

УДК 621.24

М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК, М. М. КУЗНЕЦОВА**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ТУРБОБУРА**

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить прогнозную оценку энергетических качеств турбобура, а также оценить влияние точности изготовления лопастных систем проточной части на энергетические качества турбины. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части с различной степенью детализации, в зависимости от стадии проектирования. Произведен анализ влияния выходного угла лопастей рабочего колеса на КПД турбобура, собранного из рабочих колес, имеющих небольшие отклонения.

Ключевые слова: турбобур, энергетическая характеристика, математическая модель, проточная часть, пространственная решетка, выходной угол лопасти рабочего колеса.

Введение. Анализ проводимых стендовых исследований турбобуров показывает, что после разборки и сборки один и тот же турбобур имеет различное значение КПД. В зависимости от характера сборки турбобура, т.е. от величины смещения каждого статора относительно предыдущего ротора, а также использование лопастных систем без их сортировки приводит к существенному разбросу энергетических качеств турбобура.

Анализу влияния величины смещения ротора относительно статора посвящен ряд исследований [1, 2], где рассмотрены различные подходы к моделированию рабочего процесса.

Предлагаемая методика моделирования позволяет оценить влияние отклонений углов лопастных систем, имеющее место при их изготовлении на энергетическую характеристику турбины и исследовать влияние разброса действительных геометрических параметров проточной части на энергетические качества турбобура.

Основная часть. В инженерной практике для прогнозирования энергетических качеств турбобура широко используются математические модели различной степени сложности и подробности описания потока в проточной части [2]. Однако, практика показывает различие результатов испытаний с теоретическим прогнозированием, что может быть объяснено не только степенью детализации математического описания, но и отличием действительных геометрических параметров лопастных систем от теоретических. Оценим влияние геометрических параметров лопастных систем турбобура на значение КПД, используя математическую модель рабочего процесса, описанную в работах [3, 4].

Для построения математической модели использованы основные уравнения рабочего процесса: основное уравнение гидротурбины и уравнение баланса удельных энергий в безразмерной форме:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{Hr} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}, L'_{pk} \right)}{g} Q_l^2, \quad (1)$$

$$Q_l = \sqrt{\frac{g}{k_{Hr} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}, L'_{pk} \right) + k_h \left(\frac{\bar{\Gamma}_1}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}, L' \right)}}. \quad (2)$$

Использование математического описания, представленного соотношениями (1), (2) для численного моделирования требует конкретизации зависимостей для коэффициента теоретического напора k_{Hr} и коэффициента сопротивления проточной части k_h .

Для конкретизации выражения для k_{Hr} необходимо установить зависимость гидродинамических параметров пространственной решетки k, μ, Λ от ее геометрических параметров. Установление этих зависимостей связано с выбором модели течения в полости рабочего колеса, описывающей структуру потока при изменении режимных параметров.

В рамках принятой модели течения гидродинамические параметры пространственной решетки, выражаются через гидродинамические параметры элементарных решеток.

Для получения соответствующих формул, используем уравнения кинематической связи для элементарной решетки на поверхности тока в слое переменной толщины [5]:

$$\Gamma_2 = k\Gamma_1 - (1-k)qctg\beta_{02} + 2\pi(1-k)r_a^2\omega, \quad (3)$$

где β_{02} – угол нулевого направления на выходе из решетки;

k – прозрачность решетки;

r_a – активный радиус решетки.

Преобразуя (3) к безразмерной форме, находим:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{k\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k)\frac{\pi}{2}\Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q}, \quad (4)$$

где

$$\tilde{\mu} = \frac{ctg\tilde{\beta}_{02} D}{\tilde{\Delta}_2}; \quad (5)$$

$$\Lambda^2 = \left(\frac{R_a}{R}\right)^2 = \frac{1}{Q} \int_Q \left(\frac{r_a}{R}\right)^2 dQ; \quad (6)$$

$$\tilde{\Delta}_2 = \frac{Q^2}{\int_Q q dQ}. \quad (7)$$

После преобразований уравнение безразмерной напорной теоретической характеристики имеет вид:

$$k_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\Gamma_1 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 \frac{\omega D^3}{Q} \right) \frac{\omega D^3}{Q}. \quad (8)$$

Формулы (5–7) устанавливают связь гидродинамических параметров пространственной решетки колеса с гидродинамическими параметрами элементарных решеток r_a, β_{02} .

В работе [6] дана методика расчета этих параметров в зависимости от геометрических параметров турбины.

Приведенные зависимости позволяют рассчитать безразмерную напорную теоретическую характеристику гидротурбины по геометрическим параметрам рабочего колеса.

Рассмотрим задачу на основе упрощенной модели описывающей рабочий процесс с помощью осредненных параметров.

Коэффициент теоретического напора равен:

$$k_{HT} = \frac{1}{2\pi} \left(y + \mu - \frac{\pi}{2} \lambda^2 K_Q \right) K_Q, \quad (9)$$

где

$$k_Q = \frac{\omega D^3}{Q}, \quad (10)$$

$$\lambda = \frac{r_2}{R} \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2T} \sin \delta_2}, \quad (11)$$

$$\mu = \frac{ctg \beta_2}{S_2}. \quad (12)$$

Исследуем влияние малого отклонения выходного геометрического угла лопасти, возможное при изготовлении рабочих колес, на коэффициент теоретического напора и, соответственно КПД турбобура.

При расчетах считаем остальные геометрические параметры проточной части и режим неизменными. Кроме того примем ряд допущений: $\lambda = 1, k = 0$.

При расчете потерь будем считать, что суммарные потери в рассматриваемой области проточной части складываются из указанных составляющих:

$$\bar{h} = \bar{h}_{mp} + \bar{h}_{kp} + \bar{h}_{y\delta} + \bar{h}_{кц}, \quad (13)$$

где \bar{h}_{mp} – потери трения; \bar{h}_{kp} – кромочные потери; $\bar{h}_{y\delta}$ – ударные потери; $\bar{h}_{кц}$ – концевые потери.

Или в безразмерной форме:

$$k_h = \frac{g \bar{h} D^4}{Q^2}. \quad (14)$$

Потери трения в рабочем колесе обусловлены вязкими потерями в пограничном слое. Потеря трения в пространственной решетке находится как среднее интегральная величина от потерь трения в элементарных решетках:

$$\bar{h}_{mp} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{mp} \frac{W_2^2 dQ}{2g} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{mp} \frac{C_{2m}^2}{2g \sin^2 \beta_2} dQ, \quad (15)$$

где $\xi_{mp} = \frac{2\bar{\delta}_k^{**} l}{t_2 \sin \beta_2}$ – коэффициент трения элементарной решетки на поверхности тока, обтекаемой слоем переменной толщины;

$$\bar{\delta}_k^{**} = \frac{\delta_k^{**}}{l} = CI - \text{безразмерная суммарная}$$

толщина потери импульса на выходной кромке с двух сторон профиля, $\bar{\delta}_k^{**} = \bar{\delta}_{k.g}^{**} + \bar{\delta}_{k.p}^{**}$;

$$I = \left[\int_0^{l_{kp}} \left(\frac{W_p}{W_2} \right)^{3,8} \left(\frac{h}{h_2} \right)^{7/6} dl \right]^{6,7} + \left[\int_0^{l_{kp}} \left(\frac{W_\delta}{W_2} \right)^{3,8} \left(\frac{h}{h_2} \right)^{7/6} dl \right]^{6,7} -$$

параметр, характеризующий распределение относительной скорости по профилю;

W_δ и W_p – относительные скорости

соответственно на стороне давления и разряжения;

h – относительная толщина слоя;

$$C = \frac{0,0153}{\text{Re}^{1/7}} \left(\frac{W_2}{W_k} \right)^{0,2}.$$

Учитывая, что

$$dQ = 2\pi r_2 \cos \delta_2 dl_2 C_{2m}, \quad (16)$$

находим:

$$\bar{h}_{mp} = \frac{1}{Q} \int_{l_a}^{l_n} \frac{C I C_{2m}^3}{t_2 \sin^3 \beta_2 g} 2\pi r_2 \cos \delta_2 dl_2, \quad (17)$$

где δ_2 – угол между нормалью и касательной в данной точке выходной кромки;

l_2 – длина выходной кромки в меридиональной проекции, отсчитываемая от втулки.

Величина I находится для режима безударного обтекания.

Кромочные потери h_{kp} включают потери, обусловленные отрывным обтеканием кромки конечной толщины, и потери, которые имеют место при выравнивании вязкого потока за решеткой [7].

В соответствии с [8], кромочные потери элементарной решетки на поверхности тока определяются формулой:

$$h_{kp} = \xi_{kp} \frac{W_2^2}{2g}, \quad (18)$$

где

$$\xi_{kp} = 0,2 \frac{\Delta_{kp}}{t_2 \sin \beta_2}, \quad (19)$$

$$\Delta_{kp} = 2r_{2\text{вых}}, \quad (20)$$

$r_{2\text{вых}}$ – радиус закругления выходной кромки.

Величина кромочных потерь для пространственной решетки рабочего колеса:

$$\bar{h}_{kp} = \frac{1}{Q} \int \xi_{kp} \frac{W_2^2}{2g} dQ. \quad (21)$$

Учитывая,

$$W_2^2 = \frac{C_{m2}^2}{\sin^2 \beta_2}, \quad (22)$$

находим

$$\bar{h}_{kp} = \frac{1}{Q} \int 0,2 \Delta_{kp} \frac{C_{m2}^2}{t_2 \sin^3 \beta_2} dQ. \quad (23)$$

Концевые потери связаны с пограничным слоем на торцевых стенках. Расчет пограничного слоя на торцевых стенках во вращающемся рабочем колесе с учетом вторичных течений усложняется вследствие наличия центробежных и Кориолисовых сил, изменяющих эпюру скоростей по сравнению с неподвижной решеткой.

Ориентировочно коэффициент сопротивления концевых потерь может быть выражен через потери трения [9]:

$$\xi_{кц} = \frac{2t_2 \sin \beta_{2cp}}{b_2} \xi_{mp} \quad (24)$$

где t_2 и β_{2cp} – соответственно шаг на выходе из рабочего колеса и угол выхода для средней решетки профилей;

b_2 – высота рабочего колеса в зоне выходной кромки лопасти.

Величина концевых потерь

$$\bar{h}_{кц} = \xi_{кц} \frac{W_{2cp}^2}{2g} \quad (25)$$

где W_{2cp} – относительная скорость на выходе средней решетки профилей.

Ударные потери, обусловленные отрывом потока при обтекании входной кромки. Они имеют место при несовпадении направления потока в относительном движении на входной кромке β_1 с углом безударного обтекания. Формула ударных потерь в элементарной решетке имеет вид:

$$h_{y\partial} = \frac{\chi C_{m1}^2}{2g} (ctg \beta_1 - ctg \beta_{\sigma.o})^2. \quad (26)$$

Для бесконечно густой лопастной системы угол безударного обтекания $\beta_{\sigma.o}$ равен геометрическому углу входного элемента лопасти в рассматриваемой точке входной кромки $\beta_{1л}$.

При конечном числе лопастей эти углы не равны, угол $\beta_{\sigma.o}$ обычно меньше $\beta_{1л}$:

$$\beta_{\sigma.o} = \beta_{1л} - \Delta \beta_{\sigma.o}, \quad (27)$$

где $\Delta \beta_{\sigma.o}$ – угол атаки при обтекании входной кромки.

Угол $\Delta \beta_{\sigma.o}$ слабо зависит от режима работы и его можно рассматривать как характерный гидродинамический параметр решетки, не зависящий от режима обтекания. Поправочный коэффициент в формуле (26) по аналогии с известными гидравлическими расчетами потерь в диффузорах может быть названа коэффициентом смягчения. Для решеток осевых гидромашин $\chi = 0,3-0,5$ [10].

Осредненная величина ударных потерь:

$$\bar{h}_{y\partial} = \frac{1}{Q} \int \chi \frac{C_{m1}^2}{2g} (ctg \beta_1 - ctg \beta_{\sigma.o})^2 dQ. \quad (28)$$

Ударные потери можно считать неизменными при малом изменении геометрического выходного угла лопастной системы. Хотя ударные потери и зависят от угла натекания потока на входную кромку, экспериментальные исследования показывают наличие определенной зоны нечувствительности, объясняемой закругленной формой входной кромки. Причем, чем больше радиус закругления – тем шире зона нечувствительности.

Используем полученную математическую модель для расчета энергетических характеристик турбобура, а также исследуем влияние малого изменения выходного геометрического угла решетки турбины на значения энергетических характеристик: коэффициента теоретического напора и КПД.

Результаты расчетов приведены на рис. 1.

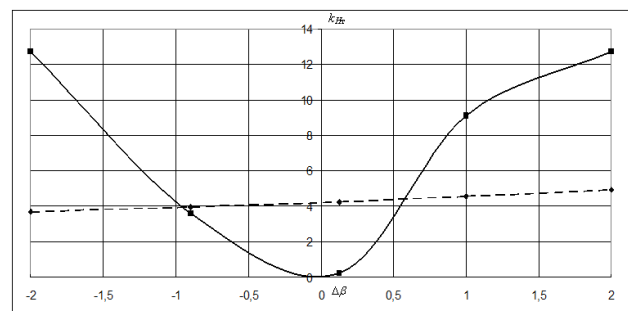


Рис. 1 – Зависимость коэффициента теоретического напора k_{H_T} и относительного изменения КПД η^* от отклонения выходного угла лопасти рабочего колеса $\Delta\beta$:

----- k_{H_T} ; η^*

На графике (рис. 1) приведена зависимость коэффициента теоретического напора k_{H_T} и относительного изменения КПД η^* от отклонения выходного угла лопасти рабочего колеса $\Delta\beta$.

Относительное изменение КПД рассчитывалось по зависимости:

$$\eta^* = \frac{\eta_{opt} - \eta_i}{\eta_{opt}} \cdot 100\%, \quad (29)$$

где η_{opt} – оптимальное значение КПД;

$$\eta_i = f(\beta_{200п} + \Delta\beta);$$

$\beta_{200п}$ – оптимальное значение выходного угла лопастной системы рабочего колеса;

$\Delta\beta$ – малое отклонение выходного угла лопастной системы рабочего колеса.

Анализ приведенных данных показывает существенное изменение коэффициента теоретического напора и, как следствие, КПД турбобура при малом изменении выходного угла лопастной системы рабочего колеса. В рамках рассматриваемой модели это может быть объяснено тем, что указанные параметры зависят от котангенса выходного угла, а в рассматриваемом диапазоне значений эта функция резко изменяется при малых изменениях аргумента.

Выводы: 1. Полученные результаты подтверждают существенное влияние отклонения выходного угла лопастной системы рабочего колеса на энергетические показатели турбобура.

2. При сборке турбобуров следует осуществлять подборку рабочих колес по указанному геометрическому параметру, что приведет к улучшению энергетических качеств турбобура.

Список литературы: 1. Иоанесян Ю. Р. Многосекционные турбобуры / Ю. Р. Иоанесян, В. П. Мацевский, С. Л. Симонян [и др.]. – К. : Техника, 1984. – 152 с. 2. Басарыгин Ю. М. Бурение нефтяных и газовых скважин : учеб. пособие / Ю. М. Басарыгин,

А. И. Булатов, Ю. М. Проселков. – М. : ООО Недра – Бизнесцентр, 2002. – 632 с. 3. Кольчев В. А. Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин : учебн. пособие / В. А. Кольчев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский. – Х. : НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с. 4. Кольчев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашин : учебн. пособие / В. А. Кольчев. – Л. : ИСМО, 1995. 5. Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток / Г. В. Викторов. – М. : Высшая школа, 1969. 6. Кольчев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины / В. А. Кольчев // Гидравл. машины. – 1992. – Вып. 26. – С. 3–19. 7. Климов А. И. Новый способ определения циркуляции потока в гидромашин / А. И. Климов // Сб. научн. информ. по гидромашиностроению. – М. : ВИГМ, 1959. – Вып. 8.9. 8. Самойлович Г. С. Гидроаэромеханика : учебн. / Г. С. Самойлович. – М. : Машиностроение, 1980. 9. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М. : Физ-мат. лит., 1962. 10. Топаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г. И. Топаж. – Л. : Ленингр. Ун-т, 1989.

Bibliography (transliterated): 1. Ioanesjan, Ju. R., et al. *Mnogosekcionnye turbobury*. Kiev : Tehnika, 1984. Print. 2. Basarygin, Ju. M., A. I. Bulatov and Ju. M. Proselkov. *Burienie nefjnyh i gazovyh skvazhin*. Moscow : ООО Nedra – Biznescentr. 2002. Print. 3. Kolychev, V. A., V. Je. Drankovskij and M. B. Marahovskij. *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravljajushihh apparatov gidroturbin*. Kharkov : NTU «KhPI», 2002. Print. 4. Kolychev, V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Leningrad : ISMO, 1995. Print. 5. Viktorov, G. V. *Gidrodinamicheskaja teorija reshetok*. Moscow : Vyssh.shk., 1969. Print. 6. Kolychev, V. A. "Postroenie matematicheskoy modeli rabocheho processa gidroturbiny." *Gidrav. mashiny*. No. 26. 1992. 3–19. Print. 7. Klimov, A. I. "Novyj sposob opredelenija cirkuljacij potoka v gidroma-shinah." *Sb. nauchn. inform. po gidromashinostroeniju*. Moscow : VIGM. No. 8.9. 1959. Print. 8. Samojlovich, G. S. *Gidroajeromehanika*. Moscow : Mashinostroenie, 1980. Print. 9. Stepanov, G. Ju. *Gidrodinamika reshetok turbomashin*. Moscow : Fiz-mat. lit., 1962. Print. 10. Topazh, G. I. *Raschet integral'nyh gidravlicheskih pokazatelej gidromashin*. Leningrad : Leningr. Un-t, 1989. Print.

Поступила (received) 01.10.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мараховский Михаил Борисович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Marakhovsky Mikhail Borisovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine", Kharkov; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины», г. Харьков; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfo@gmail.com.

Gasiyk Alexander Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine", Kharkov; tel. (097) 862-08-26; e-mail: Galexfo@gmail.com.

Кузнецова Мария Максимовна – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший преподаватель кафедры «Интегрированные технологии, процессы и аппараты», г. Харьков; тел.: (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.

Kuznechova Mariya Maximovna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", chief lecturer at the Department of "Integrated technologies, processes and equipment", Kharkov; tel. (050) 948-46-78; e-mail: marta_shu@ukr.net.