

УДК 621.165.620.193

А. Э. Ковальский, д-р техн. наукИнститут проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua)**МЕТОД РАСЧЕТА МОЩНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ РАБОЧЕГО
КОЛЕСА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ МОЩНОЙ ПАРОВОЙ
ТУРБИНЫ ВТОРИЧНОЙ КАПЕЛЬНОЙ ВЛАГОЙ**

Рассмотрены вопросы совершенствования метода расчета потерь от крупнодисперсной капельной влаги в последних ступенях цилиндров низкого давления энергетических турбин. Обосновывается необходимость учета при определении мощности торможения рабочего колеса влажно-паровой турбинной ступени характеристик вторичной капельной влаги как дискретной среды, представленной совокупностью отдельных капель.

Розглянуті питання вдосконалення методу розрахунку втрат від велико-дисперсної краплинної вологи в останніх ступенях циліндрів низького тиску енергетичних турбін. Обґрунтовується необхідність урахування під час визначення потужності гальмування робочого колеса волого-парового турбінного ступеня характеристик вторинної краплинної вологи як дискретного середовища, що складається із сукупності окремих крапель.

Введение

Анализ потерь от влажности [1] показал, что для ступеней низкого давления мощных паровых турбин потери от торможения рабочих лопаток крупнодисперсной капельной влагой преобладают над остальными видами потерь от влажности. В этой связи в работе [1] отмечается необходимость проведения углубленных экспериментальных и теоретических исследований условий и процессов взаимодействия вторичных капель конденсата с рабочими лопатками.

Крупные вторичные капли, попадающие в каналы рабочей решетки последней ступени цилиндра низкого давления (ЦНД) мощной паровой турбины со сравнительно небольшими скоростями C_1' в абсолютном движении, соударяются с рабочими лопатками на достаточно больших скоростях W_1' в относительном движении. Гидродинамический процесс в каплях при ударе, а также волновые эффекты на поверхности рабочей лопатки при высокоскоростном соударении с вторичными каплями, которые приводят к эрозионному разрушению входных кромок, достаточно подробно рассмотрены в работах [2, 3].

Проходящий через рабочее колесо массовый расход вторичной влаги может либо отдавать колесу, либо получать от него некоторую мощность. Мощность торможения (N_T) рабочего колеса будем определять, используя кинематические параметры капель, которые они имеют при соударении с рабочими лопатками в том или ином месте входного участка профильной поверхности.

Постановка задачи и метод решения

Авторы работы [4], исследуя потери энергии во влажно-паровых турбинных ступенях, связанные с крупнодисперсной капельной влагой, на основании теоремы Эйлера для сплошной среды предложили следующую формулу для оценки мощности торможения рабочего колеса ($N_{(Т,Э)_i}$) проходящими через него вторичными каплями:

$$N_{(Т,Э)_i} = \int_{r_k}^{r_i} (U_1 C'_{1u} dG'_{1i} - U_2 C'_{2u} dG'_{2i}), \quad (1)$$

где r_k и r_n – корневой и периферийный радиусы цилиндрических сечений ступени, между которыми проходит основная масса вторичной капельной влаги; U – окружная скорость рабочего колеса; C'_{ui} – проекция скорости вторичных капель i -го размера на направление вращения рабочего колеса в абсолютном движении; dG'_i – расход вторичной капельной влаги i -го размера через контрольное сечение; штрихом отмечены параметры вторичных капель; индексы 1 и 2 соответствуют параметрам перед и за рабочим колесом.

Аналогичная зависимость для определения мощности торможения вторичной влаги, которая непосредственно вытекает из теоремы Эйлера, имеет следующий вид:

$$N_{(Т,Э)_i} = \int_{r_k}^{r_n} -(U_1 C'_{1ui} dG'_{1i} - U_2 C'_{2ui} dG'_{2i}) dr. \quad (2)$$

Выражение в формуле (2), стоящее под знаком интеграла, представляет собой изменение за единичный интервал времени (секунду) количества движения малой массы вторичных капель i -го размера (dG'_i), выпавших на входные кромки рабочих лопаток. Эти капли вследствие высокоскоростного удара трансформируются в растекающиеся по профильной поверхности струи конденсата, которые затем сбрасываются в межвенцовый зазор ступени, покидая выделенный кольцевой слой рабочей решетки.

Если данное изменение количества движения оказывается положительным, то это означает, что при взаимодействии с рабочим колесом стекающая с него вторичная влага разгоняется в окружном направлении и, таким образом, получает некоторую часть кинетической энергии вращения колеса. При этом рабочее колесо тормозится прошедшей через него вторичной влагой.

Если подынтегральное выражение в формуле (2) оказывается отрицательным, то это означает, что уже влага, прошедшая через рабочее колесо, тормозится, отдавая часть своей кинетической энергии колесу и разгоняя его в направлении вращения.

Величину и знак мощности торможения для каждой i -й группы вторичных капель, прошедших через некоторый кольцевой слой турбинной ступени, ограниченный выбранными на радиусах r_a и r_b цилиндрическими сечениями, будем определять с помощью следующей приближенной формулы:

$$N_{(Т,Э)_i} = (U_2 C'_{2ui} \Delta G'_{2i} - U_1 C'_{1ui} \Delta G'_{1i}) \cdot (r_b - r_a), \quad (3)$$

где r_a и r_b – радиусы выбранных цилиндрических сечений турбинной ступени, причем $r_a > r_b$; $\Delta G'_i$ – массовый секундный расход вторичной влаги i -го размера через контрольное сечение в кольцевом слое колеса шириной $(r_a - r_b)$.

Сбрасываемая с периферии рабочего колеса вторичная влага в абсолютном движении имеет скорость $C'_{2u} > 0$, приближающуюся по величине к скорости рабочего колеса U_2 . В то же время скорость $C'_{1u} > 0$ крупных вторичных капель на входе в канал рабочего колеса в периферийной зоне последней ступени ЦНД энергетической турбины оказывается существенно меньше окружной скорости U_1 .

Если для кольцевого слоя, выбранного в периферийной зоне ступени, принять приближенные условия $\Delta G'_{2i} = \Delta G'_{1i}$ и $U_2 = U_1 = U$, то из (3) следует, что мощность торможения вторичной влаги, прошедшей через выбранный кольцевой слой, будет всегда положительной вследствие особенностей рабочего процесса на периферии последних ступеней ЦНД мощных паровых турбин. Это означает, что в рассматриваемом случае часть кинетической энергии рабочего колеса всегда передается частицам вторичной влаги, которые за время прохождения рабочей решетки взаимодействуют с ее поверхностями.

Если известен фракционный состав вторичных капель, то их общая мощность торможения на рассматриваемой длине рабочих лопаток $\Delta l = (r_a - r_b)$ составит

$$N_{Т,Э} = \sum_{i=1}^{i=i_{\max}} N_{(Т,Э)_i} = U \cdot \Delta l \sum_{i=1}^{i=i_{\max}} \Delta G'_i (C'_{2ui} - C'_{1ui}). \quad (4)$$

Для приближенной оценки величины наибольшей мощности торможения влаги (рабочего колеса) можно принять $C'_{2u} = U_2 = U$. Тогда формула (4) примет вид

$$N_{Т,Э} = U \cdot \Delta l \sum_{i=1}^{i=i_{\max}} \Delta G'_i (U - C'_{1ui}).$$

Рассмотренная составляющая мощности торможения рабочего колеса влажно-паровой турбинной ступени капельной влагой исследовалась различными авторами [4–6].

Другая, до сих пор малоизученная составляющая мощности торможения рабочего колеса в заданном кольцевом слое ступени, связана с рассмотрением вторичных капель как дискретной среды, представленной совокупностью отдельных капель, которые при попадании на рабочие лопатки оказывают на них существенное ударное воздействие.

В работе [2] показано, что нестационарное давление удара на пятне контакта вторичной капли с рабочей лопаткой можно установить по формуле

$$p(r) = -A_i \cdot \rho' \cdot \sum_{n=1}^N \left(\frac{-2 \cdot W'_H \cdot L \cdot J_0 \left(\frac{r \cdot \mu_n}{L} \right) \cdot \left(1 - \left(\exp \left(-\frac{H \cdot \mu_n}{L} \right) \right)^2 \right)}{\mu_n^2 \cdot J_1(\mu_n) \cdot \left(1 + \left(\exp \left(-\frac{H \cdot \mu_n}{L} \right) \right)^2 \right)} \right), \quad (5)$$

где A_i – постоянные коэффициенты, определяемые по разработанному методу расчета на каждом шаге по времени ударного взаимодействия вторичной капли с рабочей лопаткой; W'_H – скорость нормального удара капли по входному участку профильной поверхности рабочей лопатки; r – текущая координата пятна контакта, которая отсчитывается вдоль поверхности лопатки в радиальном направлении от центра удара капли; H – высота эквивалентной цилиндрической капли; ρ' – плотность конденсата в капле; $J_0(\mu_n \frac{r}{L})$ – функция Бесселя нулевого порядка; μ_n – корни уравнения $J_0(\mu) = 0$; $J_1(\mu_n)$ – функция Бесселя первого порядка; $n = 1, 2, 3, \dots$.

Для переменного радиуса пятна контакта сферической вторичной капли имеем

$$L = \sqrt{2 \cdot r_k \cdot W'_H \cdot t}, \quad (6)$$

где t – текущее время ударного взаимодействия.

Параметры течения конденсата в капле при ударе о входную кромку рабочей лопатки принимаются как постоянные в пределах малых фиксированных интервалов времени, границы которых определяются по формуле [7]

$$t_i = \frac{1}{2} t_0 + \frac{\lambda_R}{C_R} i + \sqrt{\left(\frac{1}{2} t_0 \right)^2 + t_0 \frac{\lambda_R}{C_R} i}, \quad (7)$$

где $t_0 = 2 \frac{r_k \cdot W'_H}{C_R^2}$ – начальный момент времени, когда в соответствии с предложенным мето-

дом расчета параметров течения сферическая капля заменяется эквивалентной цилиндрической каплей с основанием, совпадающим с пятном контакта сферической капли, которое образуется к моменту времени t_0 вследствие ее деформации; C_R – скорость распространения волны Рэлея в материале рабочей лопатки; λ_R – длина волны Рэлея; r_k – радиус сферической капли; $i = 1, 2, 3, \dots$.

С учетом экспериментальных данных [8] для вторичных капель сферической формы, попадающих на входные кромки рабочих лопаток последних ступеней ЦНД энергетических турбин и имеющих ударное число Маха (M), установленное по скорости звука C_0 в воде, из интервала значений $M = 0,2 \div 0,5$, получаем для коэффициентов A_i формулу

$$A_i = \frac{1,5 \cdot W'_n \cdot \frac{C_{уд.ж}}{\left(1 + \frac{\rho' \cdot C_{уд.ж}}{\rho_m \cdot C_{1м}}\right)}}{\sum_{n=1}^N \left(\frac{2 \cdot W'_n \cdot L_i \cdot \left(1 - \left(\exp\left(-\frac{H \cdot \mu_n}{L_i}\right)\right)^2\right)}{\mu_n^2 \cdot J_1(\mu_n) \cdot \left(1 + \left(\exp\left(-\frac{H \cdot \mu_n}{L_i}\right)\right)^2\right)} \right)}, \quad (8)$$

где ρ_m – плотность материала рабочей лопатки; $C_{1м}$ – скорость распространения продольной волны в лопаточном материале; $L_i = \sqrt{2 \cdot r_k \cdot W'_n \cdot t_i}$ – радиус пятна контакта с рабочей лопаткой вторичной капли, отвечающий моментам времени взаимодействия t_i , которые определяются по формуле (7).

Используя (5)–(8), можно определить нестационарную силу удара, которая действует на рабочую лопатку со стороны достаточно крупной вторичной капли в различные моменты времени их ударного взаимодействия по формуле

$$F_{уд.} = 2\pi \int_0^L p(r) r dr.$$

Таким образом, решение проблемы о силе удара, действующей на рабочую лопатку со стороны вторичной капли, а значит, и о второй составляющей мощности торможения рабочего колеса получаем на базе решения совокупности связанных задач, возникающих при высокоскоростном соударении рабочей лопатки с каплей.

Результаты и обсуждение

Расчетные исследования силы удара крупных вторичных капель, проведенные с учетом геометрических особенностей входных кромок рабочих лопаток последних ступеней энергетических турбин, показали, что они имеют значительные составляющие, направленные в сторону, противоположную направлению вращения рабочего колеса. Несмотря на сравнительно непродолжительное время действия на лопатку силы удара отдельно взятой капли, возникающий на рабочем колесе импульс ударных сил от всей совокупности выпадающих вторичных капель оказывается весьма значительным. Ранее при анализе мощности торможения рабочего колеса вторичными каплями данное обстоятельство не учитывалось.

Только по завершении первой фазы удара, когда выпавшие капли растекаются по входной кромке рабочей лопатки, образуя высокоскоростные струи, движущиеся по профильной поверхности, для струйной и пленочной влаги, которая сбрасывается с рабочего колеса, оказывается справедливой формула (1) или (2).

Рассмотрим ударное воздействие одиночной вторичной капли конденсата на слой рабочей лопатки толщиной Δl , выделенный цилиндрическими сечениями на периферии последней ступени ЦНД мощной паровой турбины. Определим потери кинетической энергии слоя вследствие удара одиночной вторичной капли по входной кромке. Задачу будем рассматривать в плоскости периферийного сечения рабочей лопатки, которое ограничивает толщину выбранного слоя сверху.

С учетом теоремы об изменении количества движения материальной точки можно показать, что уменьшение кинетической энергии периферийного слоя рабочей лопатки в единицу времени или мощность торможения колеса в выбранном слое Δl вследствие удара вторичной капли ($N_{Т,уд.}$) в расчете на одну рабочую лопатку составляет

$$N_{Т,уд.} = F_{уд.и} \cdot t_{уд.} \left(U_1 + \frac{F_{уд.и} \cdot t_{уд.}}{2m_{сл.}} \right), \quad (9)$$

где $F_{уд,u}$ – проекция вектора силы удара на направление вращения рабочего колеса; $t_{уд} = t_k/C_0$ – продолжительность ударного взаимодействия капли с лопаткой до момента ее растекания; $m_{сл}$ – масса слоя рабочей лопатки толщиной Δl .

Задача о величине силы удара капли по входной кромке рабочей лопатки на высоте заданных сечений, ограничивающих толщину кольцевого слоя турбинной ступени, в котором определяется вторая составляющая мощности торможения рабочего колеса $N_{Т,уд}$, решается с учетом геометрических характеристик входной кромки рабочей лопатки в месте удара каждой капли. Обратимся к геометрическим параметрам соударения капли с рабочей лопаткой, представленным на рис. 1.

Можно показать, что для угла наклона касательной к профилю в данной точке $\beta_{1кас}$ в общем случае справедлива зависимость

$$\beta_{1кас} = \arctg \left[\frac{u - (u_0 + t \cdot U)}{z_0 - z} \right], \quad (10)$$

где u_0, z_0 – координаты центра окружности, описывающей профиль сечения рабочей лопатки в точке соударения с каплей; t – время перемещения рассматриваемого профиля в направлении вращения рабочего колеса до соударения лопатки с каплей; z – координата в осевом направлении ступени, отсчитанная от фронта рабочей решетки.

Для проекции силы удара капли $\vec{F}_{уд}$ на направление вращения рабочего колеса u в плоскости заданного сечения рабочей лопатки имеем следующее выражение:

$$F_{уд,u}(t) = -p(r) \cdot \frac{\pi L(t)^2}{2} \sin(\beta_{1кас}). \quad (11)$$

Представленные зависимости (5)–(8), а также (10) и (11) позволяют сформировать соответствующие матрицы параметров каплеударного нагружения входной кромки рабочей лопатки вторичными каплями по всей ее длине, которые необходимы для расчета компоненты мощности торможения рабочего колеса (9), обусловленной действием ударных сил со стороны капель.

Общая величина потерь в ступени от вторичной влаги, попадающей на вход рабочего колеса и взаимодействующей с входными кромками рабочих лопаток, находится как сумма рассмотренных компонент мощности торможения.

На рис. 2 и 3 показано, каким образом формируется мощность торможения на орошаемой поверхности рабочей лопатки в периферийной зоне, расположенной между фронтом рабочей решетки и заданной координатой z в осевом направлении ступени. Кривая 1 ($N_{Т,Э}$) демонстрирует формирование данной характеристики потерь, которая рассчитывалась по методу работы [3], основанному на теореме Эйлера для сплошной среды. Кривая 2 ($N_{Т,уд}$) демонстрирует формирование составляющей мощности торможения, которая обусловлена действием нестационарных сил удара вторичных капель (кривая 2 соответствует наибольшей силе удара, которая действует на лопатку непосредственно перед растеканием капли). В методе [3] эта составляющая мощности торможения не учитывалась.

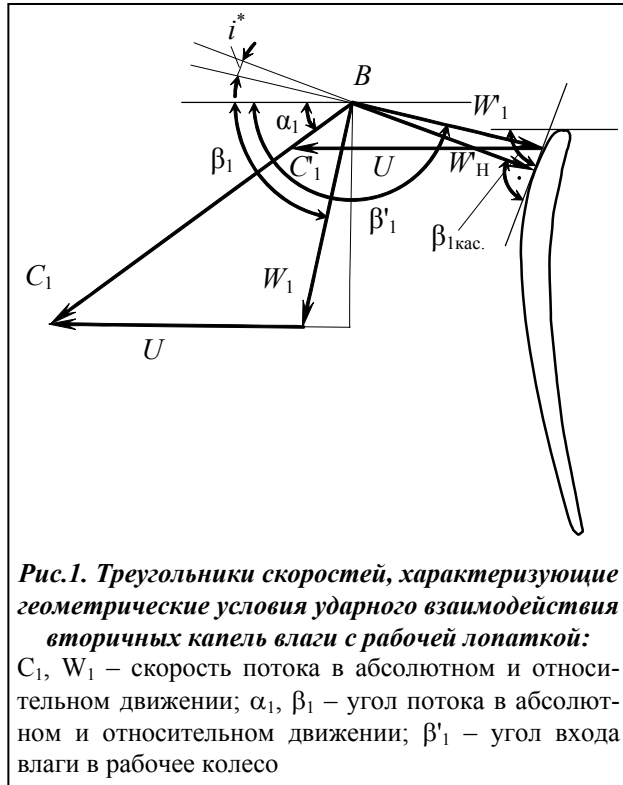
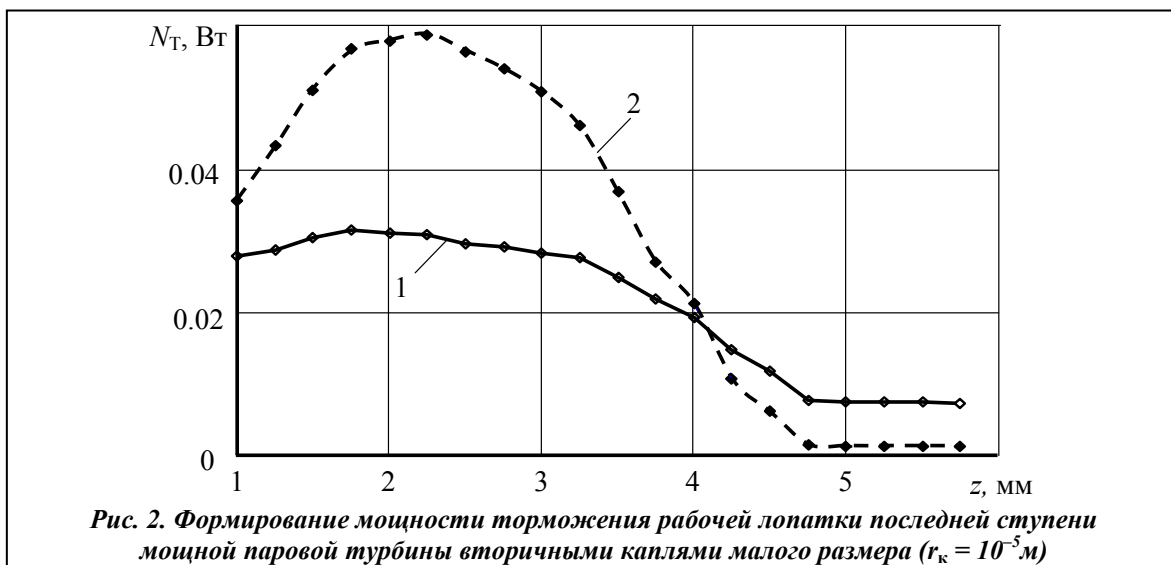


Рис.1. Треугольники скоростей, характеризующие геометрические условия ударного взаимодействия вторичных капель влаги с рабочей лопаткой:

C_1, W_1 – скорость потока в абсолютном и относительном движении; α_1, β_1 – угол потока в абсолютном и относительном движении; β'_1 – угол входа влаги в рабочее колесо



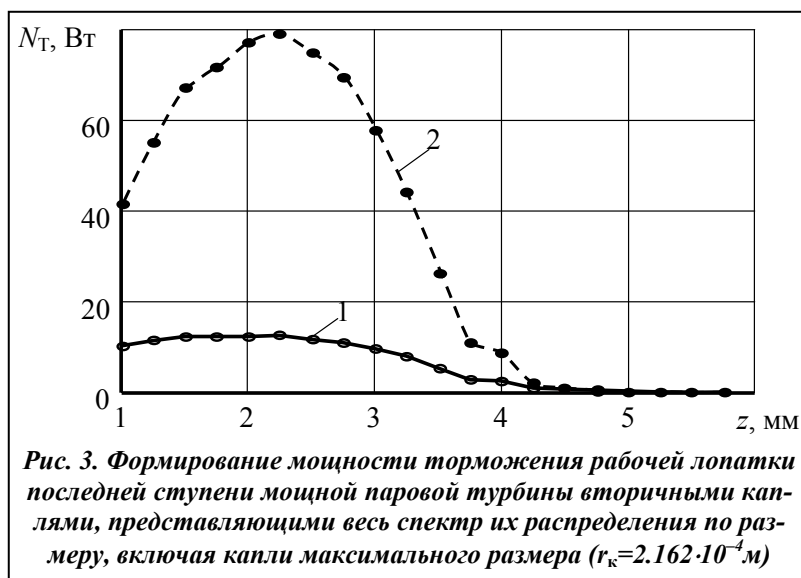
Из графиков видно, что компонента мощности торможения, связанная с действием сил удара каплей, превосходит компоненту мощности, рассчитываемую в соответствии с теоремой Эйлера для сплошной среды. Для достаточно малых капель (рис. 2), выпадающих на входную кромку рабочей лопатки вблизи носика профилей периферийных сечений, отмеченное превосходство на входном участке профильной поверхности, ограниченном осевыми координатами $z = 0 \div 2,25$ мм, оказывается сравнительно небольшим (в экстремальной точке оно приближается к 2-кратному).

Для капель, представляющих весь спектр вторичных капель (рис. 3), выпадающих на входную кромку в периферийной зоне, отмеченное превосходство существенно возрастает, доходя до 8-кратного (в экстремальной точке $z = 2,25$ мм).

Для характеристики потерь от влажности используются различные коэффициенты, значения которых могут изменяться в достаточно широком диапазоне [5]

$$a_1 = \frac{\eta_c - \eta}{y_0},$$

где η_c, η – КПД ступени на перегретом и влажном паре соответственно; y_0 – степень влажности пара перед ступенью;



$$a_2 = \frac{\eta_c - \eta}{y_0 \cdot \eta_c}.$$

В работе [1] отмечается, что в опытах погрешность определения данных коэффициентов оказывается достаточно большой, поэтому их следует рассматривать только как качественную характеристику потерь от влажности.

На рис. 4 представлены результаты расчета коэффициентов потерь от влажности, которые предполагают доминирующий вклад потерь от торможе-

ния рабочего колеса крупнодисперсной капельной влагой. Расчетные кривые получены для влажности перед ступенью $y_0 = 7,5\%$ и характеристического числа $U/C_0 = 0,62$. Там же приведены экспериментальные значения коэффициентов a_1 и a_2 , полученные в опытах С.-Петербургского технического университета «ЛПИ» [5] на экспериментальной ступени, при начальной влажности $y_0 = 8\%$ и числе $U/C_0 = 0,55$. Эти данные позволяют сделать вывод об удовлетворительном качественном совпадении полученного теоретического и экспериментального результатов.

В качестве примера выполнен расчет относительной потери мощности (\bar{N}_Π) последней ступени турбины К-220-44 ОАО «Турбоатом» на номинальном режиме работы вследствие развития на рабочем колесе мощности его торможения попадающей на входные кромки рабочих лопаток вторичной капельной влаги в периферийной зоне ($\Delta l = 300$ мм). На рис. 5 показано, как в данной ступени формируется параметр \bar{N}_Π в осевом направлении.

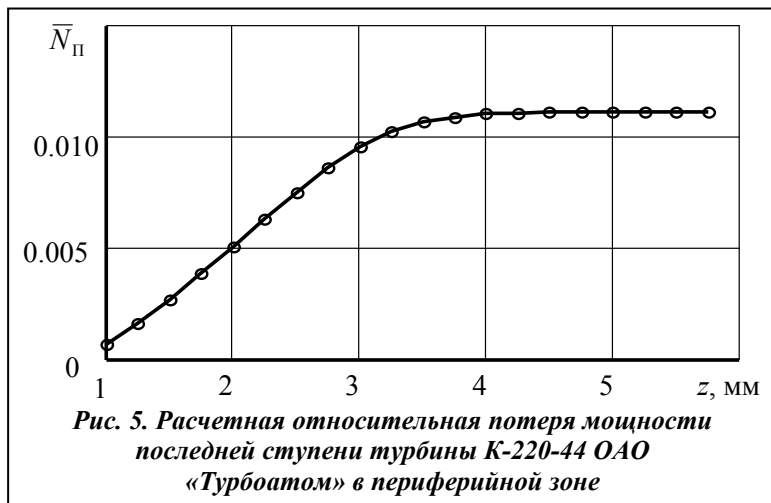
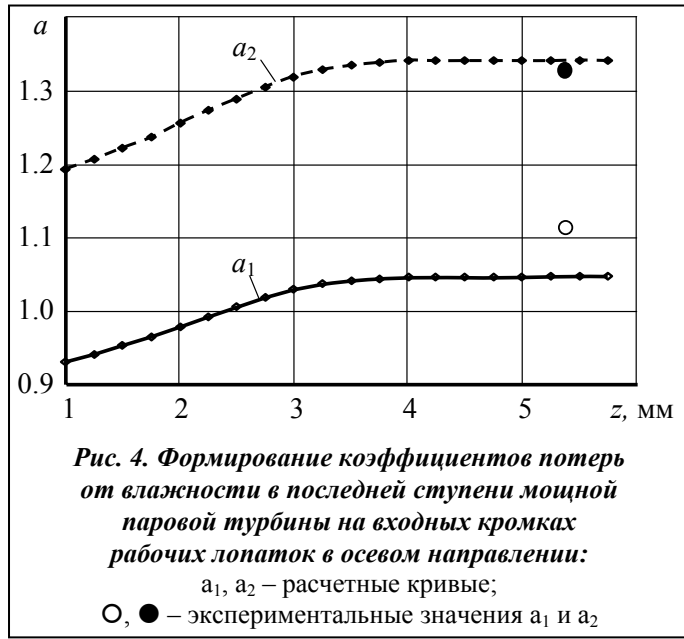
Заключение

Представленные результаты численных исследований позволяют заключить следующее:

1. При определении потерь от вторичной капельной влаги в последних ступенях ЦНД энергетических турбин необходимо учитывать компоненту мощности торможения рабочего колеса, обусловленную действием нестационарных сил удара вторичных капель, попадающих на входные кромки рабочих лопаток.
2. Формирование потерь от вторичной влаги в последних ступенях ЦНД мощных паровых турбин происходит в достаточно узкой области входной кромки, ограниченной в основном носиком периферийных сечений рабочих лопаток.
3. Геометрические характеристики профилей рабочих лопаток вблизи носика в периферийной зоне последней ступени определяют потери ее мощности и экономичности, обусловленные ударным воздействием на рабочие лопатки вторичных капель влаги.

Литература

1. Влияние влажности на коэффициент полезного действия ступеней низкого давления мощных турбин / И. И. Кириллов, Ю. Ф. Косяк, А.И. Носовицкий и др. // Теплоэнергетика. – 1970. – № 6. – С. 35–38.
2. Ковальский А. Э. Математическая модель высокоскоростного удара эрозионно-опасной капли конденсата по рабочей лопатке влажно-паровой ступени энергетической турбины / А. Э. Ковальский // Вестн.



- двигателестроения. – 2004. – № 2. – С. 51–59.
3. Ковальский А. Э. Математическая модель продолжительности стадии ударного взаимодействия эрозионно-опасной капли влаги с входной кромкой рабочей лопатки влажно-паровой турбинной ступени / А. Э. Ковальский // Пробл. машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 1. – С. 9–16.
 4. Кириллов И. И. Основы теории влажнопаровых турбин / И. И. Кириллов, Р. М. Яблоник. – Л.: Машиностроение, 1968. – 264 с.
 5. Кириллов И. И. Влияние влажности на к.п.д. турбинных ступеней / И. И. Кириллов, А. И. Носовицкий, И. П. Фаддеев // Теплоэнергетика. – 1965. – № 7. – С. 46–50.
 6. Влияние крупнодисперсной влаги на эффективность ступеней мощных паровых турбин / И. И. Кириллов, А. И. Носовицкий, Г. Г. Шпензер, Б. В. Наумчик // Теплоэнергетика. – 1973. – № 10. – С. 62–64.
 7. Ковальский А. Э. Теоретическое обоснование механизма каплеударной эрозии рабочих лопаток осевых турбомашин / А. Э. Ковальский // Авіац.-косм. техніка і технологія: Зб. наук. пр. – Харків: Нац. аерокосмічний ун-т «ХАІ», 2001. – Вып. 23. Двигуни и энергоустановки. – С. 33–41.
 8. Перельман Р. Г. Эрозионная прочность деталей двигателей и энергоустановок летательных аппаратов / Р. Г. Перельман. – М.: Машиностроение, 1980. – 245 с.

Поступила в редакцию
20.07.11

УДК 621.165

В. П. Скляров, канд.техн.наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, e-mail: skliarov@ukr.net)

ВЛИЯНИЕ СПОСОБА УВЛАЖНЕНИЯ ПАРА ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВУХФАЗНОЙ ОБЛАСТИ

Рассмотрено, каким образом способ получения влажного пара влияет на результаты исследований расширяющегося в двухфазной области парового потока. Показано, что увлажнение пара за счет впрыска воды создает предпосылки для некорректных выводов.

Розглянуто, яким чином спосіб отримання вологої пари впливає на результати досліджень парового потоку, що розширюється в двофазній області. Показано, що підвищення вологості пари за рахунок впрыску води створює передумови для хибних висновків.

Введение

На основании многочисленных экспериментов с влажным паром были сделаны выводы, часто противоречащие реальным процессам, происходящим в проточной части турбин. Одна из причин такого несоответствия заключается в том то, что из-за сложности и высокой стоимости натуральных исследований большинство экспериментов выполнялось на экспериментальных стендах, при которых необходимую влажность обеспечивали за счет впрыска воды в паровой поток [1–4].

На основании результатов экспериментов с влажным паром К. Бауман (K. Baumann) [5] предложил считать, что для ступеней паровых турбин, работающих в области влажного пара, увеличение влажности на 1% приводит и к уменьшению КПД на 1%. Такой подход оказался чрезвычайно живучим, несмотря на то, что в результате исследований на экспериментальных [6] и натуральных турбинах [7] установлено, что в действительности величина потерь может быть значительно меньше – 0,2–0,4% на 1% влаги. По данным работы [8], в слу-