

К ВОПРОСУ О МЕТОДИКЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОТЕРЬ ОТ ВЛАЖНОСТИ В ПАРОВЫХ ТУРБИНАХ

С. В. ПОЛОЖИЙ

(Представлена кафедрой теплоэнергетических установок)

Количественные данные современных исследований потерь от влажности не согласуются с теоретическим представлением о возможной величине потерь от капельной влажности, основанным на явлении адиабатической конденсации в проточной части паровой турбины. Это послужило причиной критического рассмотрения современной методики экспериментального определения потерь от влажности в паровых турбинах [1—3].

Недостаточность современной методики экспериментальных и теоретических исследований потерь от влажности заключается в сопоставлении к.п.д. одной и той же ступени при работе ее последовательно на перегретом и влажном паре без учета различных условий работы ступени на перегретом и влажном паре.

Абсолютное значение относительного внутреннего к.п.д. ступени $\eta_{oi}^{вл}$ в области влажного пара, определяемого из опыта по формуле (1), отражает все потери в ступени как от капельной влажности (от переохлаждения пара ξ_n от удара капелек при входе на рабочие лопатки $\xi_{уд}$, на разгон капель и дробление пленки в осевом зазоре ξ_p), так и от потерь, связанных с физическими и термодинамическими особенностями работы ступени в области влажного пара (тепловой перепад $H_o^{вл}$, расход пара $G_{вл}$, потеря на трение диска в паре ξ_t , режим работы

$$\left(\frac{U}{C_o}\right)_{вл} \text{ и др.}). \quad \eta_{oi}^{вл} = K \left(\frac{M \cdot n}{G \cdot H_o}\right)_{вл}, \quad (1)$$

где K — постоянный коэффициент;

M, n, G — измеряемые в эксперименте момент, число оборотов и расход пароводяной смеси;

H_o — располагаемый теплоперепад, определяемый по диаграммам или таблицам по измеренным начальным и конечным параметрам ($p_o, t_o(x_o), p_2$).

Работа ступени на перегретом паре также полностью характеризуется опытным внутренним к.п.д. ступени (2).

$$\eta_{oi}^n = K \left(\frac{M \cdot n}{G \cdot H_o}\right)_n \quad (2)$$

Это является общеизвестным фактом и сомнению не подлежит.

Ошибочность современной методики экспериментального определения потери от влажности при работе одной и той же ступени на перегретом и влажном паре заключается в сопоставлении этих к.п.д. $\eta_{oi}^{вл}$, $\eta_{oi}^п$ без учета различий условий их работы и без обеспечения таких условий работы ступени на перегретом и влажном паре, при которых возможно использование формул (1) и (2).

При сравнении к.п.д. ступени перегретого и влажного пара потеря от изменения условий работы ступени при переходе ступени с перегретого на влажный пар (снижение к.п.д. от изменения теплопадения $H_o^{вл}$, плотности влажного пара $\rho^{вл}$, нережимных условий работы на влажном паре $\left(\frac{U}{C_o}\right)_{вл}$) по современной методике определения потерь от влажности как в опытах, так и в теоретических исследованиях полностью относятся на потерю от капельной влажности ($\xi_n + \xi_{уд} + \xi_p$).

$$\begin{aligned}\eta_{oi}^{вл} &= \eta_{oi}^п - \eta_{oi}^п \left[\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_n + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{уд} + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_p \right] = \\ &= \eta_{oi}^п - \eta_{oi}^п (\xi_n + \xi_{уд} + \xi_p)\end{aligned}\quad (3)$$

Такой метод определения потерь от влажности пара в экспериментальной ступени был бы справедлив лишь в том случае, если бы удалось создать идентичные физические и термодинамические условия работы ступени при работе ее на перегретом и влажном паре при постоянном отношении давлений, приходящихся на ступень как для перегретого, так и для влажного пара $\epsilon = \frac{P_1}{P_0}$, при котором проводится экспериментальное определение потери от влажности.

Снижение к.п.д. ступени при переходе от перегретого к влажному пару при $\frac{P_1}{P_0} = idem$ происходит от всех потерь, связанных с работой ступени в области влажного пара — как от изменения физических и термодинамических условий работы ступени, так и от наличия влаги

$$\begin{aligned}\eta_{oi}^{вл} &= \eta_{oi}^п - \eta_{oi}^п \left\{ \left[\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_n + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{уд} + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_p \right] + \right. \\ &\quad \left. + \left[\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_n + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_\tau + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{U;C_o} \right] \right\},\end{aligned}\quad (4)$$

где $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_n$ — изменение крутящего момента от снижения работоспособности влажного пара, $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_\tau$ — то же от увеличения потери от трения диска в паре, $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{U;C_o}$ — от нережимных условий работы ступени на влажном паре, $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_n$ — потеря энергии от переохлаждения, $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_p$ — потеря энергии на дробление пленки и разгон капель в осевом зазоре, $\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{уд}$ — потеря энергии от нерасчетного угла входа влаги на рабочие лопатки и сепарацию в периферийную зону.

В качестве примера ошибочности современной методики экспериментальных исследований определения потерь от влажности могут служить исследования, опубликованные в [4].

В [4] приведен анализ и даны рекомендации по определению потерь от влажности на основе многолетних экспериментальных исследований МЭИ с использованием моментных характеристик ступеней. Этот метод экспериментальных исследований потерь от влажности, по мнению авторов [4], дал возможность получить качественное влияние потерь энергии от влажности ($\xi_n, \xi_p, \xi_{уд}$) на экономичность паровых турбин. Изменяя величину крутящего момента особенно при заторможенном роторе ($\frac{U}{C_0} = 0$), заключенном в плавающую втулку, при работе на перегретом паре вблизи линии насыщения (M_n) и на влажном паре ($M_{вл}$) в (4) получают потерю от влажности как отношение

$$\frac{\Delta M}{M_n} = \frac{M_n - M_{вл}}{M_n} \quad (4)$$

$$M_{вл} = M_n - \sum_{i=1}^n \Delta M_i \quad (5)$$

Относительный внутренний к. п. д. ступени определяется по выражению

$$\eta_{oi}^{вл} = \eta_{ci}^n - \eta_{oi}^n \left[\left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_n + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_p + \left(\frac{\Delta M}{M_n} \right)_{уд} \right]. \quad (6)$$

Структура этих формул и методика экспериментальных исследований, как это было показано выше, построены на сопоставлении работы ступени на перегретом и влажном паре по суммарному снижению крутящих моментов и к. п. д. ступени на влажном паре с учетом только наличия влаги в паре и ее взаимодействия с паром и конструктивными элементами ступени, включая эффект переохлаждения влажного пара (ξ_n).

При такой постановке исследований не предполагаются и не учитываются основные причины снижения крутящих моментов и относительного внутреннего к. п. д. ступени при переходе от перегретого к влажному пару, о которых говорилось выше [1, 2]. Используя те же экспериментальные данные [4] (рис. 1, 3, 6), можно показать ошибочность заключений и выводов о сущности и балансе потерь от влажности в [4]. Результаты измерений крутящих моментов при заторможенном роторе и при различных $\frac{U}{C_0}$ в зависимости от влажности пара приведены на рис. 1. Снижение крутящего момента влажного пара при заторможенном роторе $\frac{U}{C_0} = 0$ в [4]) оценивается как результат потери энергии от дробления пленки и разгона капель в осевом зазоре. При вращении ротора снижение крутящих моментов на влажном паре учитывает еще потерю от удара капель при входе потока на рабочие лопатки. Такое снижение крутящих моментов при переходе от перегретого к влажному пару в [4] определяется в действительности не только наличием влаги в паре и ее взаимодействием с проточной частью турбины, но и изменением физических и термодинамических свойств влажного пара — уменьшением работоспособности килограмма пара по мере

увеличения влажности при измененном отношении $\epsilon = \frac{P_1}{P_0}$ в эксперимен-

тах, а также возрастанием тепловых потерь ступени влажного пара [1]. Для иллюстрации действительных основных причин снижения крутящих моментов в опытах [4] при переходе ступени от перегретого к влажному пару, учитывая только уменьшение работоспособности влажного пара, в табл. 1 приведены значение теоретического теплопадения $H_o^{вл}$

от влажности при $\varepsilon = \frac{P_1}{P_0} = 0,85$ ($P_0 = 2$ ата, $P_1 = 1,7$ ат) и отношение работоспособности влажного и перегретого пара $\frac{H_0^п - H_0^{вл}}{H_0^п}$. Как видно из этой таблицы, относительное снижение работоспособности влажного

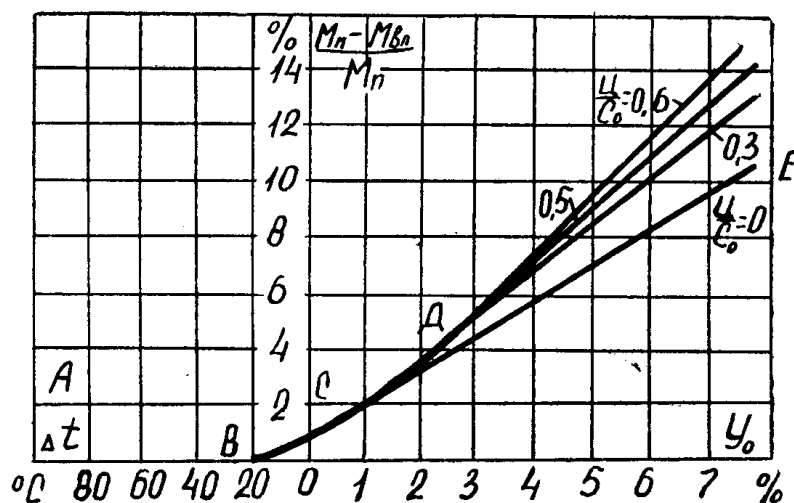


Рис. 1. Относительное снижение момента на валу ступени от влажности в зависимости от отношения $\frac{U}{C_0}$ по [1]. $d_{cp} = 400$ мм, $l = 25$ мм, $\varepsilon = 0,85$

пара $\frac{H_0^п - H_0^{вл}}{H_0^п}$ при суммарной потере от капельной влажности, принятой нулю $h_{ил} = 0$, имеет такую же закономерность, что и снижение

Таблица 1

Наименование величин	Перегретый пар $\Delta t = 34^\circ\text{C}$ $y_1 = 1,8\%$	Влажный пар			
		$y_0 = 0\%$ $y_1 = 3,5\%$	$y_0 = 2\%$ $y_1 = 5,5\%$	$y_0 = 4,3\%$ $y_1 = 7,5\%$	$y_0 = 7\%$ $y_1 = 10\%$
Теоретическая работоспособность кг пара, H_0 , ккал/кг	27,5	26,5	25,8	24,6	24,0
Относительное снижение работоспособности, $\frac{H_0^п - H_0^{вл}}{H_0^п}$, %	0	3,67	6,2	10,5	12,7
Изменение крутящих моментов по [1], $\frac{M^п - M^{вл}}{M^п}$, %	-20°C $y_1 = 1,8\%$	$y_1 = 4\%$	$y_1 = 6\%$	$y_1 = 7\%$	$y_1 = 7,6\%$
$\left(\frac{U}{C_0} = 0, \varepsilon = 0,85\right)$	1,8%	6,0%	8,5	9,5	11,0

крутящих моментов в опытах [4] (рис. 1). Для данных y_0 и ε изменение крутящих моментов от отношения $\frac{U}{C_0}$ подчиняется зависимости

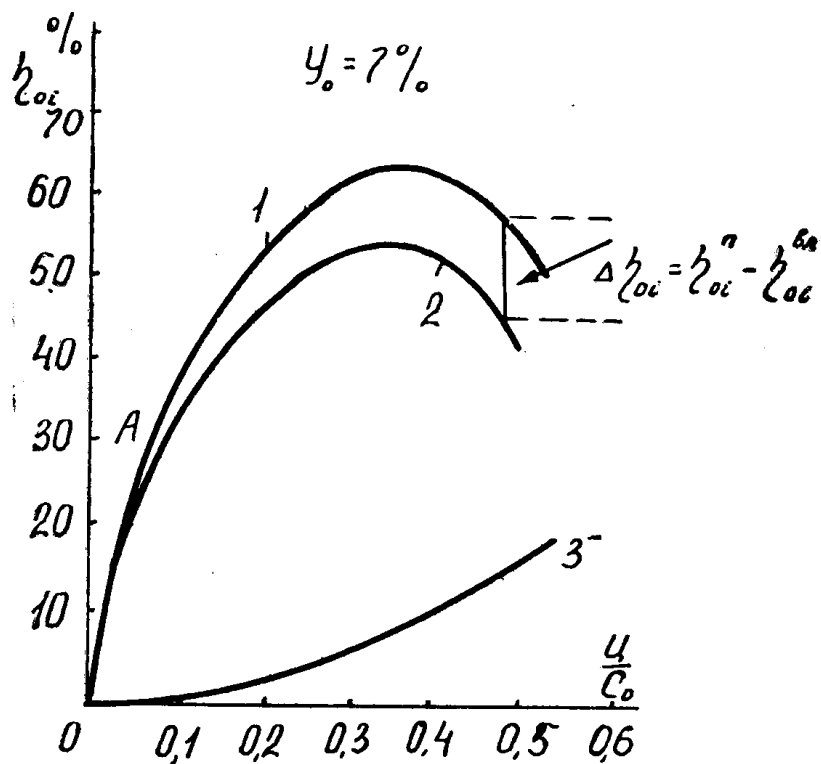


Рис. 2а. Зависимость η_{oi} от $\frac{U}{C_0}$ при потере от капельной влажности, равной нулю ($Y_0=7\%$). 1 — перегретый пар, 2 — влажный пар, 3 — снижение относительного внутреннего к. п. д. при переходе на влажный пар при $h_{вл}=0$

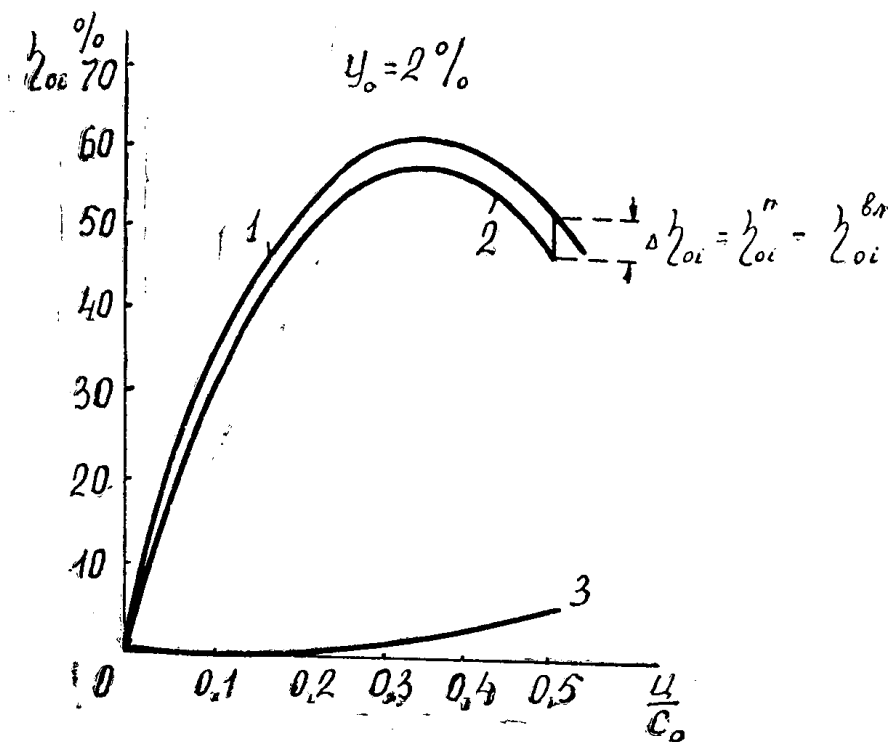


Рис. 2б. Зависимость η_{oi} от $\frac{U}{C_0}$ при потере от капельной влажности, равной нулю ($Y_0=2\%$). 1 — перегретый пар, 2 — влажный пар, 3 — снижение относительного внутреннего к. п. д. при переходе на влажный пар при $h_{вл}=0$

η_{oi} от $\frac{U}{C_0}$, обусловленной обычными тепловыми потерями ступени (потеря в соплах, на рабочих лопатках, на трение и с выходной скоростью — $h_c, h_d, h_{тв}, h_v$ [1]). На рис. 2 показана схема изменения крутящих моментов от $\frac{U}{C_0}$ для постоянной влажности и перепада давления на ступень $\epsilon = \frac{P_1}{P_0}$. Снижение η_{oi} (крутящих моментов) возрастает с уве-

личением влажности пара для одной и той же величины $\frac{U}{C_0}$ (рис. 2 а, 2 б). При малой влажности исчезает существенное влияние $\frac{U}{C_0}$ на сни-

жение крутящих моментов влажного и перегретого пара (точка А рис. 2 а и 2 б, точка Д рис. 1). Это объясняется малым различием H_0^n и $H_0^{вл}$, $h_{тв}^n$ и $h_{тв}^{вл}$ при небольших окружных скоростях вращения диска ступени. Снижение крутящего момента в опытах [4] при $Y_0 = 0$ и работе ступени на перегретом паре (точка В и С рис. 1) всецело объясняется изменением работоспособности и физических свойств (при постоянном $\epsilon = \frac{P_1}{P_0}$ при переходе ступени с перегретого на слабо пере-

гретый или насыщенный пар). Метод определения крутящих моментов, в том виде как он используется в [4], как становится очевидным, не дает возможности обнаружить истинную потерю от капельной влажности и тем более составить правильный баланс потерь при работе ступени в области влажного пара. Однако этот метод и экспериментальные данные [4] позволяют вскрыть основные причины снижения крутящих моментов при переходе от перегретого к влажному пару, качественно установить влияние физических и термодинамических факторов на снижение к. п. д. ступени влажного пара. Снижение крутящего момента

от величины перепада давления на сопловую решетку $\epsilon = \frac{P_1}{P_0}$ также зависит от работоспособности перегретого и влажного пара для различных $\frac{U}{C_0}$. Например, для $Y_0 = 9\%$ при $\epsilon = 0,9$ ($P_0 = 0,55$ ат, $P_1 = 0,5$ ат)

отношение теоретического теплопадения влажного пара и перегретого составляет $0,67 \div 0,58$ или $32-28\%$. На соответствующую величину снижается крутящий момент ступени при работе на влажном паре. При $\epsilon = 0,4$ ($P_0 = 1,25$ ата, $P_1 = 0,5$ ата) при той же влажности 9% отношение теплоперепадов равно $0,88-0,80$ или 16% . Расположение опытных кривых в [4] (рис. 3) следует этой же закономерности без учета потерь от капельной влажности. Например, для $Y_0 = 9\%$ при $\epsilon = 0,9$ $\frac{\Delta M}{M_n} = 13\%$, а для $\epsilon = 0,4$ — всего лишь $3,5\%$.

Затрата энергии на дробление пленки и разгон капелек жидкости в осевом зазоре при небольшой влажности по своей физической природе не может составлять существенной величины. Неправильным поэтому является утверждение в [4], что в зоне оптимальных $\frac{U}{C_0}$ потеря на

дробление пленки и разгон капель в осевом зазоре составляет $8-10\%$ при влажности $Y_0 = 7,5\%$ (рис. 3). Изображение баланса потерь от капельной влажности на рис. 4 по данным [4] является ошибочным.

Изменение η_{oi} при работе ступени на перегретом паре от $\frac{U}{C_0}$ определяется тепловыми потерями — в соплах, на рабочих лопатках, на трение диска и с выходной скоростью. Подобная же зависимость η_{oi} от $\frac{U}{C_0}$ в опытах [4] получена и для влажного пара (рис. 4, кривая 2). Более

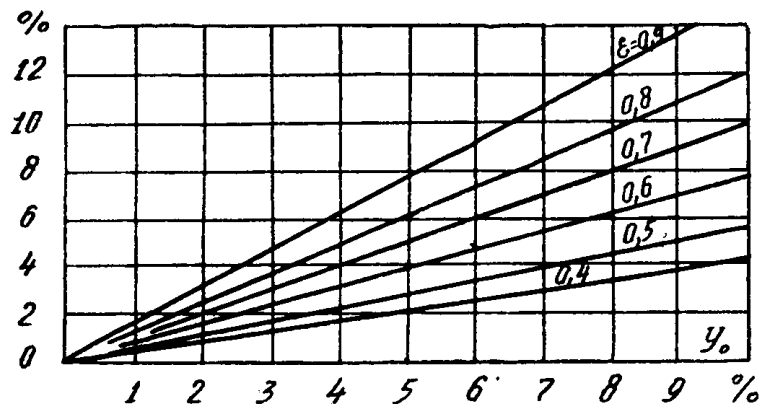


Рис. 3. Потеря энергии на разгон и дробление капель от отношения давления на сопло $\left(\varepsilon = \frac{P_1}{P_0}\right)$ и начальной влажности по [4]

низкое расположение кривой 2 объясняется меньшей работоспособностью килограмма влажного пара при одинаковом значении $\varepsilon = \frac{P_1}{P_0}$ для

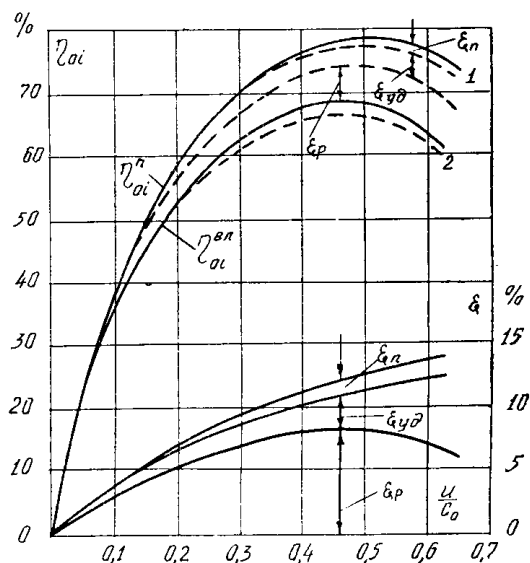


Рис. 4. Баланс потерь от влажности в зависимости от $\frac{U}{C_0}$ по [4]. 1 — перегретый пар, 2 — влажный пар. $\varepsilon=0,85$, $Y_0=7,5\%$, $d_{ср}=400$ мм, $l=25$ мм

перегретого и влажного пара. Даже при одинаковой потере в ступени перегретого и влажного пара, считая потерю от капельной влажности рав-

ной нулю, кривая 2 будет располагаться ниже кривой 1 (рис. 4). Так, например, при $\epsilon^{вл} = \epsilon^n = 0,5$ ($P_0 = 1,0$ атм, $P_1 = 0,5$ ат) теоретическое теплопадение перегретого пара составляет $H_0^n = 28$ ккал/кг ($t_0 = 145^\circ\text{C}$, $t_1 = 80^\circ\text{C}$, $X_1 = 1,0$), а для влажного пара — 24 ккал/кг ($y_0 = 7\%$, $y_1 = 10\%$). При допущении равенства тепловых потерь $h_{\text{пот}}^n = h_{\text{пот}}^{вл} = 5$ ккал/кг относительный внутренний к. п. д. ступени для перегретого пара составляет в этом случае 82% , а для влажного пара — 79% . С учетом более высоких потерь на трение диска в среде влажного пара [1] различие в к. п. д. влажного и перегретого пара будет возрастать. В этом же направлении действует увеличение влажности пара.

При составлении баланса потерь от капельной влажности в [4] была также допущена ошибка и в части зависимости этих потерь от $\frac{U}{C_0}$.

Потеря на дробление пленки и разгон капель в осевом зазоре не зависит от $\frac{U}{C_0}$ при неизменном $\epsilon = \frac{P_1}{P_0}$, и величина ее определялась в [4] при затор-

моженном роторе, а на рис. 4 эта потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$ и при затормо-

женном роторе равна нулю. Подобное же относится и к потере от переохлаждения пара ξ_n , которая в одном случае в [4] не зависит от $\frac{U}{C_0}$ (при заторможенном роторе), а в другом случае на рис. 4 (рис. 6

в [4]) эта потеря зависит от $\frac{U}{C_0}$ и при $\frac{U}{C_0} = 0$ также оказывается равной

нулю. Авторы работы [4] не объясняют этих противоречий в своей статье.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. В. Положий. К вопросу влияния влажности пара на к. п. д. турбинной ступени. Изв. вузов СССР — Энергетика, № 7, 1962.
2. С. В. Положий. Еще раз к вопросу о влиянии влажности пара на к. п. д. турбинной ступени. Изв. вузов СССР — Энергетика, № 3, 1963.
3. С. В. Положий. К вопросу о кинетике процесса конденсации пара в турбинной ступени. Изв. ТПИ, том 137, 1965.
4. М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов, В. В. Пряхин, О. А. Поваров. Потери энергии, возникающие при течении влажного пара в турбинной ступени. Теплоэнергетика, № 12, 1966.