

УДК 621.224

**В.Э. ДРАНКОВСКИЙ**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;  
**К.С. РЕЗВАЯ**, аспирант НТУ «ХПИ»

### **К РАСЧЕТУ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫСОКОНАПОРНОЙ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ В ТУРБИННОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ ЕЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА**

Представлен подход к исследованию проточной части радиально-осевых гидромашин на основании математического моделирования рабочего процесса обратимых машин различного уровня. Определены преимущества блочно-иерархического подхода на системе многоуровневого описания рабочего процесса. Представлена общая структура математического описания рабочего процесса, которая устанавливается с помощью основного уравнения гидромашин и уравнения баланса энергии. А также приведена блок-схема математического описания рабочего процесса гидромашин для турбинного режима работы.

**Ключевые слова:** гидроаккумулирующая станция, проточная часть, турбинный режим, математическая модель, кинематическая модель, баланс энергий.

#### **Введение**

Проблема покрытия пиков и провалов нагрузки в энергосистемах является одной из основных, стоящих перед мировой энергетикой. В настоящее время она решается путем создания высокоманевренных мощностей, позволяющих эксплуатировать энергосистемы с минимальными энергоресурсами [1]. Одним из эффективных способов аккумулирования энергии являются гидроаккумулирующие станции (ГАЭС), оборудованные двухмашинными обратимыми гидроагрегатами [2]. Разработка проточных частей обратимых гидромашин представляет сложную гидродинамическую задачу, направленную на получение приемлемых режимных параметров при работе в насосном и турбинных режимах работы [3].

#### **Основная часть**

Из проведенного анализа работ по исследованию рабочего процесса обратимых гидромашин следует, что в настоящее время вопросам по созданию проточных частей (ПЧ) радиально-осевых высоконапорных обратимых машин не уделяется должного внимания.

Для ГАЭС определяющим, при выборе параметров, является насосный режим, т.к. обратимая гидромашин должна обеспечивать необходимый напор и требуемые кавитационные характеристики в насосном режиме работы при условии достижения в турбинном режиме при расчетном напоре требуемой установленной мощности с максимальным КПД.

Несовпадение оптимального режима с расчетным требует тщательного исследования проточной части обратимой гидромашин при турбинном режиме с целью обоснованного определения расчетной мощности, резервов повышения гидравлического КПД и уменьшения интенсивности гидродинамических нестационарностей.

Современный подход к исследованию проточной части радиально-осевых гидромашин предусматривает проведение многовариантного анализа, в процессе

которого исследуется влияние геометрических и режимных параметров на энергетические показатели гидромашин.

Такой подход предполагает наличие в нем математических моделей (ММ) рабочего процесса гидромашин различного уровня [4]. При этом выбор наиболее эффективной модели зависит как от стадии проектирования проточной части, так и характера поставленных задач.

Разработка системы взаимосвязанных моделей, описывающих рабочий процесс на разных иерархических уровнях, является важнейшим направлением в развитии современных методов исследования проточной части. Построенная на принципах блочно-иерархического подхода система многоуровневого описания рабочего процесса эффективно используется на разных стадиях проектирования проточной части для численного моделирования ее энергетических характеристик.

Достоинства многоуровневого описания рабочего процесса гидротурбины проявляются в возможности:

- автономного исследования гидродинамических характеристик проточной части;
- систематического, по мере накопления опытных и расчетных данных, совершенствования описания отдельных элементов проточной части без переделки всей математической модели рабочего процесса в целом;
- перехода от одного уровня описания к другому в зависимости от целей и задач, стоящих перед разработчиком проточной части на различных стадиях ее проектирования.

Применение блочно-иерархического подхода для составления математического описания рабочего процесса проточной части предусматривает разработку комплекса взаимосвязанных между собой моделей разного уровня. Каждый иерархический уровень характеризуется различной степенью детализации математического описания и своим подходом при решении задачи. Исходя из общей структуры математической модели, предлагается поэтапный подход использования математических моделей разного уровня.

Общая структура математического описания рабочего процесса устанавливается с помощью основного уравнения гидромашин и уравнения баланса энергии, записанных в безразмерной форме [4, 5]:

$$\eta_T = \frac{k_{HT}}{g} Q_I'^2; \tag{1}$$

$$\frac{g}{Q_I'^2} = k_{HT} + k_{h_T}, \tag{2}$$

где  $k_{HT} = k_{HT} \left( \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk} \right)$  – коэффициент напора;

$k_h = k_h \left( \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L' \right)$  – коэффициент сопротивления проточной части;

$L'$  – символическое обозначение набора безразмерных геометрических параметров проточной части;

$\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$  – безразмерные коэффициенты осредненной циркуляции, характеризующие

направление потока соответственно в сечениях за и перед рабочим колесом;

$k_Q = \frac{\omega D^3}{Q}$  – обобщенный режимный параметр.

КПД гидромашин связан с гидравлическим:

$$\eta = \eta_\Gamma \eta_0 \eta_D, \quad (3)$$

где

$$\eta_\Gamma = \frac{N_\Gamma}{\rho g Q_{pk} H}; \quad N_\Gamma = \rho g Q_{pk} H_T; \quad \eta_D = \frac{N_\Gamma - N_D}{N_\Gamma}; \quad N_D = M_D \omega; \quad \eta_0 = \frac{Q_{pk}}{Q}. \quad (4)$$

С учетом вышесказанного уравнение баланса приводится к виду:

$$\frac{g}{Q_{pk}^2} = k_{H_T} \eta_0^2 + k_{h_n} + k_{h_{pk}} \eta_0^2 + k_{h_{om}}, \quad (5)$$

где  $k_{h_n} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn} D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}, L'_n\right)$  – коэффициент сопротивления подвода;

$k_{h_{pk}} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{pk}\right)$  – коэффициент сопротивления в рабочем колесе (РК);

$k_{h_{om}} = \frac{g \bar{h}_{om} D^4}{Q^2} = f_3\left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{om}\right)$  – коэффициент сопротивления в отсасывающей

трубе;

$Q'_I = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}$  – приведенный расход через гидромашину.

Таким образом, полная математическая модель рабочего процесса гидромашин в турбинном режиме записывается в виде:

$$\eta = \eta_\Gamma \eta_0 \eta_D;$$

$$\eta_\Gamma = \frac{k_{H_T}}{g} Q_I^2 \eta_0^2;$$

$$\frac{g}{Q_I^2} = (k_{H_T} + k_{h_{pk}}) \eta_0^2 + k_{h_n} + k_{h_{om}}.$$

Функциональные зависимости (1, 2, 3) являются исходными для расчета энергетических характеристик гидромашин в турбинном режиме работы. Для проведения таких расчетов требуется развернутое представление выражений:

– коэффициента теоретического напора:

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

– коэффициента сопротивлений рабочих органов:

$$k_{h_n} = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_{cn}D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_0D}{Q}, L'_n\right);$$

$$k_{pk} = \frac{gh_{pk}D^4}{Q^2} = f_2\left(\frac{\bar{\Gamma}_1D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L_{pk}\right);$$

$$k_{omc} = \frac{gh_{om}D^4}{Q^2} = f_3\left(\frac{\bar{\Gamma}_3D}{Q_k}, \frac{\omega D^3}{Q_k}, L'_{om}\right);$$

– объемного и дискового КПД:

$$\eta_0 = \eta_0(k_Q, L'_{yn}), \quad \eta_d = \eta_d(k_Q, L'_d).$$

Для нахождения зависимостей  $k_{H_T}$  и  $k_{h_i}$  используется кинематическое описание потока ПЧ, построенное по блочно-иерархическому принципу. В рамках такого описания изменение структуры потока с изменением режима учитывается с помощью комплекса взаимосвязанных моделей разного уровня. Выбор наиболее эффективной модели зависит как от стадии исследования ПЧ, так и от характера поставленной задачи.

Опыт расчетных исследований показывает целесообразность наличия в составе кинематического описания следующих моделей:

- упрощенной модели осредненного осесимметричного движения, приближенно учитывающей смещение поверхностей тока в полости РК;
- модели течения в решетках на поверхностях тока без учета их смещения с изменением режима;
- описания потока с помощью безразмерных осредненных параметров.

В комплексе эти модели дают кинематическое описание в осесимметричной области ПЧ, которое является основой для построения ММ рабочего процесса в целом. Определение параметров потока на основе предлагаемого кинематического описания не требует проведения расчета обтекания.

Блок-схема математического описания рабочего процесса гидромашин в турбинном режиме работы представлена на рис. 1.

Для кинематического описания взаимодействия элементов проточной части с потоком применяется комплекс взаимосвязанных кинематических моделей:

$$C_{2m} = A_2(l)\omega - B_2(l)Q;$$

$$C_{2m} = B_2(l)Q;$$

$$C_{2m} = B_2Q.$$

На основании предложенного комплекса моделей кинематического описания строится ММ сопротивления элементов ПЧ, которая используется для численного исследования гидродинамических характеристик гидромашин в турбинном режиме работы.

### **Выводы**

- 1) Предложена система взаимосвязанных моделей, описывающих рабочий процесс на разных иерархических уровнях.
- 2) Выбор наиболее эффективной модели зависит как от стадии исследования проточной части, так и от характера поставленной задачи.

3) На основании предложенного комплекса моделей кинематического описания возможно построить математическую модель сопротивления элементов проточной части, которая используется для численного исследования гидродинамических характеристик гидромашин в турбинном режиме работы.



Рис. 1 – Блок-схема математического описания рабочего процесса гидромашин (турбинный режим)

**Список литературы:** 1. Синюгин, В. Ю. Гидроаккумулирующие Электростанции в современной электроэнергетике [Текст] / В. Ю. Синюгин, В. И. Магрук, В. Г. Родионов. – М. : ЭНАС, 2008. – 352 с. – 2500 экз. – ISBN 978-5-93196-917-6. 2. Гряно, Л. П. Обратимые гидромашин [Текст] / Л. П. Гряно, Н. И. Зубарев, В. А. Умов, С. А. Шумилин. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 264 с. 3. Аршеневский, Н. Н. Обратимые гидромашин гидроаккумулирующих электростанций [Текст] / Н. Н. Аршеневский. – М. : Энергия, 1977. – 240 с. 4. Колычев, В. А. Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашин [Текст] : учеб. пособие / В. А. Колычев. – Киев : ИСИО, 1995. – 272 с. 5. 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.

**Bibliography (transliterated):** 1. Sinjugin, V. Ju., V. I. Magruk and V. G. Rodionov. *Gidroakkumulirujushhie Jelektrostantsii v sovremennoj jelektrojenergetike*. Moscow: JeNAS, 2008. ISBN 978-5-93196-917-6. Print. 2. Grjanko, L. P., et al. *Obratimye gidromashiny*. Leningrad: Mashinostroenie, 1981. Print. 3. Arshenevskij, N. N. *Obratimye gidromashiny gidroakkumulirujushhih jelektrostantsij*. Moscow: Jenergija, 1977. Print. 4. Kolychev, V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah*. Kiev: ISIO, 1995. Print. 5. Kolychev, V. A., V. Je. Drankovskij and M. B. Marahovskij. *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravljajushhih apparatov gidroturbin*. Kharkov: NTU «KhPI», 2002. Print.

Поступила (received) 14.01.2015