

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. ХПИ «НТУ», г. Харьков
А.Ю. КОЗЛОКОВ, гл. инженер ОАО «Харьковская ТЭЦ-5», г. Харьков

РАБОТА ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ С МАЛЫМ D_{cp}/l В РЕЖИМЕ ПОТРЕБЛЕНИЯ ЭНЕРГИИ

Запропоновано підхід до визначення витрат енергії у турбінного ступеня на компресію при її роботі у режимах споживання механічної енергії.

Approach to determination expenditure of energy in a turbine stage on the compression during its work in the regime of mechanical consumption is introduced.

В цилиндрах низкого давления (ЦНД) мощных паровых турбин устанавливаются ступени, выполненные с малым отношением D_{cp}/l . При работе турбин на малорасходных режимах в них возникают привтулочные отрывы как за рабочим колесом, так и внутри каналов, сформированных рабочими лопатками, и вращающийся торовой вихрь в периферийной области межвенцового зазора.

Исследованию процессов формирования этих отрывов, а также вопросам потребления энергии ступенями с малым отношением D_{cp}/l уделено большое внимание. Результаты приведены в целом ряде работ [1–11] и в основном посвящены исследованию потерь механической энергии во вращающихся ступенях при отсутствии протекания через них расхода рабочей среды. В то же время отмечается, что потребление энергии рабочим колесом ступени при малорасходных режимах исследовано недостаточно.

В данной работе рассмотрена задача определения затрат энергии в турбинной ступени при её работе в режиме потребления энергии, начиная от режима холостого хода, на сжатие (компримирование) рабочей среды.

Рассмотрена работа турбинной ступени с отношением $D_{cp}/l = 2,58$ при цилиндрических меридиональных обводах, в которой направляющий аппарат выполнен по закону закрутки углов выхода потока $\alpha_{1\text{эф}} = 21^\circ = \text{const}$, рабочее колесо спроектировано для работы на номинальном режиме при нулевой степени реактивности. Степень реактивности на среднем радиусе составляла $\rho_{cp} = 0,41$ и в периферийной области $\rho_n = 0,60$. Для направляющего аппарата (НА) отношение $t/b = 0,714 = \text{const}$. В рабочем колесе угол выхода потока $\beta_{2\text{геом}}$ изменяется от 18° в периферийном сечении до 31° в корневом сечении, обеспечивая закрутку $\rho \cdot C_{z_2} = \text{const}$.

Подводимая к рабочему колесу энергия обеспечивалась с помощью регулируемого электродвигателя постоянного тока, расположенного на взвешивающем устройстве, что позволило измерять крутящий момент, передаваемый рабочему колесу [5].

В качестве характеристики режимов выбрана величина относительного объёмного расхода $\overline{G \cdot v_2} = G \cdot v_2 / (G \cdot v_2)_0$, где объёмный расход $(G \cdot v_2)_0$ определялся при максимальном значении внутреннего КПД ступени η_{oi} .

По мере уменьшения расхода через турбинную ступень происходит снижение энергии потока, что выражается в уменьшении как статического P_1 , так и полного P_1^* давлений в межвенцовом зазоре.

В диапазоне изменения режимов работы ступени от $\overline{G \cdot v_2} = 1,0$ до $\sim 0,65$ в периферийной области наблюдается снижение полного давления P_2^* за рабочим колесом, после которого начинается его возрастание при снижении статического давления P_1 в межвенцовом зазоре (на входе в РК). При $\overline{G \cdot v_2} = 0,614$ различие между P_1^* и P_2^* невелико, что свидетельствует о резком уменьшении передачи энергии потоком к периферийным сечениям рабочей лопатки. При $\overline{G \cdot v_2} = 0,564$ $\Delta P^* = P_1^* - P_2^* \approx 0$, а при $\overline{G \cdot v_2} = 0,504$ $\Delta P^* < 0$, т.е. при этом значении относительного объёмного расхода в периферийной области уже происходит передача энергии от рабочего колеса к потоку. При дальнейшем уменьшении $\overline{G \cdot v_2}$ процесс передачи энергии от рабочих лопаток к потоку охватывает все большую часть высоты лопатки. При малых $\overline{G \cdot v_2}$ рабочее колесо входит в режим передачи энергии (в компрессорный режим) от лопаток к потоку.

Для определения мощности, затрачиваемой рабочим колесом на перемещение потока в режимах потребления мощности ($N_m < 0$) структуру течения целесообразно рассматривать не по цилиндрическим поверхностям, а по струйкам тока основного потока, в которых происходит изменение энергии под действием лопаточных сил [3]. Обтекание лопаток в этом случае происходит не вдоль профильных поверхностей, формирующих каналы, а по сложным поверхностям перехода струек от профиля, расположенного на меньшем радиусе к профилю на большем, имеющим другую форму. Отклонение течения от цилиндрического приводит к тому, что в переносном движении усиливается работа кориолисовых сил. Их влияние на энергообмен тем сильнее, чем больше отклонение потока в ступени от цилиндричности течения.

Мощность, развиваемая или поглощаемая элементом рабочего колеса ступени, отнесенная к струйке рабочего тела, может быть определена как

$$\Delta N = \Delta G \cdot h_u, \quad (1)$$

где h_u – удельная работа на лопаточном венце, совершаемая струйкой единичной массы.

Согласно уравнению Эйлера удельная работа, совершаемая элементарной ступенью (элементарной струйкой тока) равна

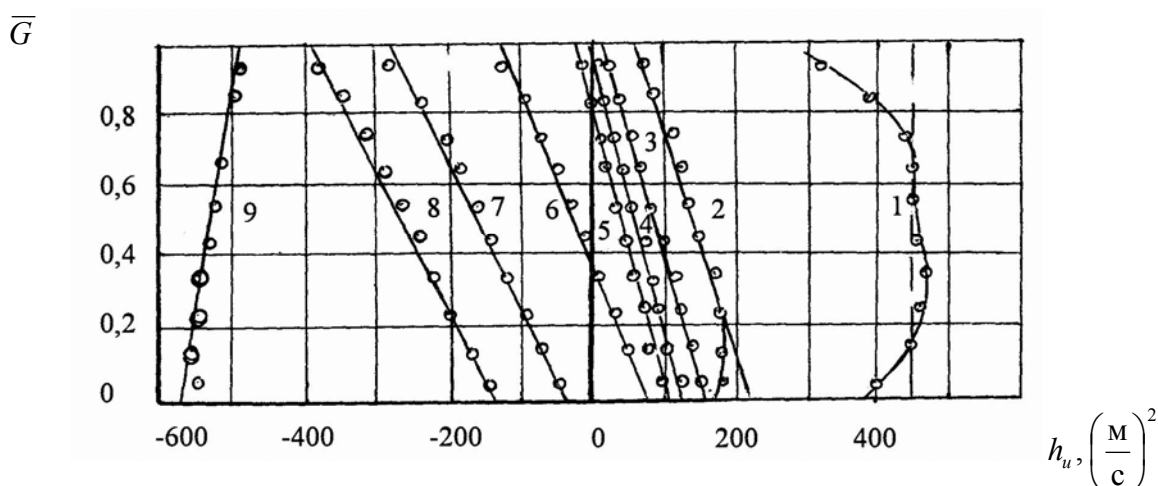
$$h_u = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u}, \quad (2)$$

где u_1 и u_2 – окружная скорость рабочих лопаток на радиусах r_1 и r_2 , м/с,
 C_{1u}, C_{2u} – окружная составляющая скорости потока C_1 на входе в рабочее колесо (РК) и скорости C_2 на выходе из РК.

Так как при наличии областей отрыва потока и вихревого движения в межвенцовом зазоре, создающим существенно отличное от цилиндрического движения, аналитическое описание течения не представляется возможным. Поэтому на основе анализа результатов экспериментальных исследований был определён характер

изменения удельной работы на рабочем колесе и предложена приближённая методика определения затрат механической энергии в ступени в зависимости от $\overline{G \cdot v_2}$.

На рис. 1 приведено распределение h_u по линиям тока для струек $\overline{\Delta G} = 0,1-1,0$, полученное по результатам траверсирования при изменении $\overline{G \cdot v_2}$ от 0,972 до 0,04. Видно, что для большей части режимов, соответствующих $\overline{G \cdot v_2} \leq 0,652$ (для области малорасходных режимов) распределение $h_u = f(G)$ является линейным, что позволяет принять значение удельной работы на линии тока $\overline{G_i} = 0,5$ как интегральное для всей ступени.



1 – $\overline{G \cdot v_2} = 0,972$; 2 – 0,652; 3 – 0,614; 4 – 0,587; 5 – 0,564; 6 – 0,504; 7 – 0,367; 8 – 0,254; 9 – 0,04

Рис. 1. Распределение удельной работы по линиям равных расходов при различных $\overline{G \cdot v_2}$

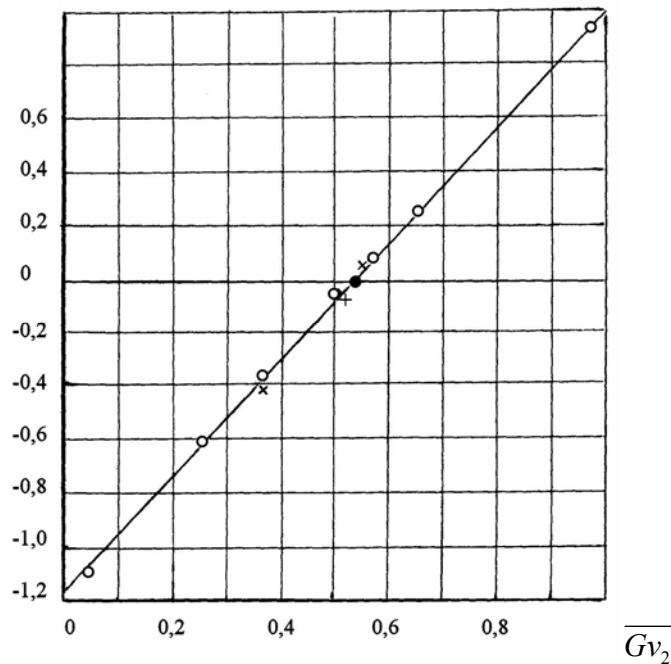
На рис. 2 приведено изменение относительной удельной работы $\overline{h}_u = h_u / h_{u_{ном}}$ при уменьшении $\overline{G \cdot v_2}$ во всём диапазоне работы ступени на линии тока $\overline{G_i} = 0,5$. Изменение \overline{h}_u при снижении $\overline{G \cdot v_2}$ является линейной функцией, проходящей через точку, соответствующую режиму холостого хода ступени $\overline{G \cdot v_2} = 0,54$, которая может быть аппроксимирована зависимостью

$$\overline{h}_u = 2,1739 \cdot (\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{x,x}). \quad (3)$$

Для определения \overline{h}_u необходимо знать какое влияние на $(\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$ оказывают геометрические соотношения ступеней, и, прежде всего, втулочное отношение, угол наклона меридионального обвода направляющего аппарата ступени.

Из рис. 2 видно, что на величину \overline{h}_u втулочное отношение не оказывает влияния, т.е. при малорасходных режимах распределение $\overline{h}_u = f(\overline{G_i})$ подобно в ступенях с различным втулочным отношением. При этом режим холостого хода для ступеней с различной геометрией наступает при различных значениях $(\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$. Изменение которых, в зависимости от втулочного отношения и от угла наклона γ_n меридионального обвода, представлено зависимостью

$$\bar{h}_u = \frac{h_u}{h_u(\bar{G}v_2=1)}$$



- ступень с $D_{cp}/l = 2,85$; -×- ступень $D_{cp}/l = 2,87$;
 -+- ступень с $D_{cp}/l = 3,24$; -●- ступень с $D_{cp}/l = 4,57$

Рис. 2. Зависимость относительной удельной работы при для струйки $\bar{G}_i = 0,5$ от объёмного расхода рабочей среды через ступень

$$(\bar{G} \cdot v_2)_{x,x} = 0,682 \cdot (1 - 0,1292 \cdot \sqrt{\text{tg } \gamma_n}) \cdot (1 - r_{вт})^{0,4}. \quad (4)$$

Подставляя $(\bar{G} \cdot v_2)_{x,x}$ в зависимость (3), и, определив \bar{h}_u , можно по (1) определить мощность, затрачиваемую на компримирование среды рабочим колесом. Так как значение \bar{h}_u определено при $\bar{G}_i = 0,5$ с учётом линейности распределения $\bar{h}_u = f(\bar{G}_i)$, то зависимость $\Delta N = h_u \cdot \Delta G_i$ можно представить для ступени как

$$N_k = G \cdot h_{u(\bar{G}_i=0,5)}, \quad (5)$$

где G – расход через ступень, h_u – удельная работа на линии тока $\bar{G}_i = 0,5$.

Учитывая, что $G \cdot v_2 = \bar{G} \cdot v_2 \cdot (G \cdot v_2)_0$, $G = \bar{G} \cdot v_2 \cdot G_0 \cdot \frac{v_{2,0}}{v_2}$ и $h_u = \bar{h}_u \cdot (h_u)_0$, после подставки их в (5) получим

$$N_k = 2,1739 \cdot G_0 \cdot \frac{v_{2,0}}{v_2} \cdot (h_u)_0 \cdot \bar{G} \cdot v_2 \cdot (\bar{G} \cdot v_2 - (\bar{G} \cdot v_2)_{x,x}).$$

Для работы ступени в условиях несжимаемой среды ($v_2 = v_{2,0}$).

При определении мощности компримирования необходимо для ступени иметь основные характеристики её работы на номинальном режиме: расход через ступень G_0 при максимальном значении η_i , удельную работу ступени

$$h_{u0} = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u},$$

где для номинального режима работы можно принять значение $u_1 = u_2 = u_{cp}$; C_{1u} и C_{2u} на среднем радиусе рабочего колеса, что весьма близко к положению линии $\overline{G}_i = 0,5$ и при осевом выходе потока из рабочего колеса ($C_{2u} = 0$) значение h_{u0} при номинальном режиме равно

$$h_{u0} = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u} = u_{cp,0} \cdot C_{1u,cp}.$$

С учётом принимаемой степени реактивности на среднем радиусе ρ_{cp} в этом случае,

$$h_{u0} = U_{cp} \cdot \varphi \cdot C_{0cp} \cdot \cos \alpha_{1cp} \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}}, \quad (6)$$

где φ – коэффициент скорости для каналов НА;

C_{0cp} – теоретическая скорость, соответствующая срабатываемому на ступени тепловому перепаду при номинальном режиме.

Для случая неосевого выхода потока из РК значение C_{2u} принимается исходя из газодинамического расчёта ступени.

С учётом изложенного при осевом выходе потока из РК мощность, затрачиваемая на прокачивание среды рабочим колесом для режимов потребления энергии составит

$$N_k = G_0 \cdot U_{cp} \cdot \varphi \cdot C_{0cp} \cdot \cos \alpha_{1cp} \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}} \cdot \frac{v_{2,0}}{v_2} \cdot \overline{G \cdot v_2} \cdot (\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{x,x}), \quad (7)$$

где $(\overline{G \cdot v_2})_{x,x}$ определяется зависимостью (4).

Список литературы: 1. Пономарёв В.Н. Экспериментальное исследование привтулочного отрыва потока в турбинной ступени / В.Н. Пономарёв, Г.А. Бондаренко, В.Н. Голощапов // Теплоэнергетика. – 1970. – № 6. – С. 77-79. 2. Шнеэ Я.И. Особенности работы турбинной ступени с малым d_{cp}/l в режимах малых нагрузок / Я.И. Шнеэ, В.Н. Пономарёв, М.Ф. Фёдоров, Л.Н. Быстрицкий // Теплоэнергетика. – 1971. – №1. – С. 39-45. 3. Лагун В.П. Особенности работы последних ступеней ЦНД на малых нагрузках и холостом ходу / В.П. Лагун, Л.Л. Симою, Ю.З. Фрумин, Л.В. Поволоцкий, Ф.М. Сухарев // Теплоэнергетика. – 1972. – № 2. – С. 21-24. 4. Емин О.Н. Приближённый метод расчёта характеристик ступени турбины в области глубокононерасчётных режимов / О.Н. Емин, Г.Н. Лысенко // Теплоэнергетика. – 1973. – № 3. – С. 19-22. 5. Быстрицкий Л.Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением D_{cp}/l в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода. Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук. – Харьков, 1975. – 293 с. 6. Шапиро Г.А. Результаты натурных исследований переменных режимов работы ЧНД теплофикационной турбины / Г.А. Шапиро, В.П. Лагун, Л.Л. Симою, Е.И. Эфрос, Ю.В. Захаров // Теплоэнергетика. – 1976. – № 10. – С. 31-34. 7. Усачёв И.П. Общий метод расчёта вентиляционных потерь в ступенях турбомашин / И.П. Усачёв, В.М. Неймин // Энергомашиностроение. – 1978. – № 3. – С. 9-11. 8. Сандовский В.Б. К вопросу об образовании торового вихря у периферии турбинной ступени с малым D_{cp}/l / В.Б. Сандовский, В.А. Харченко, Ю.М. Марченко и др. // Тр. ЦКТИ. – 1981. – Вып. 184. – С. 102-105. 9. Топунов А.М. Характеристики группы последних ступеней турбин на режимах малых нагрузок / А.М. Топунов, Ю.М. Погодин, А.С. Петров, В.Л. Раков // Теплоэнергетика. – 1989. – №7. – С. 26-30. 10. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / Под ред. В.А. Хаимова. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. – 240 с. 11. Голощапов В.Н. Свойства вращающегося потока за осевым направляющим аппаратом / В.Н. Голощапов, В.И. Касилов, А.Ю. Козлоков, А.Л. Шубенко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – №4 и №1, декабрь 2008, март 2009. – С. 30-37.