

УДК 621.165

А.В. ЛАПУЗИН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
ЛИМ ЧАН САН, ведущий исследователь Самсунг ТехВин, Республика Корея;
В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Ю.А. ЮДИН, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.Ю. ЮДИН, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ УГЛА ВЫХОДА ПОТОКА ИЗ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ И РЕЖИМА РАБОТЫ ТУРБИНЫ НА ПОТЕРИ ОТ УТЕЧКИ ЧЕРЕЗ РАДИАЛЬНЫЙ ЗАЗОР

Приведены результаты экспериментального исследования влияния величины периферийной утечки на экономичность малоразмерных осевых турбин, которые отличаются углом выхода потока из сопловых решеток. Установлено влияние изменения величины радиального зазора на составляющие потерь в ступени, а также на относительный внутренний и «заторможенный» КПД в широком диапазоне углов атаки рабочего колеса.

Наведені результати експериментального дослідження впливу величини периферійної витіки на економічність малорозмірних осевих турбін, які відрізняються кутом виходу потоку з соплових решіток. Встановлено вплив зміни величини радіального зазору на складові втрат в ступені, а також на відносний внутрішній та «загальмований» ККД у широкому діапазоні кутів атаки рабочего колеса.

Results of an experimental research of influence of size of peripheral clearance leakage on efficiency small axial turbines, which differ by the exit angle of flow from nozzle blades are resulted. The influence of change size radial clearance on components of losses turbine stage and also on relative internal and «braked» efficiency in a wide range of angles of attack of the rotor blade is defined.

Введение

Малоразмерные турбины транспортных ГТУ, работающие при высоких температуре газа и частоте вращения ротора, выполняются, как правило, с необандаженным рабочим колесом (РК), что является вполне обоснованным при относительно небольших радиальных зазорах $\bar{\delta} = \delta/l_n = 0,01-0,03$. По сравнению с обандаженными РК они имеют более высокую экономичность, менее сложную технологию изготовления и сборки, близкие к оптимальным значения относительного шага на большей части высоты решетки [1].

Утечка газа через радиальный зазор (РЗ) является одним из основных факторов, влияющих на эффективность турбины. Практический интерес представляют данные, которые позволяют количественно определить потерю через радиальный зазор над рабочим колесом турбины. Как правило, экспериментальные данные о влиянии относительного радиального зазора $\bar{\delta}$ на заторможенный КПД η^* или на относительный внутренний КПД η_{oi} обобщают и представляют в виде следующих зависимостей: $\Delta\eta = k\bar{\delta}$ или $\Delta\eta_{oi} = k_{oi}\bar{\delta}$. Коэффициенты k и k_{oi} могут быть конкретным числом или функцией, зависящей от одного или нескольких параметров.

Формулы по учету влияния периферийной протечки

Формула А.В. Щегляева [2] для паровых турбин:

$$\Delta\eta_{oi} = 1,5\mu \frac{\pi D_{нар} \delta}{F_c} \sqrt{\frac{\rho_{нар}}{1-\rho_{ср}}} \eta_{oi0} = k_{oi} \bar{\delta}, \quad (1)$$

где
$$k_{oi} = 1,5\mu \frac{\pi D_{нар} l_l}{F_c} \sqrt{\frac{\rho_{нар}}{1-\rho_{ср}}} \eta_{oi0}.$$

В формуле (2), которая по структуре аналогична (1), сомножитель $\sqrt{\rho_{нар}/(1-\rho_{ср})}$ заменен на $(\rho_{ср} + 1,8 \cdot l_l/D_{срл})$ [3].

$$\Delta\eta_{oi} = 1,5\mu \frac{\pi D_{нар} \delta}{F_c} (\rho_{ср} + 1,8 \cdot l_l/D_{срл}) \eta_{oi0} = k_{oi} \bar{\delta}. \quad (2)$$

В обеих формулах коэффициент расхода μ потока утечки принимают 0,5. Формула Craig и Cox [4] для газовых турбин

$$\Delta\eta^* = 1,5F_k \frac{\pi D_{нар} \delta}{F_l} \eta_0^* = k \bar{\delta}, \quad (3)$$

где
$$k = 1,5F_k \frac{\pi D_{нар} l_l}{F_l} \eta_0^*.$$

Коэффициент F_k вычисляется по параметрам на периферии ступени: $\rho_{нар}$ – степени реактивности; $\psi_{нар}$ – коэффициенту скорости; $\bar{\Delta} = \Delta/l_l$ – относительной перекрыше. Определение коэффициента F_k в некоторых случаях усложняет ее использование. Следует заметить, что перекрышу Δ необходимо учитывать только при малом осевом зазоре между сопловой и рабочей решетками, а при ее выборе иметь ввиду, что есть оптимальное соотношение между $\bar{\Delta}$ и $\bar{\delta}$ [5].

В формулах (1)–(3) и других авторов [6] зависимости $\Delta\eta_{oi}$ и $\Delta\eta^*$ от относительного зазора $\bar{\delta}$ приняты линейными.

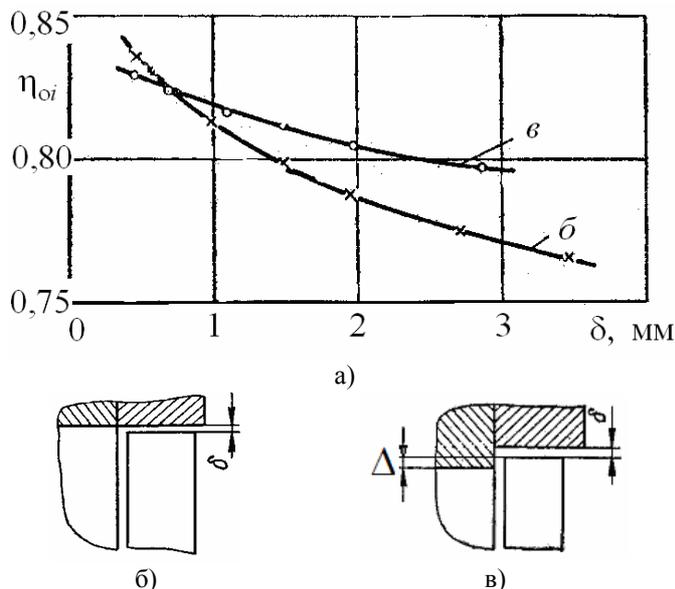


Рис. 1. Влияние РЗ на КПД η_{oi} при $u/c_{ф} = 0,55$, $l_l = 80$ мм:
 а – зависимость $\eta_{oi} = f(\delta)$; б – отрицательная перекрыша;
 в – положительная перекрыша

По данным ряда авторов линейность может нарушаться. Например [7], по данным испытаний ступеней с отрицательной перекрышей (рис. 1) коэффициент k_{oi} повышается в ~ 2 раза (от 2,1 до 4) при снижении относительного зазора $\bar{\delta}$ от 0,044 до 0,014. В паровых турбинах с необандаженными короткими лопатками влияние уровня $\bar{\delta}$ на потери от утечки ($\Delta\eta^*$, $\Delta\eta_{oi}$) качественно иное и учитывается показателем степени 1,4 при δ в формуле Andergub [8] и 1,2 при $\bar{\delta}$ в формуле В.К. Гребнева [9].

Из анализа источников информации по влиянию РЗ следует:

– существующие формулы охватывают узкий диапазон

режимов работы турбины близких к номинальному. На этих режимах увеличение радиального зазора от нуля до значения δ сопровождается практически одинаковым снижением относительного внутреннего КПД на $\Delta\eta_{oi}$ и заторможенного КПД на $\Delta\eta^*$. При этом основное влияние на коэффициенты k_{oi} , k оказывают: степень реактивности $\rho_{ср}$, $\rho_{нар}$; соотношение между величинами зазора δ и периферийной перекрыши Δ ; уровни КПД при нулевом зазоре η_{oi0} , η_0^* ; диапазон, в котором изменяется радиальный зазор. Учет перечисленных параметров позволяет для номинального режима прогнозировать $\Delta\eta_{oi}$ и $\Delta\eta^*$ с точностью $\pm 10\%$;

– универсальной методики определения потерь от утечки через РЗ $\Delta\eta_{oi}$ и $\Delta\eta^*$ для широкого диапазона режимов не существует, поэтому коэффициенты k_{oi} , k в формулах различных авторов могут отличаться на порядок и находятся в диапазоне от 0,5 до 5.

Ниже представлены результаты экспериментальных исследований авторов статьи о влиянии периферийной протечки на работу турбинной ступени с необандаженным РК в широком диапазоне режимов ее работы. Экспериментальные данные сравнивались с расчетом по формулам (1)–(3).

Характеристики ступеней и условия проведения эксперимента

Экспериментально исследовались три турбинные ступени, у которых рабочее колесо было одно и то же, а сопловые решетки отличались углом α_1 . Штатная сопловая решетка имела угол $\alpha_1 = 19^\circ$. Две дополнительные сопловые решетки имели углы $\alpha_1 = 27^\circ$ и 45° [10]. Геометрические параметры РК: высота рабочей лопатки $l_n = 20,73$ мм, средний диаметр $D_{ср} = 175,08$ мм, геометрический угол входа на среднем диаметре $\beta_{1z} = 60^\circ$, радиальный зазор δ принимал значения 0,22 мм, 0,6 мм и 1,0 мм за счет увеличения диаметра кольца над РК. Экспериментальный стенд позволил выполнить все основные элементы, включая входной и выходной участки газовой турбины в масштабе 1:1.

Условия лабораторных испытаний турбинной ступени: температура воздуха 310–370°K; степень расширения (отношение давлений) $ER = P_0^*/P_2 = 1,6–2,0$, максимальная частота вращения ротора $n = 8000$ об/мин. Указанная температура воздуха и дополнительные сопловые решетки позволили при относительно невысоких значениях n и меньшем, чем в натуре, параметре ER получить необходимые критерии подобия РК – M_{2t} , Re_{2t} .

В натуральных условиях трансзвуковая турбина работает с номинальной частотой вращения порядка 50000 об/мин, степенью расширения $ER \approx 2,5$ и начальной температурой $\sim 1400^\circ K$. Основные параметры на оптимальном режиме работы турбины: $u/c_\Phi = 0,57$, $\beta_1 = 60^\circ$, $\alpha_2 = 87^\circ$, $\rho_{ср} = 0,42$, $(W_{2t}/c_\Phi)^2 = 0,49$. На указанном оптимальном режиме расчетным путем определены снижения КПД $\Delta\eta_{oi}$, $\Delta\eta^*$ при увеличении зазора δ от 0,22 до 1,0 мм. По формулам (1)–(3) получены значения $\Delta\eta_{oi} = 0,082$, $\Delta\eta_{oi} = 0,069$, $\Delta\eta^* = 0,066$, соответственно, а по методике Kacker и Окаруи [6] $\Delta\eta^* = 0,076$.

Результаты экспериментальных исследований

Увеличение зазора δ от 0,22 до 1,0 мм в трех исследованных ступенях ($\alpha_1 = 19^\circ$, 27° , 45°) сопровождается снижением анализируемых КПД на $\Delta\eta_{oi} = \eta_{oi,0,22} - \eta_{oi,1,0}$ и $\Delta\eta^* = \eta_{0,22}^* - \eta_{1,0}^*$ в следующих диапазонах: $\Delta\eta_{oi} = 0,027–0,075$; $\Delta\eta^* = 0,042–0,093$ (рис. 2). На рис. 2 показаны также значения коэффициентов k_{oi} и k , которые определены экспериментально ($k_{oi} = \Delta\eta_{oi}/\bar{\delta} = 26,6 \cdot \Delta\eta_{oi}$, $k = 26,6 \cdot \Delta\eta^*$) и расчетом по формулам (2),

(3). В качестве режимного параметра, объединяющего эксперимент с исследованными сопловыми решетками, выбран угол β_1 на среднем радиусе РК.

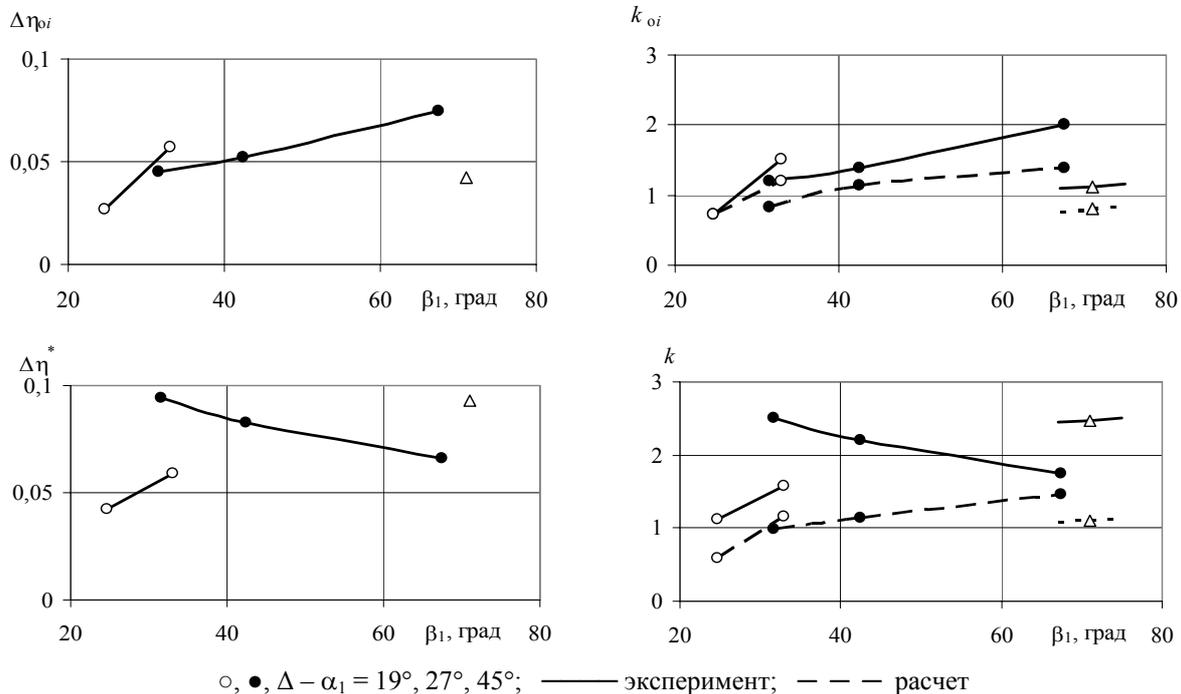


Рис. 2. Влияние изменения радиального зазора от 0,22 мм до 1,0 мм на КПД ступени

Из рис. 2 следует, что в случае безударного обтекания РК $\beta_1 \approx 60^\circ$ и близком к 90° угле потока α_2 влияние зазора на оба КПД практически одинаково ($\Delta\eta_{oi} \approx \Delta\eta^*$, $k_{oi} \approx k$, а расхождение между расчетными и экспериментальными значениями k_{oi} , k составляет $\sim 20\%$ (для ступени с $\alpha_1 = 27^\circ$). На режимах с положительными и отрицательными углами атаки расхождение увеличивается.

В приведенных ниже формулах потери от утечки включены в интегральные потери РК и введены следующие обозначения: $\Delta\zeta_r = \zeta_{r,1,0} - \zeta_{r,0,22}$ – изменение роторных потерь, $\Delta\xi_{bc} = \xi_{bc,1,0} - \xi_{bc,0,22}$ – изменение выходных потерь при увеличении зазора δ от 0,22 до 1,0 мм. С учетом этих обозначений получены следующие зависимости для определения $\Delta\eta_{oi}$, $\Delta\eta^*$:

$$\Delta\eta_{oi} = \eta_{oi,0,22} - \eta_{oi,1,0} = \Delta\zeta_r \left(W_{2t}/c_\phi \right)^2 + \zeta_n (\rho_{0,22} - \rho_{1,0}) + \Delta\xi_{bc}, \quad (4)$$

$$\Delta\eta^* = \eta_{0,22}^* - \eta_{1,0}^* = \frac{\Delta\zeta_r (W_{2t}/c_{ad})^2}{1 - \xi_{bc,0,22}} + \frac{\zeta_n (\rho_{0,22} - \rho_{1,0})}{1 - \xi_{bc,0,22}} + \frac{\Delta\xi_{bc} (1 - \eta_{oi,1,0} - \xi_{bc,1,0})}{(1 - \xi_{bc,0,22})(1 - \xi_{bc,1,0})}. \quad (5)$$

В этих формулах первое слагаемое учитывает изменение потерь в РК, второе – в сопловой решетке, третье – потери с выходной скоростью, а множитель $(W_{2t}/c_\phi)^2$ зависит от параметров ρ , ζ_n , α_1 , β_1 следующим образом

$$\left(W_{2t}/c_\phi \right)^2 = \frac{(1 - \rho)(1 - \zeta_n) \sin^2 \alpha_1}{\sin^2 \beta_1} + \rho. \quad (6)$$

Так как степень реактивности ступени на среднем радиусе r слабо зависит от δ , вторым слагаемым в уравнениях (4), (5) можно пренебречь и после преобразований получить формулы (7) и (8), увязывающие изменение КПД $\Delta\eta_{oi}$ и $\Delta\eta^*$:

$$\Delta\eta^* = (\Delta\eta_{oi} - \Delta\xi_{bc}\eta_{1,0}^*) / (1 - \xi_{bc0,22}), \quad (7)$$

$$\Delta\eta_{oi} = \Delta\eta^*(1 - \xi_{bc0,22}) + \Delta\xi_{bc}\eta_{1,0}^*. \quad (8)$$

Важно отметить, что при угле $\alpha_2 \approx 80^\circ$ увеличение радиального зазора не влияет на потерю с выходной скоростью ξ_{bc} , при $\alpha_2 < 80^\circ$ – снижает ее, а при $\alpha_2 > 80^\circ$ – повышает ξ_{bc} . Поэтому из зависимостей (7), (8) следует:

- при угле $\alpha_2 \approx 80^\circ$ $\Delta\eta^* > \Delta\eta_{oi}$;
- при угле выхода потока из РК $\alpha_2 \approx 90^\circ$ имеет место равенство $\Delta\eta^* = \Delta\eta_{oi}$;
- на режимах с очень малыми углами α_2 изменение КПД $\Delta\eta^*$ может в два раза превышать $\Delta\eta_{oi}$ (рис. 2 см. вариант сопловой решетки – $\alpha_1 = 27^\circ$).

Среди множества параметров, влияющих на изменение КПД $\Delta\eta_{oi}$, $\Delta\eta^*$ основным является $\Delta\zeta_r$, зависимость которого от угла входа потока β_1 представлена на рис. 3.

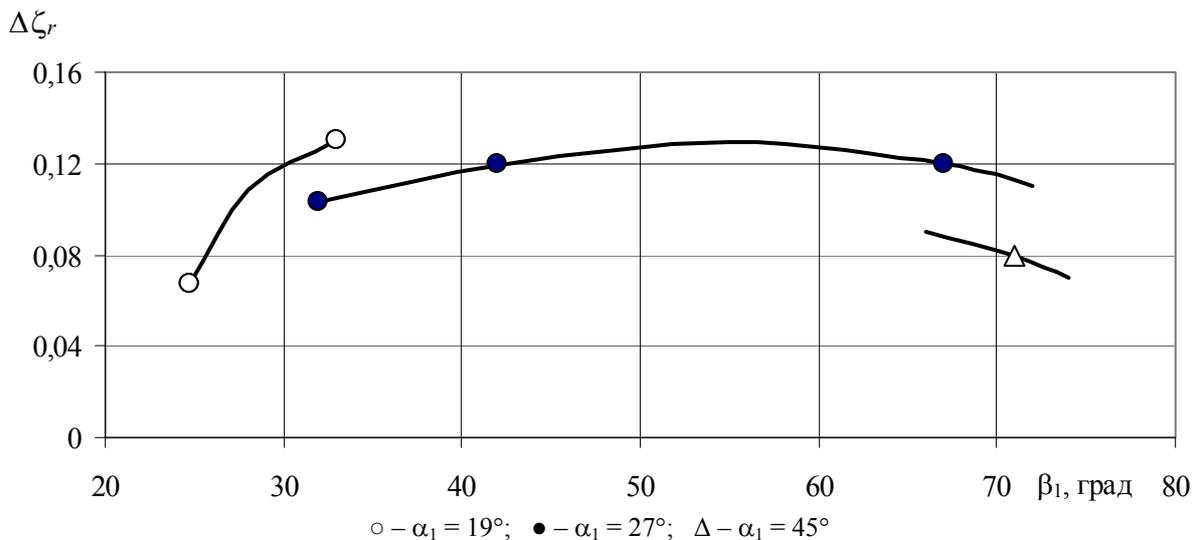


Рис. 3. Влияние радиального зазора на изменение потерь в рабочем колесе $\Delta\zeta_r$.

Из рис. 3 следует:

- при увеличении δ максимальный рост потерь в РК наблюдается на режиме безударного его обтекания ($\beta_1 \approx \beta_{1r} = 60^\circ$);
- при $\beta_1 = \text{const}$ рост угла α_1 снижает изменение $\Delta\zeta_r$. По-видимому, это связано с уменьшением числа Струхала $Sh_{\pi} = (u/W_{2i})(b_{\pi}/t_c)$ в несколько раз и повышением степени турбулентности потока перед РК (результат утолщения выходных кромок сопловой решетки при увеличении угла α_1 и уменьшения пути потока в межвенцовом зазоре).

Для определения влияния радиального зазора на КПД ступени в алгоритм ее расчета заложены экспериментальные зависимости $\Delta\zeta_r = f(\beta_1)$, $\Delta\xi_{bc} = f(\alpha_2)$ и формулы (4)–(6). Для номинального режима ступени с $\alpha_1 = 19^\circ$ и натуральных значениях ER и u/c_{ϕ}

изменение зазора $\bar{\delta}$ от 0,0106 до 0,0482 дает следующий результат: $\Delta\eta_{oi} = 0,064$, $\Delta\eta^* = 0,07$, $k_{oi} = 1,7$, $k = 1,86$.

Выводы

1 На оптимальных режимах ($\beta_1 \approx \beta_{1r}$, $\alpha_2 \approx 90^\circ$) работы турбинных ступеней, имеющих одно и тоже РК, но разные горловые площади F_c сопловых решеток, увеличение радиального зазора сопровождается практически одинаковым снижением как относительного внутреннего, так и заторможенного КПД. Величина этого снижения с точностью $\pm 10\%$ может быть определена по общепринятым формулам. В тоже время эти формулы на переменных режимах работы ступеней могут дать погрешность более 100 %.

2 Предложены формулы для расчета потерь от периферийной утечки в широком диапазоне режимов, для использования которых необходимо располагать данными о влиянии угла β_1 на изменение роторных потерь $\Delta\zeta_r$ и угла α_2 на изменение выходных потерь $\xi_{вс}$.

3 Одним из основных параметров, влияющих на потери от утечки, является степень реактивности ступени ρ , зависящая от отношения синусов углов α_1 , β_2 , а также от режимных параметров ER , u/c_ϕ . Анализ формул (4)–(6) показывает, что при сохранении параметров ρ , β_1 , β_2 увеличение угла α_1 сопровождается ростом потерь от периферийной утечки в результате повышения отношения скоростей W_{2l}/c_ϕ , то есть роли РК в формировании КПД.

Список литературы: 1. *Алексеев, К.П.* Некоторые результаты испытаний осевых ступеней турбины турбокомпрессора [Текст] / К.П. Алексеев, Б.Ф. Коваленко и др. // Труды НАМИ. – М., 1974. – Вып. 149. – С. 17-25 2. *Щегляев, А.В.* Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 368 с. 3. *Трубилов, М.А.* Паровые и газовые турбины [Текст]: учеб. для вузов / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов [и др.]; под общ. ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с. 4. *Craig, H.R.M.* Performance Estimate of Axial Flow Turbines [Text] / H.R.M. Craig, H.J.A. Cox // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1971. – Vol. 185, № 32. – P. 407-424. 5. *Афанасьева, Н.Н.* Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин [Текст] / Н.Н. Афанасьева, В.Н. Бусурин, И.Г. Гоголев [и др.]; под общ. ред. В.А. Черникова. – Л.: Машиностроение, 1980. – 263 с. 6. *Kacker, S.C.* A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency [Text] / S.C. Kacker, U. Okaaru // ASME J.E.P. – 1982. – Vol. 104. – P. 111-119. 7. *Кириллов, И.И.* Потери энергии в турбинной ступени с бандажем и без бандажа [Текст] / И.И. Кириллов, А.А. Климов // Теплоэнергетика. – 1963. – № 2. – С. 30-35. 8. *Stodola, A.* Dampf – und Gas – Turbinen [Text] / A. Stodola. – Berlin: Springer, 1924. – 1104 s. 9. *Гребнев, В.К.* Влияние радиального зазора на работу турбинных ступеней [Текст] / В.К. Гребнев // Теплоэнергетика. – 1968. – № 5. – С. 81-83. 10. *Лим, Ч.С.* Методика моделирования газодинамических процессов в высоконагруженных ступенях газовых турбин [Текст] / Ч.С. Лим, А.В. Лапузин, В.П. Субботович, Ю.А. Юдин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2002. – Т. 12, № 9. – С. 186-190.

© Лапузин А.В., Лим Чан Сан, Субботович В.П., Юдин Ю.А., Юдин А.Ю., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12