

УДК 621.165

А.В. ЛАПУЗИН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков
В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков
Ю.А. ЮДИН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ», г. Харьков

ОСОБЕННОСТИ СТРУКТУРЫ ПАРОВОГО ПОТОКА В ПЕРИФЕРИЙНОЙ ЗОНЕ СОВРЕМЕННОЙ ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД

Наведені результати експериментальних досліджень структури парового потоку в периферійній зоні крупномасштабної моделі сучасного останнього ступеня типового ЦНТ потужної парової турбіни. По параметрам, що вимірювалися за сопловою решіткою та за робочим колесом, визначені коефіцієнт витрати та витрата периферійної витіки над робочим колесом на різних режимах роботи ступеня.

Experimental investigation structure of flow at peripheral zone of large-scale model modern last stage standard LPC powerful steam turbine is resulted. Behind nozzle and rotor blades parameters was measured. Coefficients flow rate and flow rate of peripheral leakage over rotor blade at different regime of operation stage are defined.

К настоящему времени технический прогресс в области паротурбостроения достиг такого высокого уровня, когда резервы повышения КПД оборудования в значительной мере уже исчерпаны. Дальнейшее развитие возможно лишь на основе совершенствования сложнейших газодинамических процессов, происходящих в турбине. Пока еще контроль газодинамических расчетов, выполняемых с использованием современных программных комплексов, должен проводиться с использованием экспериментальных данных и, в частности, данных о структуре потока в периферийной зоне последней ступени ЦНД. В этой зоне отводится пар $G_{вл}$ в систему влагоудаления, имеется периферийная радиальная утечка $G_{пв}$ через зазор над рабочим колесом, которая влияет не только на КПД ступени, но и на газодинамические характеристики осерадиального диффузора выходного патрубка ЦНД.

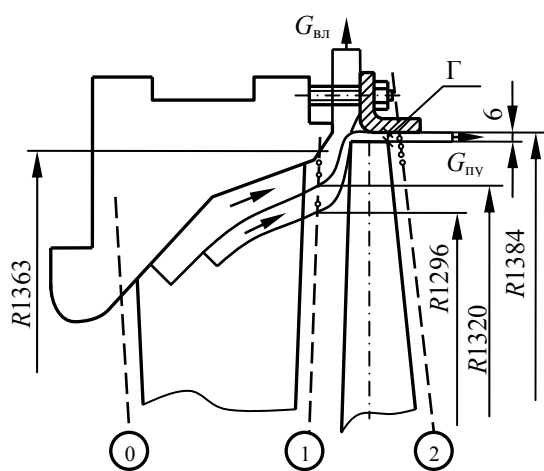


Рис. 1.

На одной из тепловых электростанций Украины НТУ «ХПИ» и ОАО «Турбоатом» провели испытания модели 1:2 современной последней ступени типового ЦНД одной из мощных паровых турбин в условиях близких к натурным [1–3]. Получить достоверную информацию о работе ступени можно было только путем измерений в перегретом паре. Ориентируемые пятиканальные газодинамические зонды и термопары располагались в трех контрольных сечениях (рис. 1). Особенностью измерений в сечении 1 являлось перемещение зонда, как в радиальном, так и в тангенциальном направлениях, что позволило определить параметры пространственного

неосесимметричного парового потока в межвенцовом зазоре.

В статье рассмотрена работа ступени на четырех режимах (табл. 1). Давление за ступенью P_{2cp} и частота вращения n поддерживались постоянными. Параметры пара

перед ступенью на среднем радиусе (P_{0cp}^* , t_{0cp}^*) выбирались такими, чтобы смоделировать на среднем радиусе хотя бы один критерий, характеризующий работу ступени во влажном паре на расчетном режиме. На режиме 1 – это угол β_{1cp} , на режиме 2 – отношение скоростей $(u/c_{\phi})_{cp}$, на режиме 4 – числа Маха $M_{C_{1cp}}$, $M_{W_{2cp}}$, режим 3 – промежуточный. Расход пара через ступень G находился путем замера расхода его конденсата.

Таблица 1

Режимы испытаний

Режим	n , об/мин	P_{2cp} , ата	t_{0cp}^* , °C	P_{0cp}^* , ата	$H_{рcp}$, кДж/кг	G , кг/с	α_{2cp} , град
1	3000	0,04	131	0,097	140	13,6	114
2				0,128	180	17,8	67
3				0,155	205	21,4	51
4			190	0,192	280	25,8	41

При обработке и анализе распределения параметров в периферийной зоне последней ступени потребовались специальные подходы. Распределение осредненных в тангенциальном направлении параметров потока в сечении 1 представлено на рис. 2.

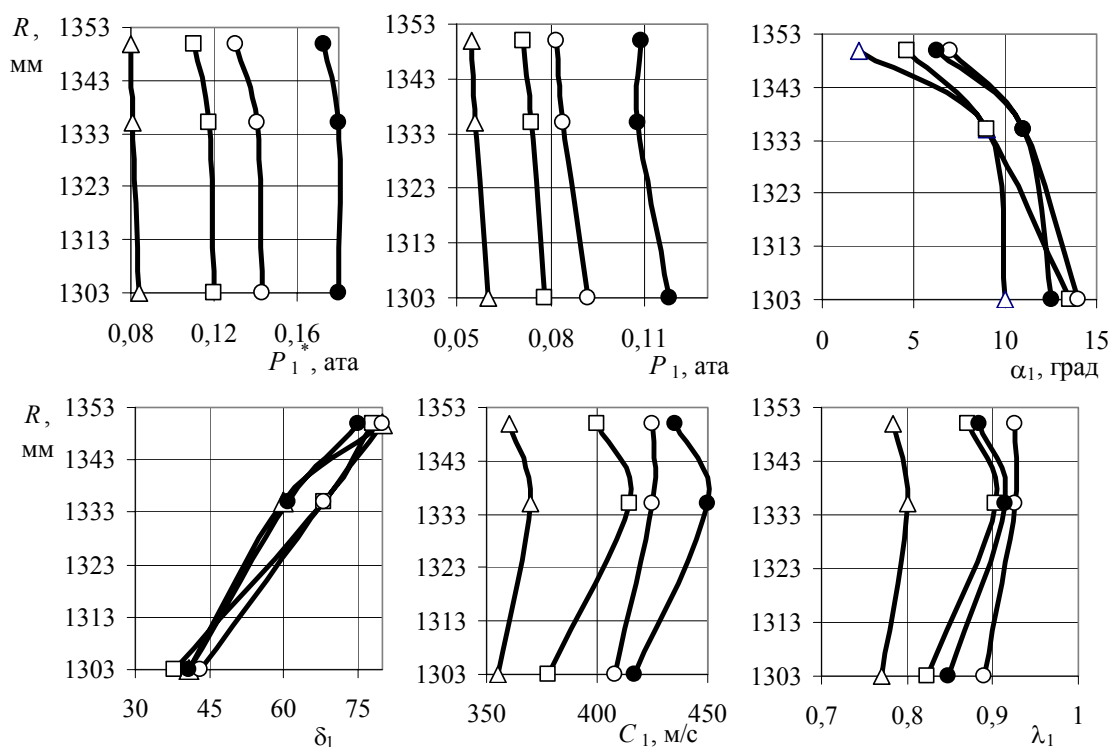


Рис. 2. Параметры потока в сечении 1 на режимах 1 (Δ), 2 (\square), 3 (\circ), 4 (\bullet)

Периферийные протечки пара через осевой и радиальный зазоры обуславливают искривление поверхностей тока выпуклостью к оси ступени, о чем свидетельствует отрицательный градиент давления выше радиуса $R = 1272$ мм. Расход пара через периферийный радиальный зазор над РК $G_{пу}$, как будет показано ниже, составляет (2,6–3,5) % от расхода G . Расход пара через открытый осевой зазор $G_{вл}$ в эксперименте

не определялся и по ориентировочным оценкам находится на уровне 4 % от G . Поэтому при расчете характеристик периферийной протечки в сечении 1 были использованы параметры пара между поверхностями тока $\bar{G} = 0,93$ и $\bar{G} = 0,96$, которые проходят соответственно через радиусы $R = 1296$ мм и $R = 1320$ мм. Представительным для дальнейших расчетов принят радиус $R = 1308$ мм.

На радиусе $R = 1308$ мм окружная составляющая скорости в несколько раз превышает расходную и радиальную составляющие. По мере роста давления торможения перед ступенью скорость C_1 монотонно увеличивается от 360 до 430 м/с (рис. 2). Важно отметить, что безразмерная скорость λ_1 перестает изменяться при переходе от режима 3 к режиму 4, что указывает на «запирание» периферийной зоны ступени, то есть на независимость отношений расходов $G_{\text{пу}}/G$ и $G_{\text{вл}}/G$ от давления $P_{0\text{cp}}^*$ при отношении давлений $P_{0\text{cp}}^*/P_{2\text{cp}} > 4$.

На рис. 3 представлены параметры в периферийной зоне сечения 2, измеренные с помощью зонда и термопары, протарированных в дозвуковом потоке. В центре потока утечки на радиусе $R = 1381$ мм температура торможения практически совпадает с температурой торможения на входе в ступень. Характер распределения вдоль радиуса t_2^* , P_2^* свидетельствует о том, что зона потока, искаженного протечкой через радиальный зазор, всего в ~ 2 раза превышает величину зазора.

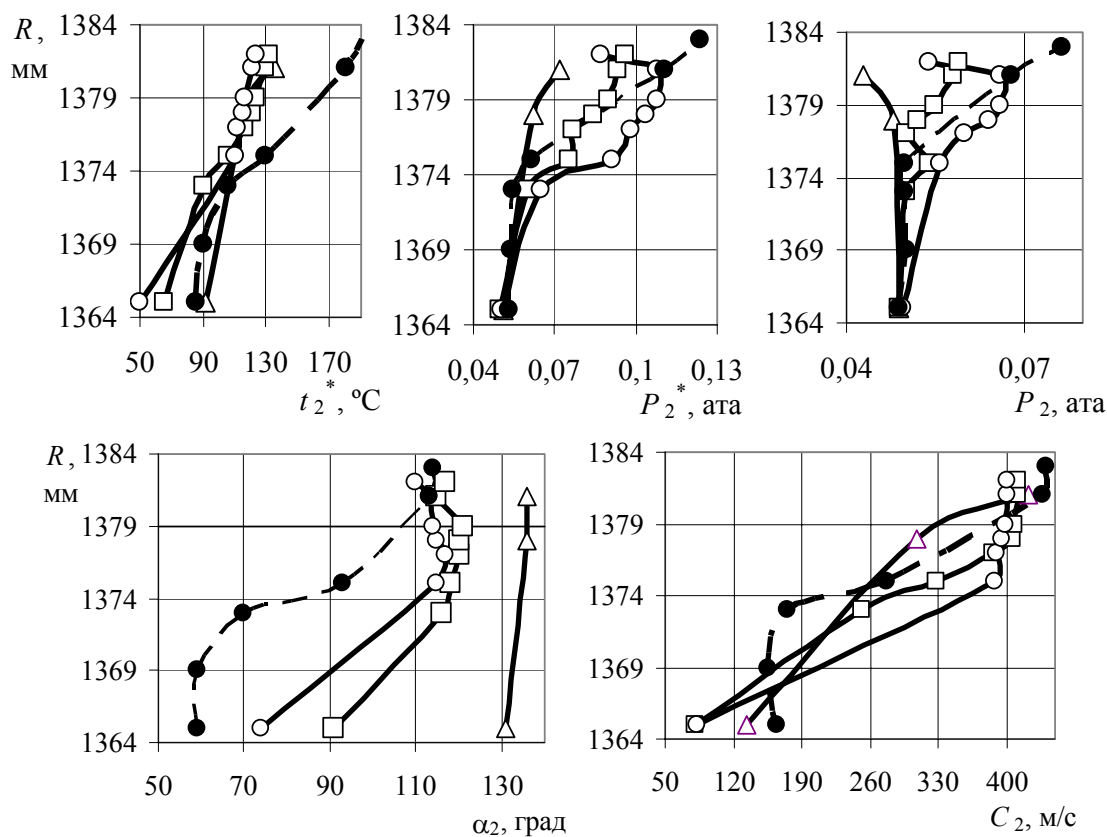


Рис. 3. Параметры потока в сечении 2 на режимах 1 (Δ), 2 (\square), 3 (\circ), 4 (\bullet)

По мере увеличения перепада в ступени $H_{\text{рсп}}$ и снижения угла на среднем радиусе ступени $\alpha_{2\text{ср}}$ снижается и угол α_2 в центре потока утечки. На режиме 1 $\alpha_2 = 136^\circ$, а на режимах 3 и 4 $\alpha_2 = 113^\circ$. Таким образом, при переходе из сечения 1 в

сечение 2 поток утечки раскручивается на угол $\Delta\alpha = 180^\circ - \alpha_1 - \alpha_2$ равный 34° на режиме 1 и на 55° на режиме 4. Раскрутка обусловлена огромными гидравлическими потерями на указанном участке, который снаружи ограничен неподвижным цилиндрическим козырьком, а внутри рабочим колесом, окружная скорость которого (433 м/с) превышает окружную составляющую C_{1u} . На режиме 1 в условиях дозвукового течения через зазор (отношение давлений $\pi_t = P_2/P_1^*$, определяющее теоретическую скорость истечения, практически совпадает с критическим отношением давлений для перегретого пара) коэффициент гидравлических потерь ζ в потоке утечки равен 0,69

$$\zeta = (P_1^* - P_2^*) / (P_1^* - P_1).$$

При переходе к режимам 2 и 3 степень взаимодействия потока утечки с потоком в межлопаточных каналах рабочего колеса усиливается, что приводит к увеличению $\Delta\alpha$ и ζ (табл. 2).

Приведенный в табл. 2 расход периферийной утечки вычислялся по формуле

$$G_{\text{пу}} = 0,031 \frac{P_2^* q_2}{\sqrt{T_2^*}} F_3 \sin \alpha_2,$$

в которой F_3 – площадь зазора (0,052 м²).

Таблица 2

Параметры потока утечки

Режим	P_1^* , ата	P_1 , ата	P_2^* , ата	P_2 , ата	π_t	ζ	$G_{\text{пу}}$, кг/с	$G_{\text{пу}}/G$
1	0,0835	0,0595	0,067	0,045	0,54	0,69	0,352	0,026
2	0,12	0,077	0,09	0,057	0,48	0,7	0,63	0,0354
3	0,143	0,091	0,105	0,064	0,45	0,73	0,76	0,0355
4	0,18	0,116	«0,11»	«0,067»	«0,37»	«1,09»	«0,742»	«0,0288»

В процессе анализа результатов экспериментов были обнаружены проблемы в обработке результатов измерений в сечении 2 на режиме 4. На этом режиме поток периферийной утечки становится сверхзвуковым, а зонд установленный за ПС тарировался только на дозвуковых режимах. Поэтому параметры в табл. 2, обработанные по дозвуковой тарировке, не отвечают действительным и взяты в кавычки «» (при переходе от режима 3 к режиму 4 коэффициент ζ и относительный расход $G_{\text{пу}}/G$ не должны изменяться). Ниже приведен способ определения действительных параметров по имеющимся данным.

Скорректируем параметры потока утечки в сечении 2 на режиме 4, полагая известными его расход $G_{\text{пу}} = 0,0355 \cdot 25,8 = 0,92$ кг/с и коэффициент потерь $\zeta = 0,73$ на участке течения 1-Г (рис. 1). В горловом сечении Г давление торможения определим по формуле $P_\Gamma^* = P_1^* - \zeta(P_1^* - P_1) = 0,133$ ата.

При сверхзвуковом обтекании зонда перед ним возникает ударная волна. В прямом скачке уплотнения давление торможения снижается от P_Γ^* до $P_2^* = 0,11$ ата, которое надежно фиксируется с помощью центрального приемного отверстия зонда. По формуле

$$\frac{P_2^*}{P_\Gamma^*} = \lambda_{\text{н}}^2 \left(\left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{н}}^2 \right) / \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \frac{1}{\lambda_{\text{н}}^2} \right) \right)^{1/(k-1)}$$

для $k = 1,33$ находим безразмерную скорость набегающего потока ($\lambda_n = 1,56$), а затем газодинамические функции π_n и q_n ($\pi_n = 0,182$, $q_n = 0,689$). Таким образом, на режиме 4 в сечении 2 поток утечки имеет следующие осредненные параметры: $P_2^* = 0,133$ ата, $P_2 = 0,024$ ата, $C_2 = 760$ м/с и проходит через кольцо площадью F_3/q_2 .

Сравним полученные выше данные с результатами расчетов по формуле [4]

$$(G_{\text{пу}}/G)_p = \mu_3 (F_3/F_1) \sqrt{\rho_n / (1 - \rho_{\text{ср}})},$$

в которой коэффициент расхода μ_3 обычно принимается равным 0,5; F_3 , F_1 – площади необандаженного радиального зазора и сопловой решетки; ρ_n , $\rho_{\text{ср}}$ – реактивности на периферийном и на среднем радиусах соответственно. Все необходимые для расчета параметры представлены в табл. 3. Значения ρ_n взяты на поверхности тока, находящейся в сечении 2 на радиусе $R = 1365$ мм, где влияние протечки на давление P_2 отсутствует (рис. 3).

Таблица 3

Оценка погрешностей расчетного определения $G_{\text{пу}}/G$

Режим	F_3/F_1	H_p , кДж/кг	ρ_n	$\rho_{\text{ср}}$	$(G_{\text{пу}}/G)_p$	$G_{\text{пу}}/G$	погр.	π_t	μ
1	0,054	140	0,34	0,3	0,0188	0,026	28%	0,54	0,545
2		180	0,35	0,43	0,0211	0,0354	40%	0,48	0,666
3		205	0,48	0,51	0,0267	0,0355	25%	0,45	0,668
4		280	0,58	0,6	0,0325	0,0355	8%	0,133	0,68

Из табл. 3 следует, что расчет по формуле [4] на (8–40) % занижает расход периферийной протечки. В последней колонке таблицы 3 приведены значения экспериментально определенного коэффициента расхода для потока утечки $\mu = G_{\text{пу}}/G_{\text{пу}t}$. Для сверхзвукового режима 4 он определялся по формуле $\mu = \frac{P_2^*}{P_1^*} \sin \alpha_2$, а

дозвуковых – $\mu = \frac{P_2^*}{P_1^*} \frac{q_2}{q_{2t}} \sin \alpha_2$.

На дозвуковых режимах 1–3 приведенный расход q_2 практически равен 1, а приведенный расход $q_{2t} = f(\pi_t, k)$ равен 1 из-за низкого отношения давлений $\pi_t = P_2/P_1^*$.

Таким образом, на транс- и сверхзвуковых режимах течения пара через радиальный зазор коэффициент расхода определяется зависимостью $\mu = (1 - \zeta(1 - \pi_t)) \sin \alpha_2$. Наиболее существенно на μ влияет угол α_2 и отношение давлений $\pi_t = P_2/P_1^*$.

Список литературы: 1. Гаркуша А.В. Аэродинамика проточной части паровых турбин. – М.: Машиностроение, 1983. – 184 с. 2. Пономарев В.Н. Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне режимов работы от номинальной нагрузки до холостого хода: Дисс. ... докт. техн. наук. – Харьков, 1977. – 435 с. 3. Бодрунов А.П. Исследование работы последних ступеней мощных паровых турбин в условия близких к натурным: Дисс. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1976. – 187 с. 4. Щегляев А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 368 с.

© Лапузин А.В., Субботович В.П., Юдин Ю.А., 2011
Поступила в редколлегию 03.03.11