

УДК 621.24

М.Б. МАРАХОВСКИЙ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
А.И. ГАСЮК, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОБУРА

Предложена математическая модель рабочего процесса турбины, позволяющая производить прогнозную оценку энергетической характеристики турбобура, а также оценить влияние геометрических параметров проточной части на энергетические качества турбины. Применение изложенного численного моделирования энергетических характеристик позволяет качественно повысить технический уровень разрабатываемых турбобуров.

Приведено сравнение энергетических характеристик турбобура, полученных на базе разработанной математической модели и в результате стендовых испытаний.

Ключевые слова: турбобур, энергетическая характеристика, математическая модель, проточная часть, турбина.

Введение

Анализ современного состояния научно-технического развития отечественной буровой отрасли показывает актуальность использования новых подходов к разработке забойных двигателей с высокими энергетическими качествами, предназначенных для работы с различным породоразрушающим инструментом.

Проблеме повышения энергетических качеств забойных двигателей, проектирования их энергетических характеристик посвящен ряд исследований [1], где рассмотрены различные подходы к моделированию рабочего процесса.

Предлагаемая методика моделирования позволяет прогнозировать энергетическую характеристику турбины и исследовать влияние геометрических параметров проточной части на энергетические качества турбобура на разных этапах проектирования.

Основная часть

В инженерной практике для построения энергетических характеристик турбобура широко используется упрощенный подход [2]. Развиваемый турбиной крутящий момент в зависимости от частоты вращения ротора турбины определяется по выражению:

$$M = M_T \left(1 - \frac{n}{n_x} \right),$$

где M_T – предельный крутящий момент; n – частота вращения ротора; n_x – частота вращения ротора на холостом режиме.

Либо используются преобразованные формулы, определяющие крутящий момент и перепад давления на режиме максимальной мощности:

$$M = 2\pi^2 Q \rho r^2 n z; \quad p = 4\pi^2 \rho r^2 n z / \eta; \quad N = 2\pi M n; \quad \eta = \frac{2\pi M n}{PQ},$$

где p – перепад давления на турбине; η – КПД.

При пересчете параметров характеристики турбины на другие значения расхода, плотности жидкости и числа ее ступеней рекомендуется [2] пользоваться выражениями:

$$n \sim Q; M \sim Q^2; p \sim Q^2; N \sim Q^3; \eta \sim Q; n \sim \rho; M \sim \rho; p \sim \rho; N \sim \rho; \\ \eta \sim z; n \sim z; M \sim z; p \sim z; N \sim z; n \sim z,$$

где N – мощность турбины; z – количество турбинных ступеней; r – средний радиус решетки турбины.

Типичный вид характеристики, полученной указанным методом [2] приведен на рис. 1.

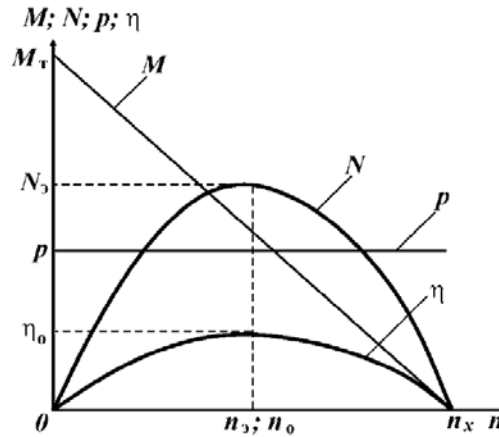


Рис. 1 – Энергетическая характеристика турбобура: M – крутящий момент; M_T – тормозной момент; N – мощность; p – перепад давления; n – частота вращения; η – КПД

Характеристики серийно выпускаемых турбин определяются экспериментально при испытаниях на турбинном стенде. Основные параметры стендовых энергетических характеристик серийных и некоторых опытных турбин турбобуров приведены в специализированных справочниках.

Для исследования рабочего процесса, а также оценки влияния геометрических параметров проточной части на энергетические характеристики турбины необходима математическая модель, с достаточной для инженерных расчетов степенью точности, связывающая геометрические и режимные параметры.

Функциональные зависимости между основными параметрами могут быть представлены в безразмерной форме:

$$K_1 = f(K_Q, L, K_{ш}, Re), K_2 = f(K_Q, L, K_{ш}, Re), K_3 = f(K_Q, L, K_{ш}, Re),$$

$$\text{где } K_M = \frac{MD}{\rho Q^2}; K_N = \frac{ND^4}{\rho Q^2}; K_H = \frac{gHD^4}{Q^2}; K_Q = \frac{\omega D^3}{Q}.$$

Для построения математической модели используем основные уравнения рабочего процесса:

– основное уравнение гидротурбины:

$$H_T = H\eta_T = \frac{(\bar{\Gamma}_1 - \bar{\Gamma}_2)\omega}{2\pi g}; \quad (1)$$

– уравнение баланса удельных энергий:

$$H = H_T + h_T; \quad (2)$$

– уравнение связи осредненных циркуляций на входе и выходе из рабочего колеса [4]:

$$\bar{\Gamma}_2 = k\bar{\Gamma}_1 + (1-k)i_0 + (1-k)2\pi R_a^2 \omega. \quad (3)$$

Приведя уравнения (1)–(3) к безразмерной форме, получим [3]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_{H_T}}{g} Q_I'^2; \frac{g}{Q_I'^2} = k_{H_T} + k_{h_{\Gamma}};$$

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

где

$$k_{H_T} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k} - \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q_k} \right) \frac{\omega D^3}{Q_k};$$

$$k_{h_{\Gamma}} = k_{pk} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, \frac{\omega D^3}{Q}, L'_{pk} \right) + k_{CT} \left(\frac{\omega D^3}{Q}, L'_{CT} \right). \quad (5)$$

Таким образом, расчет энергетической характеристики гидротурбины требует знания безразмерной напорной теоретической характеристики

$$k_{H_T} = k_{H_T} \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk} \right)$$

и функциональных зависимостей коэффициентов потерь рабочего колеса и статора от геометрических и режимных параметров (5). Выше приведено уравнение безразмерной теоретической характеристики (4). В работе [4] приведены зависимости гидродинамических параметров пространственной решетки рабочего колеса от геометрических параметров. Знание этих зависимостей необходимо для практического использования выражения (4).

Раскрытие функциональных зависимостей коэффициентов сопротивлений от геометрических и режимных параметров, т. е. получение конкретного вида этих зависимостей (моделей сопротивления) представляет весьма сложную задачу.

В зависимости от принятого кинематического описания зависимости коэффициентов теоретического напора и сопротивлений принимают различную форму.

Для определения потерь взамен данных по расчету обтекания используются зависимости коэффициентов сопротивлений, полученные с помощью законов сохранения в интегральной форме [4]. Эти зависимости связывают коэффициенты потерь с геометрическими параметрами решеток и режимными параметрами гидротурбин.

Разработанная математическая модель рабочего процесса позволяет получить достаточно точные решения, сравнительно простыми средствами. На рис. 2 приведено сравнение расчетных значений КПД и момента в зависимости от оборотов турбины с экспериментальными исследованиями, приведенными в работе [5]. При расчете учитывались профильные и «ударные» потери энергии, определенные по методике, приведенной в работах [3, 4].

Допустимая область применения описанной модели рабочего процесса определяется во многом характером допущений принятых при ее составлении. Опыт показывает справедливость уравнения кинематической связи для пространственной решетки (4), которое было использовано при построении.

Вывод этого уравнения не содержит ограничений по пространственности, отрывности вихреобразованию, вязкости. Опыт показывает справедливость этого уравнения для рабочих колес турбин различного типа в достаточно широком диапазоне режимов работы [4].

Диапазон допустимого использования модели в значительной степени связан с допущением о независимости гидродинамических параметров лопастных систем и

коэффициентов отдельных видов потерь (например, коэффициент в формуле ударных потерь). В наиболее важном диапазоне режимов работы, охватывающем область максимального КПД, можно предположить независимость этих величин от режимных параметров.

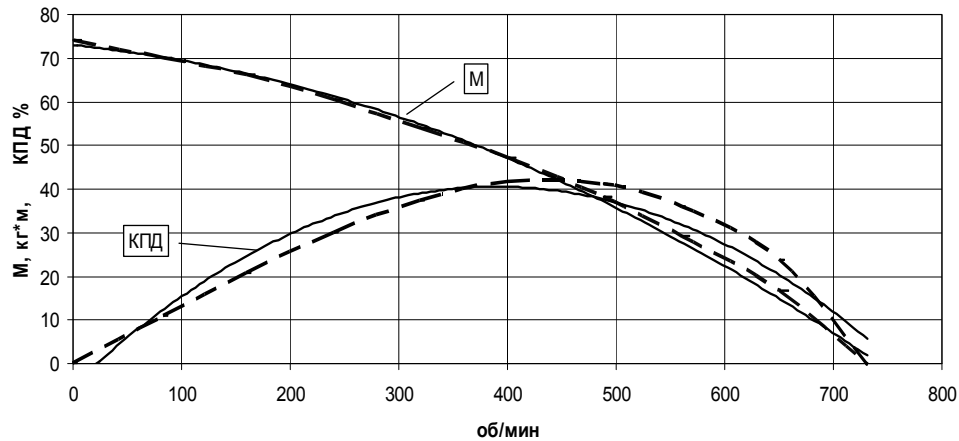


Рис. 2 – Энергетическая характеристика турбобура ТВМ-195 диаметром 195 мм:
---- расчет, - - - эксперимент

Выводы

1. Разработанная математическая модель может быть использована как для прогнозирования энергетических характеристик турбобуров, так и для исследования влияния геометрических характеристик проточной части на энергетические характеристики турбин.

2. Изложенный подход к численному моделированию энергетических характеристик может быть использован как для совершенствования существующих, так и при разработке новых проточных частей турбобуров.

Список литературы: 1. *Иоанесян, Ю. Р.* Многосекционные турбобуры [Текст] / Ю. Р. Иоанесян, В. П. Мацеевский, С. Л. Симонянц, Н. В. Петрук. – Киев : Техника, 1984. – 152 с. 2. *Басарыгин, Ю. М.* Бурение нефтяных и газовых скважин [Текст] : учеб. пособие для вузов / Ю. М. Басарыгин, А. И. Булатов, Ю. М. Проселков. – М. : ООО «Недра – Бизнесцентр», 2002. – 632 с. 3. *Колычев, В. А.* Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин [Текст] : учеб. пособие / В. А. Колычев, В. Э. Дранковский, М. Б. Мараховский. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2002. – 216 с. 4. *Колычев, В. А.* Кинематические характеристики потока в лопатных гидромашинах [Текст] : учеб. пособие / В. А. Колычев. – Киев : ИСМО, 1995. – 272 с. 5. *Асадчев, А. С.* Разработка технологии бурения глубоких скважин гидравлическими забойными двигателями в условиях соленосных отложений [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 25.00.15 / Асадчев Анатолий Семенович ; НПО «Буровая техника». – М., 2012. – 24 с.

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.* *Burenje nefjtjanyh i gazovyh skvazhin*. Moscow: ООО "Nedra – Biznescentr", 2002. Print. 3. *Kolychev, V. A., V. Je. Drankovskij and M. B. Marahovskij.* *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravljajushhijh apparatov gidroturbin*. Kharkov: NTU "KhPI", 2002. Print. 4. *Kolychev, V. A.* *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Kiev: ISMO, 1995. Print. 5. *Asadchev, A. S.* *Razrobotka tehnologii burenija glubokih skvazhin gidravlicheskimi zabojnymi dvigateljami v uslovijah solenosnyh otlozhenij*. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk. Moscow, 2012. Print.

Поступила (received) 09.01.2015