

## РАСЧЕТ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ЗА СЧЕТ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ПРОФИЛЯ ЛОПАТОК ТУРБИН

Канд. техн. наук СПАГАР И. Н.

Белорусский национальный технический университет

В турбинных ступенях различают сопловые и рабочие решетки, которые образуются неподвижными и подвижными лопатками соответственно. От их профиля и геометрических характеристик сильно зависит КПД ступени и в целом КПД турбины.

Потери энергии пара зависят от геометрической формы канала между соседними лопатками, которые определяются формой профиля лопатки. Поэтому основной геометрической характеристикой решетки следует считать тип и форму профиля в решетке.

Наряду с абсолютными геометрическими характеристиками применяют газодинамические характеристики решеток, которые необходимы как для теплового расчета, так и для расчета эффективности использования. Их значения можно определить теоретически и экспериментально.

К основным газодинамическим характеристикам относится коэффициент расхода.

Коэффициент потерь энергии решетки определяется [1]:

$$\xi_c = \frac{H_{ci}}{\overline{h_0} - \overline{h_{1t}}} = \frac{\overline{h_0} - h_1}{H_c}; \quad (1)$$

$$\xi_p = \frac{H_{pi}}{\overline{h_{1w}} - \overline{h_{2t}}} = \frac{\overline{h_{1w}} - h_2}{H_p}; \quad (2)$$

где  $\xi_c$ ,  $\xi_p$  – коэффициент потерь энергии сопловой и рабочей решеток;  $H_{ci}$ ,  $H_{pi}$  – действительный теплоперепад на сопловую и рабочую решетки, кДж/кг;  $H_c$ ,  $H_p$  – адиабатический теплоперепад на сопловую и рабочую решетки, кДж/кг;  $\overline{h_0}$ ,  $\overline{h_{1w}}$  – энтальпия пара на входе в сопловую и рабочую решетки по параметрам

торможения ( $p_0$ ,  $V_0$ ,  $p_1$ ,  $V_1$ ), кДж/кг (*is*-диаграмма);  $p_0$ ,  $p_1$  – давление пара на входе в сопловую и рабочую решетки соответственно, бар;  $V_0$ ,  $V_1$  – действительные удельные объемы пара на входе в сопловую и рабочую решетки, м<sup>3</sup>/кг;  $h_{1t}$ ,  $h_{2t}$  – энтальпия пара на выходе из сопловой и рабочей решеток по адиабатическому теплоперепаду, кДж/кг (*is*-диаграмма);  $h_1$ ,  $h_2$  – действительная энтальпия пара на выходе из сопловой и рабочей решеток, кДж/кг (*is*-диаграмма).

- Потери энергии в сопловой решетке

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t}, \text{ кДж/кг.} \quad (3)$$

- Потери энергии в рабочей решетке

$$\Delta H_p = h_2 - h_{2t}, \text{ кДж/кг.} \quad (4)$$

Эффект по снижению расхода топлива за счет усовершенствования профиля лопатки можно определить следующим образом.

Физический смысл усовершенствования профиля лопатки (сопловой или рабочей) заключается в снижении потерь энергии в решетках  $\Delta H_c$ ,  $\Delta H_p$  и повышении пропускной способности сопловых и рабочих решеток, т. е. увеличении коэффициента расхода решетки, который определяется:

- для сопловой решетки

$$\varphi = \frac{G_d^c}{G_t^c} = \frac{F_1 W_1}{V_1} / \frac{F_1 C_{1t}}{V_{1t}} = \frac{W_1 V_{1t}}{C_{1t} V_1}, \quad (5)$$

где  $G_d^c$ ,  $G_t^c$  – расход пара через сопловую решетку, действительный и теоретический, кг/с;  $F_1$  – площадь сопловой решетки,  $F_1 = l_1 O_1 Z_1$ , м<sup>2</sup>;  $l_1$  – высота сопловой лопатки, м;  $O_1$  – горло решетки сопловой (минимальный размер канала), м;  $Z_1$  – число сопловых каналов;  $W_1$ ,  $C_{1t}$  –

действительная и теоретическая скорость выхода из сопловой решетки, м/с [1]:

$$C_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + C_0^2}, \text{ м/с};$$

$$W_1 = \frac{C_{1t} \cos \alpha_1 - u}{\cos \beta_1}, \text{ м/с},$$

где  $C_0$  – скорость на входе в сопловую решетку, м/с;  $\alpha_1$  – теоретический угол выхода из сопел, град;  $\beta_1$  – действительный угол выхода из сопел, град;  $u$  – окружная скорость  $u = \pi d n$ , м/с;  $d$  – средний диаметр, м;  $n$  – частота, с<sup>-1</sup>;  $V_1, V_{1t}$  – действительный и теоретический удельные объемы на выходе из сопловой решетки, м<sup>3</sup>/кг (*is*-диаграмма);

• для рабочей решетки

$$\psi = \frac{G_d^p}{G_r^p} = \frac{C_2 V_{2t}}{W_{2t} V_2}, \quad (6)$$

где  $G_d^p, G_r^p$  – расход пара через рабочую решетку, действительный и теоретический, кг/с;  $W_{2t}, C_2$  – действительная и теоретическая скорость выхода из рабочей решетки, м/с [1],

$$W_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + W_1^2}, \text{ м/с};$$

$$C_2 = \frac{W_1 \cos \beta_1 + W_{2t} \cos \beta_2 - C_1 \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}, \text{ м/с}.$$

Здесь  $\alpha_2$  – действительный угол выхода из рабочих лопаток, град;  $\beta_2$  – теоретический угол выхода из рабочих лопаток, град;  $V_2, V_{2t}$  – действительный и теоретический удельные объемы на выходе из рабочей решетки, м<sup>3</sup>/кг.

Относительный КПД ступени до модернизации [2]

$$\eta_{0i} = \frac{(1 + \psi) 2\psi^2 \varphi^2}{(1 + \psi)^2 + \text{tg}^2 \beta_2}. \quad (7)$$

Относительный КПД ступени после модернизации

$$\eta_{0i}' = \frac{(1 + \psi') 2\psi'^2 \varphi'^2}{(1 + \psi')^2 + \text{tg}^2 \beta_2}, \quad (8)$$

где  $\varphi, \psi, \varphi', \psi'$  – соответственно коэффициенты расходов сопловых и рабочих решеток до и после их замены.

Коэффициенты расхода сопловых и рабочих решеток на практике определяются экспериментальным путем в лабораторных условиях завода-изготовителя. Поэтому для расчета экономической эффективности при замене профилей лопаток коэффициенты расхода рассчитываются по атласу профилей сопловых и рабочих лопаток [2].

Увеличение относительного внутреннего КПД

$$\Delta \eta_{0i} = \eta_{0i}' - \eta_{0i}, \quad (9)$$

где  $\eta_{0i}', \eta_{0i}$  – относительный внутренний КПД после и до модернизации соответственно.

Удельная экономия после усовершенствования профиля лопаток определится

$$\Delta b_{33} = \frac{0,123 \Delta \eta_{0i}}{\eta_3 \eta_3'}, \frac{\text{кг у.т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}, \quad (10)$$

где  $\eta_3, \eta_3'$  – абсолютный электрический КПД ступени до и после модернизации:

$$\eta_3 = \eta_t \eta_{0i} \eta_m \eta_r; \quad (11)$$

$$\eta_3' = \eta_t (\eta_{0i} + \Delta \eta_{0i}) \eta_m \eta_r, \quad (12)$$

где  $\eta_t = \frac{h_0 - h_k^{\text{ад}}}{h_0 - h_k'}$  – абсолютный идеальный

КПД турбины;  $\eta_m$  – механический КПД (ориентировочно можно принять);  $\eta_r$  – КПД генератора;  $h_k^{\text{ад}}, h_k'$  – энтальпия пара на выходе из турбины по адиабате и его конденсата.

Годовая экономия топлива

$$\Delta B = \Delta b \tau \cdot 10^{-3}, \text{ т у. т.}, \quad (13)$$

где  $\tau$  – число часов работы турбины в году, ч.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Паровые и газовые турбины / М. А. Трубилов, Г. В. Арсеньев, В. В. Фролов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.
2. Дейч М. Е., Филиппов Г. А., Лазарев Л. Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.