

О. Н. СЛАБЧЕНКО, В. Н. ГОЛОЩАПОВ

О ХАРАКТЕРИСТИКАХ СТУПЕНИ ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Для осевых ступеней паровых турбин в одномерной постановке на основе анализа полных уравнений зависимостей КПД и степени реактивности рассмотрены режимы работы в особых точках – при неподвижном роторе, максимальном КПД, холостом ходу, вентиляционных режимах. Получены значения параметров ступеней на этих режимах, как для идеальной, так и реальной рабочей среды. Выявлены особенности выбора наиболее эффективных ступеней проточной части турбин при использовании их для покрытия переменной части годовых графиков электрических нагрузок энергосистем.

Ключевые слова: турбина, осевая ступень, режим работы, КПД ступени, геометрия ступени.

О. М. СЛАБЧЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ

ПРО ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЯ ОСЬОВОЇ ТУРБИНИ

Для осьових ступенів парових турбін в одномірній постановці на основі аналізу повних рівнянь залежностей ККД і ступеня реактивності розглянуті режими роботи в особливих точках – при нерухомому роторі, максимальному ККД, холостому ході, вентиляційних режимах. Отримані значення параметрів ступенів на цих режимах, як для ідеальної, так і реальної робочого середовища. Виявлені особливості вибору найбільш ефективних ступенів проточної частини турбін при використанні їх для покриття змінної частини річних графіків електричних навантажень енергосистем.

Ключові слова: турбіна, осьовий ступень, режим роботи, ККД ступеня, геометрія ступеня.

O. SLABCHENKO, V. GOLOSHCHAPOV

AXIAL TURBINE STAGE CHARACTERISTICS

Today the energy consumption structure requires using the turbine units of thermal power plants of a high power to regulate the energy system frequency and power that drop by 35 to 40 % of the rated load during the night time or stop. Nevertheless, turbine stages operate in a wide range of the mode variation ranging from those that exceed the nominal mode to pure ventilation modes. In these modes the useful mechanical energy is not only produced but it is also consumed. A stage operation quality criterion is the amount of produced energy according to the annual curve of electrical load of the turbine. To design the stages for the flow section we used one-dimensional models based on the use of ideal and real actuating media taking into consideration the branched energy loss record structure. The purpose of this research was to define the characteristics of axial stages during their operation in a wide range of modes, i.e. from the turbine rotor jerk through the modes of maximum energy efficiency and idle running to the pure ventilation mode at a zero actuating medium flow rate through the cascade. The use of complete one-dimensional equations for the cascade efficiency factor and the degree of reaction that define their geometric relations (angles α_1 and β_2), the eigenvalue U/C_0 , energy loss coefficients for guiding (ρ) and working (ψ) cascades allows us to analyze the operation of cascades of a unit height and obtain efficiency factor relationships at the stage rim for a different degree of reaction when the eigenvalue U/C_0 varies in the operation mode from $U = 0$ to the idle running and the C_z/U value is determined for the stage power consumption range. It was shown that a maximum efficiency factor of the stage has a different level at different $\sin\beta_2/\sin\alpha_1$ ratios even when the ideal actuating medium is used and it is reached at different U/C_0 values and its highest value can be obtained only at $\alpha_1 = \beta_2$ and the degree of reaction $\rho = 0$. The relationships for the determination of the efficiency factor and the eigenvalue corresponding to $\eta_{u \max}$ for ideal and real actuating media were obtained. A universal relationship of a change in the efficiency factor as a function of the eigenvalue U/C_0 was obtained taking into account energy losses. The source power required for the stage operation in the modes ranging from the idle running to pure ventilation mode was estimated and the relationship for the estimation of the coefficient of ventilation power was obtained. It was established that the idle running mode onsets when the heat difference is decreased 4.7 times in comparison with the heat difference in the mode of maximum efficiency factor, independently of the degree of reaction.

Key words: turbine, axial stage, operation mode, stage efficiency factor and the stage geometry.

Введение

Современные методы расчета трехмерных течений вязкого газа в решетках турбин [1] и оптимизации проточных частей [2] позволяют проектировать ступени турбин с высоким уровнем экономичности в довольно узких диапазонах режимов эксплуатации. При нынешней структуре потребления электроэнергии в Украине все блоки ТЭС и частично АЭС используются для покрытия переменной части графиков электрической нагрузки, при этом часто их мощность опускается до 35 % номинальной. При электрических нагрузках турбин (0,3–0,6) номинальной последние ступени ЦНД и ступени расположенных за большими отборами пара, начинают работать вентиляционных режимах [3–5]. В этих режимах ступени не вырабатывают полезную мощность, а поглощают часть

мощности вырабатываемой предыдущим ступенями. Поэтому критерием качества эти ступеней является количество выработанной ими электроэнергии в соответствии с годовым графиком электрической нагрузки турбины [6]. При проектировании таких ступеней необходимо иметь средства расчета их характеристик во всем диапазоне режимов, вплоть до режимов близких к безрасходным. Из-за отсутствия надежных методов расчета структуры потока и энергетических показателей ступеней при малых объемных расходах пара используют наиболее простые одномерные математические модели идеальных ступеней так и ступеней с более развитой структурой учета потерь [3–6]. В настоящей работе на таких моделях получены зависимости параметров ступени в широком диапазоне режимов работы, в том числе на холостом ходу и вентиляционных режимах. Уравнения, представ-

© О. Н. Слабченко, 2018

ляющие собой зависимости η_u , ρ и др. от ее геометрии ступени (углы α_1 и β_2) и параметра, характеризующего режим работы (U/C_0 или C_z/U) могут быть также использованы как для обработки экспериментальных данных и для уточнения эмпирических формул.

Цель работы

На основе широко используемой одномерной теории турбомашин определить характеристики осевых ступеней при их работе в широком диапазоне режимов – от момента неподвижного ротора через режим максимальной эффективности до ре-

жима холостого хода и режима чистой вентиляции при нулевом расходе.

Изложение основного материала

В одномерной постановке, при малых числах M_{C1} и M_{W2} , в общем виде уравнения характеристик ступени могут быть представлены в виде функций, например: $\eta_u = f(\alpha_1 = \text{const}, \beta_2 = \text{const}, U/C_0)$, $\eta_u = f(\alpha_1 = \text{const}, \beta_2 = \text{const}, C_z/U)$ и др.

С учетом уравнений [5, 7, 8] выражения для степени реактивности и окружного КПД могут быть записаны в виде:

$$\frac{\varphi^2(1-\rho)}{\varphi^2 \left(1 - (1-\rho)(1-\varphi^2) - 2\varphi \frac{U}{C_0} \sqrt{1-\rho} \cos \alpha + \left(\frac{U}{C_0} \right)^2 - k_{\text{вх}} \left[\frac{U}{C_0} - \left(\frac{U}{C_0} \right)_0 \frac{\sqrt{1-\rho}}{\sqrt{1-\rho_0}} \right]^2 \right)} = \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1}, \quad (1)$$

$$\eta_u = 2 \frac{U}{C_0} \left[\varphi \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \varphi \cos \beta_2 \sqrt{1 - (1-\rho)(1-\varphi^2) - 2\varphi \frac{U}{C_0} \sqrt{1-\rho} \cos \alpha + \left(\frac{U}{C_0} \right)^2 - k_{\text{вх}} \left[\frac{U}{C_0} - \left(\frac{U}{C_0} \right)_0 \frac{\sqrt{1-\rho}}{\sqrt{1-\rho_0}} \right]^2} - \frac{U}{C_0} \right]. \quad (2)$$

где $k_{\text{вх}} \left[\frac{U}{C_0} - \left(\frac{U}{C_0} \right)_0 \frac{\sqrt{1-\rho}}{\sqrt{1-\rho_0}} \right]^2 = \xi_{\text{вх}}$,

потеря от нерасчетного угла натекания потока на рабочие лопатки [4, 5].

В последнем выражении ρ_0 и $(U/C_0)_0$ параметры в точке максимума КПД. Величина коэффициента $k_{\text{вх}}$ зависит от конструктивных особенностей рабочей решетки.

Характеристики идеальной ступени ($\varphi = \psi = 1$, $k_{\text{вх}} = 0$). В этом случае уравнения (1) и (2) принимают вид:

$$\rho = 1 - \left[\frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_1} \sqrt{\left(\frac{U}{C_0} \right)^2 \left(\frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1} \cos^2 \alpha_1 + 1 \right) + 1 - \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1} \cos \alpha_1 \frac{U}{C_0}} \right]^2, \quad (3)$$

$$\eta_u = 2 \frac{U}{C_0} \left(\cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \cos \beta_2 \sqrt{1 - 2 \frac{U}{C_0} \sqrt{1-\rho} \cos \alpha + \left(\frac{U}{C_0} \right)^2} - \frac{U}{C_0} \right) \quad (4)$$

Решения уравнений (3) и (4) для идеальной ступени приведены на рис. 1а. На рис. 1б приведены решения уравнения (5), которое получено из (4), используя соотношения из треугольников скоростей:

Номера кривых 1, 2, 3, соответственно относятся к ступеням с $\beta_2 = 25^\circ, 14^\circ, 9^\circ$ и $\alpha_1 = 14^\circ$.

На рис. 1 выделены наиболее важные точки характеристики ступени. В точке А – $\eta_u = \eta_{u\text{max}}$; $U/C_0 = (U/C_0)_{\eta_{u\text{max}}}$. В точке А1 – $\rho = \rho_{\eta_{u\text{max}}}$. В точках D и D1, $U = 0$ (ротор неподвижен) $(\eta_u)_{D, D1} = 0$, $\rho = \rho_{D1}$. Точка E соответствует режиму холостого хода, при котором вырабатываемая мощность ступени равна нулю, следовательно $(\eta_u)_E = 0$, $\rho = \rho_E$. В этой точке $U/C_0 > 0$ и $C_z/U > 0$, а это значит, что даже в отсутствие трения при заданном U для поддержания режима холостого хода к ступени необходимо подводить определенное количество энергии. Как видно из рис. 1 в зависимости от степени реактивности в точке максимального КПД количество подведенной к ступени на холостом ходу существенно отличается.

Значения параметров ступени в максимуме КПД (точка А) получим из (5). Продифференцируем это уравнение по C_z/U и приравняем к нулю, найдем:

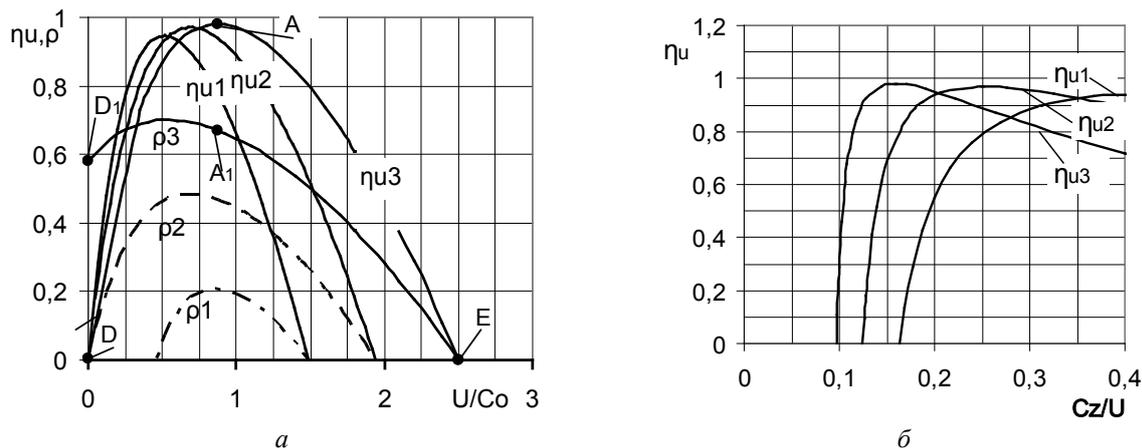


Рис. 1 – Характеристики ступеней:
 а – $\eta_u = f(U/C_0)$, $\rho = f(U/C_0)$; б – $\eta_u = f(C_z/U)$

$$\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}} = \frac{1 + \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_1}}{\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2} \quad (6)$$

После подстановки (6) в (5) получим выражение для η_u в точке А

$$\eta_{u, \max} = \left\{ 1 + \frac{\left[\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}}\right]^2 + \left[\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}} \operatorname{ctg} \beta_2 - 1\right]^2}{2 \left[\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}} (\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2) - 1\right]} \right\}^{-1} \quad (7)$$

При помощи уравнения

$$\left(\frac{U}{C_0}\right)_{\eta_{u, \max}} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{\sin^2 \beta_2} \left[\left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}}\right]^2 + 2 \left(\frac{C_z}{U}\right)_{\eta_{u, \max}} \frac{\cos \alpha_1}{\sin \alpha_1} - 1}} \quad (8)$$

и не сложных преобразований (1) можно найти и выражения для $\rho_{\eta_{u, \max}}$.

Зависимость параметров ступени в точке А от $S = \sin \beta_2 / \sin \alpha_1$ приведена на рис. 2.

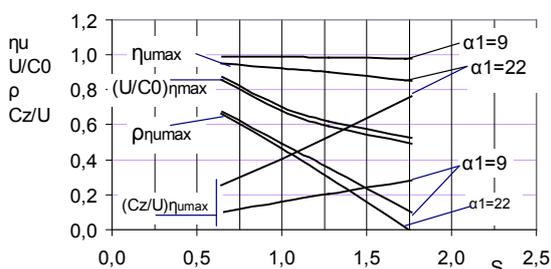


Рис. 2 – Зависимость параметров ступени в точке максимума КПД от параметра S

Как видно из рис. 2 при отношении S проходной площади рабочей решетки к проходной площади сопловой решетки равной около 1,7 $\rho_{\eta_{u, \max}} \approx 0$, а $(U/C_0)_{\eta_{u, \max}} \approx 0,5$. Влияние углов α_1 на эти параметры незначительно. Значения $\eta_{u, \max}$ при малых углах α_1 практически не зависит от S, но

при больших α_1 заметно падает. Относительная пропускная способность ступени $(C_z/U)_{\eta_{u, \max}}$ возрастает с ростом S и α_1 .

Уравнение для угла выхода потока из ступени α_2 в точке максимума КПД получим, из (2):

$$\eta_u = \left[1 + \frac{\operatorname{ctg}^2 \alpha_2 + 1}{2(\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \alpha_2)(\operatorname{ctg} \beta_2 - \operatorname{ctg} \alpha_2)} \right]^{-1} \quad (9)$$

Дифференцируя уравнение (9) по $\operatorname{ctg} \alpha_2$ и приравнявая результат к нулю, находим

$$\alpha_{2\eta_{u, \max}} = 90 - \frac{\alpha_1 - \beta_2}{2} \quad (10)$$

Отсюда следует, что только при равенстве углов α_1 и β_2 в точке максимального КПД $\alpha_{2\eta_{u, \max}} = 90^\circ$. При $\alpha_1 > \beta_2$, $\alpha_{2\eta_{u, \max}} < 90^\circ$. При $\alpha_1 < \beta_2$, $\alpha_{2\eta_{u, \max}} > 90^\circ$.

На холостом ходу ступени (точка E) $\eta_{xx} = \eta_u = 0$ из (4) и (5) получаем:

$$\left(\frac{U}{C_0}\right)_{xx} = \sin \alpha_1 (\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2), \quad (11)$$

$$\left(\frac{C_z}{U}\right)_{xx} = \frac{1}{\operatorname{ctg}\alpha_1 + \operatorname{ctg}\beta_2}, \quad (12)$$

$$\rho_E = \rho_{xx} = 0. \quad (13)$$

Из уравнения (2), также следует, что при $U=0$, $U/C_0=0$, $\eta_u=0$ (точка D), в точках D_1

$$\rho_{D_1} = 1 - \frac{\sin^2 \beta_2}{\sin^2 \alpha_1}. \quad (14)$$

Из (14) следует, что в ступенях с $\alpha_1 > \beta_2$ не существует режимов, в которых степень реактивности отрицательна.

Характеристик ступеней при решении прямых и обратных задач. Как в научной, так и в учебной литературе [8, 9 и др.] часто приводится решение обратной задачи, в которой используется функция $\eta_u = f(\alpha_1 = \text{const}, \rho = \text{const}, U/C_0)$. В [9] эта функция при $\alpha_1 = \text{const}$ и $\rho = 0$ представлена в виде:

$$\eta_u = 4 \frac{U}{C_0} \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0} \right). \quad (15)$$

Приведенные в [9] решения (15) $\eta'_{u \max} = \cos^2 \alpha_1$, $(U/C_0)'_{\eta_{u \max}} = \cos \alpha_1 / 2$, $\alpha_2 = 90^\circ$ относятся к ступени, у которой при заданных α_1 и $\rho = 0$ наибольший КПД по сравнению с другими ступенями с такими же α_1 и $\rho = 0$. Для ступени с наибольшим КПД

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0}} = 2 \operatorname{tg} \alpha_1. \quad (16)$$

По формуле (16) при $\alpha_1 = 13^\circ$, $\beta_2 = 24,8^\circ$. На рис. 3 приведено решение (15) для $\alpha_1 = 13^\circ$ [9] (жирная линия) и характеристики ступеней 1, 2, 3, 4 с углами $\alpha_1 = 13^\circ$ и $\beta_2 = 14^\circ, 25^\circ, 50^\circ$ и 85° , соответственно. Каждому значению U/C_0 в точках пересечения кривых соответствует η_u ступени с $\alpha_1 = 13^\circ$, $\rho = 0$ и одному из перечисленных углов β_2 .

Из (15) видно, что при $\eta_u = 0$, $U/C_0 = \cos \alpha_1$ (см. (15)). Точка с этими координатами находится на характеристике ступени с $\beta_2 = 90^\circ$.

Из приведенного следует, что при решении таких обратных задач, значение оптимального КПД, удовлетворяющего условиям обратной задачи будет всегда меньше максимального КПД, выбранной ступени.

Характеристики ступени с учетом дополнительной потери при нерасчетном угле входа потока на рабочую решетку и коэффициентов скорости φ и ψ

Влияние потерь, учитываемых коэффициентами φ и ψ на характеристики ступени (см. рис. 1а и рис. 4а) проявляется в снижении

КПД и смещении максимума КПД в сторону меньших значений U/C_0 . Зависимости $\rho = f(U/C_0)$ и $\eta_u = f(U/C_0)$ в основном видоизменяются из-за дополнительной потери из-за нерасчетного угла входа потока на рабочую решетку (рис. 4а). Значения U/C_0 при $\eta_u = 0$ становятся существенно меньше, чем у ступеней без потерь (рис. 1а), а значение степени реактивности в этой точке у всех ступеней близко к 0,5. Влияние потерь на зависимости $\eta_u = f(C_z/U)$ менее значительно. Это связано с тем, что в точке $\eta_u = 0$ $C_{1z} = C_{2z}$, $C_{1u} = C_{2u}$ и при фиксированных углах α_1 и β_2 отношение C_z/U практически не зависит от уровня потерь в ступени. Так, например, для ступени $\alpha_1 = 14^\circ$ и $\beta_2 = 25^\circ$ с учетом потерь $C_z/U = 0,163$, а без учета потерь $C_z/U = 0,168$.

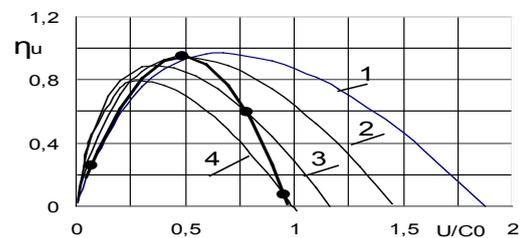


Рис. 3 – Зависимости КПД от U/C_0 : жирная линия – решение (15) для $\alpha_1 = 13^\circ$ и $\rho = 0$ [9]; 1–4 – характеристики ступеней 1, 2, 3, 4 с углами $\alpha_1 = 13^\circ$ и $\beta_2 = 14^\circ, 25^\circ, 50^\circ$ и 85° , соответственно

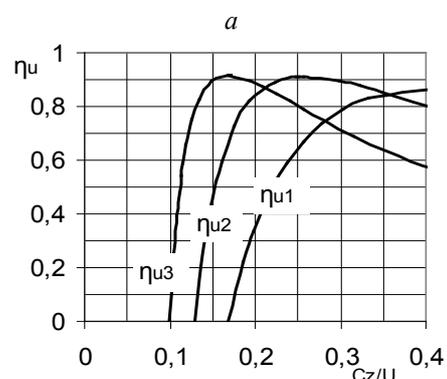
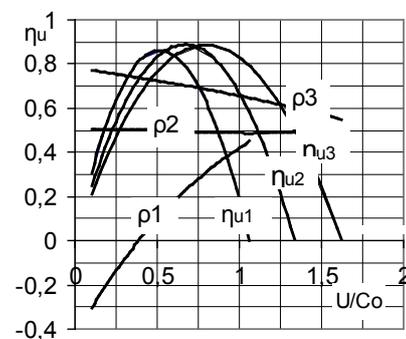


Рис. 4 – Характеристики ступеней с учетом потери от нерасчетного угла натекания:

а – $\eta_u = f(U/C_0)$, $\rho = f(U/C_0)$; б – $\eta_u = f(C_z/U)$

Из этого следует, что объемный расход, рассчитанный по $(C_z/U)_{xx}$ является более надежным по сравнению с другими показателями критерием оценки момента перехода ступени на режим холостого хода.

Зависимости $\eta_u/\eta_{u\max}$ от $(U/C_0)/(U/C_0)_{\eta_{u\max}}$ и от $(C_z/U)/(C_z/U)_{\eta_{u\max}}$. Для описания этих зависимостей введем следующие обозначения:

$$\bar{\eta}_u = \frac{\eta_u}{\eta_{u\max}}, \quad \left(\frac{U}{C_0}\right) = \frac{U/C_0}{(U/C_0)_{\eta_{u\max}}},$$

$$\left(\frac{U}{C_0}\right)_{xx} = \frac{(U/C_0)_{xx}}{(U/C_0)_{\eta_{u\max}}}.$$

В литературе приведено много результатов испытаний натуральных и особенно моделей ступеней. Полностью обобщить эти материалы невозможно, так как КПД ступени зависит от множества конструктивных особенностей и режимных параметров. Однако, такие зависимости как КПД от U/C_0 и от C_z/U представляют определенный практический интерес.

В ЛКИ [10] была проведена статистическая обработка большого количества результатов испытаний ступеней в своих лабораториях и других организаций. Многие из этих испытаний выполнены в широком диапазоне режимов, включая и вентиляционные режимы. В результате этой обработки была получена формула

$$\frac{\eta_{oi}}{\eta_{oi\max}} = 2,1 \left(\frac{U}{C_0}\right) - 1,19 \left(\frac{U}{C_0}\right)^2 + 0,09 \left(\frac{U}{C_0}\right)^3. \quad (17)$$

Отмечается, что формула хорошо описывает изменение КПД малой средней верности.

Анализ приведенных выше характеристик идеальных ступеней показывает, что строгой аналитической зависимости для всех ступеней не существует. Однако, зависимости КПД от U/C_0 отдельных ступеней с углами α_1 от 9° до 18° и β_2 от 10° до 33° довольно точно можно представить в виде парабол третьей степени

$$\bar{\eta}_u = (2 + \Lambda) \left(\frac{U}{C_0}\right) - (1 + 2\Lambda) \left(\frac{U}{C_0}\right)^2 + \Lambda \left(\frac{U}{C_0}\right)^3, \quad (18)$$

где $\Lambda = \frac{(U/C_0)_{xx} - 2}{((U/C_0)_{xx} - 1)^2}$.

Для указанного диапазона ступеней, параметры которых рассчитаны с учетом потерь

$$\bar{\eta}_u = 2,09529 \left(\frac{U}{C_0}\right) - 1,19058 \left(\frac{U}{C_0}\right)^2 + 0,09529 \left(\frac{U}{C_0}\right)^3. \quad (19)$$

Величина $\Lambda = 0,09529$ является средним значением для всех ступеней.

Заметим, что последнее уравнение практически не отличается от (17).

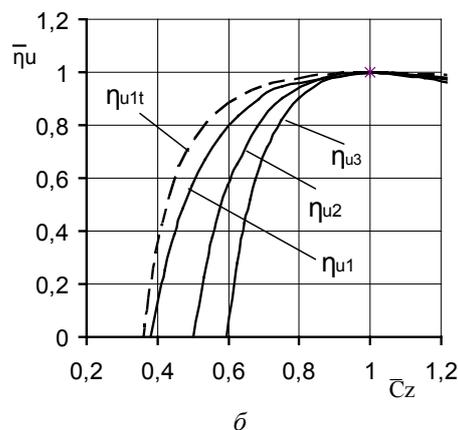
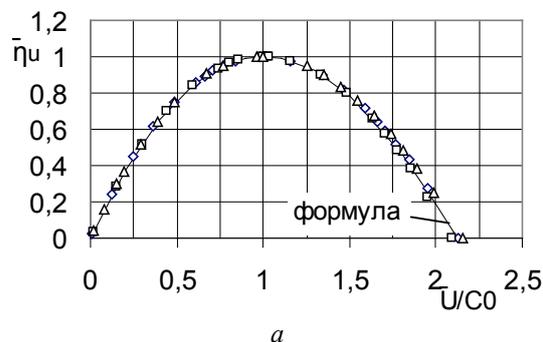


Рис. 5 – Зависимость КПД ступеней: а – от U/C_0 ; б – C_z

На рис. 5а точками обозначены значения КПД трех ступеней (см. рис. 1). Сплошная линия расчет по формуле (19). На рис. 5б приведены зависимости КПД от C_z для тех же ступеней. Пунктирная линия относится к ступени № 1 без потерь.

Из вышеприведенного следует, что любая ступень ($U = \text{const}$) переходит в режим холостого хода при уменьшении теплоперепада в точке максимального КПД в 4,4 раза (рис. 5а). Величина C_z представляет собой относительный объемный расход ($U = \text{const}$), значение которого на холостом ходу в основном зависит от отношения $S = \sin \beta_2 / \sin \alpha_1$. При $S \sim 1,8$ ($\rho_{\eta_{u\max}} \sim 0$) объемный расход на холостом ходу составляет примерно 35 % от расхода в точке максимума КПД, а при $S \sim 0,65$ ($\rho_{\eta_{u\max}} \sim 0,6$) около 60 % (рис. 5б).

Характеристики ступени на холостом ходу и в режимах с вентиляцией. В точке E полезная мощность ступени равна нулю. Однако, подводимая от потока энергия не равна нулю и при фиксированной окружной скорости определяется параметром $(U/C_0)_{xx}$. Чем больше $(U/C_0)_{xx}$ тем меньше энергии требуется для поддержания режима холостого хода. Режиму холостого хода соответствуют параметры: $\eta_{ixx} = 0, C_{zxx}, C_{0xx}, U_{xx}, G_{xx}$. Секундная

энергия потока (мощность потока) подведенная к ступени на холостом ходу с учетом того, что $\rho_{xx} = 0$:

$$N_{xx} = \frac{1}{2} G_{xx} C_{0xx}^2 = \frac{1}{2} C_{zxx} C_{1xx}^2 = \frac{1}{2} \frac{C_{zxx}^3}{\sin^2 \alpha_1} \frac{F}{V}, \quad (20)$$

где $F = \pi D_{cp} l$.

При некотором расходе $G_{ixx} < G_{xx}$ в одноступенчатой турбине устанавливается окружная скорость U_{ixx} при этом мощность потока

$$N_{ixx} = \frac{1}{2} G_{ixx} C_{0ixx}^2 = \frac{1}{2} \frac{C_{zixx}^3}{\sin^2 \alpha_1} \frac{F}{V}. \quad (21)$$

Очевидно, что для того чтобы при заданном расходе G_{ixx} повысить окружную скорость от U_{ixx} до U_{xx} к ступени необходимо подвести энергию от внешнего источника, мощность которого должна быть равной

$$\begin{aligned} N_{внi} &= N_{xx} - N_{ixx}, \\ N_{внi} &= \frac{1}{2} \frac{C_{zxx}^3 - C_{zixx}^3}{\sin^2 \alpha_1} \frac{F}{V} = \frac{1}{2} \frac{FC_{zxx}^3}{V \sin^2 \alpha_1} \left(1 - \frac{C_{zixx}^3}{C_{zxx}^3} \right) = \\ &= C_{вzi} \frac{\pi D_{cp} l C_{zxx}^3}{2 V}, \end{aligned}$$

$$\text{где } C_{вzi} = \frac{1}{\sin^2 \alpha_1} \left(1 - \frac{C_{zixx}^3}{C_{zxx}^3} \right).$$

В безрасходном режиме $C_{zixx} = 0$

$$N_{в} = \frac{1}{2} \frac{C_{zxx}^3}{\sin^2 \alpha_1} \frac{F}{V} = C_{вz} \frac{\pi D_{cp} l C_{zxx}^3}{2 V}, \quad (22)$$

где $C_{вz} = 1/\sin^2 \alpha_1$.

Мощность $N_{в}$ внешнего источника необходимую для вращения рабочего колеса ступени с окружной скоростью U_{xx} называют вентиляционной или мощностью вентиляции. В многоступенчатых турбинах уже при мощностях 0,3–0,5 от номинальной КПД последних ступеней становится равным нулю. При дальнейшем снижении мощности турбины эти ступени начинают поглощать часть мощности, вырабатываемой предыдущими ступенями, которые и являются внешним источником энергии для последних ступеней.

Отношение поглощаемой мощности при некотором расходе G_i к мощности на без расходном режиме равно отношению коэффициентов

$$\bar{C} = \frac{C_{вzi}}{C_{вz}} = 1 - \frac{C_{zixx}^3}{C_{zxx}^3} = 1 - \left(\frac{C_{zixx}}{C_{zxx}} \right)^3. \quad (23)$$

На рис. 6 представлены значения \bar{C} рассчитанные по формуле (23) (сплошная линия) и экспериментальные значения [3] (точки).

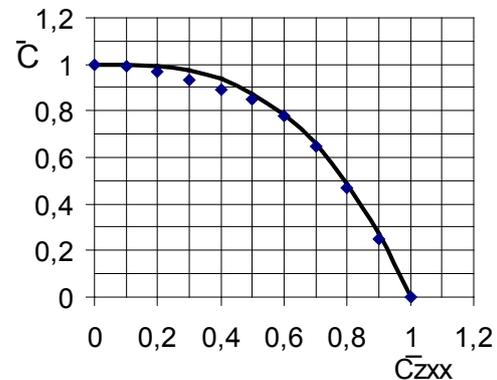


Рис. 6 – Зависимость коэффициента \bar{C} от \bar{C}_{zxx} : сплошная линия – по формуле (23); точки – экспериментальные значения [3]

Умножим разделим (19) на U^3 и с учетом (11) получим выражение для мощности вентиляции через окружную скорость

$$N_{в} = \frac{\pi C_{ви} D_{cp} l U_{xx}^3}{2 V}. \quad (24)$$

$$\text{где } C_{ви} = \frac{1}{\sin^2 \alpha_1 (\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2)^3}.$$

По результатам расчетов ступеней с углами α_1 от 9° до 22° и углами β_2 от 5° до 45° получена зависимость коэффициента вентиляционной мощности C_{0s} от $C_{ви}$:

$$C_{0s} = 1,6795 C_{ви} + 0,0072. \quad (25)$$

В табл.1 приведены значения коэффициентов вентиляционной мощности, рассчитанных по параметрам ступеней ЦНД турбины Т–250/300. Из многочисленных формул, приведенных в [11] выбраны только те формулы, у которых рассчитанные значения мощности вентиляции удовлетворительно совпадает с данными испытаний ступеней. Как видно из табл. 1 значения C_{0s} находятся внутри диапазона значений C в наиболее часто используемых.

Таблица 1 – Параметры ступеней ЦНД турбины Т– 250/300– 23,5

Параметры	Номер ступени		
	29	30	31
D_{cp} , м	1,87	2,075	2,37
U , м/с	293,59	326	372
l , м	0,42	0,625	0,92
V_{cp} , мм	70	70	80
α_1 , град	17,4	6,1	19,5
β_2 , град	21,97	21,1	25,5

Таблица 2 – Значения коэффициентов С из [11] и рассчитанных по формуле (25)

Автор формулы	Обозначение		Коэффициент С	
Пономарев	C_0	0,0876	0,1003	0,1180
Траупель	C	0,0812	0,0958	0,1160
Неуймин	—	0,0950	0,0830	0,1362
Генрих	—	0,1093	0,1104	0,1183
English Electric	—	0,0959	0,0969	0,1039
Metro Wicker's	—	0,1201	0,1213	0,1301
Марков и Терентьев	—	0,0918	0,1149	0,1411
—	C_{0s}	0,1100	0,1053	0,1334

Объемный расход на холостом ходу

$$(GV)_{xx} = \left(\frac{C_z}{U} \right)_{xx} \pi D_{cp} I U_{xx} = \frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2} \pi D_{cp} I U_{xx}. \quad (26)$$

Отношение G_{xx} к $G_{\eta_{u \max}}$ при $U = \text{const}$

$$\overline{G_{xx}} = \frac{G_{xx}}{G_{\eta_{u \max}}} = \frac{1}{1 + \frac{\sin \beta_2}{\sin \alpha_1}} = \frac{1}{1 + S}. \quad (27)$$

С другой стороны, если выразить расход в точке максимума КПД из уравнения (2) то от ношение G_{xx} к $G_{\eta_{u \max}}$ примет вид:

$$\overline{G_{xx}} = \frac{G_{xx}}{G_{\eta_{u \max}}} = \frac{(U/C_0)_{\eta_{u \max}}^2}{\frac{1}{2} \eta_{u \max} + (U/C_0)_{\eta_{u \max}}^2}.$$

Эта формула впервые получена проф. Пономаревым В.Н. [12].

Выводы

Для идеальной ступени приведены формулы для расчета параметров ступени: η_u , ρ , U/C_0 , C_z/U , α_2 в точках максимума КПД и $\eta_u = 0$.

Показано, что уравнение

$$\eta_u = 4 \frac{U}{C_0} \left(\cos \alpha_1 - \frac{U}{C_0} \right)$$

не является характеристикой какой либо ступени. Значения η_u принадлежат ступеням с одинаковыми α_1 , $\rho = 0$ и разными углами β_2 .

Потери от нерасчетного угла натекание потока на рабочие лопатки существенно снижают $(U/C_0)_{xx}$. А степень реактивности изменяется так, что во всех ступенях $\rho_{xx} \rightarrow 40-50\%$.

Характеристики большинства ступеней могут быть представлены в виде

$$\overline{\eta_u} = (2 + \Lambda) \left(\frac{U}{C_0} \right) - (1 + 2\Lambda) \left(\frac{U}{C_0} \right)^2 + \Lambda \left(\frac{U}{C_0} \right)^3.$$

Показано, что мощность вентиляции по модулю равна секундной энергии потока (мощности потока) на холостом ходу ступени. Рассчитанные по приведенным формула коэффициенты вентиля-

ционной мощности удовлетворительно совпадают с экспериментальными данными.

По отношению к режиму $\eta_u = \eta_{u \max}$ диапазон режимов по U/C_0 от $\overline{U/C_0} = 1$ до $(\overline{U/C_0})_{xx} \approx 2,1$ практически для всех ступеней одинаковый. Поэтому независимо от степени реактивности на режиме $\eta_u = \eta_{u \max}$ режим холостого хода наступает при уменьшении теплоперепада примерно в четыре (4,4) раза по отношению к теплоперепаду на режиме $\eta_u = \eta_{u \max}$.

Поэтому значение объемного расхода на холостом ходу, рассчитанное по формуле

$$(GV)_{xx} = \frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2} \pi D_{cp} I U_{xx}$$

является наиболее точным, чем рассчитанное по другим формулам.

Объемный расход на холостом ходу зависит от $S = \sin \beta_2 / \sin \alpha_1$. Для активных ступеней ($S \sim 1,8$; $\rho_{\eta_{u \max}} \sim 0$) объемный расход на холостом ходу составляет примерно 35 % от расхода в точке максимума КПД. Для реактивных ступеней ($S \sim 0,65$; $\rho_{\eta_{u \max}} \sim 0,6$) – около 60 %.

Список литературы

1. Ершов С. В. Программный комплекс для расчета пространственных течений вязкого газа в решетках турбомашин. *Проблемы машиностроения*. 2012. Т. 15, № 3. С. 15–23. ISSN 0131-2928.
2. Бойко А. В., Усатый А. П., Руденко А. С. *Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. 220 с.
3. Пономарев В. Н. *Исследование последних ступеней мощных паровых турбин в диапазоне режимов работы от номинальной нагрузки до холостого хода*: автореферат дис. ... д-ра техн. наук. 1977. Харьков. 55с.
4. Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. *Переменные и переходные режимы в паровых турбинах*. Москва: Энергоиздат, 1982. 494 с.
5. Капинос В. М., Гаркуша А. В. *Переменный режим работы паровых турбин*. Киев: Вища школа, 1989. – 175 с.
6. Слабченко О. Н., Зайцев М. В., Козлоков А. Ю., Золотухин А. Д. Оценка эффективности работы ЦНД турбины Т-250/300-23.5 Харьковской ТЭЦ-5. *Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетические и теплофизические процессы и оборудование*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2012. № 5. С. 41–48. ISSN 2078-774X.
7. Слабченко О. Н. К одномерной теории идеальной ступени осевой турбины. *Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Энергетиче-*

- ские и теплофизические процессы и оборудование. Харьков: НТУ «ХП», 2013. № 13. С. 149–156. ISSN 2078-774X.
8. Щегляев А. В. *Паровые турбины*. Москва: Энергия, 1976. 368 с.
 9. Кириллов И. И. *Теория турбомашин*. Ленинград: Машиностроение, 1972. 536 с.
 10. Топунов А. М. *Работа судовых турбин с отбором и потреблением энергии*. Ленинград: Судостроение, 1978. 216 с.
 11. Неуймин В. М. Математические зависимости для оценки вентиляционных потерь мощности в ступенях осевых турбомашин и их анализ. *Новое в российской электроэнергетике*. 2004. № 10. С. 24–42.
 12. Пономарев В. Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных нагрузках. *Энергомашиностроение*. 1970. № 2. С. 101–107.
 4. Samojlovich G. S. and Trojanovskij B. M. (1982), *Peremennye i perehodnye rezhimy v parovyh turbinah* [Variables and transients in steam turbines], Jenergoizdat, Moscow, 494 p.
 5. Kapinos V. M., Garkusha A. V. (1989), *Peremennyj rezhim raboty parovyh turbin* [Alternating mode of operation of steam turbines], Vishha shkola, Kiev, 175 p.
 6. Slabchenko O. N., Zajcev M. V., Kozlov A. Ju. and Zolotuhin A. D. (2012), "Ocenka jeffektivnosti raboty CND turbiny T-250/300-23.5 Har'kovskoj TJeC-5 [Evaluation of the effectiveness of the LPC of turbine T-250/300-23.5 Kharkiv CHPP-5]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 5, pp. 41–48, ISSN 2078-774X.
 7. Slabchenko O. N. (2013), "K odnomernoj teorii ideal'noj stupeni osevoj turbiny [One-dimensional theory of ideal stage axial turbine]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, no. 13, pp. 149–156, ISSN 2078-774X.
 8. Shhegljaev A. V. (1976), *Parovye turbiny* [Steam turbine], Jenergija, Moscow, 368 p.
 9. Kirillov I. I. (1972), *Teoriya turbomashin* [Theory of turbomachines], Mashinostroenie, Leningrad, 536 p.
 10. Topunov A. M. (1978), *Rabota sudovyh turbin s otborom i potrebleniem jenerгии* [The operation of the ship turbines with the selection and consumption of energy], Sudostroenie, Leningrad, 216 p.
 11. Neujmin V. M. (2004), "Matematicheskie zavisimosti dlja ocenki ventiljacionnyh poter' moshhnosti v stupenjah osevyh turbomashin i ih analiz [Mathematical relations for estimation of the ventilation power losses in the stages of axial turbomachines and their analysis]", *Novoe v rossijskoj jelektrojenergetike* [New in Russian power sector], no. 10, pp. 24–42.
 12. Ponomarev V. N. (1970), "Issledovanie raboty turbinnoj stupeni na chastichnyh nagruzkah [A study of the operation of a turbine stage on partial loads]", *Jenergomashinostroenie* [Engineering], no. 2, pp. 101–107.

Bibliography (transliterated)

Поступила (received) 08.02.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Слабченко Олег Миколайович (Слабченко Олег Николаевич, Slabchenko Oleg) – професор кафедри турбінобудування; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: slbchnk@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2825-8199>.

Голощанов Володимир Миколайович (Голощанов Владимир Николаевич, Goloshchapov Vladimir) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.