

ОСОБЕННОСТИ ДВИЖЕНИЯ КРУПНОДИСПЕРСНОЙ ВЛАГИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН

А.Л. Шубенко, д-р техн. наук, И.С. Стрельников,

Институт Проблем Машиностроения НАН Украины, г. Харьков, Украина

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Совершенствование рабочих процессов в области двухфазного течения, где образование, трансформация и перенос влаги оказывают заметное отрицательное влияние на характеристики ступеней, является одной из возможностей дальнейшего повышения экономичности и надежности турбомашин.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. Давно представляют интерес результаты воздействия крупнодисперсной влаги, как на поток в зазоре, так и непосредственно на лопатки рабочего колеса, что, общеизвестно, приводит к потерям на разгон, торможение и другим нежелательным эффектам. В частности, в ЦНД существует проблема несовпадения расчетных потерь на торможение, с реальными, которая решается введением эмпирических коэффициентов кратности. Данная ситуация хорошо отражена в классических монографиях.

Цель исследований. Целью работы является исследование особенностей движения капель влаги в последней ступени ЦНД с точки зрения метода расчета потерь на торможение учитывающего геометрические характеристики элементов проточной части, что позволит, в частности, объяснить и возникновение вышеназванных коэффициентов.

Результаты исследований. Опробованы основные элементы модели механического подхода к расчету потерь на торможение рабочего колеса. Для получения параметров влаги на входе в рабочее колесо было принято допущение прямолинейности движения капели в зазоре, что является, учитывая инерционные свойства крупнодисперсной влаги, достаточно точным упрощением:

$$dc'_{ij}/dt = 2,9 \cdot 10^{-6} \rho^{0,5} T^{0,25} (c_j'' - c'_{ij})^{1,5} / r_{ij}^{1,5}, (1)$$

где c'_{ij} , r_{ij} – скорость и радиус i -й капли в j -ом сечении, ρ'' , T и c_j'' – плотность, температура и скорость пара в j -ом сечении.

При расчете потерь на торможение в рабочем колесе последней ступени ЦНД предложено учитывать дробление капели крупнодисперсной влаги при взаимодействии с лопаточным аппаратом.

На рис. 1 представлена схема дробления капли при столкновении с поверхностью рабочей лопатки.

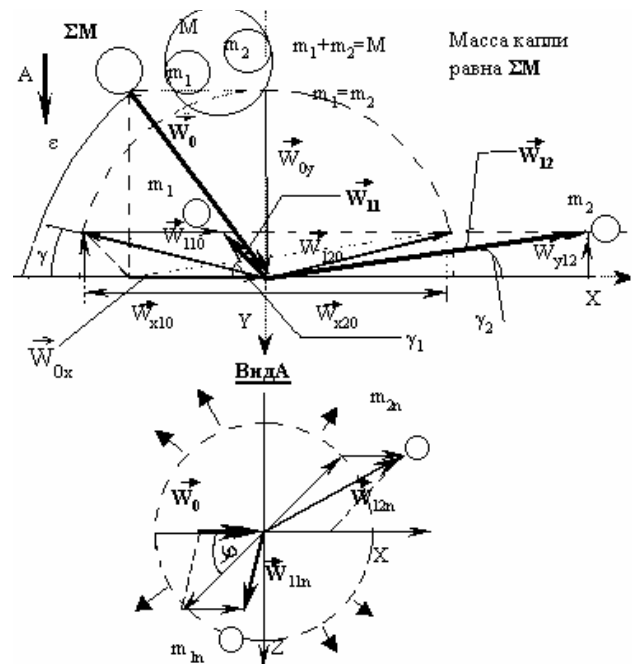


Рис. 1. Схема соударения капли с поверхностью рабочей лопатки и разлета осколков дробления:

W_0 – относительная скорость движения капли;
 ε – угол соударения капли с поверхностью лопатки;
 $\gamma_1(\gamma_2)$ W_1 (W_2) – углы и скорости разлета диаметрально-противоположных капелек дробления массами m_1 (m_2) из-под начальной капли массой $m_{\text{кап}} = \Sigma M$

Угол разлета капелек дробления принят равным углу растекания [1]

$$\sin \gamma = W_{0y} / C_{\text{звук.ж}},$$

где $C_{\text{звук.ж}}$ – скорость звука в невозмущенной воде;

$$W_{0y} = W_0 \sin \varepsilon - \text{проекция } W_0 \text{ на ось } Y \text{ (рис. 1).}$$

Масса всей капли является просуммированной по всем направлениям и спектру дробления массой одновременно вылетающих в противоположные стороны **двух равновеликих капелек дробления** одного из возможных радиусов из спектра дробления (см. рис.1). Предположение о существовании таких капелек, сделанное в данной модели позволило упростить расчет потоков влаги после соударения.

Из закона сохранения энергии получаем

$$W_{0y}^2 = W_{x10}^2 + W_{y12}^2,$$

где

$$|W_{x10}| = |W_{x20}| = W_0 \sin \varepsilon \cos \gamma; \quad W_{y12} = W_0 \sin \varepsilon \sin \gamma.$$

Тогда скорости и углы разлета капелек дробления относительно рабочей лопатки определяются как

$$W_{12} = \frac{W_0 \sin \gamma \sin \varepsilon}{\sin(\arctg \gamma_2)}; \quad (2)$$

$$W_{11} = \frac{W_0 \sin \gamma \sin \varepsilon}{\sin(\arctg \gamma_1)}; \quad (3)$$

$$\tg \gamma_2 = \frac{\tg \gamma}{\sqrt{(\cos \varphi + \ctg \varepsilon / \cos \gamma)^2 + (\sin \varphi)^2}}; \quad (4)$$

$$\tg \gamma_1 = \frac{\tg \gamma}{\sqrt{(\cos \varphi - \ctg \varepsilon / \cos \gamma)^2 + (\sin \varphi)^2}}; \quad (5)$$

что и дает возможность легко рассчитать треугольники скоростей для потоков капелек дробления.

Схема взаимодействия крупнодисперсной влаги с рабочим колесом представлена на рис. 2. Глубина проникновения каплей i -го радиуса в зазор $z_{\text{кап}ij} = \tau c'' \vartheta_{ij} \sin \alpha_1 \sin \delta$, здесь τ – время поворота ротора на угол, соответствующий шагу рабочей решетки, ϑ_{ij} – коэффициент разгона каплей i -го радиуса в j -ом сечении. $G_{\text{В}ijk} = G_{\text{В}ij} / k_{\text{max}}$ – часть расхода, попадающая на k -й участок ($k_{\text{max}} = z_{\text{кап}ij} e / q_z$ – округляется). $G_{\text{В}ij}$ – расход каплей i -го радиуса в j -ом сечении; δ - угол раскрытия.

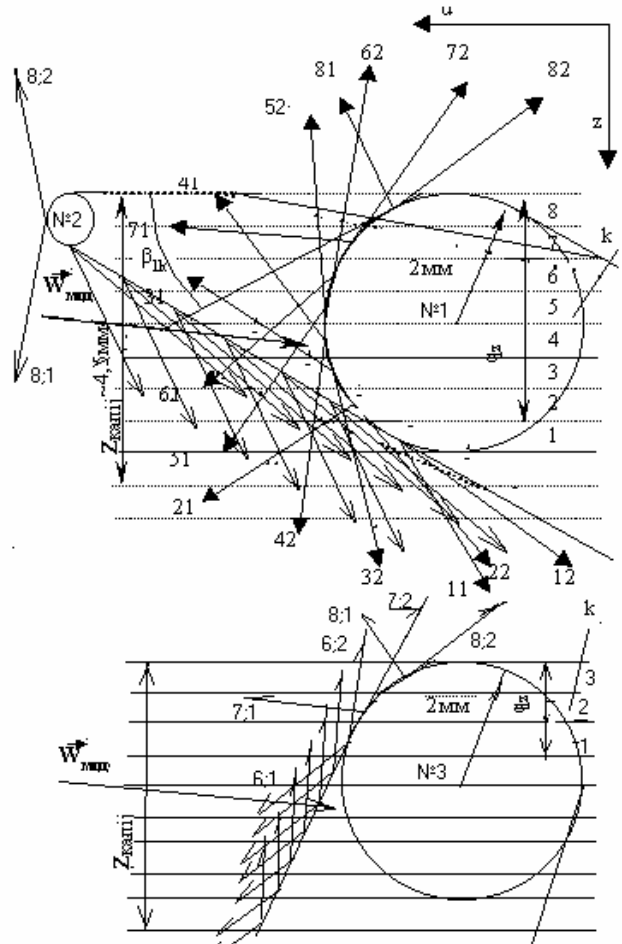


Рис. 2. Схема построения модели расчета потерь на торможение с показанными направлениями подхода крупнодисперсной влаги и основных направлений разлета осколков дробления:

№1 – радиус входной кромки 2мм (жирные стрелочки),

№2 – радиус входной кромки 0,5мм (тонкие стрелочки).

№3 – степень реактивности 0,4 (однобокие стрелочки);

k – номер участка попадания части расхода каплей на носик рабочей лопатки;

e – количество шагов по оси z аппроксимации профиля носика рабочей лопатки;

q_z – глубина аппроксимации;

β_{ik} – угол между осью u и k -ой линией аппроксимации носика профиля;

$W_{\text{мод}}$ – относительная скорость модальных каплей.

На основе предложенного метода была проанализирована зависимость направления движения потока отраженных каплей дробления от геометрии рабочих лопаток и глубины проникновения крупнодисперсной влаги в рабочее колесо. В частности по исходным данным для последней ступени ЦНД турбины мощностью 200МВт [2] были получены треугольники скоро-

стей разлета капель дробления (рис. 3), по которым для конкретной формы носика рабочей лопатки ($r=2$ мм см. рис. 2) вычислен множитель возврата крупнодисперсной влаги на поверхность направляющих лопаток. Множитель для данных условий равен 2, определяется углами разлета капель дробления и образуется следующим образом

$$K=1+1/2+1/4+1/8+1/16+1/32+1/64+\dots,$$

для $r=0,5$ мм $K \ll 2$, при степени реактивности 0,4 $K > 2$.

Полученные результаты дают основания для объяснения влияния степени реактивности на «механические» потери от влаги – нетрудно заметить (см. рис. 2; 3), что с уменьшением реактивности ступени увеличится количество отраженных назад капель дробления.

В общем случае значение множителя K зависит от взаимовлияния радиуса скругления носика лопатки и степени реактивности ступени при постоянстве других параметров (см. рис. 2; 3).

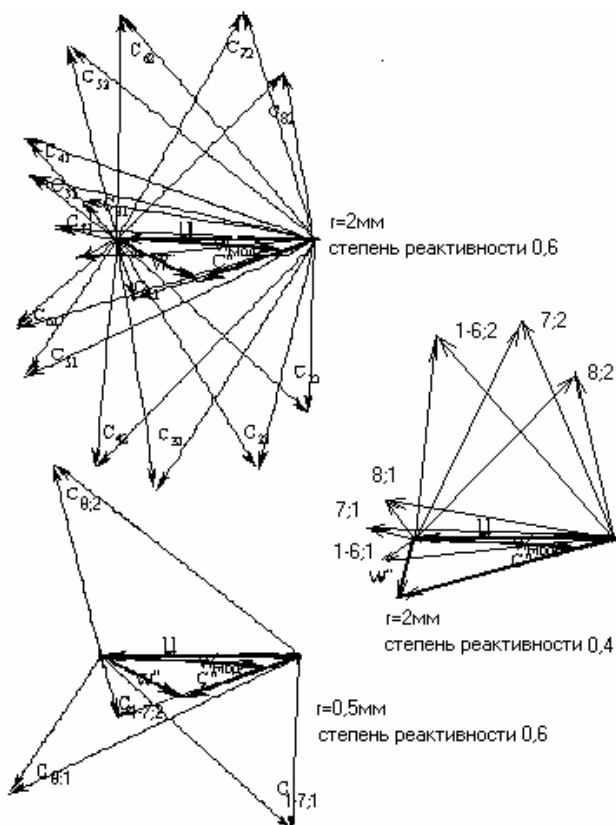


Рис. 3. Треугольники скоростей движения отраженной влаги в плоскости u - z для трех случаев

Кроме того, очевидно, что дробные части множителя показывают расход капель, летящих как внутрь зазора и соплового аппарата, так и отразившихся ра-

нее обратно, а, значит, суммарный расход по крупнодисперсной влаге на выходе из ступени не изменяется. В итоге, суммарные потери на разгон и торможение оказываются с учетом множителя в два-три раза выше расчетных, что хорошо согласуется с экспериментом.

Перспективы дальнейших исследований. Полученная на основе предложенного подхода, качественная картина будет в дальнейшем уточняться расчетами для конкретных машин, но уже сейчас она позволяет говорить о возможном направлении модификации профилей рабочих лопаток. Интерес представляет исследование вопроса, связанного с тем, что реальная крупнодисперсная влажность в последней ступени ЦНД за счет переотраженных противоположно направленных относительно оси z капельных потоков оказывается в несколько раз выше расчетной, что и вызывает эффект множителя увеличения механических потерь и усиливает другие нежелательные процессы. Также можно предположить, что аналогичная ситуация наблюдается и в ступенях других турбомашин, работающих в условиях значительной влажности.

Выводы. Особенностью движения крупнодисперсной влаги в последней ступени ЦНД является наличие существенных обратных оси z потоков капель, определяемых при прочих равных условиях степенью реактивности ступени и радиусом входной кромки рабочих лопаток. Величина обратных потоков обуславливает коэффициент кратности механических потерь от влажности.

Литература

1. Перельман Р.Г., Пряхин В.В. Эрозия паровых турбин.– М.: Энергоатомиздат, 1986.– 182 с.
2. Щегляев А.В. Паровые турбины.– М.: Энергия, 1967.– 368 с.

Поступила в редакцию 28.05.03.

Рецензенты: канд. техн. наук, ст. науч. сотр. Голощапов В.Н., ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков; канд. техн. наук, доц. каф. «Парогенераторостороения» Касилов В.И., НТУ «ХПИ», г. Харьков.