

*В.М.КАПИНОС*, докт.техн.наук; *В.В.НАВРОЦКИЙ*, канд.техн.наук;  
*И.А.МИХАЙЛОВА*; *Т.И.МИХАЙЛЕНКО*, НТУ «ХПИ»

## **О ПОВЫШЕНИИ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ**

Розглядається питання про використання ступенів парових турбін зі зменшеним градієнтом ступені реактивності з метою підвищення коефіцієнту корисної дії за рахунок зниження втрат, пов'язаних з витіком середовища через надбандажні зазори в проточних частинах турбін з відносно короткими лопатками.

The question on use of steam turbines stages with the reduced reactions degree gradient is considered with the purpose of efficiency increase due to reduction the losses connected to leakings of environment through overbandage backlashes in flowing parts of turbines with rather short blades.

При проектировании проточных частей паровых и газовых турбин широко используются закрутки сопловых лопаток по законам постоянной циркуляции  $C_u \cdot r = \text{const}$  ( $C_u$  – окружная составляющая скорости выхода из сопловой решетки), постоянства угла выхода  $\alpha_1 = \text{const}$ , постоянства удельного расхода по высоте лопатки  $r \cdot C_z = \text{const}$  ( $C_z$  – осевая составляющая скорости выхода потока из сопловых лопаток). Общим для всех перечисленных закруток является заметное повышение степени реактивности к периферии лопаток. В ступенях с короткими лопатками при больших относительных радиальных зазорах высокая степень реактивности на внешнем радиусе проточной части приводит к весьма ощутимому снижению КПД за счет увеличения протечек через надбандажный зазор [1]. Эффективным методом снижения степени реактивности в периферийной области проточной части является применение ступеней со сниженным градиентом степени реактивности в радиальном направлении. В этом случае закрутка лопаток принимается такой, что угол выхода из сопловой решетки  $\alpha_1$  уменьшается от корневого сечения к периферийному.

Изменение угла  $\alpha_1$ , по радиусу является одним из наиболее существенных факторов, влияющих на искривление меридиональных линий тока и соответственно на распределение степени реактивности турбинной ступени за счет уравнивания радиального градиента давления, вызываемого окружной составляющей  $C_u$  в межвенцовом зазоре. Применение обратной закрутки с уменьшением угла  $\alpha_1$  к периферии, уменьшая градиент степени реактивности, способствует также снижению аэродинамических сил, в частности, возбуждающих низкочастотную вибрацию роторов.

Обратная закрутка оказывает наибольшее влияние на периферийную степень реактивности, и это влияние усиливается вместе с ростом  $d/l$ , т.е. с уменьшением длины лопаток.

Для увеличения степени реактивности в корневом сечении используется тангенциальный наклон сопловых лопаток в сторону вращения ротора, что

способствует также снижению концевых потерь. При увеличении степени реактивности в корневом сечении и ростом в связи с этим давления в придисковой камере уменьшается утечка через диафрагменное уплотнение.

Положительный угол наклона лопаток применяется в сочетании с обратной закруткой. Оптимальный наклон лопаток с точки зрения потерь по данным экспериментальных исследований [2] приблизительно находится в пределах 5-10°. При комбинации обратной закрутки и тангенциального наклона действие обоих факторов не изменяется, т.е. происходит суммирование обоих методов воздействия на градиент реактивности.

В качестве примера рассмотрим результаты расчетов проточных частей турбин с противодавлением Р-12-3,4/0,3 и Р-40-12,75/3,04 [3]. Проточная часть турбины мощностью 12 МВт имеет 12 ступеней с закруткой сопловых лопаток по закону  $\alpha_1 = \text{const}$ . Турбина мощностью 40 МВт на более высокие параметры пара имеет 8 ступеней с закруткой близкой к  $\alpha_1 = \text{const}$ .

Распределение степени реактивности по радиусу ступеней с обратной закруткой и тангенциальным наклоном сопловых лопаток определялось по эмпирическим зависимостям, приведенным в [2,4]. Расчетные зависимости получены в итоге статистической обработки данных экспериментальных исследований более 60-ти турбинных ступеней, отличавшихся широким диапазоном изменения геометрических характеристик. Аргументы аналитических выражений приняты на основании систематизации и обобщения опытных данных совместно с анализом дифференциальных уравнений движения.

Распределение степени реактивности в радиальном направлении согласно опытным данным в [2,4] описывается уравнениями

$$\theta_1 = \frac{p_{\text{п}} - p_{\text{к}}}{p_{\text{п}}^0 - p_{\text{к}}^0} = f_1 \left[ (\Delta\alpha_1^0 - \Delta\alpha_1), \quad \text{tg}^2 \alpha_{1\text{cp}}, \quad \frac{r_{\text{cp}}}{B \cdot \text{tg} \alpha_{1\text{cp}}}, \quad \frac{1}{1 + \frac{L}{2B}}, \quad \frac{r_{\text{cp}}}{1}, \quad \frac{r_{\text{cp}} \cdot 1}{B^2}, \quad \varepsilon, \quad \frac{\sin \beta_{2\text{п}}}{\sin \beta_{2\text{к}}} \right] \quad (1)$$

$$\theta_2 = \frac{2p_{\text{cp}} - p_{\text{п}} - p_{\text{к}}}{2p_{\text{cp}} - p_{\text{п}}^0 - p_{\text{к}}^0} = f_2 \left( S, \Delta\alpha_1^0, 0_1, \frac{r_{\text{cp}}}{1}, \varepsilon \right), \quad (2)$$

где  $p_{\text{п}}$ ,  $p_{\text{к}}$  – степени реактивности на периферии и в корневом сечении сопловой решетки,  $\Delta\alpha_1$  – угол закрутки сопловых лопаток, равный разности углов выхода из решетки на периферии и в корневом сечении  $\Delta\alpha_1 = \alpha_{1\text{п}} - \alpha_{1\text{к}}$ , (верхним индексом ноль обозначены параметры исходной ступени, в качестве которой принята ступень с закруткой по закону  $C_u \cdot r = \text{const}$ , для которой, как известно,  $\frac{\text{tg} \alpha_1}{r} = \text{const}$ ),  $r_{\text{cp}}$  – средний радиус ступени,  $l$  – длина сопловой лопатки,  $B$  – ширина сопловой решетки,  $\beta_{2\text{п}}$ ,  $\beta_{2\text{к}}$  – углы выхода их рабочей решетки на периферии и в корневом сечении, характеризующие закрутку рабочей решетки,  $L$  – межвенцовый зазор,  $\varepsilon$  – угол тангенциального наклона. Параметр  $S$  отыскивается по уравнению (1) при  $\Delta\alpha_1 = S$ ,  $\theta_1 = 1$ ,  $L = 0$ ,  $\varepsilon = 0$ .

Расчеты проведены для двух упомянутых выше турбин с противодавлением

в каждом случае при двух различных углах закрутки и двух углах тангенциально-го наклона сопловой лопатки а)  $\Delta\alpha_1 = -5^0$ ;  $\varepsilon = 10^0$ , б)  $\Delta\alpha_1 = -8^0$ ;  $\varepsilon = 15^0$ . Результаты расчетов степени реактивности представлены в таблицах 1 и 2 для пяти ступеней турбины Р-12-3,4/0,3 и четырех ступеней турбины Р-40-12,75/3,04. Степени реактивности определялись в пяти точках по радиусу.

Таблица 1 – Распределение степени реактивности в турбине Р-12-3,4/0,3

$\Delta\alpha_1 = -5^0$ ; $\varepsilon = 10^0$								
№ ступ.	р					$\Delta\rho$	К	$\Delta\eta \cdot 10^3$
	$r_{\Pi}$	$r_{0,75}$	$r_{0,5}$	$r_{0,25}$	$r_k$			
2	0,138	0,136	0,142	0,153	0,176	0,083	0,790	5,25
4	0,154	0,150	0,155	0,168	0,189	0,090	0,794	4,53
6	0,173	0,167	0,169	0,180	0,201	0,097	0,800	4,00
8	0,376	0,368	0,371	0,384	0,409	0,088	0,900	2,00
$\Delta\alpha_1 = -8^0$ ; $\varepsilon = 15^0$								
2	0,118	0,124	0,142	0,173	0,217	0,103	0,731	6,70
4	0,133	0,137	0,155	0,187	0,234	0,111	0,738	5,76
6	0,151	0,152	0,169	0,201	0,248	0,119	0,748	5,04
8	0,360	0,357	0,371	0,402	0,449	1,04	0,881	2,38

Таблица 2 – Распределение степени реактивности в турбине Р-40-130/31

$\Delta\alpha_1 = -5^0$ ; $\varepsilon = 10^0$								
№ ступ.	р					$\Delta\rho$	К	$\Delta\eta \cdot 10^3$
	$r_{\Pi}$	$r_{0,75}$	$r_{0,5}$	$r_{0,25}$	$r_k$			
2	0,127	0,131	0,142	0,158	0,180	0,052	0,842	5,56
5	0,123	0,128	0,139	0,156	0,179	0,066	0,807	5,33
7	0,151	0,162	0,174	0,193	0,214	0,077	0,801	4,75
10	0,163	0,161	0,164	0,187	0,213	0,092	0,799	3,45
12	0,191	0,184	0,191	0,212	0,242	0,108	0,799	2,97
$\Delta\alpha_1 = -8^0$ ; $\varepsilon = 15^0$								
2	0,114	0,123	0,142	0,169	0,207	0,065	0,798	7,20
5	0,105	0,118	0,139	0,171	0,211	0,084	0,745	7,04
7	0,139	0,150	0,174	0,209	0,256	0,096	0,769	5,52
10	0,143	0,148	0,169	0,206	0,261	0,112	0,749	4,31
12	0,169	0,169	0,191	0,232	0,298	0,130	0,752	3,67

В последних трех столбцах таблиц приведены: значения разности  $\Delta\rho$  степеней реактивности на внешнем радиусе исходной ступени  $r_{\Pi}$  и ступени с обратной закруткой и тангенциальным наклоном  $r_{\Pi\tau}$ ;  $\Delta\rho = r_{\Pi\tau} - r_{\Pi}$ ; отношение коэффициентов потерь от утечки через надбандажный зазор для ступени с закруткой и исходной ступени  $K = \xi_{\tau} / \xi_{\Pi}$ ; а также значения снижения потерь от утечки, т.е. повышение КПД ступени  $\Delta\eta$ . Потери от утечки через надбандажный зазор [5]

$$\xi_y = \pi \cdot \left( \frac{d_{\pi} \cdot \delta_{\text{эк}}}{F_1} \right)_i \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{пн}}}{1 - \rho_{\text{сп}}}} = C_i \sqrt{\frac{\rho_{\text{п}}}{1 - \rho_{\text{сп}}}}, \quad (3)$$

где  $d_{\pi}$  – диаметр надбандажного уплотнения,  $\delta_{\text{эк}}$  – эквивалентный зазор уплотнения,  $F_1$  – выходная площадь сопловой решетки.

При  $\rho_{\text{сп}} = \text{const}$  (это условие выдерживалось при сравнительных расчетах)

$$K_i = \sqrt{\frac{\rho_{\text{пн}3i}}{\rho_{\text{пн}}}}, \quad (4)$$

где  $i$  – номер ступени.

Соответственно повышение КПД ступени

$$\Delta \eta_i = \Delta \xi_i = \xi_{\text{пн}} (1 - K_i), \quad \Delta \xi_{zi} = \xi_{\text{пн}} - \xi_{zi}. \quad (5)$$

Из таблиц следует, что в среднем для турбины Р-12-3,4/0,3 при  $\Delta \alpha_1 = -5^{\circ}$  и  $\varepsilon = 10^{\circ}$  повышение КПД составляет 0,46 %, а при  $\Delta \alpha_1 = -8^{\circ}$  и  $\varepsilon = 15^{\circ}$ ;  $\Delta \eta = 0,5$  %, соответствующие значения  $\Delta \eta$  для турбины Р-40-12,75/3,04 равны 0,44 % и 0,56 % (без последней ступени).

Изложенное позволяет установить, как изменяется распределение реактивности по высоте ступени в зависимости от величины закрутки и тангенциального наклона сопловых лопаток, а также провести оценку величины повышения КПД ступени за счет снижения потерь от утечки через надбандажный зазор. В общем случае при изменении распределения степени реактивности в радиальном направлении необходимо учитывать не только снижение потерь от утечки в надбандажный зазор, но также принимать во внимание изменение потерь в диафрагменном уплотнении, профильные и концевые потери.

В качестве примера на рис. 1 представлено распределение степени реактивности при положительной закрутке  $\Delta \alpha_1 = -2,4^{\circ}$  и тангенциальном наклоне  $\varepsilon = 16,9^{\circ}$  [2].

Принятая геометрия ступени обеспечивает выравнивание градиента давления и, соответственно, примерно постоянное значение степени реактивности по радиусу ступени. Выравнивание градиента позволяет повысить КПД за счет увеличения перепада на соплах и уменьшения перепада на рабочих лопатках, так как  $\psi$  всегда меньше  $\phi$ , т.е. преобразование энергии в соплах выгоднее, чем на рабочих лопатках.

Вопрос об оптимальном распределении степени реактивности по радиальному направлению ступени требует дополнительного специального рассмотрения.

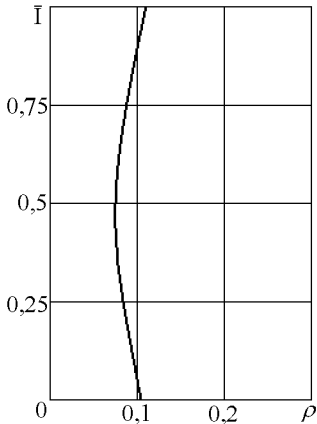


Рисунок 1 – Распределение степени реактивности в турбинной ступени при  $\Delta \alpha_1 = 2,4^{\circ}$  и  $\varepsilon = 16,9^{\circ}$

**Список литературы:** 1. Кириллов И.И., Иванов В.А., Кириллов А.И. Паровые турбины и паротурбинные установки. – Л.: Машиностроение, 1978. – 276 с. 2. Шевченко В.А. Аэродинамическое совершенствование турбинных ступеней, малочувствительных к величине периферийного зазора // Канд. диссертация. – Харьков: ХПИ, 1984. – 234 с. 3. Трояновский Б.М., Самойлович Г.С. Паровые и газовые турбины. Сборник задач. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 236 с. 4. Гродзинский В.Л., Фролов Б.И., Шевченко В.А. Аппроксимация распределения реактивности по высоте в функции геометрических характеристик ступени // Известия вузов «Энергетика», 1984. – №12. – С. 60-63. 5. Щеглева А.В. Паровые турбины. – М.: Энергия, 1976. – 357 с.

*Поступила в редколлегию 15.05.04*

УДК 621.165

**В.М.КАПИНОС**, докт.техн.наук; **В.В.НАВРОЦКИЙ**, канд.техн.наук;  
**И.В.СМОРОДСКАЯ**, канд.техн.наук; **Н.Д.МАРЧЕНКО**; НТУ «ХПИ»

## **ПОЛУЭМПИРИЧЕСКОЕ УРАВНЕНИЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ РЕАКТИВНОСТИ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ**

Запропоноване наближене рівняння для визначення степені реактивності турбінної ступеня в теплових розрахунках проточних частин турбін по параметрах за останнім ступенем.

An approximate equation for the definition of a stage reaction degree is presented. The equation can be used for heat calculation of a blading by parameters after a last stage.

При определении параметров проточной части турбин на частичных нагрузках, а также в поверочных расчетах широко применяется метод расчета по параметрам за последней ступенью, так называемый расчет с конца. В этой задаче возникает проблема определения степени реактивности рассчитываемых ступеней. В графо-аналитическом расчете проточной части с конца, рассматриваемом в работе [1], степень реактивности принимается, по существу, произвольно. Для активных ступеней в [1] рекомендуется степень реактивности  $p$  принимать равной 0,2, для реактивных ступеней –  $p = 0,5$ . Априорное задание степени реактивности свидетельствует о незамкнутости исходной системы уравнений, используемой в расчете. В работе [2] впервые сформулирована замкнутая система расчетных уравнений. При этом использована видоизмененная исходная система уравнений с введением в явном виде в расчетную зависимость значения выходной скорости предыдущей ступени  $C_2$ , используемой в рассчитываемой ступени и определяемой по входному сечению этой ступени. В [1] использование выходной скорости предыдущей ступени принимается во внимание косвенно и, поэтому, лишь оценочно. Между тем, по существу, определение степени реактивности ступеней в расчете с конца проточной части является главной и центральной частью этого расчета. В работе [2] степень реактивности определяется линейной зависимостью, предложенной одним из авторов статьи в [3]. Линейная зависимость