полной энергии за межлопаточным каналом, то можно указать величину вторичных потерь энергии  $\Delta E_{вт}$  и осредненные (размазанные) по радиусу суммарные потери энергии в канале  $\Delta E_{кан}$ .

В каналах с короткими лопатками (рис.1б) происходит смыкание вторичных течений, т.е. отсутствует область течения, где проявляются только профильные потери. В этом случае можно указать только величину осредненных (размазанных) по радиусу потерь в межлопаточных канале в целом и их можно называть канальными (или интегральными) потерями. Кроме того, как видно из рис.1, канальные потери в решетках малоразмерных турбин существенно больше, чем в каналах полноразмерных турбин из-за смыкания зон вторичных потерь. Это и является основной физической причиной повышенных потерь энергии в решетках осевых малоразмерных турбин и приводит к необходимости разработки специальной методики расчета канальных потерь в малоразмерных решетках осевых турбин.

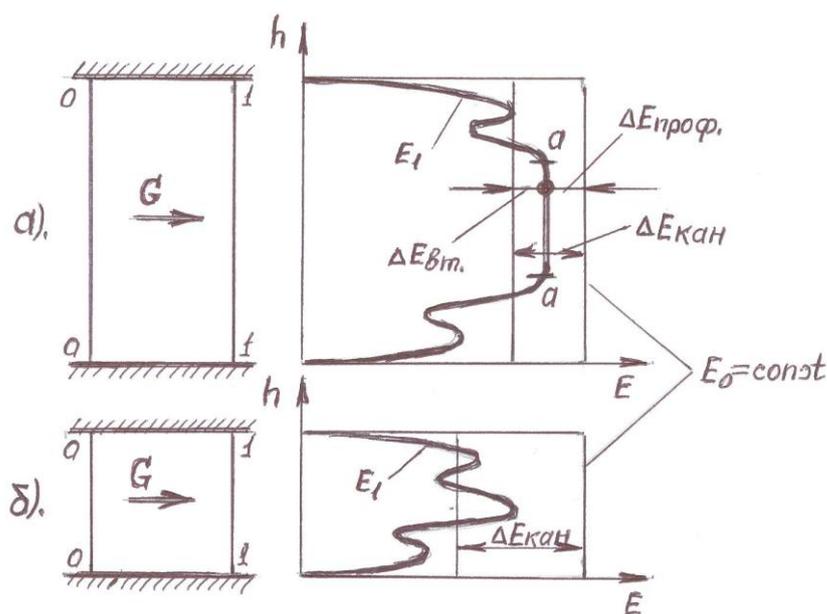


Рис.1. Схема распределения полной энергии по высоте лопаточной решетки с относительно длинными (а) и с относительно короткими (б) лопатками ( $E_1$  – осредненное значение) [4].

По имеющимся экспериментальным данным [1;2;6;7;9;10 и др.] смыкание зон вторичных течений начинается в лопаточных решетках с высот лопаток менее 40 мм и особенно сильно проявляется при высотах лопаток менее 20 мм. Таким образом, критерием малоразмерности может служить именно сама пониженная высота лопаток решеток соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК) осевой малоразмерной турбины, которая характеризует физические особенности течения рабочего тела.

Для проведения расчета малоразмерных турбин (МТ) необходимо иметь данные о потерях в ее элементах, имеющих место при обтекании лопаточных решеток СА и РК. Расчеты по оценке канальных потерь в малоразмерных турбинах по существующим методикам могут давать существенные расхождения (до 10 раз) как между собой, так и с экспериментальными данными [6]. Наиболее надежными являются экспериментальные данные о потерях, полученные непосредственно по результатам продувок решеток осевых малоразмерных турбин. Однако в начальной стадии проектирования, когда имеется ограниченная информация о ступени, а проведение экспериментальных исследований дорого и трудоемко, используют обобщенные данные по потерям, полученные теоретически или по результатам обобщения экспериментальных исследований большого количества лопаточных малоразмерных решеток профилей различной геометрии [5;12].

В решетках осевых малоразмерных турбин профильные потери, как указывалось выше, взаимосвязаны с концевыми потерями и разделение потерь на профильные и концевые (как это принято в полноразмерных турбинах) невозможно. Поэтому наиболее приемлемо для решеток малоразмерных турбин определять канальные (интегральные) потери.

Исследованию потерь энергии в решетках осевых турбин посвящено большое количество работ [1-3;5;6;7-14]. На потери энергии в решетках осевых турбин, определяемые коэффициентами скорости  $\varphi$  для СА и  $\psi$  для РК,

оказывает влияние большое число газодинамических и конструктивных параметров

$$\varphi(\psi) = f [M; Re; u/c_s; \dots (\alpha_0 + \alpha_1); \text{Sin}\alpha_0/\text{Sin}\alpha_1; h/D_{cp} \dots]. \quad (1)$$

Одним из определяющих факторов, оказывающих влияние на потери, является угол поворота потока в решетке соответственно:  $\theta_{CA} = 180 - (\alpha_0 + \alpha_1)$  – для решетки соплового аппарата и  $\theta_{PK} = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$  – для решетки рабочего колеса [5].

Коэффициенты скорости в решетках осевых турбин  $\varphi$  (или  $\psi$ ) определяются, как известно [5], следующими выражениями

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_{CA}} \quad (2)$$

$$\psi = \sqrt{1 - \zeta_{PK}} \quad (3)$$

где:  $\zeta_{CA}$  – потери энергии в решетке соплового аппарата осевой турбины;

$\zeta_{PK}$  – потери энергии в решетке рабочего колеса осевой турбины.

Для малоразмерных осевых турбин под  $\zeta_{CA}$  и  $\zeta_{PK}$  понимаются далее каналные потери энергии в соответствующих решетках.

Различными авторами на основе проведенных экспериментальных исследований предложен ряд зависимостей для оценки каналных (интегральных) потерь энергии в решетках СА и РК осевых малоразмерных турбин [1;2;3;6;7;8;9;10;11;13;14]. Они различаются как структурой построения зависимостей, так и входящими в них параметрами. Исследования авторов, как правило, проводились на каком-то одном типоразмере малоразмерных решеток и расчетные зависимости в основном соответствуют полученным экспериментальным данным. Однако распространение этих зависимостей для расчета величины потерь на другие типоразмеры малоразмерных решеток с другими начальными и граничными условиями дают существенные расхождения как между собой, так и с экспериментальными данными, а при граничных условиях вообще приводит к нереальным значениям ( $\varphi > 1$ ,  $\psi > 1$ ).

Для обобщения имеющихся экспериментальных данных были проведены расчетные исследования турбин с различными значениями начальных и

граничных условий. Значения газодинамических и конструктивных факторов в исследованных решетках изменялись в следующих пределах: диаметр решетки от 32 мм до 420 мм; высота лопаток от 1,5 мм до 40 мм; угол поворота потока в решетках от  $120^\circ$  до  $174^\circ$ ; степень конфузурности решетки от 1,0 до 7,4. Результаты исследования приведены на рис.2 в виде зависимостей изменения коэффициентов  $\varphi(\psi)$  в решетках СА и РК малоразмерных осевых турбин от угла поворота потока в решетках  $\theta_{СА}=180-(\alpha_0+\alpha_1)$  или  $\theta_{РК}=180-(\beta_1+\beta_2)$  при различных значениях высот лопаток решеток, различной конфузурности решеток  $K_{СА}=\text{Sin}\alpha_0/\text{Sin}\alpha_1$  (или  $K_{РК}=\text{Sin}\beta_1/\text{Sin}\beta_2$ ).

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что при увеличении высоты лопаток с 1,5 мм до 20 мм для решеток с большой конфузурность каналов коэффициент скорости возрастает с 0,80 до 0,96, т.е. увеличивается примерно на 20%. В малоразмерных решетках с малой степенью конфузурности (активные решетки) такое же увеличение высоты лопаток с 2,0 мм до 20 мм приводит к более значительному изменению коэффициентов скорости с 0,61 до 0,82, т.е. увеличивается примерно на 34%.

Увеличение угла поворота потока в решетках  $\theta_{СА}=180-(\alpha_0+\alpha_1)$  (или  $\theta_{РК}=180-(\beta_1+\beta_2)$ ) приводит к уменьшению коэффициентов скорости, особенно для решеток с малой степенью конфузурности. Если угол поворота потока в решетке  $\Theta=180^\circ$ , то такая решетка вырождается в диск и, соответственно, коэффициенты скорости будут равны нулю. На рис.2 это условно показано пунктиром.

Если же угол поворота потока в решетке  $\Theta=0^\circ$ , то такая решетка вырождается в диск с прямыми лопатками заданной высоты ориентированными по потоку. В этом случае имеют место только потери на трение при обтекании прямых лопаток, а значения коэффициентов скорости принимают значения соответствующие этим потерям на трение.

Как видно из рис.2, значения коэффициентов скорости (а, следовательно, и потерь энергии в решетках малоразмерных турбин) существенно

расслаиваются в зависимости от угла поворота потока в решетках, высоты лопаток решеток, степени конфузурности решеток и т.п. Анализ представленных экспериментальных данных и полученные зависимости для коэффициентов скорости позволяют сделать вывод, что значения коэффициентов скорости находятся внутри поля - от условной минимальной до условной максимальной границы.

На рис.2 построены две условно граничные зависимости для коэффициентов скорости – кривые 1 и 2. Кривая 1 получена аппроксимацией значений  $\varphi(\psi)$  для решеток

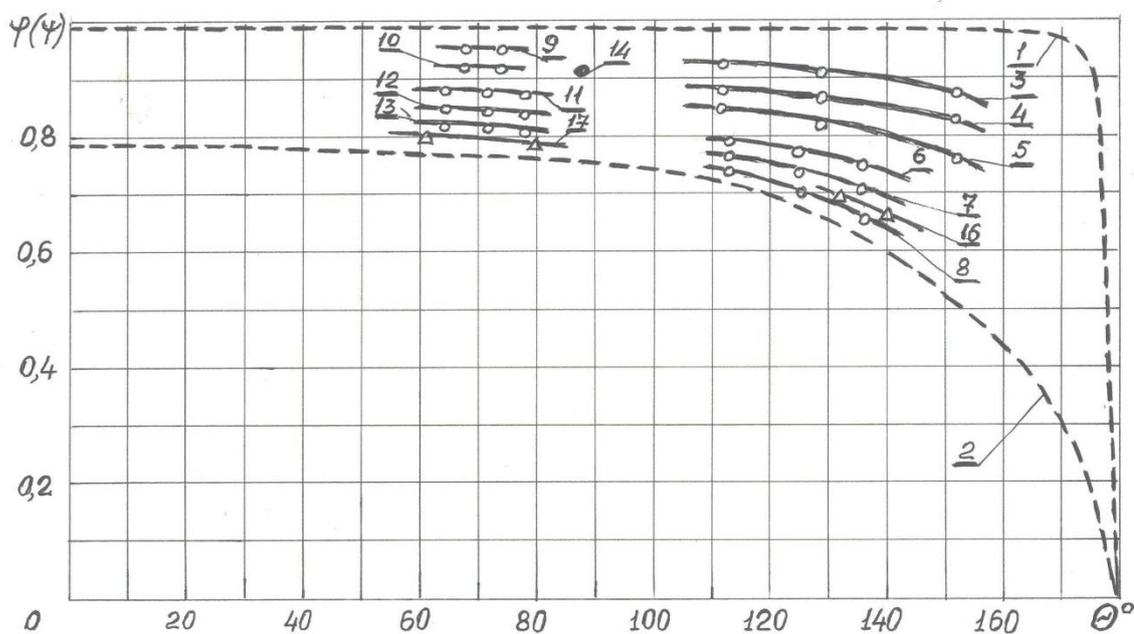


Рис.2. Зависимости  $\varphi(\psi)=f(\theta)$

1 – ограничивающая кривая для полноразмерных турбин; 2 – ограничивающая кривая для малоразмерных турбин; 3 –  $h_{PK}=40$  мм [7]; 4 -  $h_{PK}=20$  мм [7]; 5 -  $h_{PK}=10$  мм [7]; 6 -  $h_{PK}=4.0$  мм [8]; 7 -  $h_{PK}=3,0$  мм [8]; 8 -  $h_{PK}=2,0$  мм [8]; 9 –  $h_{CA}=20$  мм [7]; 10 –  $h_{CA}=10$  мм [7]; 11 -  $h_{CA}=3,5$  мм [8]; 12 -  $h_{CA}=2,5$  мм [8]; 13 -  $h_{CA}=1,5$  мм [8]; 14 –  $\alpha_1=2,55^\circ$  [9]; 15 -  $h_{CA}=5,0$  мм [14]; 16 -  $h_{PK}=2,25$  мм [10;11]; 17 -  $h_{CA}=125$  мм [10].

полноразмерных турбин с большой высотой лопаток ( $h \rightarrow \infty$ ), а кривая 2 – соответственно для малоразмерных решеток ( $h \rightarrow 0$ ).

Из рассмотрения экспериментальных данных рис.2 видно, что на величину значений коэффициентов скорости  $\varphi(\psi)$  в решетках малоразмерных турбин определяющее влияние оказывают: угол поворота потока в решетке  $\theta_{СА}=180-(\alpha_0+\alpha_1)$  или  $\theta_{РК}=180-(\beta_1+\beta_2)$ ; степень конфузорности решетки  $K_{СА}=\text{Sin}\alpha_0/\text{Sin}\alpha_1$  или  $K_{РК}=\text{Sin}\beta_1/\text{Sin}\beta_2$ ; высота лопаток решетки  $h$ . Влияние этих параметров взаимосвязано и по-разному проявляется при их различных сочетаниях. Значительное влияние на коэффициенты скорости оказывает сама величина высоты лопаток малоразмерных решеток, особенно в области малых их значений.

Для разработки математической модели по оценке канальных потерь в малоразмерных решетках осевых турбин зависимости 1 и 2 были аппроксимированы степенными функциями

$$\varphi(\psi) = 0,995 \cdot \left(\frac{\alpha_0 + \alpha_1}{180}\right)^{0,02} \quad \text{- кривая 1} \quad (4)$$

$$\varphi(\psi) = 0,85 \cdot \left(\frac{\alpha_0 + \alpha_1}{180}\right)^{0,3} \quad \text{- кривая 2.} \quad (5)$$

При разработке математической модели для получения промежуточных значений коэффициентов скорости  $\varphi(\psi)$  в малоразмерных решетках за основу была взята кривая 1, а значения коэффициентов скорости корректировались коэффициентами  $K_1$  и  $K_h$

$$\varphi(\psi) = 0,995 \cdot \left(\frac{\alpha_0 + \alpha_1}{180}\right)^{0,02} \cdot K_1 \cdot K_h \quad (6)$$

где:  $K_1$  – коэффициент учитывающий влияние конфузорности решетки СА или РК на коэффициент скорости;

$K_h$  – коэффициент учитывающий влияние высоты лопатки малоразмерной решетки СА или РК на коэффициент скорости.

Значения коэффициента  $K_1$ , учитывающего конфузурность малоразмерной решетки СА или РК турбины, было аппроксимировано выражением

$$K_1 = 0,91 \cdot \left[ 1 + \ln \left( 1 + \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha_1} \right) \right]^{0,05} \quad \text{- для решетки СА} \quad (7)$$

$$K_1 = 0,87 \cdot \left[ 1 + \ln \left( 1 + \frac{\sin \alpha \beta_1}{\sin \beta_2} \right) \right]^{0,05} \quad \text{- для решетки РК} \quad (8)$$

Для учета влияния высоты лопаток малоразмерной решетки турбины в данной работе, как и в [13], предлагается в качестве критерия взять выражение относительной высоты лопаток малоразмерной решетки в виде

$$\bar{h} = \frac{h}{40-h} \quad (9)$$

где:  $h_0 = 40$  мм – высота лопаток малоразмерной решетки, начиная с которой возможно разделение канальных потерь энергии на профильные и концевые;

$h$  – текущее значение высоты лопаток малоразмерной решетки.

В этом случае выражение для коэффициента  $K_h$ , учитывающего влияние высоты лопаток на коэффициент потерь  $\varphi(\psi)$ , можно аппроксимировать степенной функцией

$$K_h = 0,96 \cdot \left[ 1 + \ln \left( 1 + \frac{h}{40-h} \right) \right]^{0,10} \quad \text{- для решетки СА} \quad (10)$$

$$K_h = 0,89 \cdot \left[ 1 + \ln \left( 1 + \frac{h}{40-h} \right) \right]^{0,10} \quad \text{- для решетки РК} \quad (11)$$

После подстановки значений  $K_l$  и  $K_h$  в выражения для коэффициентов скорости  $\varphi(\psi)$  окончательно получим следующие зависимости для оценки канальных потерь энергии в решетках осевых малоразмерных турбин

$$\varphi = 0,88 \cdot \left( \frac{\alpha_0 + \alpha_1}{180} \right)^{0,02} \cdot \left[ 1 + \ln \left( 1 + \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha_1} \right) \right]^{0,05} \cdot \left[ 1 + \ln \left( 1 + \frac{h}{40-h} \right) \right]^{0,10} \quad (12)$$

$$\psi = 0,77 \cdot \left( \frac{\beta_1 + \beta_2}{180} \right)^{0,02} \cdot \left[ 1 + \ln \left( 1 + \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} \right) \right]^{0,05} \cdot \left[ 1 + \ln \left( 1 + \frac{h}{40-h} \right) \right]^{0,10} \quad (13)$$

Сопоставление расчетов по предлагаемой методике с экспериментальными данными [1;2;6;7;8;9;10;11;14] показало ее работоспособность. Среднеквадратичная погрешность оценки канальных потерь энергии в решетках осевых малоразмерных турбин составила по этим данным 7...18%. Это свидетельствует о достаточной достоверности получаемых результатов в широком диапазоне изменения газодинамических и конструктивных параметров решеток осевых малоразмерных турбин.

Заключение. Таким образом, разработанная методика оценки канальных потерь энергии в решетках СА и РК осевых малоразмерных турбин может быть использована при их расчете и выборе основных параметров, в том числе и в начальной стадии проектирования при наличии ограниченной информации.

#### **Библиографический список**

1. Емин О.Н., Зарицкий С.П. Воздушные и газовые турбины с одиночными соплами. – М.: Машиностроение, 1975. – 216с.
2. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов. – М.: Машиностроение, 1972. = 228с.
3. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1970. – 208с.
4. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432с.
5. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 610с.
6. Быков Н.Н., Крылов Б.А., Мезин А.Ю. Анализ опубликованных данных по профильным потерям в плоских турбинных решетках // В сб.: Теоретические и экспериментальные исследования ВРД. – М.: МАИ, 1991. С.21-25.

7. Крылов Б.А., Моравский А.В. Экспериментальные исследования кольцевых сопловых решеток малой высоты // В сб.: Рабочие процессы в воздушно-реактивных двигателях. – М.: МАИ, 1985. С.21-26.
8. Крылов Б.А., Гусаров С.А. Оценка потерь в проточной части осевых микротурбин // В сб.: Газовая динамика в узлах и элементах ВРД. – М.: МАИ, 1992. С.51-56.
9. Гринкруг Л.С., Кириллов И.И., Куприянов О.Е., Рассохин В.А. Экспериментальное исследование газодинамических характеристик кольцевых решеток сопловых аппаратов с малыми углами выхода потока // Известия вузов. Авиационная техника. 1989, №4. – С.35-39.
10. Тихонов Н.Т., Пфайле Э.Э. Влияние эффективного угла сопловой решетки на экономичность осевой микротурбины с полным впуском // Известия вузов. Авиационная техника. 1989, №1. – С.111-113.
11. Пфайле Э.Э., Тихонов Н.Т. Влияние высоты лопаток соплового аппарата на экономичность осевых микротурбин с полным впуском // Известия вузов. Авиационная техника. 1990, №1. – С.103-106.
12. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1976. – 888с.
13. Крылов Б.А., Гусаров С.А. Газодинамические характеристики кольцевых сопловых решеток микротурбин // В сб.: Вопросы теории и рабочего процесса тепловых двигателей. Уфа, 1990.
14. Родин К.Г., Носов В.В. Газодинамические характеристики сопловых аппаратов парциальных сверхзвуковых турбин // Известия вузов. Энергетика. 1981, №1. - С.107-110.