

ПРИМЕНЕНИЕ ВАРИАЦИОННОГО ПРИНЦИПА МАКСИМУМА ПОТОКА МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ПОВЕРОЧНОГО РАСЧЕТА ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

А. Ф. Брехов

Практика создания и эксплуатации газотурбинных установок выдвигает необходимость разработки надежных методов поверочного расчета газовой турбины на произвольных (нерасчетных) режимах работы. Эти задачи сводятся к определению параметров в зазорах между решетками ступени турбины по заданной ее геометрии и параметрах перед ступенью. Немногочисленные существующие методы поверочного расчета газовой турбины содержат ряд принципиальных допущений, упрощающих действительную схему пространственного потока в машине. Так, например, М. Е. Дейч и Г. С. Самойлович [1] предполагают, что радиальная перестройка потока закачивается в рабочем колесе, и в осевых зазорах между решетками поток течет по соосным цилиндрическим поверхностям. Г. И. Предтеченский вместо действительного пространственного потока в межлопаточных каналах рассматривает плоский поток на среднем диаметре турбины.

В работе В. Н. Ершова [2] предлагается применение вариационного принципа максимума потока механической энергии через определяющее сечение, как критерия, отбирающего действительно реализующиеся (устойчивые) формы движения. Применение этого принципа дает возможность определить распределение осевых скоростей в осевом зазоре между решетками. В работе [2] приведено обоснование применения этого метода к расчету осевых турбомашин. Решение вариационной задачи для движения несжимаемой жидкости приводит к условию

$$\frac{\partial(Hc_a)}{\partial c_a} = -\lambda = \text{const} \quad (1)$$

для данного режима в определяющем сечении, где H — приращение механической энергии при протекании жидкости через определяющее сечение;

c_a — осевая скорость потока в этом сечении.

Определяющим сечением, которое сводится в осевом направлении к некоторой плоскости, следует считать рабочее колесо, где совершается основной энергообмен.

В случае осевой газовой турбины

$$H = L_u + L_{r_{\text{ок}}}, \quad (2)$$

где L_u — работа на окружности рабочего колеса,
 $L_{r_{\text{рк}}}$ — работа сил сопротивления.

Влияние стоявшего впереди соплового аппарата можно учесть, прибавляя в выражение (2) работу сил сопротивления в сопловом аппарате $L_{r\text{ca}}$.

Таким образом, выражение (2) приобретает вид:

$$H = L_u + L_{r\text{рк}} + L_{r\text{ca}}. \quad (3)$$

Целью проделанного расчета являлось выяснение возможности применения вариационного принципа максимума потока механической энергии для поверочного расчета осевой газовой турбины. Для упрощения расчета был сделан ряд допущений.

В расчете предполагалось, что углы α_1 и β_2 не меняются по режимам, т. е. не являются функцией c_a . Были приняты постоянными по режимам также коэффициенты скорости в сопловом аппарате φ и в рабочем колесе ψ . Расчет производили по некоторой средней осевой скорости в рабочем колесе, т. е. считалось, что

$$c_{1a} = c_{2a} = c_a.$$

Расчет и сравнение с опытными данными произведены для ступени осевой турбины ТВД. Для удобства расчета выражение (1) представим в безразмерных величинах и преобразуем:

$$\bar{\lambda} = -\frac{gk}{u_n^2} = \frac{gH}{u_n^2} + \frac{gc_a}{u_n^2} \frac{\partial H}{\partial c_a}. \quad (4)$$

Величины, входящие в H , находились следующим образом.

Работа на окружности рабочего колеса находилась по известной формуле:

$$L_u = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (5)$$

Преобразуя выражение (5), получаем:

$$\frac{gL_u}{u_n^2} = \bar{r} \bar{c}_a \left(\text{ctg} \alpha_1 - \frac{\bar{r}}{c_a} + \text{ctg} \beta_2 \right). \quad (6)$$

Работу сил сопротивления в рабочем колесе определяем по формуле:

$$L_{r\text{рк}} = \frac{\omega_2^2}{2g} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right),$$

или в преобразованном виде

$$\frac{gL_{r\text{рк}}}{u_n^2} = \frac{1}{2} \bar{c}_a^2 \text{cosec}^2 \beta_2 \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right). \quad (7)$$

Определяем работу сил сопротивления в сопловом аппарате:

$$L_{r\text{ca}} = \frac{c_1^2}{2g} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right),$$

или в преобразованном виде:

$$\frac{gL_{r\text{ca}}}{u_n^2} = \frac{1}{2} \bar{c}_a^2 \text{cosec}^2 \alpha_1 \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right). \quad (8)$$

Дифференцируя по c_a выражения (6), (7), (8) и подставляя результаты в выражение (4), получаем расчетную формулу для опре-

деления $\bar{\lambda}$.

$$\bar{\lambda} = \bar{r} \bar{c}_a \left[2(\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2) - \frac{\bar{r}}{\bar{c}_a} + \frac{\bar{c}_a}{\bar{r}} N \right], \quad (9)$$

где

$$N = \frac{3}{2} \left[\operatorname{cosec}^2 \alpha_1 \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) + \operatorname{cosec}^2 \beta_2 \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \right].$$

Исходными данными для расчета принят угол α_1 , значение которого взято из расчета соплового аппарата, и угол β_2 , значения кото-

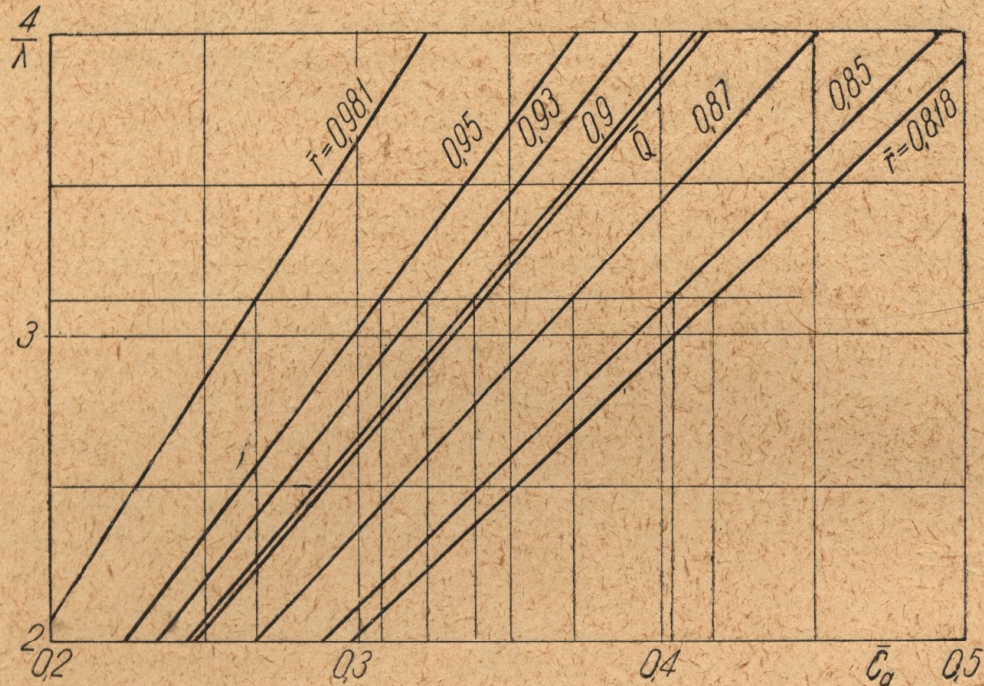


Рис. 1. График изменения функции $\lambda = f(c_a)$ для различных сечений по высоте лопатки.

рого для различных радиусов взяты из результатов опытного исследования данной ступени. Значения коэффициентов скорости $\varphi=0,965$ и $\psi=0,95 \div 0,97$ приняты для различных радиусов в зависимости от геометрии лопатки.

В результате расчета построен график $\bar{\lambda} = f(c_a)$, представленный на рис. 1. Расчет произведен для семи сечений по высоте лопатки. Проведя на графике $\bar{\lambda} = f(c_a)$ линии $\bar{\lambda} = \text{const}$, получим распределение осевых скоростей по радиусу на различных режимах. Получив зависимость расхода от $\bar{\lambda}$, можно определить распределение осевых скоростей по радиусу для любого нужного режима. На рис. 2, 3 и 4 представлены сравнения расчетного распределения \bar{c}_a по радиусу с результатами эксперимента. Следует отметить, что, несмотря на ряд существенных упрощений в расчете, теоретические кривые достаточно хорошо воспроизводят действительное (опытное) распределение осевых скоростей по радиусу. На графиках введено обозначение:

$\bar{c}_{a \text{ ср}}$ — значение \bar{c}_a на среднем радиусе, т. е. при $\bar{r} = 0,9$;

$$\bar{Q} = \frac{Q}{F_k U_n}, \quad \text{где } Q \text{ — объемный расход газа.}$$

Анализируя результаты проведенного расчета, можно сделать следующие выводы.

1. Подтверждена целесообразность применения вариационного принципа максимума потока механической энергии через определяющее сечение для поверочного расчета осевой газовой турбины.

2. Применение этого принципа дает возможность определить характер изменения осевых скоростей в зазорах между решетками.

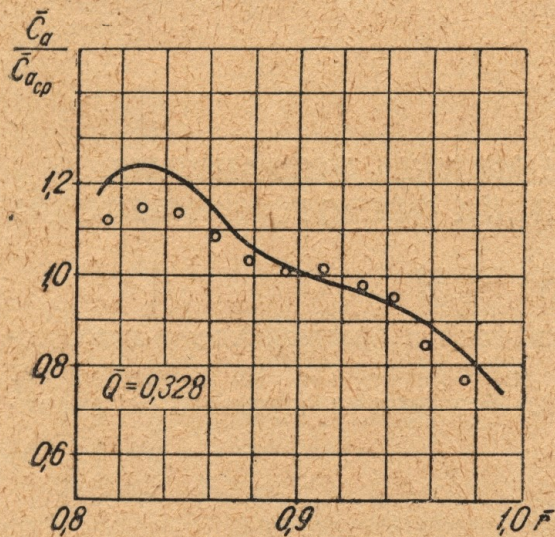


Рис. 2. Сравнение расчетного и опытного распределения осевой скорости по высоте лопатки.

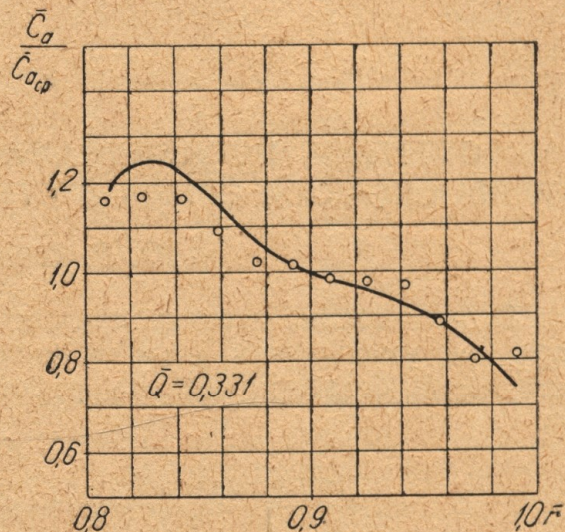


Рис. 3. Сравнение расчетного и опытного распределения осевой скорости по высоте лопатки.

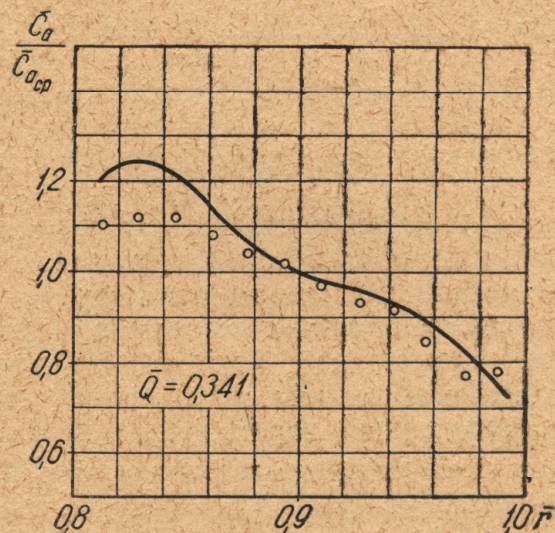


Рис. 4. Сравнение расчетного и опытного распределения осевой скорости по высоте лопатки.

3. Для построения методики поверочного расчета приведенная схема расчета требует уточнений и доработок.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. Е. Дейч, Г. С. Самойлович. Основы аэродинамики осевых турбомашин, Машгиз, М., 1959.

2. В. Н. Ершов. Вариационный принцип максимума потока механической энергии и его приложение к расчету осевых турбомашин, ИВУЗ МВО СССР, «Авиационная техника», 1959, № 1.