

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, Харьков;
А.Э. КОВАЛЬСКИЙ, д-р техн. наук; ИПМаш НАНУ, Харьков

КАПЛЕУДАРНАЯ ЭРОЗИЯ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И МЕТОДЫ ЗАЩИТЫ

Представлена проблема создания математических моделей эрозии лопаточных аппаратов влажнопаровых турбин, подвергаемых воздействию высокоскоростных капельных потоков. Рассмотрены пути создания современных способов ослабления влияния влаги на эрозионные процессы в проточной части.

Подано проблему створення математичних моделей ерозії лопаткових апаратів вологопарових турбін, що підпадають під дію високошвидкісних крапельних потоків. Розглянуто шляхи створення сучасних засобів послаблення впливу вологи на ерозійні процеси в проточній частині.

The problem of creation of mathematical models of erosion of the moist-steam turbine blades exposed to influence of high-speed drop streams is presented. The ways of creation of modern methods of weakening of influence of moisture erosive processes in running part are considered on.

Состояние проблемы

Наличие жидкой фазы в рабочем теле паровых турбин вызывает дополнительные потери энергии в ступенях и эрозионный износ элементов проточной части. Различная плотность компонентов рабочей среды приводит к существенному рассогласованию скоростей жидкой и паровой фаз и как следствие, к сложной картине движения многих капельных потоков, приводящий в отдельных случаях к резкой концентрации крупнодисперсной влаги в различных местах проточной части.

Большое влияние на указанные явления оказывает также конструктивное оформление последних влажнопаровых ступеней части низкого давления.

Предметом рассмотрения в настоящей работе является один из аспектов сформулированной проблемы, а именно, эрозионный износ лопаточных аппаратов.

Научный интерес к изучению рабочих процессов во влажно-паровых ступенях не ослабевает, поскольку разработанные теории возникновения, трансформации и взаимодействия капельной влаги с элементами проточной части пока не дают удовлетворительных объяснений многим физическим эффектам, связанным с присутствием в паровом потоке капельной влаги различной дисперсности.



Рис. 1. Эрозионный износ рабочих лопаток турбины К-300-240 (наработка 35000 часов)

По-прежнему наблюдаются случаи серьезных повреждений рабочих лопаток последних ступеней, обусловленные возникновением в проточной части крупнодисперсной эрозионно-опасной капельной влаги (рис. 1).

Таким образом, теоретическое и экспериментальное изучение закономерностей эрозионного износа рабочих лопаток последних ступеней является актуальным и направлено на решение важной задачи стационарной энергетики – увеличение ресурса

паровых турбин для ТЭС и АЭС.

Эффективность разработанных к настоящему времени способов противоэрозионной защиты ступеней, в основном, определяется накопленным той или иной фирмой собственным опытом осуществления противоэрозионных мероприятий, а не достигнутым уровнем результатов по изучению сложных закономерностей процесса каплеударной эрозии.

Проблему эрозионного износа лопаточных аппаратов влажнопаровых турбин в целом можно разбить на два взаимосвязанных направления:

- создание надежного метода прогнозирования интенсивности эрозионного износа лопаточных аппаратов влажнопаровых турбин;
- разработка на этой основе эффективных противоэрозионных мероприятий.

Рассмотрим сначала более подробно первую задачу.

Математические модели эрозии первого поколения

В основе математических моделей эрозии первого поколения лежит принятая в том или ином виде функциональная зависимость между коэффициентом эрозионной опасности E в проточной части и выбранными параметрами ступени (геометрическими, режимными), подвергающейся воздействию эрозионной среды.

Эти модели можно представить следующей обобщенной зависимостью

$$E = a_1^{b_1} \cdot a_2^{b_2} \cdot a_3^{b_3} \cdots a_n^{b_n}, \quad (1)$$

где $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ – сомножители, представляющие собой некоторые параметры влажно-паровой турбинной ступени; $b_1, b_2, b_3, \dots, b_n$ – эмпирические коэффициенты.

Оценка эрозионной опасности, которая возникает во влажно-паровой ступени с учетом ее режимных и геометрических характеристик, выполняется по критерию в виде

$$E < E_{кр}, \quad (2)$$

где критическая величина коэффициента эрозионной опасности $E_{кр}$ варьируется от одной модели эрозии к другой.

К математическим моделям эрозии первого поколения можно отнести модели МЭИ [1], фирм «Хитачи» [2], «ALSTHOM» [2], «KWU» [3], «ABB» [4] и др.

Близкими по принципу построения к указанным моделям являются модели эрозии таких фирм как «GEC Power Engineering Ltd» & «Mechanical Engineering Laboratory» (Whetstone, USA) [5], «WESTINGHOUS ELECTRIC CORPORATION» (USA) [6].

Математические модели эрозии второго поколения

Новый этап развития эмпирических моделей эрозии был отмечен появлением в их структуре элементов, позволяющих учитывать вклад в эрозионный процесс различных эффектов, связанных с образованием и движением в проточной части эрозионно-опасных капель влаги.

К математическим моделям эрозии второго поколения, в которых присутствуют перечисленные выше элементы, можно отнести:

- модель, разработанную в «IMP PAN» (Gdansk, Poland) [7];
- модель, разработанную в «ЦКТИ» им. И.И. Ползунова (С. Петербург, Россия) В.Н. Амелюшкиным [8];
- модель, разработанную в «Institute di Macchine» (Италия) [9].

Математические модели эрозии третьего поколения

К математическим моделям эрозии третьего поколения принято относить разработки, которые определяют форму поверхности эродирующей рабочей лопатки в виде некоторой функции времени эксплуатации ступени.

Эти модели позволяют прогнозировать глубину эрозионного износа как функцию времени экспозиции (t) и осевой координаты (z) выбранной точки по обводу профиля рабочей лопатки в заданном по высоте сечении: $Y = Y(t, z)$.

Из известных в настоящее время разработок к таким можно отнести только модернизированную математическую модель эрозии «IMP PAN», а также модель «МАИ» (Москва, Россия), разработанную под руководством проф. Р.Г. Перельмана.

Особенности этой модели, а также разработанного на ее базе метода прогнозирования эрозионного износа рабочих лопаток влажно-паровых ступеней, изложены в работах [10 и др.].

Параметр каплеударной нагрузки (N_n) в модели «МАИ» определяется как количество циклов знакопеременного волнового напряжения, которое возникает в выбранной точке поверхности входной кромки на высоте заданного сечения рабочей лопатки от ударов эрозионно-опасных капель одного и того же размера.

Вместе с тем известно, что каплеударное нагружение входных кромок рабочих лопаток происходит хаотично каплями различного размера, которые располагаются на различных расстояниях от выбранной точки поверхности.

Математические модели эрозии переходного типа

К математическим моделям эрозии переходного типа, которые по своим возможностям занимают промежуточное положение между моделями второго и третьего поколений, следует отнести математическую модель эрозии, разработанную Р.М. Яблоником и В.В. Поддубенко («ЦКТИ», С. Петербург, Россия). Ее основные положения изложены в работах [11 и др.]. В модели принимается гипотеза линейного суммирования некоторой обобщенной глубины эрозионного износа (H), складывающейся из видимой (измеряемой) глубины износа (Y), и условно существующей глубины износа (Y_0), которая определяет толщину слоя, где произошло накопление микроповреждений материала.

При этом предполагается, что скорости соударения с преградой отдельных групп капель из полидисперсного потока равны скорости соударения с данной преградой капель модального размера из этого потока, а общая масса капель различного размера, приходящаяся на единицу площади эродирующей поверхности, равна такой же массе капель модального размера.

Данный вывод удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными, полученными на каплеударном стенде «ЦКТИ», но не может быть распространен на случай каплеударного воздействия полидисперсного потока вторичной капельной влаги на входные кромки реальных рабочих лопаток влажно-паровых ступеней.

К моделям переходного типа можно отнести математическую модель эрозии, разработанную З. Румлом (фирма «SKODA», Plzen, Czech Republic) [12], модель эрозии фирмы «Jugoturbina» [13] и ЛПИ [14]. Они основываются на тех же принципах математического моделирования эрозионного процесса, которые были реализованы в модели Р.М. Яблоника и В.В. Поддубенко.

Заметим, что недостаточная физическая обоснованность перечисленных выше моделей связана, прежде всего, с игнорированием кинетической природы разрушения лопаточных материалов, находящихся под действием высокоскоростных импульсных каплеударных нагрузок.

Поэтому, необходимо рассмотреть модели физического механизма разрушения лопаточных материалов.

Модель «ЛПИ-БИТМ» (С. Петербург, Брянск, Россия) [15].

Авторы модели И.П. Фаддеев и А.В. Лагереv рассматривают механизм эрозионного разрушения как усталостный, обусловленный действием нормального напряжения на фронте упругой плоской продольной волны. Именно это и является основным недостатком модели. Действительно, многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, например [16 и др.] показывают, что основным фактором разрушения является волна Рэлея. Кроме того, в результате гидродинамического процесса в капле на месте контакта возникает нестационарное давление. В модели «ЛПИ-БИТМ» давление удара на пятне контакта принимается стационарным, а его величина определяется в упрощенной постановке – по одномерной теории гидроудара.

Модель Дж. С. Спринджерa (University of Michigan, USA) [17].

Безусловным положительным фактором модели является то, что в ее основе лежит принцип линейного суммирования поврежденности материала на основе определения напряжений растяжения, обусловленных ударами капель. Вместе с тем, модель не обеспечивает учета времени действия этих напряжений и игнорирует роль напряжений, связанных с волной Рэлея, что является существенным ее недостатком.

Таким образом, выполненный анализ показал, что задача создания обоснованной модели каплеударной эрозии является по-прежнему актуальной и необходимой не только для создания надежных методов прогнозирования, но и для разработки эффективных методов защиты от эрозии.

Указанным требованиям отвечает модель, разработанная в Институте проблем машиностроения НАН Украины [18]. Рассмотрим ее основные положения.

Математическая модель эрозии ИПМаш НАНУ

Основными элементами структуры информационной системы прогнозирования износа является собственно модель эрозии рабочих лопаток и модель образования и трансформации влаги в проточной части.

Задача о прогнозировании эрозии ставится с позиции кинетической концепции прочности.

Эрозионная поврежденность в данной точке за время экспозиции t_3 определяется из уравнения

$$\int_0^{\omega} (1 - \omega)^k d\omega = -\frac{1}{(k+1)} \int_1^{\psi} \psi^k d\psi = 2\pi n t_3 \int_{r_R}^{\infty} r dr \int_0^{t_d} C[\sigma(r, t)]^k dt, \quad (3)$$

где n – капельная нагрузка (количество капель, выпадающее в единицу времени на единицу площади поверхности); r – расстояние от центра пятна контакта; r_R – внутренний радиус зоны нагружения; $\psi = 1 - \omega$ – параметр сплошности; ω – параметр эрозионной поврежденности; C, k – константы эрозионной поврежденности; σ – наибольшее растягивающее напряжение в рассматриваемой точке; t_d – время действия нагрузки от удара одной капли.

Временная зависимость $\sigma(r, t)$ определяется условием внутри интервала $0 \leq t \leq t_d$, а пространственная – законом затухания напряжений вдоль оси r .

При $t_3 = t_{инк}$ происходит разрушение, т.е. $\omega = 1, \psi = 0$.

В принятой модели эрозии нагрузка в зоне взаимодействия разделена на динамическую, обусловленную прохождением волны Рэлея и более длительную

квазистатическую, определяемую процессом растекания капли.

Для определения величины инкубационного периода имеем уравнение

$$t_{\text{инк}} = \left[2\pi(k+1)nC \left\langle \int_{r_R}^{\infty} r dr \int_0^{t_R} [\sigma_R(r,t)]^k dt + \int_{r_R}^{r_{\text{нк max}}} r dr \int_0^{t_{\text{ст}}} [\sigma_{\text{ст}}(r,t)]^k dt \right\rangle \right]^{-1}, \quad (4)$$

где $t_R = 0,25 d_k \frac{w'_H}{C_{\text{уд}}}$ – продолжительность «нагружения волной Релея»;

$t_{\text{ст}} = \frac{r^2 - r_R^2}{d_k w'_H} - \frac{r - r_R}{C_R}$ – продолжительность действия квазистатической нагрузки; C_R – скорость волны Релея; $C_{\text{уд}}$ – скорость ударной волны в жидкости падающей капли.

В результате интегрирования уравнения (4) после подстановок и упрощений получим

$$t_{\text{инк}} = \frac{1}{2\pi(k+1)C} \left[\sum_{i=1}^{i_{\text{max}}} n_i \frac{\sigma_{Ri}^k d_{ki}^3 w_{Hi}^3}{C_R^4} \left\langle \frac{A_R(k-1)(k-2)(2k-3) + A_{\text{ст}i}(k+1)(k-4)}{(k-1)(k-2)(2k-3)(k-4)} \right\rangle \right]^{-1}, \quad (5)$$

где d_k – диаметр i -ой капли; w'_{Hi} – скорость нормального соударения i -ой капли; $\sigma_{Ri} = 0,75 P'_{\text{ср}i}$ – максимальное растягивающее напряжение в волне Релея от действия i -ой группы капель в зависимости от осредненного давления на пятне контакта; $A_R = 0,18 \frac{C_R^2}{C_{\text{уд}}^2}$ – динамическая константа, возникающая в процессе интегрирования по

времени динамического нагружения; $A_{\text{ст}i} = 0,0216 \left[\frac{0,463(1-2\nu)C_R^2}{C'_{\text{уд}} w'_{Hi}} \right]^k$ – статический

комплекс для i -ой группы капель, возникающий в процессе интегрирования по времени действия квазистатической нагрузки.

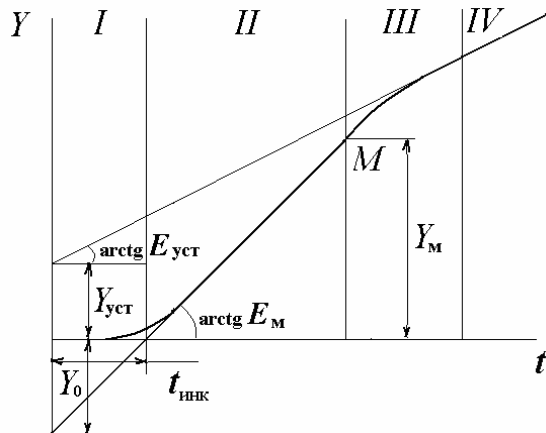


Рис. 2. Кинетическая кривая эрозии

Выражение (5) является основным результатом теории, т.к. величина инкубационного периода $t_{\text{инк}}$, характеризующая свойства рассматриваемого материала с точки зрения его способности противостоять разрушению, может быть интерпретирована как универсальная характеристика износа (рис. 2). Оно служит основой для решения более общей задачи о движении фронта разрушения вглубь детали.

Выполненные расчетные исследования показали удовлетворительное совпадение с результатами испытаний, полученными на каплеударных стендах

(рис. 3), что дало возможность успешного использования разработанной модели при создании комплексного метода прогнозирования износа рабочих лопаток.

Для этого она должна быть дополнена методом определения параметров эрозионной среды, т.е. кинематических характеристик капель.

Это делается на основе уравнения движения капель, которое для традиционно принимаемых упрощений, связанных с выделением преобладающего механизма воздействия на каплю силы аэродинамического сопротивления [19], записывается следующим образом

$$\frac{d\bar{C}'}{dt} = 0,75 C_x d_k^{-1} \rho'' \rho' C_{отн} (\bar{C}'' - \bar{C}'),$$

где $C_{отн} = |\bar{C}'' - \bar{C}'|$ – скорость парового потока относительно капли; C_x – коэффициент сопротивления капли, движущейся в потоке; d_k – диаметр капли; ρ'', ρ' – плотность пара и жидкости соответственно.

Закон распределения капель по размерам в кромочном следе принимается нормальным, а масса максимальной капли определяется по критическому значению критерия дробления Вебера $We_{кр} = 14$.

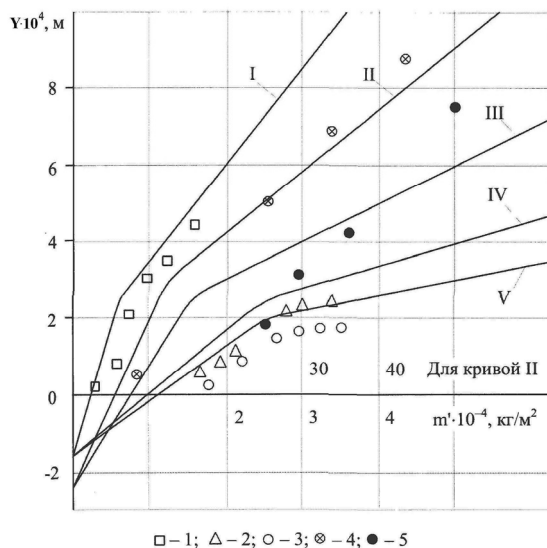


Рис. 3. Кинетическая кривая эрозионного износа образцов из материала 20X13:
 I, IV, V – 20X13, НВ = 170–181;
 II, III – 20X13, НВ = 241–260
 1, 2, 3 – опыты МЭИ (20X13, НВ = 181);
 4, 5 – опыты ЦКТИ (20X13, НВ = 241)
 I, 1 – $d_k = 1100 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 300$ м/с;
 IV, 2 – $d_k = 820 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 250$ м/с;
 V, 3 – $d_k = 690 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 250$ м/с;
 II, 4 – $d_k = 900 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 240$ м/с;
 III, 5 – $d_k = 900 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 360$ м/с

поверхности лопаток. В дальнейшем при уточнении модели процессы коррозии следует учитывать на уровне анализа физического механизма разрушения.

Рассмотрим далее второе направление проблемы эрозии – разработку эффективных противоэрозионных мероприятий.

Существующие в настоящее время способы защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД от эрозионного износа можно разбить на три основные группы: активные, пассивные и активно-пассивные [21].

Наконец, для окончательного замыкания предлагаемого метода прогнозирования износа рабочих лопаток в условиях эксплуатации турбин рассмотрена задача об идентификации модели эрозии на базе данных натурального эксперимента. Для ее реализации использован аппарат линейного регрессионного анализа. На рис. 4 показаны результаты идентификации применительно к входным кромкам рабочих лопаток последней ступени турбин 200 МВт по данным натуральных наблюдений за развитием ширины зоны износа.

Заметим, что в рассмотренной модели прямо не учитывается такой важный фактор разрушения как коррозия лопаточных материалов, влияние которой, как показано в исследованиях, выполненных под руководством чл.-корр. НАН Украины А.А. Тарелина в ИПМаш НАНУ [20], может быть существенным. Вместе с тем, как было показано выше, на современном этапе комбинация детерминированного и статистического подходов к изучению проблем эрозии позволяет осуществить достаточно надежное прогнозирование развития эрозионных повреждений на профильной

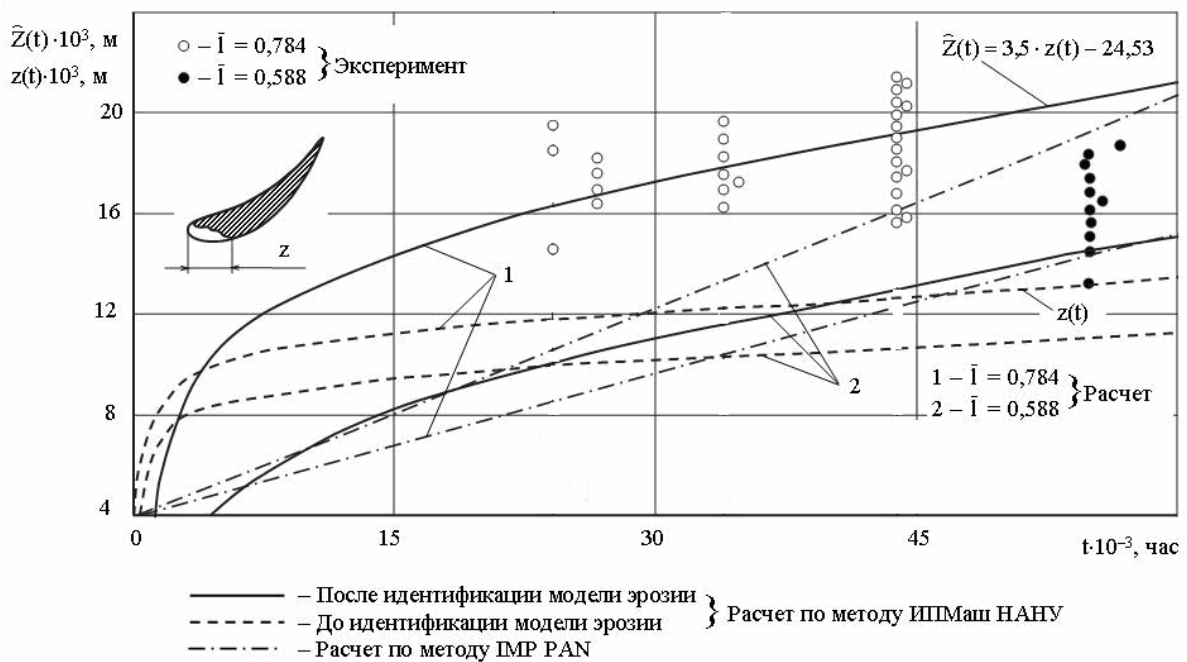


Рис. 4. Прогнозирование ширины зоны износа рабочей лопатки в различных по высоте сечениях последней ступени

К активным способам противоэрозионной защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД энергетических турбин относятся:

- а) различные способы уменьшения степени влажности пара в проточной части;
- б) активное влияние на структуру возникающей в проточной части крупнодисперсной капельной влаги, позволяющее уменьшить ее эрозионное воздействие на рабочие лопатки.

Одним из основных способов активной защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД от эрозионного износа является влагулавливание и отвод влаги из проточной части.

Повышенная концентрация влаги на периферии данных ступеней обуславливает необходимость размещения влагулавливающих устройств именно в этой зоне. Они могут существенно различаться по конструктивному исполнению, но при этом должны обеспечивать эффективный отвод влаги из мест ее наибольшей концентрации в проточной части.

Принцип действия влагулавливающих устройств основан на значительном различии плотностей жидкой и паровой сред и особенностях движения влаги в подвижных и неподвижных элементах турбины.

Влагулавливание за направляющим аппаратом. Эффективность этого способа влагуудаления определяется отклонением к периферии капель, взвешенных в сильно закрученном потоке в межвенцовом зазоре ступени, и в значительной мере зависит от геометрических факторов. Особо сильное влияние на эффективность сепарации на НА оказывает окружная скорость предшествующего рабочего колеса. С ростом окружной скорости коэффициент влагуудаления резко уменьшается. Поэтому существующие в настоящее время в последних ступенях конструкции малоэффективны [22].

Влагуудаление за рабочим колесом. Основным фактором, способствующим сепарации влаги за рабочим колесом является перемещение влаги к периферии под действием инерционных сил от вращения рабочего колеса. Периферийные

влагоулавливающие кольца, установленные за рабочим колесом, широко применяются в турбостроении. Эффективность этого типа влагоудаления зависит как от режимных параметров ступени, так и от конструктивных характеристик влагоулавливающего устройства. Некоторые результаты многочисленных опытов, проведенных как на моделях, так и на натуральных ступенях представлены в [23]. При окружных скоростях более 300 м/с, что характерно для влажнопаровых ступеней низкого давления, уровень коэффициента сепарации ψ составляет менее 2,5 %.

Вместе с тем, следует отметить, что рассмотренными влагоулавливающими устройствами удаляется наиболее крупнодисперсная влага, сосредоточенная на периферии ступени, что снижает эрозию входной кромки рабочего колеса и уменьшает потери энергии. Таким образом, полностью отказываться от этого вида влагоудаления нельзя, но необходима принципиально новая концепция, которая смогла бы в значительной мере улучшить показатели влагоудаления.

Внутриканальная сепарация влаги. Существенного увеличения коэффициента сепарации можно достигнуть за счет применения внутриканального влагоудаления, когда пленка влаги, образуемая на поверхности направляющих лопаток и являющаяся источником крупных (а, следовательно, и эрозионноопасных) капель в проточной части, отводится через щели различной конфигурации в полые направляющие лопатки [24].

Перспективность этого метода послужила причиной достаточно активного использования его в конструкциях турбин различных турбостроительных заводов СНГ и зарубежных фирм.

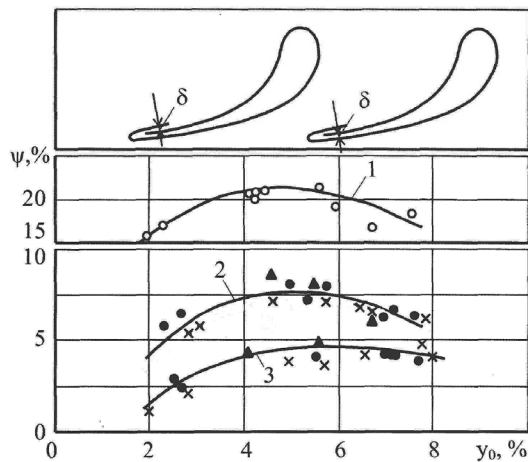


Рис. 5. Относительный расход влаги, движущейся в пленке по направляющим лопаткам ($\delta = 1 \cdot 10^{-3}$ м):
 1 – суммарный расход с вогнутой и выпуклой сторон;
 2 – расход с вогнутой стороны лопатки на периферийной половине;
 3 – то же с выпуклой стороной;
 x – результаты опытов при $\delta = 2 \cdot 10^{-3}$ м;
 Δ – результаты опытов с увеличенным отсосом

В соответствии с многочисленными экспериментальными исследованиями общее количество влаги, движущейся в пленке по вогнутой и выпуклой сторонам направляющих лопаток, достигает 20 % от всей влаги, находящейся в потоке. Причем в верхней половине лопатки сосредоточено $\sim 2/3$ всей пленочной влаги (рис. 5).

Очевидно, что наиболее эффективно располагать влагоотводящие устройства на вогнутой стороне в выходной части лопаток. Что касается выпуклой стороны лопатки, то эксперименты показывают, что эффективными являются влагоотводящие щели, расположенные на выпуклой стороне лопатки вблизи входной кромки, улавливающие наиболее крупнодисперсную влагу, попадающую на входные кромки под большими углами атаки. Такую конструкцию имеет, например, диафрагма ОАО «Турбоатом».

Коэффициент влагоудаления в такие устройства составляет на номинальном режиме ~ 6 %, увеличиваясь на частичной

нагрузке до (7–8) %. Однако, т.к. такие влагоотводящие устройства расположены на входной кромке лопатки, то к выходной кромке на выпуклой стороне лопатки

скапливается еще достаточное количество влаги, подлежащей удалению. По данным [22] это количество составляет (1,5–2) %, а для лопатки с удлиненной входной частью может возрасти в 1,5–2 раза.

На вогнутой стороне лопатки на участке от середины лопатки до выходной кромки количество влаги в пленке может составлять (3–4) %. Таким образом, даже наличие достаточно развитой системы влагоудаляющих щелей на поверхности лопатки оставляет не удаленной (6–7) % пленочной влаги, представляющей наибольшую эрозионную опасность, что указывает на резервы дальнейшего совершенствования внутриканального влагоудаления.

Модернизация систем сепарации влаги.

Проведенный краткий анализ состояния вопроса по эффективности существующих систем влагоудаления в ЦНД паровых турбин показывает, что могут быть сформулированы следующие направления модернизации систем сепарации:

1 Совершенствование систем удаления влаги на периферийных обводах ступеней. При этом должна решаться комплексная задача повышения эффективности отбора влаги с одновременным снижением утечек рабочего тела во влагоулавливающие щели.

2 Разработка новых подходов к повышению эффективности внутриканального влагоудаления.

Традиционные способы повышения эффективности периферийного влагоудаления, используемые еще с 70-х годов XX столетия в конструкциях последних ступеней мощных паровых турбин, связаны, главным образом, с увеличением ширины влагоотводящего канала, что сопровождается существенным ростом потерь энергии с паром, отводимым через щелевой зазор.

Наиболее перспективным на наш взгляд направлением совершенствования периферийного влагоудаления является использование для улавливания и удержания влаги на периферийном обводе желобчатых поверхностей с определенной формой и размером желобков, идея применения которых была предложена проф. И.И. Кирилловым в Санкт-Петербургском государственном техническом университете.

Вместе с тем, в конструкциях, предлагаемых [25] влагоотводящие канавки на периферийном обводе располагаются в направлении окружной скорости. Такой подход, хотя и позволяет увеличить коэффициент сепарации, однако не дает возможности полностью избавиться от отсоса пара через влагоотводящие отверстия.

Более перспективной представляется предлагаемая нами конструкция желобчатой поверхности, основанная на том, что желобки на периферийном обводе выполняются в направлении основного потока пара (рис. 6). Такие конструкции позволяют достигнуть целого ряда существенных преимуществ:

1 Значительно увеличить эффективность транспортировки влаги в желобках как за счет воздействия спутного потока пара, так и объемных сил, возникающих из-за перепада давлений на периферии рабочего колеса.

2 Полностью отказаться от влагоотводящих устройств за НА (для последней ступени) за счет сброса отсепарированной влаги за пределы РК.

Другим эффективным средством ослабления вредного влияния влаги на рабочие процессы может оказаться специальное профилирование направляющих лопаток, выполненное на основе уменьшения хорды в верхней трети направляющих лопаток последней ступени.

Перспективы совершенствования систем внутриканального влагоудаления связываются с применением сепарационно-испарительного влагоудаления, когда

помимо отвода влаги в щели на направляющих лопатках используется также нагрев лопатки перегретым или насыщенным паром с возможным выдувом этого пара через выходные кромки лопаток.

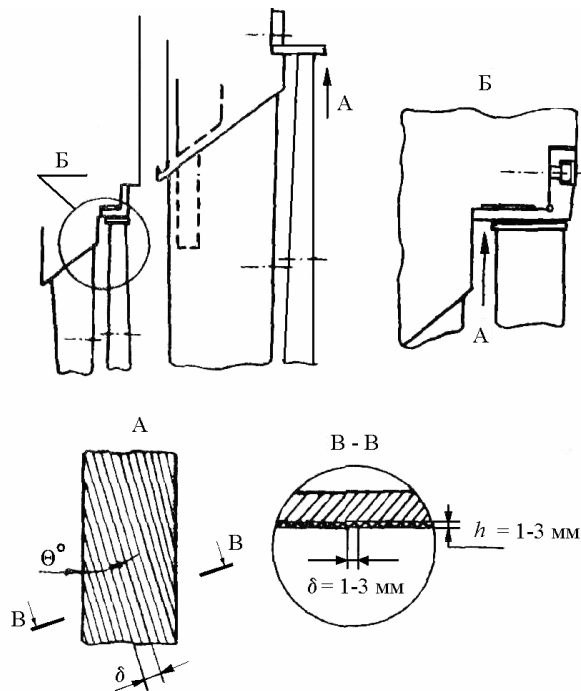


Рис. 6. Принципиальная схема организации желобчатых поверхностей на периферийных обводах 2-х последних ступеней турбины К-300-240

Хотя этот способ и не нашел широкого применения, разнообразие возможных подходов к решению этой проблемы оставляет достаточные перспективы для дальнейшего исследования и совершенствования указанного способа влагоудаления. Некоторые из этих подходов предлагались авторами в [26].

Сделаем далее оценку эффективности мероприятий по модернизации влагоудаления. Будем полагать, что в результате предложенных мероприятий по совершенствованию влагоудаления будет удалено до 80 % крупнодисперсной влаги, движущейся в верхней половине ступени.

При этих условиях проведены расчеты характеристик капельных потоков для последней ступени турбины К-300-240.

Полученные результаты использованы для определения скорости

эрозионного разрушения $E = \frac{dY}{dt}$, (Y – глубина износа) по методике, предложенной выше.

Результаты расчетов уменьшения эрозионной опасности за счет мероприятий по модернизации влагоудаления в последней ступени турбин К-300-240-2 приведены на рис. 7. На рисунке $\bar{E} = E/E_m$ – отношение скорости износа в произвольной точке профиля к максимальной скорости.

Как видно из рисунка темп эрозионного износа уменьшается более чем на порядок. Этот эффект достигается за счет повышения эффективности сепарации, а также увеличения межвенцового зазора.

Таким образом, модернизация систем влагоудаления позволит не только повысить экономичность ступени, но и существенно увеличить надежность и ресурс рабочих лопаток по критерию эрозионной опасности.

Вместе с тем, как уже отмечалось, полностью избавиться от присутствия в потоке эрозионно-опасной влаги не удастся. Поэтому необходимо совершенствовать не только активные, но и пассивные способы защиты от эрозии.

Пассивные способы защиты рабочих лопаток от эрозии.

Для защиты рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин от эрозии разработаны и применяются на практике различные способы пассивного характера.

Поскольку наиболее распространенным видом эрозионных повреждений рабочих лопаток влажно-паровых турбинных ступеней является эрозионный износ

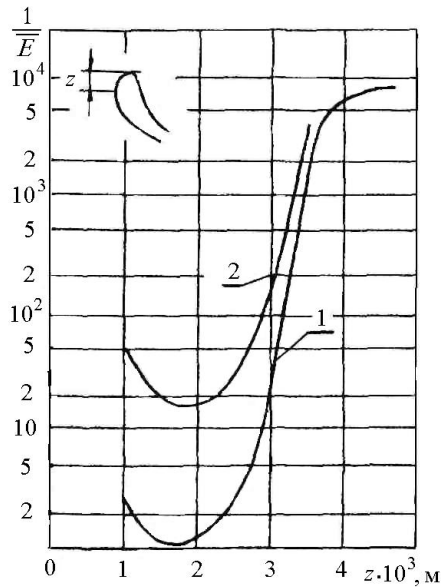


Рис. 7. Сравнительная оценка эрозионной опасности в различных точках поверхности верхнего сечения рабочей лопатки последней ступени турбины К-300-240:
1 – исходный вариант;
2 – после проведения мероприятий по модернизации влагоудаления

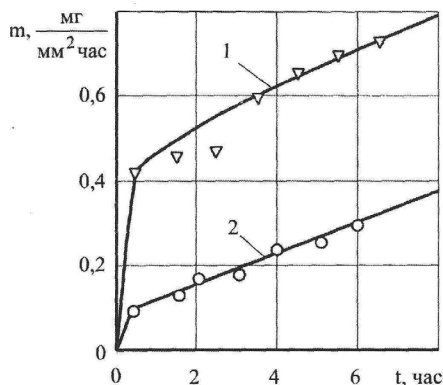


Рис. 8. Кинетические кривые эрозии для различных покрытий лопаточной стали 20X13:
1 – электродное упрочнение поверхности образца; 2 – тонкое ($\delta = 25$ мкм) хромовое покрытие по методу АИР

входных кромок в периферийной зоне, то и развитие пассивных способов противоэрозионной защиты направлено на повышение эрозионной стойкости рабочих лопаток именно в данной зоне.

В различных отечественных и зарубежных турбиностроительных фирмах сложились свои традиции по организации пассивной защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД от каплеударной эрозии от применения стеллитовых пластинок до электроискрового нанесения материалов повышенной твердости, закалки токами высокой частоты и др.

Наиболее прогрессивным подходом к созданию современных эрозионностойких покрытий можно считать технологии ионно-плазменного распыления в вакууме (АИР).

Реализация технологии АИР предусматривает использование острофокусного сканирующего электронного пучка для нагрева в вакууме и высокоскоростного испарения (сублимации) твердофазного слитка материала; ионизацию полученного потока паров электрическим полем, дополнительное легирование газовой металлоид-составляющей, конденсацию полученной многоэлементной плазмы на открытой поверхности изделия, поддерживаемого под электрическим потенциалом и необходимой интегральной температурой. Технология экологически безопасна.

Заметим, что развитие подобных нанотехнологий в развитых странах в последнее время значительно активизировалось. Имеются сведения об достаточно активном их использовании в России при упрочнении рабочих лопаток паровых и газовых турбин [27].

Выполненные нами совместно со специалистами ННЦ ХФТИ экспериментальные исследования эрозионной прочности покрытий по методу АИР подтвердили существенно (в 3–5 раз) большую эрозионную стойкость предлагаемых покрытий по сравнению с существующими (рис. 8).

Подробный анализ указанного подхода является предметом самостоятельной публикации и в настоящей работе не приводится.

Заметим лишь, что полученные результаты подтверждают перспективность предлагаемой технологии.

Список литературы: 1. Филиппов, Г.А. Исследования и расчеты турбин влажного пара [Текст] / Г.А. Филиппов, О.А. Поваров, В.В. Пряхин. – М.: Энергия, 1973. – 232 с. 2. Трояновский, Б.М. Турбины для атомных электростанций [Текст] / Б.М. Трояновский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 232 с. 3. Engelke, W. Erosion of LP blades [Text] / W. Engelke // Two-Phase Steam Flow in Turbines and Separators: Theory, Instrumentation, Engineering. – Washington; London: Hemisphere Publ. Corp., 1976. – P. 298-312. 4. Somm, E. Problems in the Development of Last Stage Blades for Large Steam Turbines [Text] / E. Somm // Proc. of the III Conf. on Steam Turbines of Great Output. – Gdansk, Poland.: Trans. IFFM, 1976. – № 70. – P. 55-80. 5. Pollard, D. An Evaluation of Low Pressure Steam Turbine Blade Erosion [Text] / D. Pollard, M.J. Lord, E.C. Stockton // Proc. I. Mech. E. – 1979. – № C259/79. – P.413-419. 6. Heymann, F.J. Toward Quantitative Prediction of Liquid Impact Erosion [Text] / F.J. Heymann // Characterization and Determination of Erosion Resistance / F.J. Heymann; Amer. Soc. for Test. and Mater., ASTM STP. – 1970. – № 474. – P. 212-244. 7. Krzyzanowski J.A. On Predicting Steam Turbine Blading Erosion and Turbine Efficiency Deterioration [Text] / J.A. Krzyzanowski // Trans. ASME. – 1988. – № 88 – GT-224. – P. 1-9. 8. Амелюшкин, В.Н. Эрозия лопаток паровых турбин: прогноз и предупреждение [Текст]: сб / В.Н. Амелюшкин. – Санкт-Петербург: Энерготех, 2000. – 70 с. 9. Acton, O. On the Droplet Motion in Two-Phase Flow Around Single and Cascaded Airfoils [Text] / O.Acton, G.Benvenuto, M.Troilo // Proc. of the 6th Conf. on Fluid Machinery, Budapest, Hungary. – 1979. – P. 3-10. 10. Ходыкина, Г.И. Методика численного моделирования эрозионного износа деталей энергоустановок [Текст] / Г.И. Ходыкина, Г.И. Сапрунов // Проектирование, конструирование и прочность элементов конструкций реактивных двигателей. – М.: МАИ, 1984. – С. 52–58. 11. Поддубенко, В.В. Влияние структуры потока капель на эрозию турбинных лопаток [Текст] / В.В. Поддубенко, Р.М. Яблоник // Изв. вузов. Сер. Энергетика. – 1976. – № 4. – С. 88-94. 12. Ruml, Z. A model for the erosion of steam turbine blade materials [Text] / Z. Ruml, A. Liska // Proc. 7th Int. Conf. on Erosion by Liquid and Solid Impact. – Cambridge, England, U.K., 1987. – Paper 15. – P. 1-8. 13. Erozijska I erozijsko-korozijska ostecenja u parnim turbinama [Text] / B. Stanisa, M. Dicko, M. Fuduric-Jelaca, D. Savic // Strojarstvo. – 1987. – № 6. – S. 285-293. 14. Оценка допустимой эрозионноопасной конечной влажности за последней ступенью ЦНД турбин влажного пара [Текст] / В.А. Иванов, И.П. Фаддеев, В.М. Боровков, В.И. Королев // Изв. вузов. Сер.: Энергетика. – 1984. – № 11. – С. 65-72. 15. Фаддеев, И.П. Вероятностная оценка напряженного состояния поверхностного слоя рабочей лопатки турбомашин при каплеударном нагружении [Текст] / И.П.Фаддеев, А.В. Лагерева // Изв. вузов. Сер. Энергетика. – 1984. – № 3. – С. 62-67. 16. Шубенко-Шубин, Л.А. Кинетическая модель процесса и оценка инкубационного периода разрушения материалов, подвергаемых воздействию капельных потоков [Текст] / Л.А. Шубенко-Шубин, А.Л. Шубенко, А.Э. Ковальский // Теплоэнергетика. – 1987. – № 2. – С. 46-50. 17. Спринджер, Дж. С. Эрозия при воздействии капель жидкости [Текст] / Дж. С. Спринджер. – М.: Машиностроение, 1981. – 200 с. 18. Шубенко, А.Л. Математическое моделирование процессов течения влажного пара и оценка их влияния на характеристики проточных частей турбин [Текст]: автор. дис. ... д-ра техн. наук / Шубенко Александр Леонидович. – Харьков, 1994. – 39 с. 19. Шубенко, А.Л. Кинетическая модель каплеударной эрозии рабочих лопаточных аппаратов паровых турбин [Текст] / А.Л. Шубенко, А.Э. Ковальский // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1989. – № 5. – С. 94-101. 20. Тарелин, А.А. Электрофизические явления и неравновесные процессы в паровых турбинах [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Складов. – Харьков: ФЛП Иванченко И.С., 2011. – 280 с. 21. Фаддеев, И.П. Эрозия влажнопаровых турбин [Текст] / И.П. Фаддеев. – Л.: Машиностроение, 1974. – 208 с. 22. Носовицкий, А.И. Газодинамика влажнопаровых турбинных ступеней. [Текст] / А.И. Носовицкий, Г.Г. Шпензер. – Л.: Машиностроение, 1977. – 184 с. 23. Филиппов, Г.А. Исследования и расчеты турбин влажного пара [Текст] / Г.А. Филиппов, О.А. Поваров, В.В. Пряхин. – М.: Энергия, 1973. – 232 с. 24. Кириллов, И.И. Основы теории влажнопаровых турбин [Текст] / И.И. Кириллов, Р.М. Яблоник. – Л.: Машиностроение, 1968. – 264 с. 25. Кириллов, И.И. Проблемы влагоулавливания и влагоудаления в проточной части паровой турбины [Текст] / И.И. Кириллов, Г.Г. Шпензер // Теплоэнергетика. – 1993. – № 3. – С. 22-24. 26. Переверзев, Д.А. О некоторых подходах к ослаблению отрицательного влияния крупнодисперсной влаги на рабочие процессы в последних ступенях мощных паровых турбин [Текст] / Д.А. Переверзев, А.Л. Шубенко, М.П. Позигун, А.Э. Ковальский, И.С. Стрельников // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. науч. тр. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2000. – С. 136-141. 27. Ремонт и упрочнение лопаток паровых турбин [Электронный ресурс]: официальный сайт производителя. – Уфа, НПП Уралавиаспецтехнология, [201_]. – Режим доступа <http://uravia.narod.ru/blade.htm>. – Последнее обращение: 13.02.2012. – Загл. с экрана.

© Шубенко А.Л., Ковальский А.Э., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12