

УДК 621.532

*А. Л. ШУБЕНКО*, чл.-корр. НАНУ; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;  
*И. С. СТРЕЛЬНИКОВ*, вед. инженер ИПМаш НАНУ, Харьков

## ДИСКРЕТНЫЙ ПОДХОД К ОПИСАНИЮ КРУПНОДИСПЕРСНОЙ ВЛАГИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД ВЛАЖНОПАРОВЫХ ТУРБИН

Представлены теоретические методы расчета механических потерь от влажности в последних ступенях ЦНД мощных паровых турбин на основе дискретного подхода к описанию крупнодисперсной влаги и законов сохранения. Получены новые выражения, обобщающие принятые ранее решения для механических потерь мощности рабочего колеса, включающие в себя потери торможения, что дает возможность достаточно просто рассчитывать полные механические потери ступени, как в совокупности, так и по характерным взаимодействиям капельной влаги с паром и лопатками. Показаны зависимости от степени реактивности приведенной мощности механических потерь и коэффициента возврата расхода крупнодисперсной влаги, полученные при исследовании направлений улучшения геометрии верхнего сечения рабочих лопаток. Даны рекомендации по выбору некоторых конструктивных параметров ступени.

**Ключевые слова:** паровые турбины, ЦНД, крупнодисперсная влага, потери от влажности, потери торможения, потери разгона.

### Введение

Главную часть потерь от влажности в последних ступенях ЦНД составляют механические потери, вызванные торможением рабочего колеса массой «медленных» капель, а также затратами энергии на разгон и дробление осевшей на направляющем аппарате влаги. Определяющим фактором изменения параметров импульса и энергии капель крупнодисперсной влаги является аэродинамическое взаимодействие с паровым потоком и прямой контакт с рабочими лопатками последних ступеней.

### Анализ основных достижений и литературы

В работе И.И. Кирилова и Р.М. Яблоника [1] приведены результаты исследований потерь энергии, обусловленные присутствием в ступени большого количества крупнодисперсной влаги, и, на основании теоремы Эйлера для сплошной среды, предложена формула для оценки мощности торможения рабочего колеса. При известном распределении капель оценку величины мощности торможения предлагалось выполнять как [1]

$$N_B = \sum_{i=1}^n \int_{r_a}^{r_b} (u_1 c'_{1ui} dG_{B1i} - u_2 c'_{2ui} dG_{B2i}), \quad (1)$$

где  $r_a, r_b$  – радиусы цилиндрических сечений участка проточной части ступени;  $u_1$  и  $u_2$  – окружные скорости;  $c'_{1ui}$  и  $c'_{2ui}$ ;  $G_{B1i}$  и  $G_{B2i}$  – окружные составляющие скорости и расходы  $i$ -ой группы капель; индексы 1 и 2 относятся соответственно к сечениям перед колесом и за ним.

В этой и более поздних работах [2] было указано на многократность обратного отражения капель при ударе о рабочие лопатки, как правило, увеличивающее рассчитанные «прямые» потери в несколько раз. Например, в опытах ЛПИ с моделью РК последней ступени турбины К-800-240 коэффициент кратности  $f \approx 3$ . Авторы также говорят о зависимости величины данного коэффициента от степени реактивности, и

© А.Л. Шубенко, И.С. Стрельников, 2014

указывают на важность существования двух типов потоков обратно отраженных капель – достигающих предшествующих рабочих лопаток и нет. Первые порождают весь спектр проблем от крупнодисперсной влаги, вторые – дополнительные проблемы разгона.

**Цель исследования, постановка задачи**

Целью исследования является развитие и обоснование методов расчета механических потерь от крупнодисперсной влаги на основе анализа структуры её взаимодействий с паром и рабочими лопатками последней ступени ЦНД.

Мощность внешних и внутренних сил, приложенных к выделенному объему, равняется изменению полной энергии массы жидкости, протекающей в единицу времени через этот объем. В динамике сплошной среды этот закон формулируется так: индивидуальная производная по времени от полной энергии данного движущегося объема среды равна сумме мощностей приложенных к выделенному объему и его поверхности внешних массовых и поверхностных сил и отнесенного к единице времени количества энергии, подведенной извне к объему [3]. Конвективная производная по времени от интеграла некоторой величины, взятого по движущемуся объему, равна переносу той же величины сквозь контрольную поверхность объема.

Для систем, находящихся под постоянным (независимым от времени) давлением, энтальпия играет ту же роль, что и внутренняя энергия в системах с постоянным объемом [4].

Далее, согласно изложенному выше, а также, учитывая специфику рассматриваемой темы, выпишем в интегральной форме теорему об изменении полной энергии среды в объеме  $V$ , ограниченном замкнутой поверхностью  $S$

$$\int_V \rho q \vec{c} dV + \int_V \rho \vec{f}_n \vec{c} dV + \int_S p_n \vec{c} \vec{n} dS - \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \left( I + \frac{\vec{c}^2}{2} \right) dV - \int_S \rho \left( I + \frac{\vec{c}^2}{2} \right) \vec{c} \vec{n} dS = 0, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность среды;  $\vec{f}_n$  – сила, отнесенная к массе;  $p_n = \vec{p}_n \vec{n}$  – среднее давление от внешней поверхностной силы  $\vec{p}_n$ ;  $\vec{c}$  – скорость среды;  $\vec{n}$  – нормаль к поверхности;  $S$  – площадь поверхности;  $I$  – удельная энтальпия;  $q$  – удельная энергия, подводимая извне.

Выделим в последней ступени ЦНД осевой турбины некий объем. Ограничим его плоскостями перпендикулярными оси вращения, проходящими по входной и выходной кромке рабочих лопаток, и замкнем цилиндрическими поверхностями по верхней и нижней кромке лопаток. Далее с помощью теоремы (2) и двух разных подходов к описанию крупнодисперсной влаги выведем формулы для мощности механических потерь вообще и торможения в частности.

**Материалы исследования**

Процесс считаем установившимся, независимым от времени

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \left( I + \frac{\vec{c}^2}{2} \right) dV = 0. \quad (3)$$

В выделенном объеме поток пара будем рассматривать как сплошную среду. Влияние объемных сил исчезающее мало, течение адиабатическое

$$\int_V \rho q \vec{c}' dV = 0; \quad \int_V \rho \vec{f}_n \vec{c}' dV = 0. \quad (4)$$

Во время взаимодействия капли с поверхностью лопатки происходит обмен импульсами между лопаткою и каплей по поверхности пятна контакта. Время столкновения с рабочим колесом крупнодисперсных капель ( $\tau \approx 10^{-6} - 10^{-5}$  с) [5] больше времени между падениями таких капель, что легко находится из расхода крупнодисперсной влаги. Мгновенные значения силы от многих капель за время удара одной капли суммируются и усредняются. Так же очевидно, что существует некая усредненная площадь поверхности взаимодействия крупнодисперсной влаги и рабочих лопаток, определяемая, количеством одновременно падающих капель.

Поверхностные силы, мощность которых не равна нулю, приложены не только к рабочим лопаткам ротора, но и к каплям крупнодисперсной влаги, совокупность которых интерпретируем далее как дискретную среду, распределенную в пространстве выделенного объема, и как бы «зависшую» в нем. Именно так и выглядит «мгновенно замороженный» поток влажного пара в ступени (плюс «остановившиеся» лопатки рабочего колеса). Итак, поток передает свою энергию, как лопаткам, так и каплям, а лопатки и капли обмениваются ею между собой, и, очевидно, сумма их энергий не может быть большей, чем общая энергия, полученная ими от пара. При этом понятно, что именно рабочее колесо существенно влияет и на положение капель в пространстве ступени, и на их скорости относительно пара, а значит, и на энергию, передаваемую потоку – не будь колеса, распределение импульсов и координат крупнодисперсной влаги соответствовало бы простому разгону капель вдоль линий тока с учетом инерции. По-другому говоря, в реальной ситуации, зная полное изменение энергии пара и энергии, переданной каплям **только** паром, мы однозначно определяем работу рабочего колеса с учетом всех механических потерь от влажности в выделенном объеме. Покажем это.

Мощность внешних сил приложенных к ограничивающим поверхностям есть

$$\int_S p_n \bar{c} \bar{n} dS = \int_{S_L} p_{n_{\text{аэрод}}} \bar{c} \bar{n} dS_{\text{лопатки}} + \int_{S_{\text{ЛК}}} p_{n_{\text{капли}}} \bar{w}' \bar{n} dS_{\text{ЛопКап}} + \int_{S_{\text{ЛК}}} p_{n_{\text{лопатки}}} \bar{w}' \bar{n} dS_{\text{ЛопКап}} + \int_{S_K} p_{n_{\text{аэрод}}} \bar{v} \bar{n} dS_{\text{капель}} \quad (5)$$

Здесь  $\int_{S_L} p_{n_{\text{аэрод}}} \bar{c} \bar{n} dS_{\text{лопатки}}$  – мощность аэродинамических сил давления  $p_{n_{\text{аэрод}}}$ , действующих на рабочее колесо;

$\int_{S_{\text{ЛК}}} p_{n_{\text{капли}}} \bar{w}' \bar{n} dS_{\text{ЛопКап}}$  – мощность приложенной каплями к рабочему колесу силы среднего давления  $p_{n_{\text{капли}}}$ , действующего на суммарной, усредненной площади пятна контакта, одновременно бьющих капель – **фактически мощность** торможения рабочего колеса;

$\int_{S_{\text{ЛК}}} p_{n_{\text{лопатки}}} \bar{w}' \bar{n} dS_{\text{ЛопКап}}$  – мощность приложенной к каплям со стороны лопаток силы среднего давления  $p_{n_{\text{лопатки}}}$ , действующего на суммарной, усредненной площади пятна контакта, одновременно бьющих капель,  $\bar{w}'$  – вектор скорости капли относительно лопатки.

По третьему закону Ньютона сумма двух предыдущих интегралов равна нулю

$$(\bar{p}_n)_{\text{лопатки}} = -(\bar{p}_n)_{\text{капли}} \quad (6)$$

И, наконец, в формуле (5)  $\int_{S_K} p_{n\text{аэрод}} \vec{v} \vec{n} dS_{\text{капель}}$  мощность сил давления

взаимодействия капель с потоком  $(\vec{p}_n)_{\text{аэрод}}$ , где  $v = \sqrt{c''^2 + c'^2 - 2c'c'' \cos(\angle \vec{c}', \vec{c}'')}$  – модуль вектора скорости капли относительно пара  $\vec{v}$ ;  $\vec{c}''$  – скорость пара;  $\vec{c}'$  – скорость капли. В дальнейшем этот интеграл заменяется дискретной суммой по  $i$ -м группам размеров капель и  $j$ -м сечениям ступени. Взаимодействия капли с потоком представляется классическими уравнениями движения в цилиндрических координатах [1].

Мощность поверхностных сил, приложенных к одной капле в каком-либо сечении

$$\int_{S_K} p_{n\text{аэрод}} \vec{v} \vec{n} dS_{\text{капель}} = N_{ij} = \frac{\pi}{2} (\rho'')_j (r_k^2)_{ij} (C_x)_{ij} (v')_{ij} \left( (v'_r)_{ij}^2 + (v'_u)_{ij}^2 + (v'_z)_{ij}^2 \right) - \frac{4\pi (r_k^3)_{ij} \rho' (c'_r)_{ij} (c'_u)_{ij} (v'_u)_{ij}}{3(r_{\text{CT}})_j} + \frac{4\pi (r_k^3)_{ij} \rho' (c'_u)_{ij}^2 (v'_r)_{ij}}{3(r_{\text{CT}})_j}, \quad (7)$$

где  $c'_u$  – тангенциальная составляющая скорости капли;  $c'_r$  – радиальная составляющая скорости капли;  $r_{\text{CT}}$  – радиальная координата капли;  $\rho''$  – плотность пара;  $\rho'$  – плотность воды;  $r_k$  – радиус капли;  $C_x$  – коэффициент лобового сопротивления.

С учетом того, что орты внешней нормали параллельных поверхностей (плоскостей), ограничивающих выделенный объем, направлены противоположно, изменение момента количества движения пара протекающего через выделенный объем равно

$$\begin{aligned} \int_S \rho \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right) \vec{c} \vec{n} dS &= \int_0^{r_n} \int_{r_k} \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_1 c''_n r_{\text{CT}} d\varphi dr - \int_0^{r_n} \int_{r_k} \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_2 c''_n r_{\text{CT}} d\varphi dr = \\ &= \int_{r_k}^{r_n} \left( \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_1 \rho c''_n 2\pi r_{\text{CT}} dr - \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_2 \rho c''_n 2\pi r_{\text{CT}} dr \right) = \\ &= \int_{r_k}^{r_n} \left( \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_1 dG_1'' - \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_2 dG_2'' \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Приняв для одного сечения, равенство окружной скорости  $u_1 = u_2 = u$  и равенство приращения расхода  $dG = dG_1 = dG_2$  получим идеальную мощность рабочего колеса (РК)

$$N_{\text{РК0}} = \int_{r_k}^{r_n} \left( \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_1 dG_1'' - \left( I + \frac{\vec{c}'^2}{2} \right)_2 dG_2'' \right) = \int_{r_k}^{r_n} (uc''_{1u} - uc''_{2u}) dG''. \quad (9)$$

Далее, обозначив  $\int_{S_{\text{Л}}} p_{n\text{аэрод}} \vec{c}'' \vec{n} dS_{\text{лопатки}} = N_{\text{РК}}$ , и подставляя (3), (4), (6), (7) и

(9) в уравнение (5), получим выражение для мощностей, действующих в выделенном

объеме. В соответствии с теоремой Эйлера и нашим дискретным описанием крупнодисперсной влаги имеем

$$N_{PK} = N_{PK0} + \sum_{ijl} N_{ijl}, \quad (10)$$

где  $l$  – количество капель  $i$ -го радиуса в  $j$ -м сечении.

Без потери общности рассуждений, данные выводы могут быть распространены на всю ступень, последовательным включением в эйлеровский объем как зазора, так и направляющего аппарата.

**Результаты исследования**

Мощность механических потерь (МП) от крупнодисперсной влаги

$$N_{МП} = \sum_{ijl} N_{ijl}. \quad (11)$$

Эта формула может совместно описывать (а в этом варианте и описывает), как газодинамические потери от крупнодисперсной влаги в рабочем колесе, так и потери торможения, но расчет по ней в таком случае представляет большие трудности в связи с необходимостью знать количество, состав, распределение в пространстве и скорости относительно пара одновременно присутствующих «замороженных» в наблюдаемом объеме капель и осколков их дробления.

Задача значительно упрощается, если предположить, что рабочее колесо не взаимодействует с крупными каплями и, следовательно, можно рассчитывать только газодинамические потери от продолжения разгона крупнодисперсной влаги уже не в зазоре, а далее в пространстве рабочего колеса, по-другому говоря, если исключить расчет потерь торможения. Зная параметры пара вдоль линий тока в рабочем колесе, размеры капель и их коэффициенты разгона в зазоре, можно с большой достоверностью определить «мгновенное распределение» капель по массе и импульсу в пространстве рабочего колеса.

Высказанное предположение вытекает из теоремы Эйлера при условии, что мы вычленим в отдельный расчет потери от непосредственного взаимодействия капель и рабочего колеса, т.е. в явном виде покажем мощность торможения, которая определяет структуру, энергию и взаимодействия потока капель в реальной ситуации. Параметры крупнодисперсной влаги без взаимодействия с рабочим колесом отличаются от её же параметров при наличии взаимодействия ровно на затраченные рабочим колесом потери мощности торможения. Момент импульса, импульс, энергия величины аддитивные.

Введем далее понятие мощности потерь на разгон в рабочем колесе и зазоре как

$$N_{ПК} = \sum_{ijl} \left[ \frac{\pi}{2} (\rho'')_j (r_k^2)_{ij} (C_x)_{ij} (v')_{ij} \left( (v'_r)_{ij}^2 + (v'_u)_{ij}^2 + (v'_z)_{ij}^2 \right) - \frac{4\pi (r_k^3)_{ij} \rho' (c'_r)_{ij} (c'_u)_{ij} (v'_u)_{ij}}{3(r_{ст})_j} + \frac{4\pi (r_k^3)_{ij} \rho' (c'_u)_{ij}^2 (v'_r)_{ij}}{3(r_{ст})_j} \right]_{ПК}. \quad (12)$$

Эта формула идентична (11), но совершенно отличается по значению переменных, потери же торможения считаются в данном случае иначе.

Подход к определению механических потерь от влажности, в частности потерь торможения, был изначально предложен авторами в 2000 году в работе [5] и развит позднее в статьях [6, 7]. Параметры каждой группы (от разгона в зазоре до дробления при столкновении с лопаткой и разлета осколков) рассчитываются на основании классических газодинамических уравнений движения и закона сохранения импульса,

выписанных для выбранных капель. Тем же способом получаем и коэффициент кратности потерь. В итоге имеем полные механические потери от влажности, начиная с кратных потерь на разгон, заканчивая кратными потерями торможения.

Тормозящий колесо импульс удара одной капли описывается, как  $P_u = W'_y (1 + \sin \gamma) m_{\text{капл}} \sin \beta_{1k}$ . Учитывая, что  $dP/dt = F$ ;  $m_{\text{капли}} dn = G_{\text{капель}} dt$

получаем  $dP_{ijk} = W'_{yij} (1 + \sin \gamma) \sin \beta_{1ijk} m_{\text{капли}ijk} dn = W'_{yij} (1 + \sin \gamma) \sin \beta_{1ijk} \frac{G_{Bij}}{k_{\text{max}}} dt$  и

соответственно в  $j$ -ом сечении ступени от  $i$ -ой группы капель на  $k$ -ом участке носика лопатки сила  $F_{ijk} = \frac{G_{Bij}}{k_{\text{max}}} W'_{yi} (1 + \sin \gamma) \sin \beta_{1ijk}$ . Тогда, в целом на рабочее колесо

действует сила  $F = \sum_{ijk} F_{ijk}$  и момент  $\Omega = \sum_{ijk} F_{ijk} l_j$ . Мощность торможения рабочего

колеса

$$N_{\text{Торм}} = \Omega \omega = \omega \sum_{ijk} \frac{G_{Bij}}{k_{\text{max}}} W'_{yi} (1 + \sin \gamma) \sin \beta_{1ijk} l_j. \quad (13)$$

Здесь  $\gamma = \arcsin(W'_y / C_{\text{звук.ж}})$  [8] – угол разлета капелек дробления, отсчитываемый от касательной к поверхности лопатки плоскости в месте удара;  $C_{\text{звук.ж}}$  – скорость звука в невозмущенной воде;  $W'_y = W'_0 \sin \varepsilon$  – нормальная составляющая скорости соударения;  $W'_0$  – скорость капли относительно лопатки;  $\varepsilon$  – угол между касательной к поверхности лопатки плоскостью и вектором относительной скорости капли в месте столкновения;  $m_{\text{капли}}$  – масса капли,  $n$  – количество капель;  $z_{\text{кап}ij} = \tau c'' \vartheta_{ij} \sin \alpha_{1j} \cos \delta_j$  – глубина проникновения капель внутрь рабочего колеса;  $k_{\text{max}}$  – количество участков аппроксимации входной кромки рабочей лопатки на глубине проникновения капель  $i$ -го радиуса в  $j$ -м сечении внутрь рабочего колеса;  $k$  –

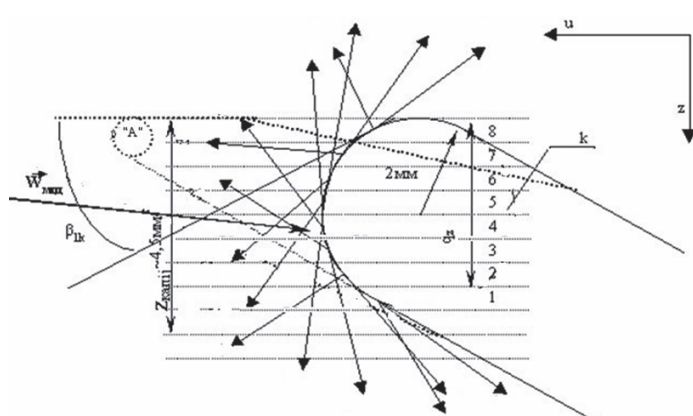


Рис. 1 – Схема построения модели расчета потерь на торможение с показанными направлениями подхода крупнодисперсной влаги и основных направлений разлета осколков дробления: "А" – возможное перспективное решение формы профиля;  $k$  – номер участка попадания части расхода капель на носик рабочей лопатки;  $q_z$  – глубина аппроксимации;  $\beta_{1k}$  – угол между осью  $u$  и  $k$ -ой линией аппроксимации носика профиля

номер участка попадания части расхода капель на носик рабочей лопатки;  $\tau$  – время поворота ротора на угол, отвечающий шагу рабочей решетки;  $\vartheta_{ij}$  – коэффициент разгона;  $\beta_{1k}$  – угол между осью  $u$  и  $k$ -й линией аппроксимации носика профиля;  $\omega$  – угловая скорость вращения ротора;  $\alpha_{1j}$  – угол выхода потока из направляющего аппарата в  $j$ -ом сечении;  $\delta_j$  – угол раскрытия в  $j$ -м сечении.

Схема взаимодействия крупнодисперсной влаги с рабочим колесом, изображена на рис. 1.

Коефіцієнт возврата расхода  $K_{брс}$  определяет величину расхода как осколков дробления, летящих против потока внутрь соплового аппарата, так и расхода летящих «по потоку» капель, образовавшихся из «предыдущей порции» осколков дробления, попавших с рабочего колеса обратно в пленку на сопловом аппарате. Суммарный расход крупнодисперсной влаги в такой ситуации не меняется, но её концентрация в зазоре кратно увеличивается. В итоге коэффициент кратности потерь  $K_{кп}$  представляет собой сходящийся бесконечный ряд – сумму геометрической прогрессии

$$K_{кп} = 1/(1 - K_{брс}). \quad (14)$$

Мощность механических потерь от крупнодисперсной влаги с учетом формул (12)–(14) соответственно равна

$$N_{МП} = \sum_{ijl} N_{ijl} = K_{кп} (N_{Торм} + N_{ПРК}). \quad (15)$$

Здесь и ниже индекс ПРК (потери разгона капель) относится к ситуации, в которой параметры крупнодисперсной влаги приняли бы значения, определяемые без взаимодействия с рабочим колесом, т.е. без дробления и при разгоне капель вдоль линий тока с учетом инерции, как в рабочем колесе, так и до этого в зазоре.

Еще в первой работе [5] нами был сделан вывод о двух совершенно взаимосвязанных сторонах одного и того же процесса взаимодействия – «распределение импульса торможения по поверхности носика лопатки и параметры векторов разлета капелек дробления, позволяют говорить о направлении модификации профилей рабочих лопаток (рис. 1). Из рисунка хорошо видно, что уменьшение площади взаимодействия, на которой угол касательной к профилю в месте соударения капли  $\beta_{1k}$  меньше  $100^\circ$  приводит к уменьшению потерь торможения в «реактивных» ступенях. Значительно позднее подобные выводы, но без указаний по улучшению профиля были сделаны в работе [9].

Кроме того, на рис. 2, в качестве примера результатов расчета предложенным методом показаны зависимости от степени реактивности приведенной мощности механических потерь и коэффициента возврата расхода крупнодисперсной влаги, полученные при исследовании направлений улучшения геометрии верхнего сечения рабочих лопаток. Графики построены на основе исходных данных последней ступени турбины типа К-300-240 для периферийного слоя толщиной 0,1 длины лопатки. Как и предполагалось ранее [2], в ступенях с конструктивными решениями, подразумевающими в верхних сечениях более высокие степени реактивности при прочих равных условиях величина механических потерь ниже.

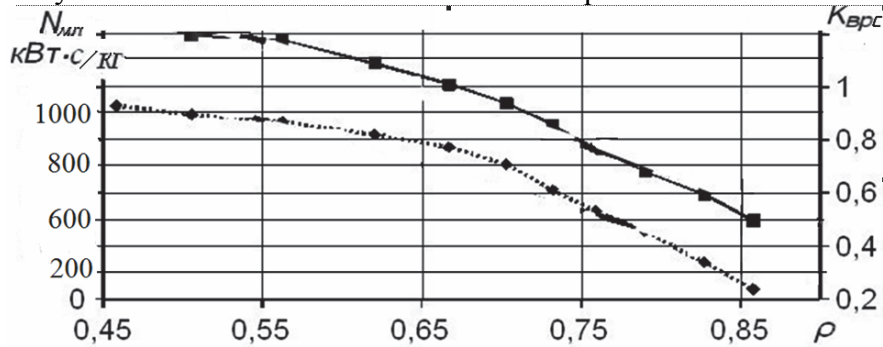


Рис. 2 – Зависимость приведенной к расходу крупнодисперсной влаги (РКВ) мощности механических потерь  $N_{МП}$  и коэффициента возврата расхода  $K_{брс}$  крупнодисперсной влаги от степени реактивности в верхнем сечении ступени (РКВ = 0,135 кг/с):  
 —■— приведенная мощность механических потерь, .....◆..... коэффициент возврата расхода

### Выводы

На основе уравнений движения, сохранения энергии и представления крупнодисперсной влаги как дискретной среды получены новые выражения для механических потерь мощности рабочего колеса, включающие в себя потери торможения, что дает возможность достаточно просто в рамках предложенной ранее модели [5] рассчитывать полные механические потери ступени, как в совокупности, так и по характерным взаимодействиям капельной влаги с паром и лопатками. Показано, что дальнейшее повышение экономичности и надежности паровых турбин большой мощности основывается на детальном изучении тонкой структуры парового потока. Представлены рекомендации по выбору некоторых конструктивных параметров ступени.

**Список литературы:** 1. Кириллов, И. И. Основы теории влажнопаровых турбин [Текст] / И. И. Кириллов, Р. М. Яблоник. – Л.: Машиностроение, 1968. – 261 с. 2. Кириллов, И. И. Теория турбомашин. Примеры и задачи [Текст] / И. И. Кириллов, А. И. Кириллов – Л.: Машиностроение, 1974. – 321 с. 3. Лойцянский, Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л. Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с. 4. Вукалович, М. П. Термодинамика [Текст] / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с. 5. Шубенко, А. Л. Влияние параметров крупнодисперсной влаги на экономические показатели ступеней ЦНД паровых турбин [Текст] / А. Л. Шубенко, И. С. Стрельников // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. науч. тр. ИПМаш НАН Украины. – Х.: ИПМаш НАН Украины, 2000. – С. 288–294. 6. Шубенко, А. Л. Особенности движения крупнодисперсной влаги в проточной части лопаточных турбомашин [Текст] / А. Л. Шубенко, И. С. Стрельников // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – № 7(42). – С. 61–63. 7. Шубенко, А. Л. Расчет механических потерь от влажности в последней ступени мощной паровой турбины [Текст] / А. Л. Шубенко, И. С. Стрельников, В. Л. Швецов // Пробл. машиностроения. – 2009. – № 1. – С. 9–15. 8. Перельман, Р. Г. Эрозия паровых турбин [Текст] / Р. Г. Перельман, В. В. Пряхин. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 182 с. 9. Ковальский, А. Э. Метод расчета мощности торможения рабочего колеса последней ступени мощной паровой турбины вторичной капельной влагой [Текст] / А. Э. Ковальский // Пробл. машиностроения. – 2011. – № 4. – С. 5–12. – ISSN 0131-2928.

**Bibliography (transliterated):** 1. Kirillov, I. I., and R. M. Jablonik. *Osnovy teorii vlazhnoparovyh turbin*. Leningrad: Mashinostroenie, 1968. Print. 2. Kirillov, I. I., and A. I. Kirillov. *Teorija turbomashin. Primery i zadachi*. Leningrad: Mashinostroenie, 1974. Print. 3. Lojcejskij, L. G. *Mehanika zhidkosti i gaza*. Moscow: Drofa, 2003. Print. 4. Vukalovich, M. P., and I. I. Novikov. *Termodinamika*. Moscow: Mashinostroenie, 1972. Print. 5. Shubenko, A. L., and I. S. Strel'nikov. "Vlijanie parametrov krupnodispersnoj vlagi na jekonomicheskie pokazateli stupenej CND parovyh turbin". *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija*. Kharkov: IPMash NAN Ukrainy, 2000. 288–294. Print. 6. Shubenko, A. L., and I. S. Strel'nikov. "Osobennosti dvizhenija krupnodispersnoj vlagi v protochnoj chasti lopatochnyh turbomashin." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 7(42) (2003). 61–63. Print. 7. Shubenko, A. L., I. S. Strel'nikov and V. L. Shvecov. "Raschet mehanicheskikh poter' ot vlazhnosti v poslednej stupeni moshhnoj parovoj turbiny." *Probl. mashinostroenija* 1 (2009). 9–15. Print. 8. Perel'man, R. G., and V. V. Prjahin. *Jerozija parovyh turbin*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1986. Print. 9. Koval'skij, A. Je. "Metod rascheta moshhnosti tormozhenija rabocheho kola poslednej stupeni moshhnoj parovoj turbiny vtorichnoj kapel'noj vlagoj." *Probl. mashinostroenija* 4 (2011). 5–12. ISSN 0131-2928. Print.

Поступила (received) 26.02.2014