

УДК 621.165

А.В. Лагереv, д.т.н., проф.

Брянский государственный технический университет

**ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА СНИЖЕНИЯ
МОЩНОСТИ ВЛАЖНОПАРОВЫХ СТУПЕНЕЙ
ТУРБОМАШИН ПРИ ЭРОЗИОННОМ ИЗНОСЕ**

Предложен вероятностный метод приближенной расчетной оценки снижения показателей экономичности влажнопаровых ступеней турбомашин с течением времени эксплуатации в условиях каплеударного эрозионного повреждения их лопаточного аппарата.

Введение. Эрозионный износ поверхности направляющего и рабочего лопаточного аппарата является основной причиной наблюдаемого в процессе эксплуатации снижения показателей экономичности и надежности отдельных влажнопаровых турбинных ступеней и отражается на соответствующих показателях работы паротурбинной установки в целом. По данным [1], [2], из-за каплеударной эрозии поверхности входных кромок рабочих лопаток в стадии развитого износа коэффициент полезного действия последней ступени части низкого давления мощной паровой турбины может снижаться на 5,0...6,5 %.

Основная часть. Снижение мощности ступени за τ часов ее эксплуатации $\Delta N_{\sigma}(\tau)$ можно выразить зависимостью, учитывающей изменение коэффициентов потерь только на той части высоты сопловых и рабочих лопаток, в пределах которой к моменту времени τ располагаются зоны эрозионного износа:

$$\begin{aligned} \Delta N_{\sigma}(\tau) &= \sum_{i=1}^{i=z_1} \Delta n_{\sigma i 1} + \sum_{i=1}^{i=z_2} \Delta n_{\sigma i 2} + [\Delta H_y(\tau) - \Delta H_y(0)] G = \\ &= \left(\frac{\bar{h}_0 - h_{1t}}{z_1} \sum_{i=1}^{i=z_1} \left\langle l_{\sigma i 1}^{-1} \int_{h_1 - l_{\sigma i 1}}^{l_i} \{ [\zeta_{mp1}(\tau) - \zeta_{mp1}(0)] + [\zeta_{kp1}(\tau) - \zeta_{kp1}(0)] + [\zeta_{e1}(\tau) - \zeta_{e1}(0)] \} dl + \right. \right. \\ &+ \left. \left. [\bar{\zeta}_{k1}(\tau) - \bar{\zeta}_{k1}(0)] \right\rangle + \frac{\bar{h}_{1w} - h_{2t}}{z_2} \sum_{i=1}^{i=z_2} \left\langle l_{\sigma i 2}^{-1} \int_{l_2 - l_{\sigma i 2}}^{l_2} \{ [\zeta_{mp2}(\tau) - \zeta_{mp2}(0)] + [\zeta_{kp2}(\tau) - \zeta_{kp2}(0)] + \right. \right. \\ &+ \left. \left. [\zeta_{e2}(\tau) - \zeta_{e2}(0)] \right\rangle dl + \left. \left. [\bar{\zeta}_{k2}(\tau) - \bar{\zeta}_{k2}(0)] \right\rangle + [\bar{\zeta}_{y1}(\tau) - \zeta_{y1}(0)] (\bar{h}_0 - h_{1t}) + \right. \\ &+ \left. \left. [\bar{\zeta}_{y2}(\tau) - \zeta_{y2}(0)] (\bar{h}_{1w} - h_{2t}) \right\rangle G, \end{aligned} \tag{1}$$

где z – число лопаток ступени; l – длина лопатки; $l_{\sigma i}$ – длина зоны

эрозии i -й лопатки; ζ_{mp} , ζ_{kp} , ζ_e , ζ_k , ζ_y – коэффициенты потерь энергии на трение, кромочные, волновые, концевые, от утечек соответственно; ΔH_y – потеря из-за утечек пара; G – расход пара; \bar{h}_0 , \bar{h}_{1w} – энтальпии полного торможения перед ступенью и перед рабочим колесом (в относительном движении); h_{1t} , h_{2t} – энтальпии в потоке за сопловой и рабочей решетками при изоэнтропийном течении; (индекс «1» относится к сопловым лопаткам, «2» – к рабочим).

Удельные вклады отдельных направляющих $\Delta n_{эi1}$ и рабочих $\Delta n_{эi2}$ лопаток в общее снижение мощности эродирующей турбинной ступени ΔN_s имеют случайный разброс, так как являются функциями от случайных величин – длин зон эрозии и коэффициентов потерь, отражающих случайную неоднородность шероховатости изношенной поверхности лопаток.

Приближенная вероятностная оценка снижения мощности эродирующей ступени основана на выраженном в зависимости (1) факте прямой пропорциональной зависимости между $\Delta n_{эi}$ и $I_{эi}$. Можно предложить приближенное степенное соотношение между названными параметрами для i -й лопатки:

$$\Delta n_{эi}(\tau) = b_1 + b_2 [I_{эi}(\tau) - I_0]^m. \quad (2)$$

Коэффициент b_2 , определяющий количественные параметры процесса снижения мощности, зависит от конструкции влажнопаровой турбинной ступени, способов упрочнения поверхности лопаток и режима эксплуатации турбины. Показатель m , характеризующий процесс во времени от перечисленного не зависит или зависит в малой степени. Это обусловлено тем, что характер процесса изменения мощности определяется формой кинетической кривой длины зоны эрозии i -й лопатки, которая, вне зависимости от названных факторов, с достаточной для практических расчетов точностью может быть аппроксимирована одной и той же по форме функцией – кусочно-линейной во времени функцией вида (рис. 1):

$$I_{эi} = \begin{cases} 0, & \tau \leq (\tau_u)_i; \\ |L_0| \left[\tau / (\tau_u)_i - 1 \right], & (\tau_u)_i < \tau \leq (\tau_n)_i; \\ L_{1i} + (dl_s / d\tau)_i \tau, & \tau > (\tau_n)_i, \end{cases} \quad (3)$$

где L_0, L_1 – эмпирические коэффициенты аппроксимации; τ_u – продолжительность инкубационного периода эрозии; τ_n – момент времени перегиба кинетической кривой эрозии.

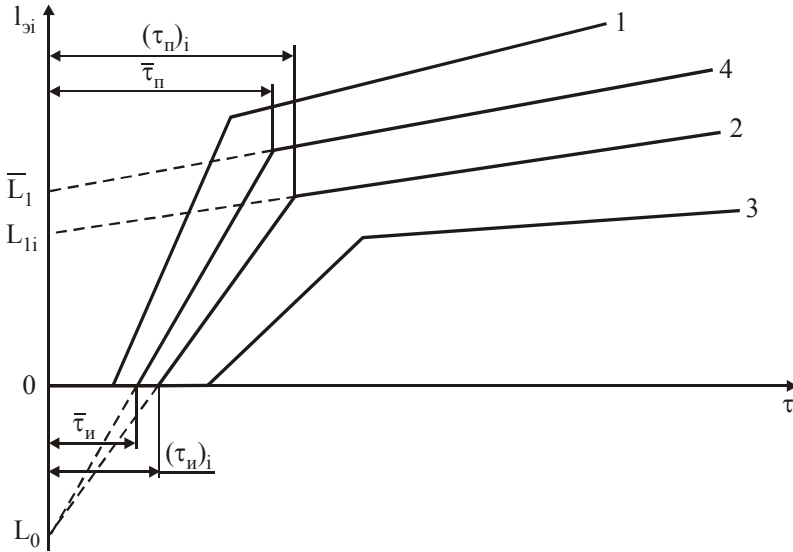


Рис. 1. Схематизированные кинетические кривые длины зон эрозии на поверхности входных кромок лопаток турбинной ступени:
 1...3 – кривые отдельных лопаток;
 4 – осредненная кривая

Коэффициенты b_i и l_0 определяются из условия обеспечения неразрывности функции $\Delta\eta_{эi}(\tau)$ в точках перегиба кинетической кривой роста длины зоны эрозии i -й лопатки $l_{эi}$.

В [1] на примере последней ступени конденсационной турбины мощностью 300 МВт выполнено построение временной зависимости для определения уменьшения коэффициента полезного действия эродирующей влажнопаровой турбинной ступени $\Delta\eta_3$. Приведенные результаты расчета $\Delta\eta_3$ и ΔN_3 могут быть аппроксимированы функцией

$$\Delta N_3 = \begin{cases} 0, \tau \leq \tau_0 = 1 \text{ (год)}; \\ c_1 N_i (\tau - \tau_0)^2, \tau_0 < \tau \leq \tau_1 = 2...2,5 \text{ (года)}; \\ N_i [c_1 (\tau_1 - \tau_0)^2 + c_2 (\tau - \tau_1)^2], \tau > \tau_1, \end{cases} \quad (4)$$

где $c_1 = 0,005 \text{ год}^{-2} \approx (10 \dots 14) \cdot 10^{-11} \text{ час}^{-2}$; $c_2 = 0,002 \text{ год}^{-2} \approx (4 \dots 5,5) \cdot 10^{-11} \text{ час}^{-2}$ – коэффициенты аппроксимации; N_i – внутренняя мощность ступени.

Форма и количественные особенности зависимости (4) подтверждают справедливость соотношения (2). Зависимость (4) также является степенной функцией, причем сопоставление (2) и (4) позволяет принять коэффициент $m = 2$. Подтверждается также и прямая пропорциональная зависимость между длиной зоны эрозии $l_{эi}$ и вкладом отдельных лопаток $\Delta n_{эi}$ в снижение мощности ступени ΔN_s :

1) зависимость (4) имеет две выраженные ветви, лежащие примерно в тех же временных интервалах ($\tau_0 \approx 1 \text{ год} < \tau \leq \tau_1 \approx 2 \dots 2,5 \text{ год}$ и $\tau > \tau_1$), что и ветви кинетических кривых $l_{эi}$;

2) коэффициент $c_1 > c_2$, т. е. в периоде наибольшей скорости роста длины зоны эрозии наблюдается наибольшая скорость падения мощности ступени.

Для других влажнопаровых турбин возможным путем оценки профильных потерь эродированных лопаток и построение зависимости типа (4) являются результаты испытаний плоских решеток профилей, моделирующих изношенные участки лопаток. В настоящее время объем подобных данных ограничен. Имеются результаты испытаний применительно к рабочим лопаткам последней ступени турбины мощностью 300 МВт [1], 15-й ступени судовой турбины атомного ледокола «Ленин» [3], последней ступени турбины мощностью 200 МВт со стеллитовой защитой и без нее [4]. Имитация эрозионного износа осуществлялась использованием изношенных концов натуральных лопаток после наработки 40...60 тыс. ч. Это в наибольшей степени позволяет получать адекватные результаты, причем в качестве объекта испытаний целесообразно использовать лишь те участки лопаток длиной $\Delta l_{ист}$, на которых шероховатость превышает предельное значение

$$Rz_{пр} = 15\nu / (\tau_{Тр} / \rho)^{0,5},$$

где ν , ρ – вязкость и плотность пара; $\tau_{Тр}$ – касательные напряжения парового потока на поверхности лопатки.

Расчетная оценка возможного снижения коэффициента полезного действия натурной турбинной ступени $\Delta \eta_s$ по определенным в процессе эксперимента коэффициентам профильных потерь исходных $\xi_{пр}^0$ и эродированных $\xi_{пр}^э$ лопаток выполняется в случае испытаний

сопловых лопаток по зависимости

$$\Delta \eta_s = \frac{\Delta l_{уст} \left(\frac{\xi_{np}^s}{\xi_{np}^0} / \frac{\xi_{np}^0}{\xi_{np}^0} - 1 \right) \xi_{np}^0 (\bar{h}_0 - h_{1t})}{\eta_{0i} l_1 (\bar{H}_0 - \chi_{ec} C_2^2 / 2)}, \quad (5)$$

а в случае испытаний рабочих лопаток –

$$\Delta \eta_s = \frac{\Delta l_{уст} \left(\frac{\xi_{np}^s}{\xi_{np}^0} / \frac{\xi_{np}^0}{\xi_{np}^0} - 1 \right) \xi_{np}^0 (\bar{h}_{1w} - h_{2t})}{\eta_{0i} l_2 (\bar{H}_0 - \chi_{ec} C_2^2 / 2)}, \quad (6)$$

где η_{0i} – относительный внутренний коэффициент полезного действия ступени; \bar{H}_0 – располагаемый теплоперепад ступени; χ_{ec} – коэффициент потерь энергии с выходной скоростью; C_2 – абсолютная скорость пара за ступенью.

Построение зависимости типа (4) базируется на определении временной зависимости $\Delta \eta_s(\tau)$ согласно соотношения (5) или (6) и ее аппроксимации с нахождением количественных значений коэффициентов c_1 , c_2 и характерных моментов времени τ_0 , τ_1 .

Зависимость (4) дает детерминистскую оценку ΔN_s , так как при вычислении коэффициентов аппроксимации конкретной турбинной ступени различия во вкладах отдельных сопловых и рабочих лопаток не учитываются. Поэтому, выразив для обеих ветвей кинетической кривой $l_{si} = \bar{l}_s$ время τ из уравнения (3) и поочередно подставив в (4), получим соотношение для определения среднего вклада одной сопловой или рабочей лопатки в падение мощности ступени:

$$\bar{\Delta n}_s(\tau) = \begin{cases} 0, & \tau \leq \bar{\tau}_u, \\ b_1 + b_2 \left[\left(\frac{\bar{L}_0}{\bar{\tau}_u} / \bar{\tau}_u \right) (\tau - \tau_u) - l_0 \right]^m, & \bar{\tau}_u < \tau \leq \bar{\tau}_n; \\ b_1 + b_2 \left[\bar{L}_1 + \tau (\bar{d}_s / d\tau) - l_0 \right]^m, & \tau > \bar{\tau}_n. \end{cases} \quad (7)$$

Сравнение структуры выражений (4) и (7) с учетом соотношения $\Delta \bar{N}_s = z_1 \Delta \bar{n}_{s1} + z_2 \Delta \bar{n}_{s2}$ позволяет установить функциональную связь коэффициентов c_1 и c_2 с коэффициентами приближенной аппроксимации в зависимости (2). Для временного интервала эксплуатации паровой турбины $\tau_0 = \bar{\tau}_u \leq \tau \leq \tau_1 = \bar{\tau}_n$:

$$b_1 = 0; \quad b_2 = c_1 N_i \left(\frac{\bar{\tau}_u}{\bar{L}_0} \right)^2 / z; \quad l_0 = 0.$$

Для интервала эксплуатации $\tau > \tau_1 = \bar{\tau}_n$:

$$b_1 = c_1 N_i (\tau_1 - \tau_0)^2 / z ;$$

$$b_2 = c_2 N_i (\overline{dl}_s / d\tau)^{-2} / z ;$$

$$l_0 = \bar{L}_1 + \bar{\tau}_n (\overline{dl}_s / d\tau).$$

Зависимости справедливы для сопловых лопаток при $z = z_1$ и рабочих – при $z = z_2$.

Количественные значения данных коэффициентов отражают особенности конструкции проточной части турбинной ступени, противоэрозионной защиты профильных поверхностей лопаточного аппарата и режима работы турбины. Это иллюстрируют приведенные в таблице их величины, рассчитанные по данным эрозии рабочих лопаток различных влажнопаровых турбин.

Вклад i -й лопатки, имеющей в момент времени τ длину зоны эрозии случайной величины l_{3i} , может быть найден, исходя из соотношения (2) как пропорциональный отклонению l_{3i} от средней длины зоны эрозии лопаток ступени \bar{l}_s :

$$\Delta n_{3i} = \overline{\Delta n}_s (l_{3i} / \bar{l}_s)^2.$$

Снижение мощности турбинной ступени в целом является случайной величиной, так как определяется суммированием случайных величин Δn_{3i} :

$$\Delta N_s = \frac{1}{z_1} \sum_{i=1}^{i=z_1} (z_1 \Delta n_{3i1}) + \frac{1}{z_2} \sum_{i=1}^{i=z_2} (z_2 \Delta n_{3i2}).$$

Согласно центральной предельной теореме А.М. Ляпунова, применительно к ступеням турбин, для которых всегда $z_1 \gg 10$ и $z_2 \gg 10$, плотности вероятности снижения мощности ΔN_s и снижения коэффициента полезного действия $\Delta \eta_s$ эродирующей турбинной ступени выражаются соотношениями:

$$p(\Delta N_s) = \frac{1}{[2\pi (S_{N1}^2 + S_{N2}^2)]^{0.5}} \exp \left\{ - \frac{(\Delta N_s - \Delta \bar{N}_{s1} - \Delta \bar{N}_{s2})^2}{2(S_{N1}^2 + S_{N2}^2)} \right\};$$

$$p(\Delta \eta_s) = \frac{N_i}{(2\pi)^{0.5} \eta_{0i} S_N} \exp \left\{ - \frac{\left(\frac{\Delta \eta_s}{\eta_{0i}} N_i - \Delta \bar{N}_s \right)^2}{2S_N^2} \right\},$$

где $\Delta\bar{N}_{з1}$, S_{N1} , $\Delta\bar{N}_{з2}$, S_{N2} – средние значения и стандартные отклонения вкладов в снижение мощности ступени из-за эрозии сопловых и рабочих лопаток.

На рис. 2 представлены зависимости характеристик распределения снижения $\Delta\eta_3$ влажнопаровых ступеней от времени эксплуатации нескольких паровых турбин, построенные по данным таблицы. Расчет показывает возможное снижение мощности ступени вследствие эрозии после 50 тыс. ч эксплуатации на 9...16 % от исходной и уменьшение относительного коэффициента полезного действия на 5...9 %. Это соответствует экспериментальным данным для модельных и натуральных турбин после нескольких десятков тысяч часов эксплуатации [1], [4]. По мере роста $\Delta\bar{N}_3$ возрастает и абсолютная величина случайного разброса $\Delta N_{зi}$. Однако относительное значение разброса, характеризующее коэффициентом вариации $v_N = S_N / \Delta\bar{N}_3$, невелико – 2...2,6 %, хотя разброс вкладов $\Delta\eta_{3,i}$ отдельных рабочих лопаток внутри ступени значительно выше – $v_N = S_N / \Delta\bar{\eta}_3 = 14...16$ %. Это объясняется сравнительно большим числом рабочих лопаток в исследуемой ступени судовой турбины – $z_2 = 88$. Так при уменьшении их числа до 60 (в 1,4 раза) разброс увеличивается до $v_N = 3,5...4,3$ % (в 1,7 раза). Таким образом, увеличение в ступени числа рабочих и сопловых лопаток уменьшает случайный разброс параметров экономичности.

Таблица

Коэффициенты аппроксимации в зависимости (4) для различных влажнопаровых турбинных ступеней (номинальный режим)

Номер турбинной ступени, тип защиты рабочих лопаток	Величины коэффициентов аппроксимации			
	$b_2, 10^{-3}, \text{кг/с}$		$b_1, \text{Вт}$	$l_0, \text{м}$
	$\tau_0 \leq \tau \leq \tau_1$	$\tau > \tau_1$		
15 ступень атомного ледокола, покрытие сплавом колманой	53,5	59100	85,6	0,04
15 ступень атомного ледокола, покрытие сплавом КБХ	54,9	3500	34,3	0,025
15 ступень атомного ледокола, закалка ТВЧ	3,1	19800	4,9	0,04
15 ступень атомного ледокола,	4,0...10,5	5600...9240	9,5...12,9	0,035...0,049

хромовое покрытие				
19 ступень ПТ-25/30-90/14 КТЗ	0,47	1400	15,2	0,18
4 ступень низкого давленияК-100-240 ЛМЗ	0,18...0,20	1470...2000	61,1	0,55...0,58
5 ступень низкого давленияК-300-240 ЛМЗ	0,62...0,67	5500	167,8	0,50...0,52

Как следует из анализа кривых 1...4 (рис. 2), тип противозерозионной защиты лопаток существенно влияет на изменение показателей экономичности эродирующих ступеней. Наблюдается соответствие между относительным положением типов покрытий в ряду по длинам зон эрозии и по величинам снижения $\Delta\eta_3$. Однако эта связь неоднозначная. Имеется инверсия положения покрытий в ряду по $\Delta\eta_3$. С течением времени (после ~55 тыс. ч работы на номинальном режиме) при упрочнении кромок рабочих лопаток напылением сплава колманой снижение коэффициента полезного действия ступени происходит более интенсивно, чем при покрытии сплавом КБХ или хромом.

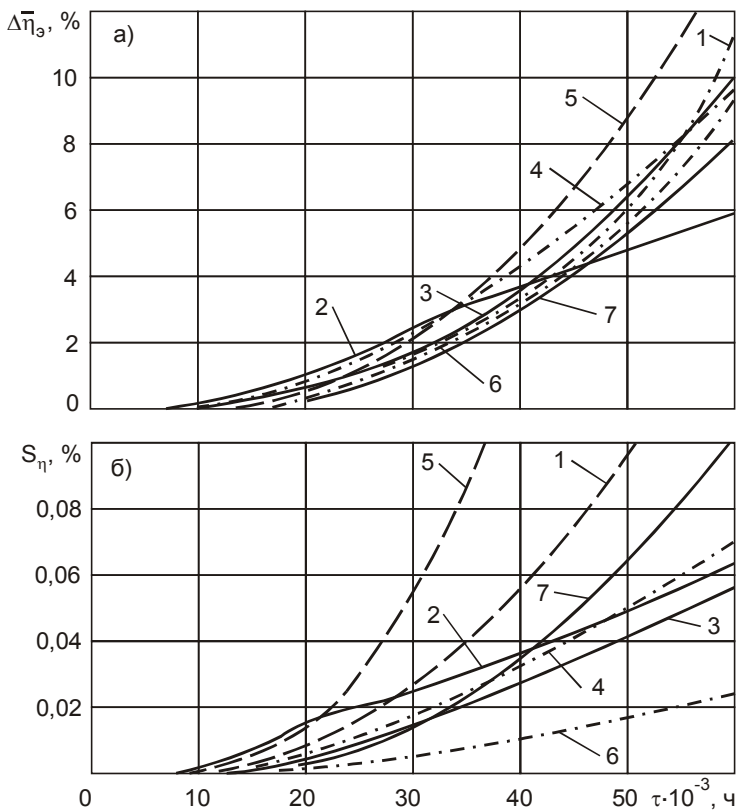


Рис. 2. Изменение во времени характеристик снижения коэффициента полезного действия эродирующих турбинных ступеней (номер кривой соответствует номеру ступени в таблице): а – среднее значение; б – стандартное отклонение

Форма кривых изменения во времени средних значений и стандартных отклонений показателей экономичности качественно совпадает. Однако, как следует из сравнения кривых 6 и 7 (рис. 2), количественное соответствие кривых $\Delta\bar{\eta}_3$ не гарантирует соответствие и кривых S_{η} , так как стандартные отклонения в значительной степени определяются случайным разбросом размеров зон эрозии рабочих лопаток. Для представленных типов защиты лопаток одной и той же ступени судовой турбины характерно сравнительно небольшое различие в величинах $\Delta\bar{\eta}_3$. Причина – близкие для этих покрытий показатели

эрозии вблизи периферийных сечений лопаток, имеющих наибольший износ и вносящих основной вклад в формирование $\Delta\eta_3$.

Вывод. Предложенный метод расчета снижения мощности эродирующих ступеней удобен для использования на этапе проектирования влажнопаровых турбин с целью приближенной оценки возможного негативного воздействия эрозионных процессов на показатели их экономичности.

ЛИТЕРАТУРА:

1. О влиянии эрозионного уноса металла лопаток на экономичность паровых турбин / А.В. Гаркуша и др. // Энерг. машиностроение (Харьков). – 1977. – С. 127–133.
2. *Лагерев А.В.* Вероятностная теория механической эрозии. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 343 с.
3. Влияние эрозионного износа входной кромки рабочих лопаток ступеней осевых турбин на профильные потери / И.П. Фадеев и др. // Изв. вузов. Энергетика. – 1982. – № 1. – С. 109–111.
4. *Krzyzanowski J., Sprengel Z.* The Influence of Erosion Onto Profile Losses and Steam Turbine Stage Efficiency Determination // Turbomachinery Performance. – 1986. – Vol. 37.

ЛАГЕРЕВ Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, ректор Брянского государственного технического университета.

Научные интересы:

– долговечность и надежность турбомашин.

Адрес: 241035, Россия, Брянск, бульвар им. 50-летия Октября, 7.

Тел.: +7 (0832) 56-09-05.

Факс: +7 (0832) 56-29-39.

Подано 26.08.2005