

УДК 621.165

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЛОТНОСТИ ПАРА В ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ЦНД ПРИ МАЛОРАСХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Рассматривается проблема определения плотности пара в последних ступенях ЦНД турбин. На базе экспериментальных данных предлагаются аппроксимационные зависимости.

Розглядається проблема визначення щільності пари в останніх ступенях ЦНТ турбін. На базі експериментальних даних пропонуються апроксимаційні залежності.

We consider the problem of determining the vapor density in the latter stages of LPC turbines. On the basis of experimental data available approximation dependence.

Работа последней ступени турбин большой мощности при их работе в широком диапазоне изменения нагрузки происходит в двух режимах:

- турбинном с выработкой мощности;
- компрессорном с потреблением мощности.

Если работа ступеней с малым втулочным отношением D_{cp}/l в турбинном режиме достаточно широко освещена как в учебной литературе, так и в периодической печати, то их работа при малорасходных режимах (режим потребления мощности), требует дополнительных исследований по определению затрат мощности на вращение рабочего колеса ступени.

Мощность, потребляемая ступенью с малым D_{cp}/l достаточно хорошо определяется по уравнению Зутера-Траупеля [1] с коэффициентом C , уточненным в [2], Вт

$$N_3 = C \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp}}{2} \cdot l_{рл} \cdot \rho \cdot U_{cp}^3, \quad (1)$$

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

$l_{рл}$ – высота рабочей лопатки, м;

ρ – плотность протекающей рабочей среды, кг/м³;

U_{cp} – окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре, м/с;

C – коэффициент, определяющий как влияние относительного объемного расхода пара через ступень, так и геометрических характеристик ступени.

Из величин, входящих в зависимость (1) наиболее сложно определяется плотность пара на рабочем колесе ступени.

Малорасходный режим работы цилиндра низкого давления (ЦНД) определяется объемным расходом пара $V_2 = G \cdot v_2$ через каждую ступень. При этом удельный объем v_2 за последней ступенью зависит как от изменения давления в конденсаторе P_k , так и от температуры пара за рабочим колесом (РК) последней ступени t_2 , которая в свою очередь взаимосвязана как с процессом компримирования пара, так и с уровнем

вентиляционных потерь в ступенях ЦНД. Температура t_2 за последней ступенью измеряется штатными приборами, установленными за РК последней ступени в периферийной области (для ЦНД турбины Т-250/300-240 на осевом расстоянии 170 мм от выходных кромок лопаток и на глубину 150–170 мм от меридионального обвода).

В качестве характерного параметра для определения режимов работы ступени принят относительный объёмный расход пара $\overline{G \cdot v_2} = \frac{V_2}{V_{2н}}$, где $V_{2н}$ – объёмный расход пара при номинальном режиме работы ступени, который соответствует максимальному КПД η_u на венце ступени.

В качестве объекта исследования принят ЦНД турбины Т-250/300-240. Значение расхода пара через один поток ЦНД для этой турбины определяется по зависимости, полученной по результатам исследования режима работы ЦНД на блоке № 3 Харьковской ТЭЦ-5 на протяжении года

$$G_{\text{ЦНД}} = \kappa(\bar{\delta}) P_{\text{оЦНД}}^{0,97}, \quad (2)$$

где $\bar{\delta} = \delta/H_0$ – относительное перемещение штока поворотной диафрагмы;

$H_0 = 220$ мм – положение штока при полностью открытой поворотной диафрагме;

δ – перемещение штока поворотной диафрагмы на частичных режимах, мм;

$P_{\text{оЦНД}}$ – давление пара перед поворотной диафрагмой.

Значение коэффициента $\kappa(\bar{\delta})$ положения поворотной части регулирующей диафрагмы зависит от степени её открытия, определяемой величиной $\bar{\delta}$. Вид функции $\kappa(\bar{\delta})$ изменяется при поступлении в щели, формируемые входной частью направляющих лопаток поворотной диафрагмы, критического режима течения и может быть представлено в двух диапазонах:

$$\begin{aligned} &\text{– при } 0 < \bar{\delta} \leq 0,5 && \kappa(\bar{\delta}) = 881,5 \cdot \bar{\delta}; \\ &\text{– при } 0,5 < \bar{\delta} \leq 1,0 && \kappa(\bar{\delta}) = 440,74 + 985,52 \cdot (\bar{\delta} - 0,5) - 111,02 \cdot (\bar{\delta} - 0,5)^2. \end{aligned} \quad (3)$$

В зависимости (2) принимается расход в ЦНД в т/ч, давление $P_{\text{оЦНД}}$ в кгс/см². Зависимости (2) и (3) получены для диапазона изменения расхода в ЦНД от 400 до 980 т/ч.

Для определения плотности пара за РК последней (31-й) ступени ЦНД $\rho_{2-31} = \frac{1}{v_{2-31}}$ необходимо рассмотреть взаимосвязь удельного объёма v_{2-31} с параметрами пара за последней ступенью.

Давление в конденсаторе турбины при работе на малорасходных режимах может изменяться от 3 до 30 кПа. При этом температура пара изменяется от температуры насыщения до температуры, определяемой нагревом его за счёт вентиляционных потерь.

Зависимость удельного объёма пара при температуре насыщения $v_{2-31}^{\text{нас}}$ в указанном диапазоне изменения $P_{\text{к}}$ (рис. 1) может быть аппроксимирована формулой

$$v_{2-31}^{\text{нас}} = \frac{127,87}{P_{\text{к}}^{0,940}}.$$

Тогда плотность, м³/кг

$$\rho_{2-31}^{\text{нас}} = 7,8203 \cdot 10^{-3} \cdot P_{\text{к}}^{0,94}. \quad (4)$$

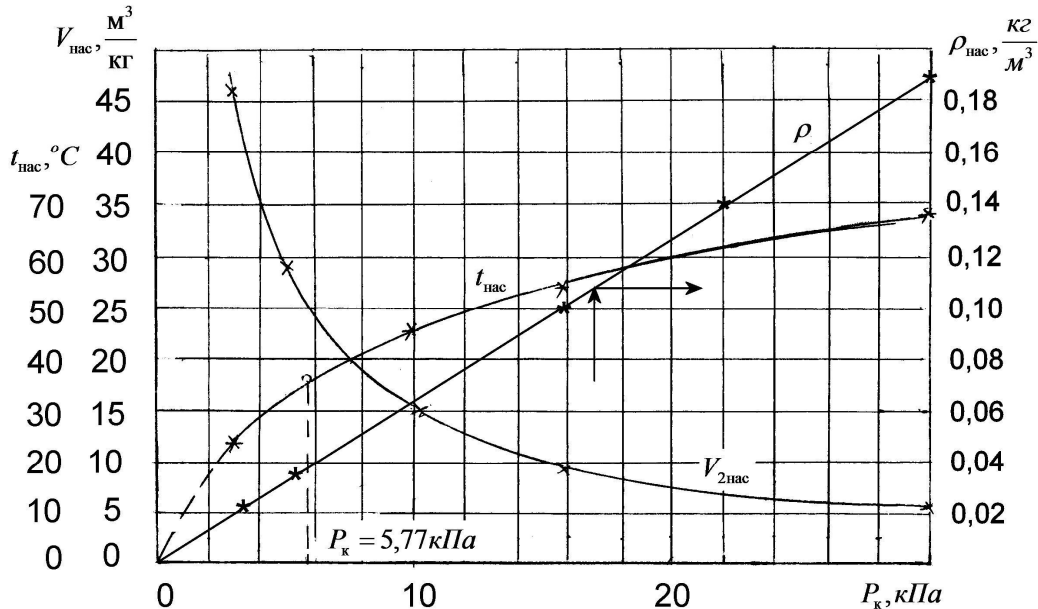


Рис. 1. Изменение удельного объёма, плотности и температуры насыщенного пара при изменении давления в конденсаторе

Для аппроксимации использованы табличные значения $v^{\text{нас}} = f(P)$ [3].

Зависимость температуры насыщения $t^{\text{нас}}$ от давления в конденсаторе $P_{\text{к}}$ аппроксимируется формулами:

- при $3,0 \leq P_{\text{к}} \leq 5,77$ кПа $t_{2-31}^{\text{нас}} = 11,321 P_{\text{к}}^{0,675}$ °С;
- при $5,77 \leq P_{\text{к}} \leq 30$ кПа $t_{2-31}^{\text{нас}} = 19,1175 P_{\text{к}}^{0,376}$ °С.

При нагреве за счёт вентиляционных потерь удельный объём пара может рассматриваться при $P_{\text{к}} = \text{const}$ как его отношение к удельному объёму насыщения (рис. 2) в виде зависимости

$$\frac{v_{2-31}^{\text{нас}}}{v_{2-31}^{\text{нас}}} = 1 + \kappa \cdot (t - t_{\text{нас}}) \quad \text{или} \quad \rho_{2-31}^{\text{нас}} = \frac{\rho_{2-31}^{\text{нас}}}{1 + \kappa(t - t_{\text{нас}})}, \quad (5)$$

где для диапазона изменения давления в конденсаторе $3,0 \leq P_{\text{к}} \leq 12,0$ кПа значение коэффициента κ равно

$$\kappa = 3,4744 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 9,4606 \cdot 10^{-3} \cdot P_{\text{к}})$$

и для диапазона $12 < P_{\text{к}} \leq 30,0$ кПа

$$\kappa = 3,1525 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 1,9173 \cdot 10^{-3} \cdot P_{\text{к}}).$$

Изменение давления за рабочим колесом 31-й ступени по высоте лопаток не превышает 500 Па и приходится на её верхнюю половину [4]. Это позволяет принять условие постоянства давления по высоте рабочей лопатки. Также целесообразно принять условие, что давление пара за РК равно в конденсаторе.

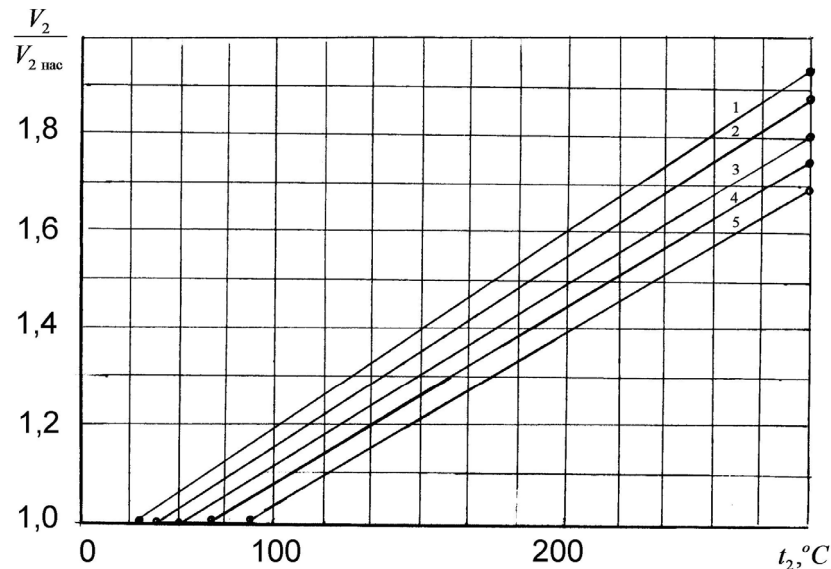


Рис. 2. Зависимость удельного объёма перегретого пара от его температуры и давления:
 1 – $P_k = 3$ кПа; 2 – 5 кПа; 3 – 10 кПа; 4 – 16 кПа; 5 – 30 кПа

При определении плотности пара в межвенцовом зазоре последней ступени ЦНД при малорасходных режимах ρ_{1-31} следует учитывать наличие привтулочного отрыва потока в рабочем колесе, наличие вращающегося вихря в межвенцовом зазоре, компримирование пара в ступени, формирование проникающей области привтулочного отрыва от предыдущей ступени и проникновение давления P_k через ступень при возникновении привтулочного отрыва в предыдущей (30-й) ступеней.

Изменение давления пара как перед, так и за рабочим колесом последней ступени при малорасходных режимах соответствует течению несжимаемой рабочей среды. При этом изменение плотности пара зависит от температуры среды t_1 как перед РК, так и t_2 – за ним). Учитывая характер течения пара при наличии отрывных явлений рассмотрим изменение его параметров на средней линии тока основного течения ($\bar{G} \approx 0,5$) с применением уравнения Бернулли

$$\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_u. \quad (6)$$

Уравнение (6) при использовании экспериментальных значений параметров среды по величине $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = h_u$ позволяет при известных значениях P_{2-31} , ρ_{2-31} и t_{2-31} определить параметры среды в межвенцовом зазоре и перед ступенью.

На рис. 3 приведено изменение статических давлений $P_1^{изб}$ и $P_2^{изб}$ для ступени с отношением $D_{cp}/l = 2,58$ при цилиндрических меридиональных обводах. Как видно из рисунка наблюдаются три области изменения P_1 и P_2 :

– область турбинных режимов $(\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}} < \overline{G \cdot v_2} < 1,0$ (область I); значение $(\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}}$ соответствует режиму холостого хода;

– область компрессорных режимов при $0,29 < \overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}}$, в которой при расходе рабочей среды через ступень влияние вентиляционных потерь ограничено;

– область преобладающего влияния вентиляционных потерь на уровень повышения температуры рабочей среды $0 < \overline{G \cdot v_2} < 0,29$.

Если в двух первых областях наблюдается снижение давления как P_1 так и P_2 , то в третьей области в основном потоке происходит возрастание его в обоих сечениях.

При значении $\overline{G \cdot v_2} = 0,53-0,54$ (что соответствует режиму холостого хода ступени) выполняется условие $P_1 = P_2$.

При $\overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}}$ происходит опережающее повышение давления P_2 по сравнению с давлением P_1 перед РК, т.е. РК ступени работает как колесо компрессора.

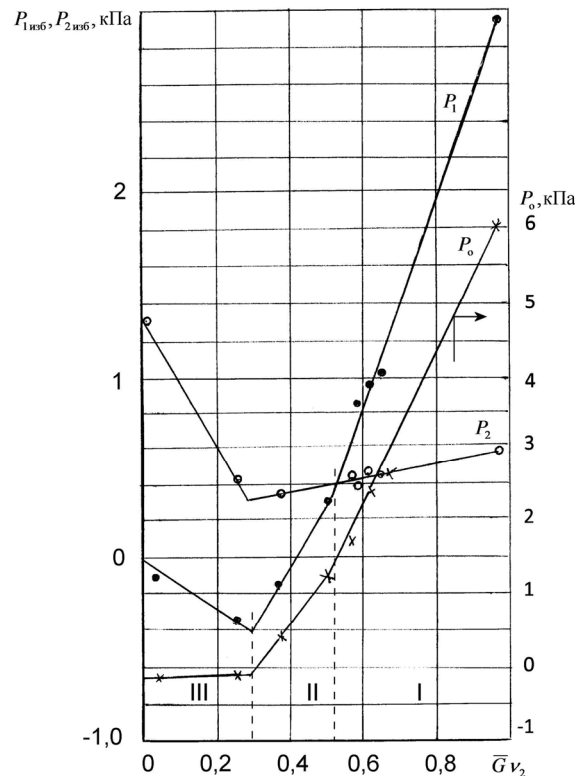


Рис. 3. Изменение статического давления перед ($P_1^{\text{изб}}$) и за ($P_2^{\text{изб}}$) рабочим колесом в ступени с отношением $D_{\text{ср}}/l = 2,58$ на линии $\overline{G} = 0,5$

Анализ изменения $\overline{\Delta P}_{1-2} = \frac{\Delta P_{1-2}}{(P_1 - P)_\text{н}}$ и $\overline{P}_{0-2}^* = \frac{P_0^* - P_2^*}{(P_0^* - P_2^*)_\text{н}}$ (рис. 4) в области

турбинных режимов, показал, что темп изменения разности статических давлений ΔP_{1-2} , так и ΔP_{0-2} различен в областях работы в турбинном ($\overline{G \cdot v_2} > 0,54$) и компрессорном ($\overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{\text{хх}}$) режимах. Судя по закономерности изменения $\overline{\Delta P}_{1-2}$ и $\overline{\Delta P}_{0-2}$ режим холостого хода для рассматриваемой ступени наступает при

$\overline{G \cdot v_2} \approx 0,53 - 0,54$, что совпадает с результатами определения режима холостого хода по интегральным характеристикам этой ступени.

При этом значение $\overline{\Delta P_{0-2}}$ выше значения $\overline{\Delta P_{1-2}}$ на величину перепада статического давления, срабатываемого в каналах НА. Для рассматриваемой ступени эти коэффициенты могут быть аппроксимированы уравнениями:

– при $(\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}} \leq \overline{G \cdot v_2} \leq (\overline{G \cdot v_2})_{\text{н}}$ – турбинный режим

$$\overline{\Delta P_{1-2}} = 2,1739 \cdot (\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}}), \quad \overline{\Delta P_{0-2}} = 0,19 + 1,7609 \cdot (\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}}); \quad (7)$$

– при $0 < \overline{G \cdot v_2} \leq (\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}}$ – компрессорный режим

$$\overline{\Delta P_{1-2}} = -0,65 + 1,2037 \cdot \overline{G \cdot v_2}, \quad \overline{\Delta P_{0-2}} = -0,25 + 0,8148 \cdot \overline{G \cdot v_2}. \quad (8)$$

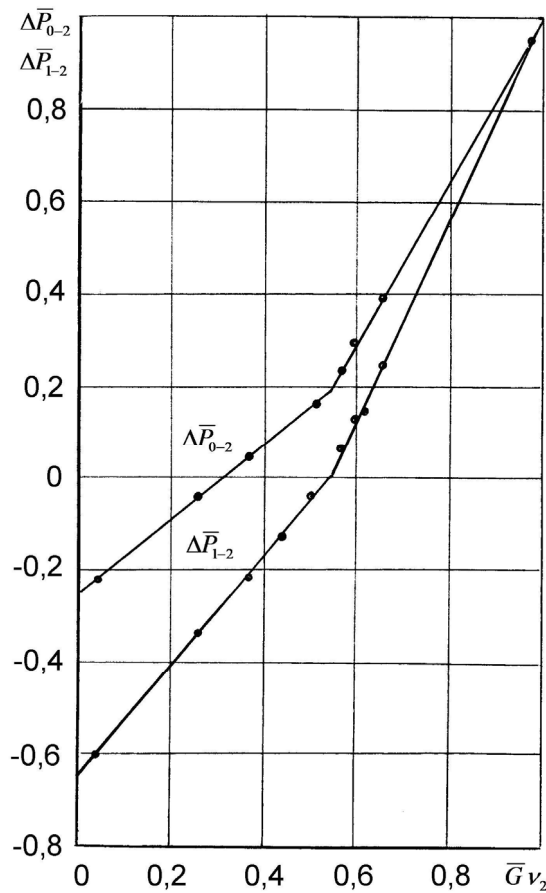


Рис. 4. Изменение коэффициентов давления во всём диапазоне режимов работы ступени с отношением $D_{\text{cp}}/l = 2,58$

Траверсирование потока в ступенях с различным втулочным отношением, имеющих цилиндрические меридиональные обводы, подтвердило идентичность происходящих процессов в этих ступенях. Изменение характера зависимостей $\overline{\Delta P_{0-1}}$ и $\overline{\Delta P_{0-2}}$ происходит при режиме холостого хода, который для исследованных ступеней составил: для ступени с $D_{\text{cp}}/l = 2,58$ $(\overline{G \cdot v_2})_{\text{xx}} = 0,54$; ступени с $D_{\text{cp}}/l = 2,87$

$(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,523$; ступени с $D_{cp}/l = 3,24$ $(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,49$; ступени с $D_{cp}/l = 4,57$
 $(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,46$.

Линейный характер изменения $\overline{\Delta P_{0-1}}$ и $\overline{P_{0-2}}$ в области малорасходных режимов позволил представить изменение коэффициентов давлений в относительных координатах $\overline{\Delta P_{1-2}} = \frac{\Delta P_{1-2}}{(\Delta P_{1-2})_{\overline{G \cdot v_2}=0}}$ и $\frac{\overline{G \cdot v_2}}{(\overline{G \cdot v_2})_{xx}} = \overline{G \cdot v_2}$ как

$$\overline{\Delta P_{1-2}} = 1 - \overline{G \cdot v_2}_{xx} \quad (9)$$

для изменения перепада статических давлений на РК и как

$$\overline{\Delta P_{0-2}} = 1,19 - \overline{G \cdot v_2} \quad (10)$$

для изменения перепада давлений на ступень.

Уравнения (9) и (10) позволяют определить коэффициенты давлений в диапазоне малорасходных режимов при известном значении $(\overline{G \cdot v})_{xx}$.

Исследование ступеней с $D_{cp}/l = 2,58$ и $2,87$ с коническими периферийными обводами при $\gamma_m = 30^\circ$ и $\gamma_m = 50^\circ$ показало, что конические обводы ведут к уменьшению коэффициентов давления. Как и в ступенях с цилиндрическими обводами изменение зависимостей $\overline{\Delta P_{1-2}} \sim \overline{G \cdot v_2}$ и $\overline{\Delta P_{0-2}} \sim \overline{G \cdot v_2}$ происходит при $(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,485$ для ступени $D_{cp}/l = 2,58$ и $(\overline{G \cdot v_2})_{xx} = 0,45$ для ступени с $D_{cp}/l = 2,87$. Характер изменения этих зависимостей для ступеней с коническими меридиональным обводом имеет общую закономерность с остальными исследованными ступенями и для области малорасходных режимов эти зависимости могут быть описаны подобными уравнениями. При этом влияние конусности меридионального обвода может быть учтено как разность значений $\Delta P_{1-2}^k = P_{1-2}^k - P_{1-2}^u$ и $\Delta P_{0-2}^k = P_{0-2}^k - P_{0-2}^u$, где индекс «к» соответствует коническому обводу, индекс «ц» – цилиндрическому.

Для определения коэффициентов давлений были получены значения $(\overline{\Delta P_{1-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0}$ и $(\overline{\Delta P_{0-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0}$ при нулевом расходе через ступень в зависимости от их втулочного отношения и при частоте вращения $\omega = \text{const}$, соответствующей η_u^{max} . Наблюдается две области их изменения, в которых значения коэффициентов давления могут быть аппроксимированы уравнениями:

– при $0,44 \leq \overline{r}_{\text{вт}} \leq 0,53$

$$(\overline{\Delta P_{1-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0} = 3,3643 \cdot (\overline{r}_{\text{вт}} - 0,6353), \quad (\overline{\Delta P_{0-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0} = 1,26 \cdot (\overline{r}_{\text{вт}} - 0,4413); \quad (11)$$

– при $0,53 \leq \overline{r}_{\text{вт}} \leq 0,641$

$$(\overline{\Delta P_{1-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0} = 2,307 \cdot (\overline{r}_{\text{вт}} - 0,6843), \quad (\overline{\Delta P_{0-2}})_{\overline{G \cdot v_2}=0} = 0,5324 \cdot (\overline{r}_{\text{вт}} - 1,1481). \quad (12)$$

Разности коэффициентов давления в зависимости от тангенса угла наклона периферийного меридионального обвода направляющего аппарата ступени ($\text{tg } \gamma_m$) имеет линейный характер при $\overline{G} \cdot v_2 = 0$ и могут быть аппроксимированы зависимостями:

$$\Delta P_{1-2}^k - \Delta P_{1-2}^u = 0,252 \cdot \text{tg } \gamma_m, \quad \Delta P_{0-2}^k - \Delta P_{0-2}^u = 0,1212 \cdot \text{tg } \gamma_m. \quad (13)$$

Изменение перепадов давлений $P_1 - P_2$ на рабочем колесе во всём диапазоне изменения режимов на линиях тока $\overline{G} = 1,0$ и $\overline{G} = 0$ (которые являются границами основного потока) приведено на рис. 5 и показывает, что перепады давлений на этих границах располагаются практически симметрично относительно линии тока $\overline{G} = 0,5$. Это позволяет считать, что изменение давления на средней линии тока для основного потока при компримировании рабочей среды является представительным для всего потока.

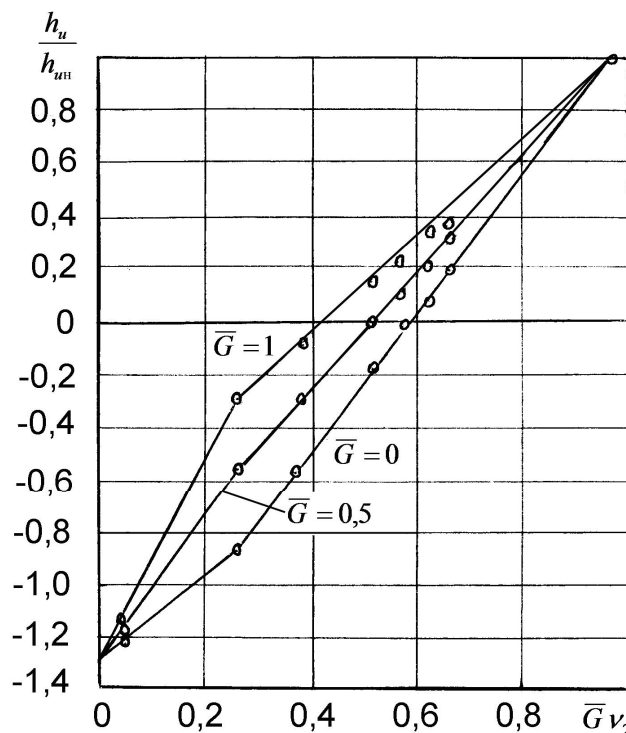


Рис. 5. Изменение перепадов давлений на рабочем колесе ступени с $D_{cp}/l = 2,58$ в области малорасходных режимов

Определение температуры рабочей среды на средней линии тока ($\overline{G} = 0,5$) в межвенцовом зазоре может быть выполнено исходя из уравнения Бернулли (5).

С учётом уравнения состояния для газообразного рабочего тела (перегретого пара) $P_1 = \rho_1 R_1 \cdot T_1$, $P_2 = \rho_2 R_2 \cdot T_2$, и, принимая во внимание, что в диапазоне изменения параметров пара на рабочем колесе газовая постоянная R практически не изменяется ($R_1 = R_2 = R$) уравнение (5) примет вид $T_1 - T_2 = \frac{h_u}{R}$.

При известных параметрах пара за рабочим колесом газовая постоянная R равна

$$R = \frac{P_2 \cdot v_2}{T_2}.$$

В этом случае $T_1 - T_2 = \frac{h_u \cdot T_2}{P_2 \cdot v_2}$ или $T_1 = T_2 \cdot \left(1 + \frac{h_u}{P_2 \cdot v_2}\right)$.

Значение перепада, срабатываемого на рабочем колесе, при этом равно [5]

$$h_u = h_{un} \cdot \frac{\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}{1 - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}},$$

а изменение температуры рабочей среды на средней линии основного потока равняется

$$T_1 = T_2 \cdot \left(1 + \frac{h_{un}}{P_2 \cdot v_2} \cdot \frac{\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}{1 - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}\right), \quad (14)$$

где T_1 и T_2 являются абсолютными значениями и выражаются в градусах Кельвина. При определенных значениях P_1 и T_1 зависимости (9) и (14) плотность рабочей среды основного потока на входе в РК составит

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1} = \frac{P_1 \cdot T_2}{P_2 \cdot T_1} \cdot \rho_2. \quad (15)$$

Среднее значение плотности пара для определения затрат мощности на вращение рабочего колеса N_3 по формуле (1) будет равно

$$\rho_{cp} = 0,5 \cdot (\rho_1 + \rho_2). \quad (16)$$

Список литературы: 1. Suter, P. Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenadern [Text] / P. Suter, W. Traupel // Mittlungen aus dem Institut für Thermische Turbomaschinen. – Zürich, 1959. – № 4. – S. 15-28. 2. Быстрицкий, Л.Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением D_{cp}/l в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.01 / Быстрицкий Леонид Николаевич. – Харьков, 1975. – 203 с. 3. Вукалович, М.П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара [Текст] / М.П. Вукалович. – М.: Энергия, 1965. – 400 с. 4. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / под общ. ред. В.А. Хаимова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 240 с. 5. Быстрицкий, Л.Н. Работа турбинной ступени с малым D_{cp}/l в режиме потребления мощности [Текст] / В.Н. Голошапов, В.И. Касилов, А.Ю. Козлоков // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 3. – С. 61-65. – ISSN 2078-774X.

© Шубенко А.Л., Быстрицкий Л.Н., Голошапов В.Н., Касилов В.И., Касилов О.В., Козлоков А.Ю., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12