

М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК, М. М. КУЗНЕЦОВА

АНАЛИЗ ФОРМИРОВАНИЯ ТОЧКИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМА ВЫСОКОНАПОРНОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ НА ОСНОВЕ ЕЕ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить анализ формирования точки оптимального режима работы с точки зрения максимума гидравлического КПД. Константы, характеризующие потери в элементах проточной части, определяются на основе данных универсальной характеристики модели. Полученные зависимости позволяют производить прогнозную оценку энергетических качеств подвода, рабочего колеса и отсасывающей трубы. Математическая модель позволяет описывать рабочий процесс в проточной части на начальной стадии проектирования или ее модернизации.

Произведен анализ влияния потерь в элементах проточной части на положение точки оптимального режима гидротурбины.

Ключевые слова: гидротурбина, универсальная характеристика, математическая модель, проточная часть.

Введение. Универсальная характеристика гидротурбины, полученная в результате модельных испытаний, показывает связь режимных параметров (Q'_1, n'_1, a_0) и энергетических качеств (η, σ) ее проточной части. Однако связь эта представлена в интегральной форме, что затрудняет оценку влияния отдельных факторов на положение и величину оптимума в поле универсальной характеристики.

Для совершенствования существующей и проектирования новой проточной части важно знать влияние отдельных параметров на положение оптимального режима. Для этого необходимо построить математическую модель рабочего процесса, установить связь отдельных видов потерь с положением оптимума и, соответственно, оценить влияние геометрических параметров проточной части на зависимость этих видов потерь и энергетические качества гидротурбины.

Основная часть. В практике проектирования гидротурбин для прогнозирования энергетических качеств широко используются математические модели различной степени сложности и подробности описания потока в проточной части [1]. Однако, на начальной стадии проектирования чаще всего используют результаты испытаний моделей подобных турбин – универсальную характеристику. Непосредственно на характеристике приведен КПД всей проточной части, что затрудняет оценку энергетических качеств составляющих ее элементов. Для выделения энергетических качеств подвода, отвода и рабочего колеса построим математическую модель рабочего процесса, а входящие в нее константы определим по данным универсальной характеристики.

Математическую модель построим в зависимости от безразмерных параметров – коэффициента теоретического напора (1) и коэффициента расхода (2). В зависимости от указанных безразмерных комплексов выражается важнейшая энергетическая характеристика гидротурбины – КПД (3):

$$K_H = \frac{gHD^4}{Q^2}, \quad (1)$$

$$K_Q = \frac{\omega D^3}{Q}, \quad (2)$$

$$\eta = \frac{K_N}{K_H} = f(K_Q, L, K_{ш}, Re). \quad (3)$$

Гидравлический КПД гидротурбины связан с общим КПД по выражению:

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_d, \quad (4)$$

где: η_o – объемный КПД;

η_d – дисковый КПД.

Приведем уравнение баланса энергии:

$$H = H_T + h_r \quad (5)$$

к безразмерной форме:

$$\frac{g}{Q_1'^2} = K_{HT} \eta_r^2 + K_{h_n} + K_{h_{max}} \eta_o^2 + K_{h_{от}}. \quad (6)$$

В этих уравнениях:

$$h_r = h_n + h_{pk} + h_{от}.$$

Коэффициенты потерь выражаются соответственно по элементам проточной части по формуле:

$$K_{h_i} = \frac{gh_i D^4}{Q_1'^2}. \quad (7)$$

Используя безразмерную форму записи гидравлического КПД [2]

$$\eta_r = \frac{K_{HT}}{g} Q_1'^2, \quad (8)$$

и, учитывая (4) и (6) представим функциональную модель рабочего процесса в виде:

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_d; \quad \eta_r = \frac{K_{HT}}{g} Q_1'^2, \quad (9)$$

$$Q_1'^2 = \frac{g}{[\eta_o^2 (K_H + K_{h_{pk}}) + K_{h_n} + K_{h_{от}}]}.$$

Без учета масштабного эффекта, связанного с изменением числа Рейнольдса и относительной шероховатости, а также положив $\eta_d = 1$, $\eta_o = 1$, система (9) упрощается и принимает вид:

$$\eta_r = \frac{K_{HT} \left(\frac{\Gamma_0 \bar{D}}{Q}, K_Q, L_{pk} \right)}{g} Q_I'^2. \quad (10)$$

$$Q_I'^2 = \frac{g}{\left(K_{HT} \left(\frac{\Gamma_0 \bar{D}}{Q}, K_Q, L_{pk} \right) + K_{hpk} \left(\frac{\Gamma_0 \bar{D}}{Q}, K_Q, L_{pk} \right) + K_{hn} \left(\frac{\Gamma_0 \bar{D}}{Q}, L_n \right) + K_{hot} \left(K_Q, L_{ot} \right) \right)}.$$

Система (10), представляет собой математическую модель рабочего процесса, описывающую взаимосвязь режимных и геометрических параметров гидротурбины в характерных сечениях (рис. 1). Она является основой, как для прогнозирования кинематических и энергетических характеристик, так и для оптимизации элементов проточной части в процессе ее проектирования.

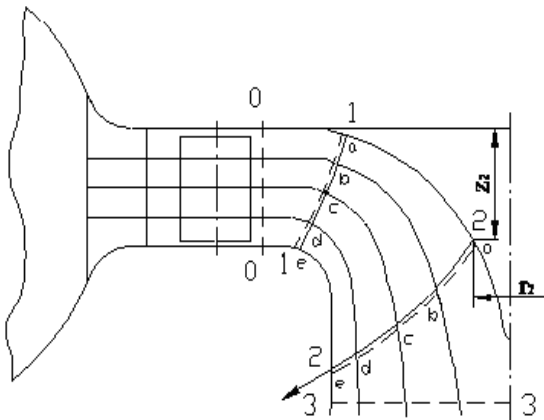


Рис. 1 – Характерные сечения проточной части

Функциональные зависимости (10) являются исходными для расчета основной энергетической характеристики гидротурбины – ее универсальной характеристики. Выводы развернутых выражений для K_{HT} и K_h приведены в работе [3].

Для анализа энергетических качеств проточной части гидротурбины типа РО-310 представим функциональные уравнения (10) в виде [2, 4]:

Коэффициент теоретического напора равен:

$$K_{HT} = \frac{1}{2\pi} \left(y + \mu - \frac{\pi}{2} \lambda^2 K_Q \right) K_Q, \quad (11)$$

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

$$\lambda = \frac{r_2}{R} \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2r} \sin \delta_2}, \quad (13)$$

$$S_{1,2} = \frac{F_{1,2} \cos \gamma_{1,2}}{2\pi r_{1,2}}. \quad (14)$$

Зависимость коэффициента напора K_{HT} от режимных параметров K_Q и y для гидротурбины типа РО-310 приведена на рис. 2.

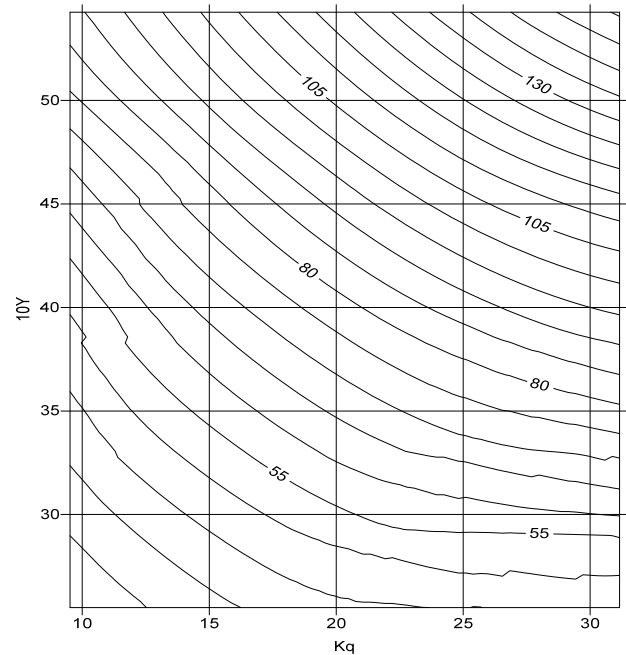


Рис.2 – Зависимость коэффициента напора K_{HT} от режимных параметров K_Q и y

Потери в спиральной камере, статоре, считаются постоянными. В качестве зависимых от режима выделяются ударные потери в решетке направляющего аппарата. В рабочем колесе учитываются потери трения, кромочные, концевые и ударные потери, являющиеся функцией режимных параметров. В отсасывающей трубе учитываются циркуляционные потери, потери от осевого вихря и потери на расширение потока:

$$K_{hn} = K_{0n} + a \left(\frac{ctg \alpha_c}{S_0} - \frac{ctg \alpha_0}{S_0} \right)^2, \quad (15)$$

$$K_{hpk} = K_{0pk} + b \left(\frac{ctg \beta_1}{S_1} - \frac{ctg \beta_{10}}{S_1} \right)^2, \quad (16)$$

$$K_{hot} = K_{0ot} + c \left(\frac{ctg \alpha_3}{S_3} \right)^2. \quad (17)$$

Используем связь углов в абсолютном и относительном движении и введем обозначения [5, 7]:

$$X_m = \frac{ctg \alpha_{0m}}{S_0}; \quad y = \frac{ctg \alpha_1}{S_1}; \quad \mu_m = \frac{ctg \beta_{60}}{S_0}, \quad (18)$$

$$\frac{ctg \beta_{1,2}}{S_{1,2}} = -\frac{\pi}{2} \zeta_1^2 K_Q - \frac{ctg \alpha_{1,2}}{S_{1,2}}, \quad (19)$$

$$\frac{ctg \alpha_2}{S_2} = -\mu + \frac{\pi}{2} \lambda^2 K_Q; \quad \frac{ctg \alpha_1}{S_1} = \frac{ctg \alpha_0}{S_0}. \quad (20)$$

Модель сопротивлений можно представить в виде функции от режимных и осредненных геометрических параметров:

$$K_h = K_0 + a(X_m - y)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} \zeta K_Q y - \mu - y \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \lambda^2 K_Q - \mu \right)^2,$$

где:

$$K_0 = K_{0н} + K_{0рк} + K_{0от} . \tag{21}$$

Функцию (21) представим в виде:

$$K_n = AK_Q^2 + BK_Q + CK_Q y + Dy + Ey^2 + F . \tag{22}$$

где:

$$A = b \frac{\pi^2}{4} \zeta^2 + c \frac{\pi^2}{4} \lambda^4 ; \tag{23}$$

$$B = -b\pi\zeta\mu_m - c\pi\lambda^2\mu ; \tag{24}$$

$$C = -b\pi\zeta ; \tag{25}$$

$$D = 2b\mu_m - 2a\alpha\mu_m ; \tag{26}$$

$$E = a + b ; \tag{27}$$

$$F = K_0 + a\alpha\mu_m^2 + b\mu_m^2 + c\mu^2 . \tag{28}$$

Для определения значений коэффициентов A, B, C, D, E, F представим универсальную характеристику в безразмерной форме в виде (рис. 3):

$$\eta = f(K_Q, y) . \tag{29}$$

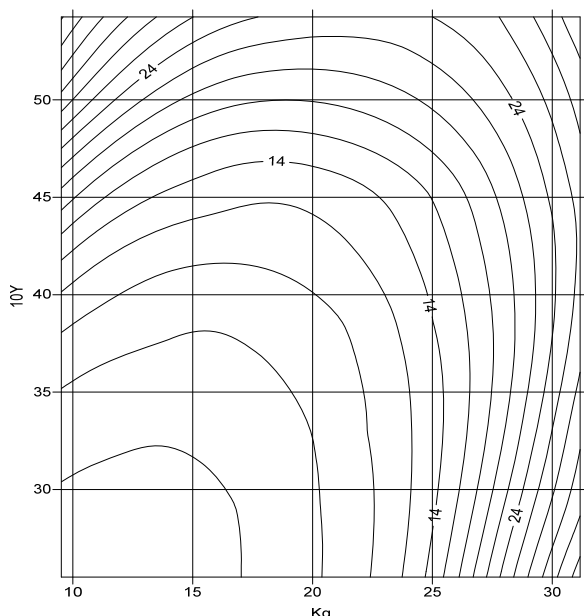


Рис.3 – Универсальная характеристика в безразмерной форме

Методом наименьших квадратов аппроксимируем полученный график выражением вида (22), что позволит определить значения коэффициентов A, B, C, D, E, F . Далее, с использованием зависимостей (23)–(28) рассчитаем коэффициенты a, b, c . Это позволит построить графические зависимости коэффициентов потерь элементов проточной части от режимных параметров. Результаты приведены на рис. 4–рис. 6.

Анализ приведенных данных показывает, что минимум коэффициента потерь в рабочем колесе расположен на оптимальном луче, а минимумы потерь в подводе и отводе расположены левее и правее оптимального луча соответственно. При совмещении минимумов потерь можно ожидать повышение КПД турбины в оптимальном режиме [6, 8].

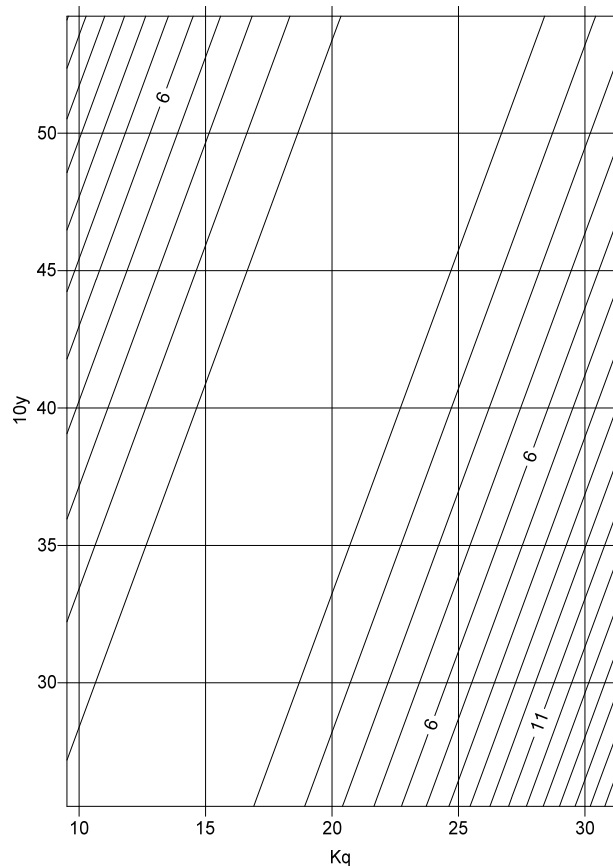


Рис.4 – Зависимость коэффициента потерь в рабочем колесе от режимных параметров

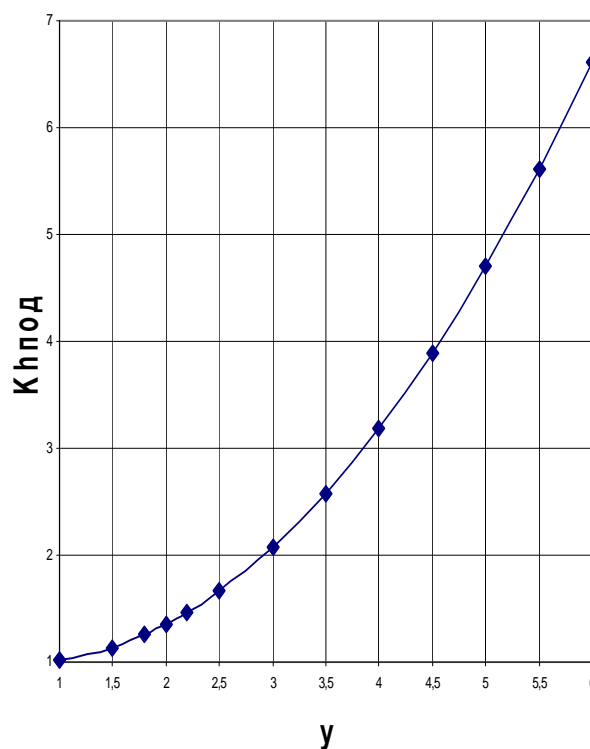


Рис.5 – Зависимость коэффициента потерь в подводе от режимных параметров

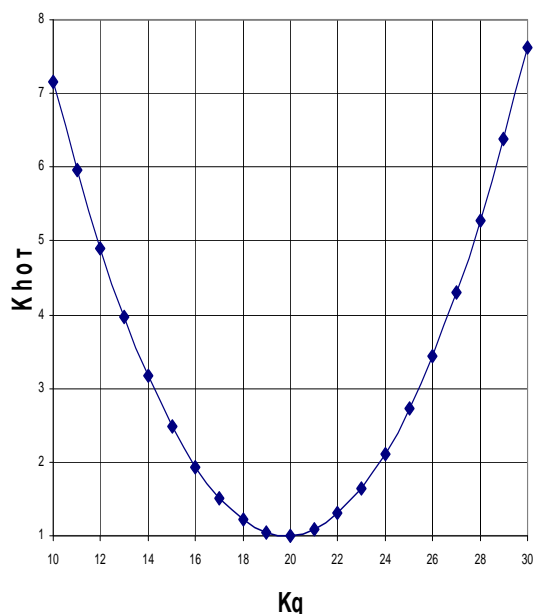


Рис.6 – Зависимость коэффициента потерь в отводе от режимных параметров

Выводы:

1. Полученные результаты подтверждают возможность повышения КПД турбины в оптимальном режиме при совмещении минимумов потерь в элементах проточной части.
2. Предложенная методика позволяет разделить потери по элементам проточной части с использованием универсальной характеристики модели.
3. Предложенная методика позволяет определить по экспериментальным данным не только коэффициенты потерь в элементах проточной части, но и обобщенные геометрические характеристики рабочего колеса μ и λ .
4. Предлагаемый способ обработки экспериментальных данных позволяет обобщить

полученные результаты для гидротурбин различных быстроходностей и построить их поэлементный баланс потерь энергии.

5. Результаты работы могут быть использованы как при модернизации существующих, так и при разработке новых проточных частей радиально-осевых гидротурбин.

Список литературы: 1. Колычев В. А. Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин : учебн. пособие / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский. – Х. : НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с. 2. Колычев В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах : учебн. пособие / В. А. Колычев. – Л. : ИСМО, 1995. 3. Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины // Гидравл. машины. – 1992. – Вып. 26. – С. 3–19. 4. Викторов Г. В. Гидродинамическая теория решеток / Г. В. Викторов. – М. : Высшая школа, 1969. 5. Климов А. И. Новый способ определения циркуляций потока в гидромашинах / А. И. Климов // Сб. научн. информ. по гидромашиностроению. – М. : ВИГМ, 1959. – Вып. 8 (9). 6. Самойлович Г. С. Гидроаэромеханика : учебн. / Г. С. Самойлович – М. : Машиностроение, 1980. 7. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г. Ю. Степанов. – М. : Физ-мат. лит., 1962. 8. Тонаж Г. И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин / Г. И. Тонаж – Л. : Ленингр. Ун-т, 1989.

References: 1. Kolychev, V. A., V. Je. Drankovskij and M. B. Marahovskij. *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravljajushhijh apparatov gidroturbin*. Kharkov: NTU "KhPI", 2002. Print. 2. Kolychev, V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Leningrad: ISMO, 1995. Print. 3. Kolychev, V. A. "Postroenie matematicheskoi modeli rabocheho processa gidroturbiny." *Gidravlicheskie mashiny*. No. 26. 1992. 3–19. Print. 4. Viktorov, G. V. *Gidrodinamicheskaja teorija reshetok*. Moscow: Vysshaya shkola, 1969. Print. 5. Klimov, A. I. "Novyj sposob opredelenija cirkuljacij potoka v gidromashinah." *Sb. nauchn.inform. po gidromashinostroeniju*. Moscow: VIGM, 1959. No. 8.9. Print. 6. Samojlovich, G. S. *Gidroaeromehanika*. Moscow: Mashinostroenie, 1980. Print. 7. Stepanov, G. Ju. *Gidrodinamika reshetok turbomashin*. Moscow: Fiz-mat lit., 1962. Print. 8. Topazh, G. I. *Raschet integral'nyh gidravlicheskih pokazatelej gidromashin*. Leningrad: Leningr. Un-t, 1989. Print.

Поступила (received) 10.11.2015

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 "Kharkov 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: Galexfom@gmail.com.

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