

УДК 621.165

**Л.Н. БЫСТРИЦКИЙ**, канд. техн. наук; н.с. ОАО «Турбогаз», г. Харьков  
**В.Н. ГОЛОЩАПОВ**, канд. техн. наук; вед. н.с. ИПМаш НАНУ, г. Харьков  
**В.И. КАСИЛОВ**, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ», г. Харьков  
**А.Ю. КОЗЛОКОВ**, зам. гл. инженера ОАО «Харьковская ТЭЦ-5», г. Харьков  
**А.Л. ШУБЕНКО**, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, г. Харьков

### **ПОТРЕБЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ ТУРБИНОЙ СТУПЕНЬЮ ПРИ МАЛОРАСХОДНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ**

На основі експериментальних досліджень турбінних ступенів запропоновано уточненні залежності для визначення витраті потужності холостого ходу.

The dependence, which based on results of experimental investigation of turbine stages, for determination of energy consumption at mode of operation lower than idle-running was suggested.

Экономичность работы энергоблоков крупных ТЭЦ, в составе которых работают теплофикационные турбины Т-250/300-240 УТЗ, Т-100/120-130 УТЗ и их модификации, при работе по тепловому графику существенно зависит от работы цилиндров низкого давления (ЦНД), а именно, от величины пропуска пара через них. При работе ступени в режиме холостого хода и ниже (малорасходные режимы) ступени переходят в режим потребления мощности. Малорасходные режимы работы ступеней сопровождаются возникновением привтулочного отрыва как за рабочим колесом (РК), так и внутри его каналов, и возникновением вращающегося вихря в межвенцовом зазоре ступени. Эти вихревые образования вызывают значительные затраты мощности на вращение РК, определение которых в ступенях ЦНД при малорасходных режимах его работы актуально.

Для анализа работы ступени в широком диапазоне изменения режимов используется критерий, представляющий относительный объемный расход рабочей среды  $\overline{G \cdot v_2} = \frac{G \cdot v_2}{(G \cdot v_2)_{\text{ном}}}$  через ступень, где  $(G \cdot v_2)_{\text{ном}}$  – объемный расход среды при максимальном КПД ступени на её венце  $\eta_u^{\text{max}}$ .

Для определения режима холостого хода ступени В.Н. Пономарёвым была опубликована зависимость [1], представляющая первую составляющую формулы в правой части.

$$\overline{(G \cdot v_2)}_{\text{х.х}} = \frac{\left(\frac{u}{c_0}\right)_{\text{ном}}^2}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_{\text{ном}}^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)_{\text{ном}} \cdot \eta_u^{\text{max}}} + 0,1443 - 0,391 \cdot \rho_{\text{ср}}, \quad (1)$$

где  $v_1, v_2$  – удельные объёмы рабочей среды перед и за РК на среднем радиусе;  
 $u$  – окружная скорость на среднем радиусе ступени;  
 $c_0$  – скорость потока, определяемая по срабатываемому тепловому перепаду в ступени.

Влияние режима работы на изменение степени реактивности на среднем радиусе ( $\rho_{\text{ср}}$ ) для ступеней ЦНД паровых турбин было получено путём обработки

результатов экспериментальных исследований моделей ступеней с разным отношением  $D_{cp}/l$  (см. табл. 1).

Это позволило расширить определение границы малорасходных режимов, добавив к зависимости В.Н. Пономарёва влияние степени реактивности при номинальном режиме.

Потребление энергии турбинной ступенью на малорасходных режимах работы при наличии расхода через неё исследованы Л.Н. Быстрицким как для ступеней с цилиндрическими, так и коническими меридиональными обводами [2].

Таблица 1

Основные характеристики исследованных турбинных ступеней при номинальном режиме работы и режиме холостого хода ( $N_{ст} = 0$ )

Ступень	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>	
$D_{cp}/l$	2,58	2,58	2,58	2,87	2,87	3,24	4,57
$\bar{r}_{вт}$	0,441	0,441	0,441	0,483	0,483	0,528	0,641
$t/b$	0,7136	0,7136	0,7136	0,7136	0,7136	0,7136	0,7136
$\alpha_{1эф.ср}$ , град	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0
$\beta_{1эф.ср}$ , град	116	116	116	103	103	86	62
$\beta_{2эф.ср}$ , град	23	23	23	24,5	24,5	26	28,5
$\gamma_n$ , град	0	0	30	0	50	0	0
$(u/c_0)_{ном}$	0,635	0,67	0,530	0,675	0,505	0,61	0,54
$\eta_u \max$	0,712	0,716	0,678	0,740	0,652	0,757	0,748
$\rho_{ср}$	0,40	0,41	0,30	0,39	0,34	0,365	0,31
$(\overline{G \cdot v_2})_{x,x} \text{ (эксп)}$	0,515	0,540	0,480	0,525	0,450	0,495	0,460
$(\overline{G \cdot v_2})_{\eta_u}$	0,527	0,556	0,453	0,529	0,439	0,495	0,438
$(\overline{G \cdot v_2})_{x,x} \text{ (расч)}$	0,515	0,540	0,480	0,521	0,450	0,497	0,461
$C_0 (\overline{G \cdot v_2} = 0)$	0,125	0,138	0,108	0,133	0,133	0,129	0,123

Основываясь на исследовании потерь энергии на вентиляцию, анализ которых приведен в [2, 3], для определения потребления энергии турбинной ступенью при работе на малорасходных режимах ( $\overline{G \cdot v_2} \leq (\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$ ) была принята зависимость, предложенная Траупелем [4], Вт

$$N_{з.э} = C \cdot \frac{\pi D_{cp}}{2} \cdot l_{рл} \cdot \rho \cdot u_{ср}^3, \quad (2)$$

где  $D_{cp}$  – средний диаметр ступени, м;

$l_{рл}$  – высота рабочей лопатки, м;

$\rho$  – плотность протекающей рабочей среды, кг/м<sup>3</sup>;

$u_{ср}$  – окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре, м/с;

$C$  – коэффициент пропорциональности, зависящий от относительного объёмного расхода, который для широкого класса ступеней может быть представлен как

$$C = C_0 \cdot \bar{C}.$$

Зависимость  $\bar{C}$  имеет универсальный характер для ступеней с различным отношением  $D_{cp}/l$  в диапазоне изменения  $0 \leq \overline{G \cdot v_2} \leq (\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$  была аппроксимирована полиномом третьей степени (см. рис. 1)

$$C = C_0 \cdot \left[ 1 - 0,30 \cdot (\overline{G \cdot v_2}) + 0,60 \cdot (\overline{G \cdot v_2})^2 - 1,30 \cdot (\overline{G \cdot v_2})^3 \right], \quad (3)$$

где  $\overline{G \cdot v_2} = \overline{G \cdot v_2} / (\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$ .

Значение  $C_0$ , соответствующее нулевому расходу рабочей среды через ступень (т.е. её работе только в вентиляционном режиме) зависит от конструкции ступени.

Анализ исследований вентиляционных потерь в турбинных ступенях, приведенный в [5], показал, что на их уровень существенно, кроме отношения  $D_{cp}/l$  влияют: конфигурации расположения рабочего колеса в проточной части (свободное пространство, рабочее колесо между НА с одной или двух сторон), ширина рабочих лопаток  $B_{cp}$  и угол выхода потока на среднем диаметре  $\beta_{2\phi}^{cp}$ .

На рис. 2 представлено изменение коэффициента только вентиляционных потерь  $C_0$  при  $\overline{G \cdot v_2} = 0$  для ступеней с цилиндрическими обводами, представленные в [2–4] по результатам испытаний Л.Н. Быстрицкого [2] и Траупеля [4].

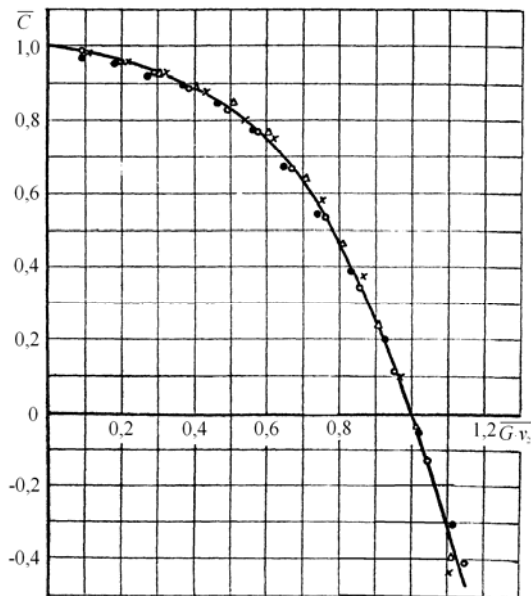
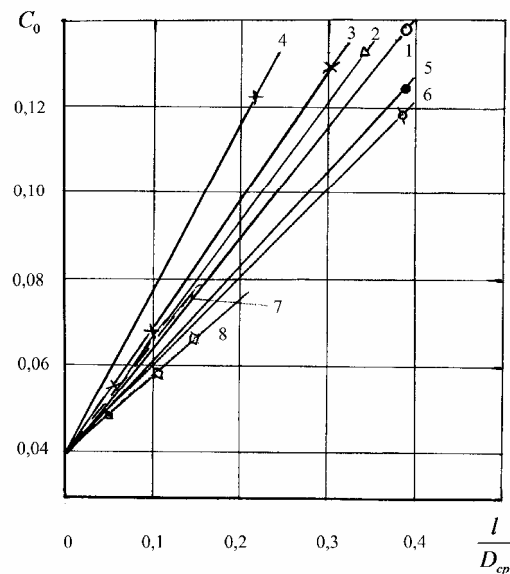


Рис. 1. Изменение коэффициента нагрузки  $\bar{C}$  для исследованных ступеней в диапазоне изменения малорасходных режимов



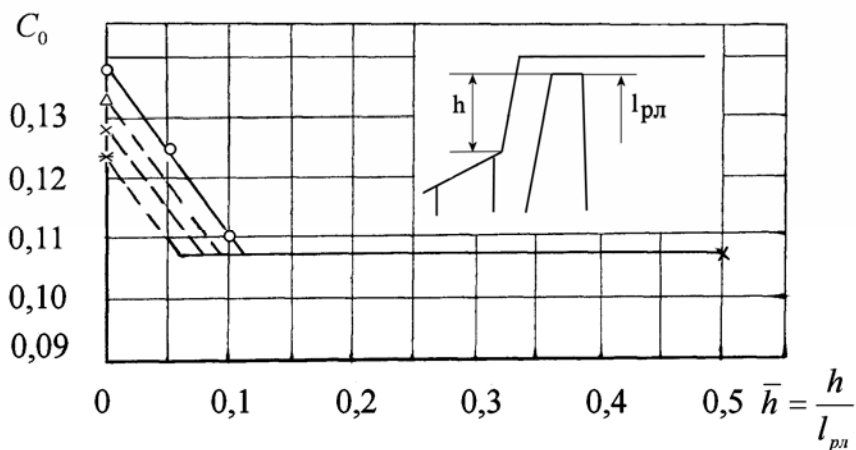
1 –  $\circ$ – ступень II; 2 –  $\Delta$ – ступень III; 3 –  $\times$ – ступень IIIK; 4 –  $+$ – ступень IV; 5 –  $\bullet$ – ступень I; 6 –  $\phi$ – ступень IJK; 7 –  $---$   $B_{cp}/l = 0,1$  [5]; 8 –  $\diamond$ –  $B_{cp}/l = 0,15$  [5]

Рис. 2. Изменение коэффициента только вентиляционных потерь  $C_0$  от относительной высоты рабочей лопатки

Закономерность изменения  $C_0$  для ступеней, выполненных с цилиндрическими меридиональными обводами, при различных отношениях  $l_{pl}/D_{cp}$  может быть аппроксимирована зависимостью

$$C_0 = 0,04 + \left[ 0,09 + 5,629 \cdot (1 - 1,0786 \cdot \text{tg } \beta_{2\phi}^{cp}) \cdot \left( \frac{B_{cp}}{D_{cp}} \right) \right] \cdot \frac{l_{pl}}{D_{cp}}. \quad (4)$$

Анализ характера изменения коэффициента  $C_0$  для ступеней *IIK* и *IIIK* (см. табл. 1) с коническими меридиональными обводами показал, что на величину  $C_0$  угол  $\gamma_n$ , не влияет, а основное влияние оказывает выступ в межвенцовом зазоре между меридиональным обводом направляющего аппарата и верхним сечением рабочих лопаток (см. рис. 3). Он влияет на величину массы рабочего тела, вовлекаемую в циркуляционное движение, и, как следствие, на величину коэффициента только вентиляционных потерь  $C_0$ .



—○— ступень *II*; —△— ступень *IIIK*; —×— ступень *IV*; —\*— ступень *V*

Рис. 3. Влияние величины выступа в межвенцовом зазоре на коэффициент только вентиляционных потерь

Как видно, наибольшее влияние на вентиляционные потери оказывает размер выступа до глубины  $\bar{h} = 0,11$ , при этом  $C_0$  уменьшается до 0,107. Результаты оценки влияния размера выступа на ступень *IV* (выступ перекрывал половину высоты рабочей лопатки) показали, что значение  $C_0$  уменьшилось до 0,107. Дальнейшее увеличение  $\bar{h}$  на величину вентиляционных потерь не повлияло.

### Выводы

На основе анализа результатов экспериментальных исследований турбинных ступеней в диапазоне изменения отношения  $D_{ср}/l_{рл} = 2,58...7,5$  получены зависимости, позволяющие определять потребление мощности ступенью (потери на вентиляцию) в области малорасходных режимов, определяемой как  $\overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$ .

**Список литературы:** 1. Пономарёв В.Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных режимах / В.Н. Пономарёв // Энергомашиностроение. – 1976. – № 2. – С. 11-13. 2. Быстрицкий Л.Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением  $D_{ср}/l$  в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода. Диссерт. на соиск. канд. техн. наук. – Харьков, 1975. – 203 с. 3. Быстрицкий Л.Н. Анализ расчётных зависимостей для определения вентиляционных потерь в турбинных ступенях / Л.Н. Быстрицкий, В.Н. Голощапов, В.И. Касилов, А.Ю. Козлоков, А.Л. Шубенко // Харьков. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – № 1/2(19). – С. 183-189. 4. Ecker R. Last L.P blades for large steam turbines / R. Ecker // Prace Inst.masz.przeplyw. – 1969. – № 4. – С. 42-44. 5. Suter P. Untersuchngen uber den Ventilationsverlust von Turbinenadern / P. Suter, W. Traupel // Mitteilungen aus dem Institut fur Thermische Turbomaschinen. – Zurich, 1959. – № 4. – S. 15-28.

© Быстрицкий Л.Н., Голощапов В.Н., Касилов В.И., Козлоков А.Ю., Шубенко А.Л., 2011

Поступила в редколлегию 14.02.11