



DOI 10.5862/JEST.214.7
УДК 621.224.35

А.В. Семенова, Д.В. Чирков, В.А. Скороспелов

МНОГОЦЕЛЕВОЕ ОПТИМИЗАЦИОННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФОРМЫ ЛОПАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

A.V. Semenova, D.V. Chirkov, V.A. Skorospelov

MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION OF KAPLAN RUNNER BLADE SHAPE

В мире широко развиваются методы оптимизационного проектирования формы лопасти рабочих колес гидротурбин, в основу которых положен генетический алгоритм (ГА). Авторы рассмотрели особенности проектирования поворотных лопастных гидротурбин, которые затрудняют применение методов оптимизационного проектирования, разработанных для радиально-осевых турбин. Представлена методика двухрежимной многоцелевой оптимизации формы лопасти рабочего колеса поворотной лопастной гидротурбины, направленная одновременно на повышение КПД в оптимуме универсальной характеристики и форсированном режиме и улучшение кавитационных качеств рабочего колеса в наиболее кавитационно-опасном режиме. На основе разработанной методики создан программный модуль проектирования поворотной лопастной гидротурбины, который включен в программный комплекс оптимизационного проектирования «CADRUN-opt». При его использовании спроектированы рабочие колеса для поворотных лопастных гидротурбин разной быстроходности.

ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНАЯ ГИДРОТУРБИНА; ЛОПАСТЬ РАБОЧЕГО КОЛЕСА; МНОГОЦЕЛЕВАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ; ГЕНЕТИЧЕСКИЙ АЛГОРИТМ.

Nowadays runner blade shape optimization methods based on Genetic Algorithm (GA) are being developed throughout the whole world. In the present paper several Kaplan turbine features that complicate the application of the optimization methods as compared to Francis turbines, are being analyzed. The method of multi-point multi-objective optimization of the Kaplan runner blade shape is presented. This method is aimed to increase the efficiency both in the best efficiency point (BEP), and in the full load point with improvement of cavitation characteristics of the runner in the most cavitation-dangerous point. Based on the developed method, the program module for Kaplan turbine design was created. This module was included in the fully integrated software system «CADRUN-opt». Kaplan runner blades of various specific speeds were designed by using this software system.

KAPLAN TURBINE, RUNNER BLADE, MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION, GENETIC ALGORITHM.

Введение

Развитие методов вычислительной гидродинамики, методов решения оптимизационных задач, достижения в изучении рабочего процесса гидротурбины и повышение производительности компьютеров позволили автоматизировать процесс проектирования лопастной системы рабочего колеса (РК) гидротурбины. Для этого используют метод оптимизационного проектирования. Суть его заключается в пред-

варительной параметризации поверхности лопасти, последующем автоматизированном переборе различных комбинаций геометрических параметров (то есть, форм лопасти), гидродинамическом расчете течения для каждого варианта и выборе такой формы, которая обеспечит минимум одного или нескольких критериев качества. Для поиска, направляющего перебор, как правило, используется эволюционный (генетический) алгоритм оптимизации.

В данной работе представлена методика многоцелевого оптимизационного проектирования лопастной системы рабочего колеса поворотной лопастной (ПЛ) гидротурбины, положенная в основу модуля программного комплекса «CADRUN-opt», разработанного в ОАО «Силловые машины» — «ЛМЗ» совместно с Институтом математики и Институтом вычислительных технологий СО РАН.

Особенности проектирования поворотной лопастной гидротурбины

Несмотря на относительно простую форму лопасти рабочего колеса, поворотные лопастные гидротурбины имеют ряд особенностей, которые затрудняют применение методов оптимизационного проектирования, разработанных для радиально-осевых (РО) турбин [1–3].

Во-первых, при проектировании лопастной системы ПЛ гидротурбины необходимо учитывать, что это машина двойного регулирования: регулирование расхода происходит не только путем изменения открытия направляющего аппарата, но и путем изменения угла установки лопасти. Благодаря этому обеспечивается эффективная работа гидротурбины в широком диапазоне расходов и напоров. Для повышения уровня средневзвешенного КПД лопастной системы проектирование необходимо проводить с учетом анализа работы гидротурбины на нескольких (по крайней мере, двух) режимах работы. Для ПЛ турбины наиболее важны режим оптимального КПД и форсированный режим [4]. Проектирование с учетом форсированного режима работы гидротурбины позволяет также получить требуемые кавитационные качества лопастной системы.

Далее, поворотная лопастная турбина — быстроходная. Это накладывает при проектировании высокие требования на точность расчета энергетических характеристик, особенно потерь в отсасывающей трубе (ОТ). В настоящее время в программном комплексе «CADRUN-opt» используется комбинированная методика расчета потерь [5]. Суть этой методики в том, что потери в наиболее важных элементах проточной части определяются непосредственно при трехмерном моделировании турбулентного потока с использованием осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса и соответствующей модели тур-

булентности. Потери в оставшихся элементах проточной части рассчитываются по инженерным формулам расчетно-экспериментальной методики, не требующей проведения гидродинамического расчета в этих элементах. Такой подход позволяет при минимальных затратах вычислительных ресурсов с достаточной точностью прогнозировать потери энергии во всей турбине. Выбор элементов, потери в которых рассчитываются по формулам расчетно-экспериментальной методики, во многом определяется быстроходностью турбины. Так, потери в спирали и статоре хорошо оцениваются по инженерным формулам и для РО и для ПЛ гидротурбин. Кроме того, эти потери не зависят от формы рабочего колеса и могут быть оценены до оптимизационных расчетов. В некоторых работах по оптимизации поворотных лопастных гидротурбин [6] при оптимизации формы РК течение в ОТ не рассчитывалось: предполагалось, что в точках комбинаторной зависимости потери в ОТ малы и не зависят от формы рабочего колеса. Однако, как показывают исследования, проведенные СКБ «Гидротурбомаш» совместно с институтами СО РАН [7], а также рядом зарубежных фирм [8], для быстроходных турбин расчет течения в отсасывающей трубе необходим для точного прогнозирования КПД турбины и положения оптимума на плоскости (Q', n') . Поэтому в настоящей работе при оптимизации формы рабочего колеса ПЛ гидротурбины потери в направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе рассчитываются непосредственно с использованием 3D моделирования турбулентного потока вязкой жидкости.

Следующая отличительная особенность ПЛ гидротурбин — наличие зазоров «лопасть — втулка», «лопасть — камера». Эти зазоры существенно влияют на профиль скорости на входе в отсасывающую трубу и, соответственно, потери в ней. С учетом сказанного необходимо рассчитывать энергетические характеристики при проектировании ПЛ гидротурбин с учетом зазоров [7]. Это требование существенно усложняет автоматическое построение расчетной сетки в области рабочего колеса, а также увеличивает затраты вычислительных ресурсов и время оптимизации.

Все перечисленные особенности учтены в излагаемой далее методике оптимизационного проектирования.

Параметризация поверхности лопасти РК ПЛ гидротурбины

Предварительный этап решения оптимизационной задачи — это параметризация геометрии. Параметризация лопастной системы РК должна, с одной стороны, обеспечить гибкое изменение геометрической формы лопастной системы, а с другой, — содержать по возможности меньшее число параметров. В настоящей работе варьируется только форма лопасти; форма втулки, положение оси поворота лопасти, а также число лопастей остаются неизменными. Форма лопасти рабочего колеса ПЛ гидротурбины представляется в виде

$$\mathbf{R}_{blade}(u, v) = \mathbf{r}(u, v) + d(u, v)\mathbf{n}(u, v), \text{ где } u, v \in [0, 1]; \quad (1)$$

$\mathbf{r}(u, v) = \{R(u, v), Z(u, v), \Phi(u, v)\}$ — срединная поверхность, представленная в цилиндрической системе координат; $d(u, v)$ — функция распределения толщин; $\mathbf{n}(u, v)$ — орт нормали к срединной поверхности. Тогда модификация формы лопасти рабочего колеса может осуществляться путем вариации ее срединной поверхности и функции распределения толщин. В данной работе для формы лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины реализована только вариация срединной поверхности лопасти, а именно:

путем вариации функции угловой координаты $\Phi(u, v)$;

за счет вариации формы входной и выходной кромок срединной поверхности (вариация RZ проекции).

Для $\Phi(u, v)$ используется «относительная параметризация», т. е. параметризуется и варьи-

руется в ходе оптимизации не сама функция $\Phi(u, v)$, а отклонение $\Phi'(u, v) = \Phi(u, v) - \Phi_0(u, v)$, где $\Phi_0(u, v)$ — функция угловой координаты исходной лопасти. Отклонение $\Phi'(u, v)$ задается в виде бикубического полинома от u и v , определяемого значениями 16 свободных параметров [1]. В силу того, что бикубический полином имеет бесконечную гладкость, у модифицированной поверхности гладкость такая же, как у исходной поверхности лопасти. Аналогичная относительная параметризация применена для RZ проекции: ее вариация осуществляется путем изменения значений 8 свободных параметров (см. рис. 1). Таким образом, модификация формы лопасти поворотно-лопастного рабочего колеса осуществляется путем вариации 24 геометрических параметров:

$$\mathbf{x} = (\mathbf{x}_\Phi, \mathbf{x}_{RZ}) = (x_1, \dots, x_{16}, x_{17}, \dots, x_{24}). \quad (2)$$

Для каждого геометрического параметра x_i заданы фазовые ограничения — допустимый интервал его вариации $[x_{i,\min}, x_{i,\max}]$.

Численный метод и граничные условия

В работе [9] отмечено, что от выбора модели течения и постановки гидродинамического расчета при решении оптимизационной задачи зависит выбор целевых функционалов. Так, например, в случае, если отсасывающая труба не включена в расчетную область, в целевых функционалах необходимо косвенно учитывать влияние профиля скорости на выходе из рабочего колеса на потери в ОТ [3] либо подгонять профиль скорости за РК под заданный, как это сделано в [10].

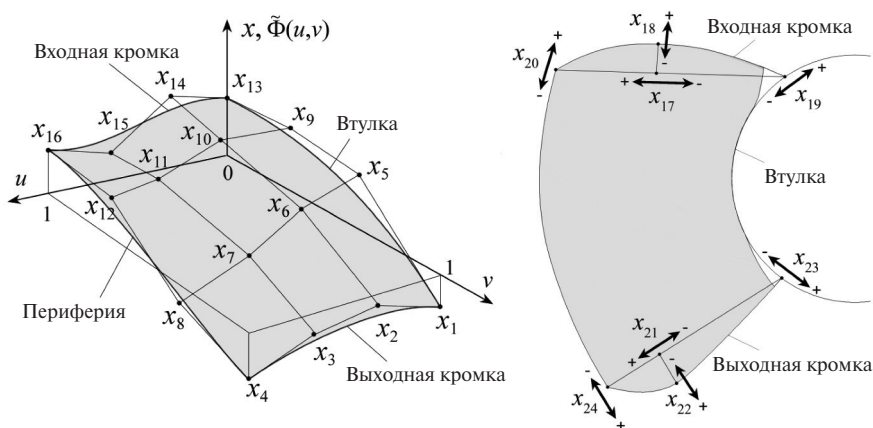


Рис. 1. Параметризация лопасти рабочего колеса

В настоящей работе для каждой модификации формы лопасти РК трехмерные расчеты проводятся в стационарной циклической постановке. Расчетная область включает в себя один межлопаточный канал направляющего аппарата (НА), один межлопастной канал РК, области зазоров и отсасывающую трубу. Течение в этой области рассчитывается путем численного решения трехмерных усредненных по Рейнольдсу уравнений Навье — Стокса, замкнутых стандартной $k-\varepsilon$ -моделью турбулентности. Численный алгоритм представляет собой неявную конечно-объемную разностную схему, основанную на методе искусственной сжимаемости. Невязкие потоки через грани ячеек рассчитываются с использованием MUSCL-схемы 3-го порядка аппроксимации, вязкие потоки рассчитываются по центрально-разностной схеме 2-го порядка аппроксимации. Неявная дискретизация уравнений движения и линеаризация полученной схемы приводит к системе алгебраических уравнений большой размерности, которая разрешается методом приближенной LU-факторизации. Стационарное решение находится методом установления по псевдовремени. Численный алгоритм решения уравнений движения, основанный на неявном методе искусственной сжимаемости, подробно описан в [1]. Для передачи данных на границах расчетных областей «НА — РК» и «РК — ОТ» выполняется осреднение всех параметров потока (ρ , u , v , w , k , ε) по окружному направлению.

Расчет проводится для приведенной турбины с диаметром $D_1 = 1$ м, $H = 1$ м без учета силы тяжести. На входе в НА держится угол входа потока и полная энергия потока $E = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$, равная

$$E_{in} = H - h_{SP}, \quad (3)$$

где h_{SP} — потери в спирали и статоре, оцененные для каждого из режимов по инженерным формулам. Предполагается, что энергия постоянна по всему входному сечению. Предварительные расчеты в расширенной области, включающей расположенные выше по потоку спиральную камеру и статор, показывают, что это достаточно хорошее приближение. На выходе из ОТ держится энергия $E_{out} = 0$ и постоянный градиент давления $\partial p / \partial z = \rho g$. Таким образом, в ходе гидродинамического расчета остается фиксированным напор

на турбине ($H = 1$ м), а расход Q заранее не известен и определяется в ходе решения задачи. Эта постановка удобна, так как в большей степени соответствует реальному физическому процессу и не требует повторного приведения результатов при определении положения режимной точки на плоскости (Q'_1, n'_1) , в отличие от постановки с фиксированным расходом.

Метод оптимизационного поиска

Решение оптимизационной задачи сводится к нахождению минимума (максимума) одной или нескольких заданных целевых функций (или, иначе, функционалов). При проектировании лопастной системы рабочего колеса, как правило, целевые функционалы строят так, чтобы учесть энергетические и кавитационные требования. Вследствие того, что минимизируемые функции независимы, не существует единственного решения, дающего минимум сразу всех целевых функционалов. Решением такой задачи является целое семейство точек, называемое множеством (фронт) Парето. Фронт Парето представляет собой множество оптимальных решений, каждое из которых лучше остальных возможных, по крайней мере по одному целевому функционалу. Выбор конкретного решения с фронта Парето осуществляется человеком вручную и является отдельной задачей.

Методы оптимизации можно разделить на градиентные методы (использующие понятие производной) и стохастические методы. Стохастические методы лучше подходят для решения многоцелевых задач и позволяют распараллелить процесс поиска, что особенно важно при оптимизации формы проточной части, где для определения целевых функций для каждой модификации формы необходимо проводить трехмерные расчеты течения.

В настоящей работе для нахождения фронта Парето используется многоцелевой генетический алгоритм, подробно описанный в [1]. Идея генетического алгоритма основана на теории эволюции живых организмов. В алгоритме используются аналоги механизмов генетического наследования и естественного отбора. Согласно теории популяция индивидуумов меняется в течение нескольких поколений путем рекомбинации (скрещивания) и мутации отдельных индивидуумов, подчиняясь при этом законам естественного или искусственного от-

бора относительно предписанного критерия. При проектировании лопастной системы рабочего колеса индивидуумом является форма лопасти, определяемая набором параметров $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_{24})$.

Целевые функционалы и ограничения

Турбулентная модель течения и выбранная постановка гидродинамического расчета позволяют использовать в качестве целевого функционала, подлежащего максимизации, КПД гидротурбины

$$Eff \equiv \eta = \frac{M\omega}{\rho g Q H} \eta_m \eta_o, \quad (4)$$

где M — рассчитанный момент на валу рабочего колеса; ω — угловая скорость вращения рабочего колеса; Q — рассчитанный расход через турбину; H — заданный напор; η_m — механический КПД; η_o — объемный КПД. Для ПЛ гидротурбин полагается, что $\eta_m = \eta_o = 1$.

Требование минимизации потерь или максимизации КПД сводится к повышению КПД на двух режимах работы гидротурбины: оптимальном $(Q_1^{(1)}, n_1^{(1)})$ и форсированном $(Q_1^{(2)}, n_1^{(2)})$.

Важная задача проектирования — обеспечить требуемые кавитационные качества лопастной системы. Для оценки кавитационных качеств лопастной системы используется подход, основанный на анализе распределения давления на лопасти в некавитационном потоке [11]. При таком подходе минимизируется вклад вращательного момента от области, где давление меньше давления p_V парообразования. В настоящей работе используется идейно близкий подход, заключающийся в минимизации взвешенной относительной площади кавитации W_{cav} на тыльной стороне лопасти, которая рассчитывается по формуле

$$W_{cav} = \frac{\int_{S_{cav}} x dS_y - y dS_x}{\int_{S_{suc}} x dS_y - y dS_x}, \quad (5)$$

где S_{cav} — площадь области на тыльной стороне лопасти с давлением меньше p_V ; S_{suc} — площадь всей тыльной стороны лопасти.

Наиболее кавитационноопасен форсированный режим, поэтому функционал W_{cav} минимизируется только для форсированного режима.

Данный целевой функционал введен вместо применявшегося ранее для РО турбин целевого функционала S_{cav} [12]. При его использовании нет необходимости вводить дополнительную весовую функцию, учитывающую местоположение области кавитации на тыльной поверхности лопасти.

Гидродинамические расчеты течения в проточном тракте при решении оптимизационной задачи проводятся при фиксированных значениях открытия a_0 направляющего аппарата, угла f_i установки лопасти рабочего колеса, частоты n_1' и полного напора турбины $H = 1$ м. Расход находится в процессе решения. В такой постановке расход, пропускаемый через турбину модифицированной лопастной системой, может существенно отличаться от начального расхода, заданного в режимной точке (Q_1', n_1') . Корректное сравнение КПД и кавитационных качеств исходной и модифицированной лопастных систем возможно только при условии сохранения заданной режимной точки. Для соблюдения этого условия на каждом режиме вводится ограничение на величину расхода, полученного в результате расчета модифицированной лопастной системы:

$$Q_1^* - \varepsilon_1 < Q_1' < Q_1^* - \varepsilon_2, \quad (6)$$

где Q_1^* — приведенный расход в заданной режимной точке; Q_1' — приведенный расход, полученный по результатам расчета; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ — допустимые отклонения. Модифицированные лопастные системы, не удовлетворяющие этому ограничению, исключаются из оптимизации.

После проведения серии оптимизационных расчетов было принято решение о модификации целевых функционалов и введении дополнительных ограничений.

Модификация целевых функционалов

Возможное отклонение расхода модифицированных геометрий от заданного указывает на недостаток прямой максимизации КПД в форсированном режиме [9]. Действительно, в форсированном режиме комбинаторная зависимость $\eta(Q_1')$ имеет существенный наклон. И в ходе максимизации КПД может получиться геометрия, имеющая КПД выше, чем у исходного РК, но с меньшим расходом и лежащая ниже комбинаторной зависимости $\eta(Q_1')$ исходного РК. Эта

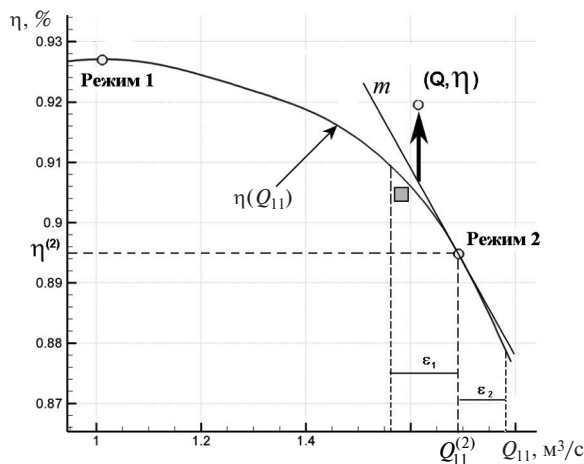


Рис. 2. Зависимость $\eta(Q)$ для исходной лопасти, используемая для оценки $EffSlope$

геометрия обозначена на рис. 2 серым квадратом. Проблема может быть решена уменьшением допустимого отклонения $\varepsilon_1, \varepsilon_2$, однако при жестких ограничениях велика вероятность вырождения поколения и, вследствие этого, замедления сходимости генетического алгоритма. Поэтому предложен и применен другой подход. Целевой функционал, отвечающий за КПД на форсированном режиме, модифицирован. Фактически максимизируется не КПД, а превышение точки (Q'_1, η) над прямой m , касательной к зависимости $\eta(Q'_1)$ исходной лопасти в точке $Q_1^{(2)}$ (рис. 2). Тангенс угла наклона касательной m оценивается перед проведением оптимизационного расчета из экспериментальной или расчетной зависимости $\eta(Q'_1)$ исходного варианта рабочего колеса. Далее будем обозначать этот целевой функционал $EffSlope$.

Аналогичная ситуация возникает и при оптимизации с использованием функционала $Wcav$ [9]. В окрестности форсированного режима зависимость $Wcav(Q'_1)$ имеет существенный наклон. Поэтому при прямой минимизации $Wcav$ может получиться геометрия, у которой величина $Wcav$ ниже, чем у исходного варианта, но на меньшем расходе (серый квадрат на рис. 3). Чтобы таких геометрий не получалось, используется модифицированный функционал $WcavSlope$, который максимизирует понижение точки $(Q'_1, Wcav)$ от прямой l (см. рис. 3). Наклон прямой l , касательной к зависимости $Wcav(Q'_1)$, определяется на основании предварительных расчетов исходной геометрии при различных расходах.

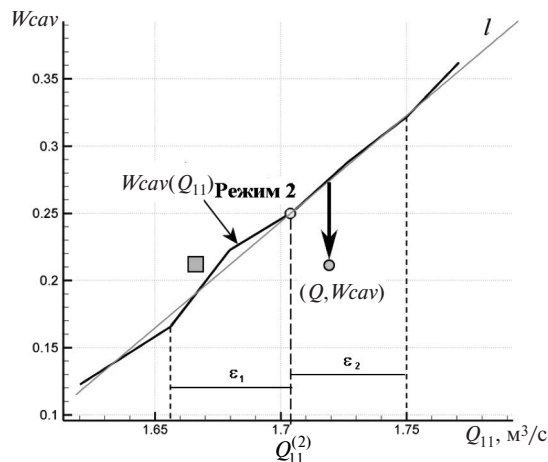


Рис. 3. Зависимость $Wcav(Q)$ для исходной лопасти и используемая для оценки $WcavSlope$

Ограничение на минимальный КПД гидротурбины

Необходимость одновременного улучшения энергетических и кавитационных качеств рабочего колеса предъявляет противоречивые требования к геометрическим параметрам, отвечающим за форму лопасти. Так, например, оптимальная с точки зрения энергетических показателей форма лопасти рабочего колеса может оказаться неприемлемой с точки зрения его кавитационных качеств [11]. При оптимизации с тремя целевыми функционалами, описанными выше, фронт Парето, как правило, содержит большое число индивидуумов, имеющих хорошие кавитационные качества и низкий уровень КПД (рис. 4, 5). Эти индивидуумы заведомо неприемлемы для проектировщика. Тем не менее как равноправные члены множества Парето они дают потомков при создании нового поколения, большая часть из которых также будет лежать в области заведомо неприемлемых решений.

Для более эффективного использования вычислительных ресурсов и сосредоточения поиска в зоне приемлемых решений предложено ввести ограничение на минимально допустимый уровень КПД:

$$\eta^{(i)} > \eta_{\min}^{(i)} \quad (i = 1, 2). \quad (7)$$

Лопасты, не удовлетворяющие этим ограничениям, исключаются из дальнейшей оптимизации. Введение данных ограничений существенно увеличивает количество анализируемых геометрий в области приемлемых решений и тем

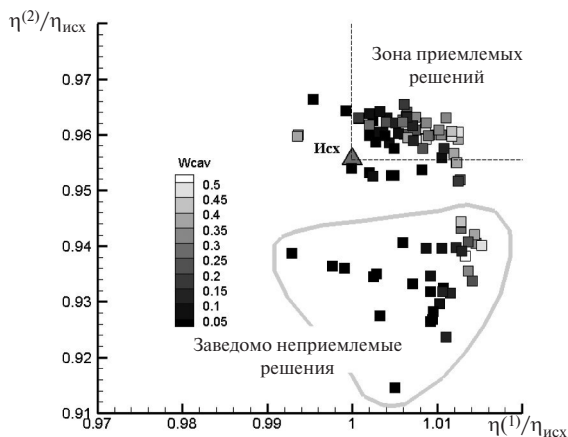


Рис. 4. Трехцелевая оптимизация ПЛ 20 с целевыми функционалами $Eff1$, $EffSlope$, $WcavSlope$

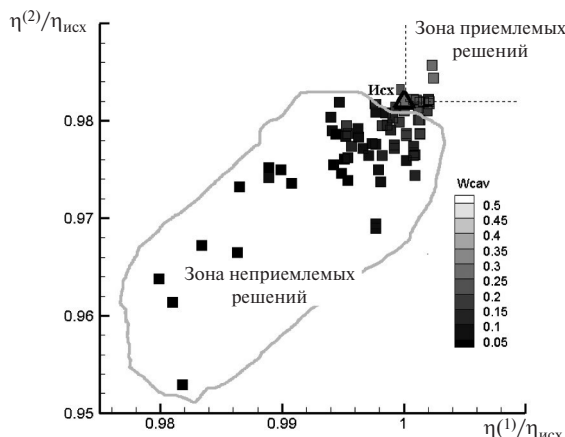


Рис. 5. Трехцелевая оптимизация ПЛ 40 с целевыми функционалами $Eff1$, $EffSlope$, $WcavSlope$

самым ускоряет процесс поиска формы лопасти рабочего колеса, отвечающей всем поставленным требованиям.

На рис. 6 и 7 представлены фрагменты фронтов Парето в зоне приемлемых решений оптимизационных расчетов для рабочего колеса с напором H до 20 м (ПЛ 20) с тремя целевыми функционалами (Eff , $EffSlope$, $WcavSlope$), полученные без использования ограничения на минимально допустимый уровень КПД (рис. 6) и с использованием данного ограничения (рис. 7). Рассчитано одинаковое количество поколений. Из рисунков видно, что при решении оптимизационной задачи с использованием ограничения на минимально допустимый уровень КПД удалось получить индивидуумы с луч-

шими кавитационными качествами при сопоставимом уровне КПД.

На рис. 8 и 9 представлены аналогичные результаты для оптимизации рабочего колеса турбины с напором H до 40 м (ПЛ 40). Из рисунков видно, что при решении оптимизационной задачи с использованием ограничения на минимально допустимый КПД удалось получить индивидуумы с лучшими кавитационными качествами и с более высоким уровнем КПД.

Оптимизация рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины на напор 20 м

Описанная выше методика применена для оптимизации формы лопасти рабочего колеса ПЛ гидротурбины на напор H до 20 м с числом

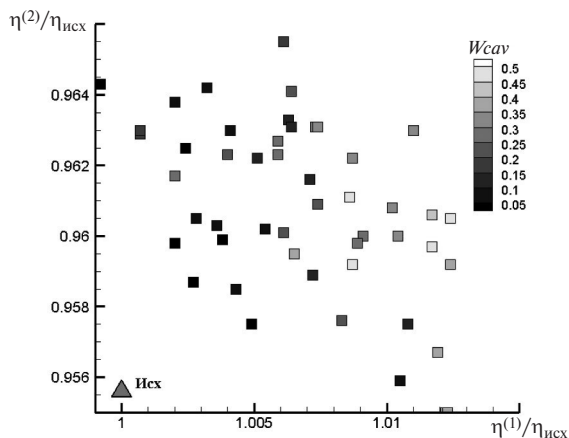


Рис. 6. Трехцелевая оптимизация ПЛ 20 без ограничения на минимальный КПД

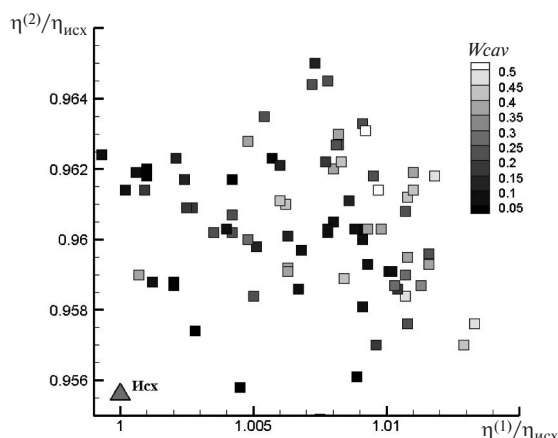


Рис. 7. Трехцелевая оптимизация ПЛ 20 с ограничениями на минимально допустимый КПД

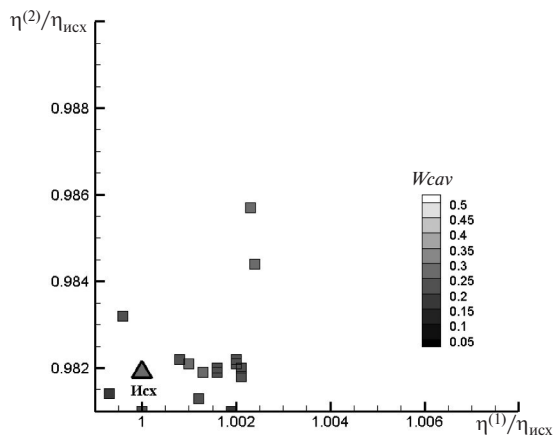


Рис. 8. Трехцелевая оптимизация ПЛ 40 без ограничений на КПД

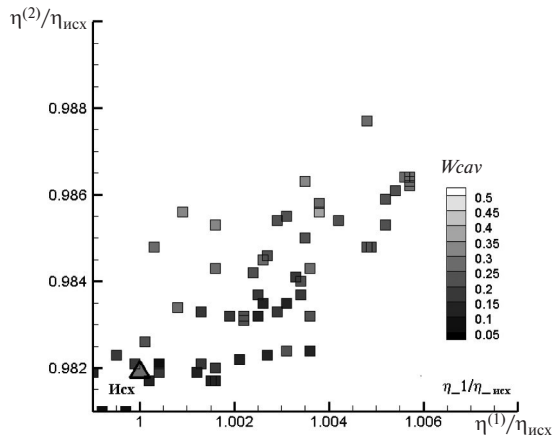


Рис. 9. Трехцелевая оптимизация ПЛ 40 с ограничениями на минимально допустимый КПД

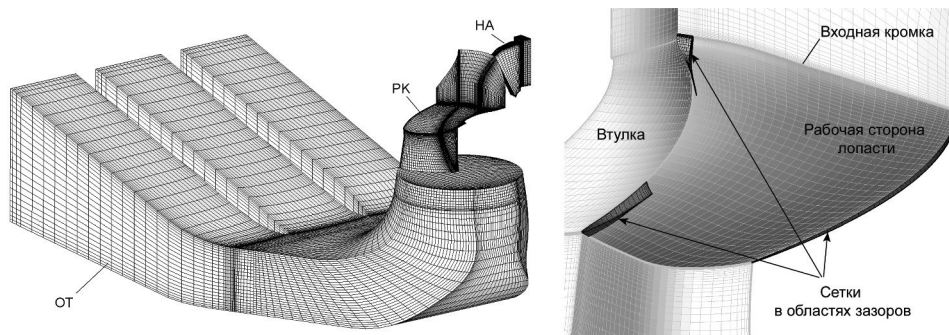


Рис. 10. Расчетная сетка с учетом зазоров «лопасть — втулка», «лопасть-камера»

лопастей рабочего колеса $z_1 = 5$. Расчетная сетка для CFD расчетов, включающая ОТ и зазоры, представлена на рис. 10. Общее число ячеек сетки — около 450 тыс. В качестве исходного взято РК, спроектированное вручную.

Перед решением оптимизационной задачи для выбора режимов проектирования были рассчитаны пропеллерные характеристики исходного РК на двух углах установки лопасти: на угле, близком к оптимальному, и угле, соответствующем форсированному режиму (рис. 11).

Для оптимизации выбраны режимы, соответствующие комбинаторным:

режим 1 — $\beta = 0^\circ$, $a_0 = 26$ мм, $n_1' = 140$ об/мин ($Q_1' \sim 1,11$ м³/с);

режим 2 — $\beta = 15^\circ$, $a_0 = 34$ мм, $n_1' = 150$ об/мин ($Q_1' \sim 2,08$ м³/с).

Далее проведена двухрежимная трехцелевая оптимизация с помощью программного ком-

плекса «CADRUN-opt». В качестве целевых функционалов задавались:

$F1$ (Eff) — максимизация КПД на режиме 1;

$F2$ ($EffSlope$) — максимизация КПД на режиме 2 с учетом зависимости $\eta(Q_1')$;

$F3$ ($WcavSlope$) — минимизация взвешенной относительной площади кавитации $Wcav$ на тыльной стороне лопасти на режиме 2 с учетом зависимости $Wcav(Q_1')$.

Ограничения на расход: на режиме 1 — $Q_1' \in [1,06; 1,17]$, на режиме 2 — $Q_1' \in [2,03; 2,13]$. Ограничения на минимально допустимый уровень КПД: на режиме 1 — $\eta > 0,99\eta_{\text{опт исх}}$, на режиме 2 — $\eta > 0,95\eta_{\text{опт исх}}$. Варьировались все 24 геометрических параметра лопасти.

В результате решения оптимизационной задачи были рассчитаны 25 поколений генетического алгоритма по 120 индивидуумов в каждом. На рис. 12 показаны проекции геометрий из мно-

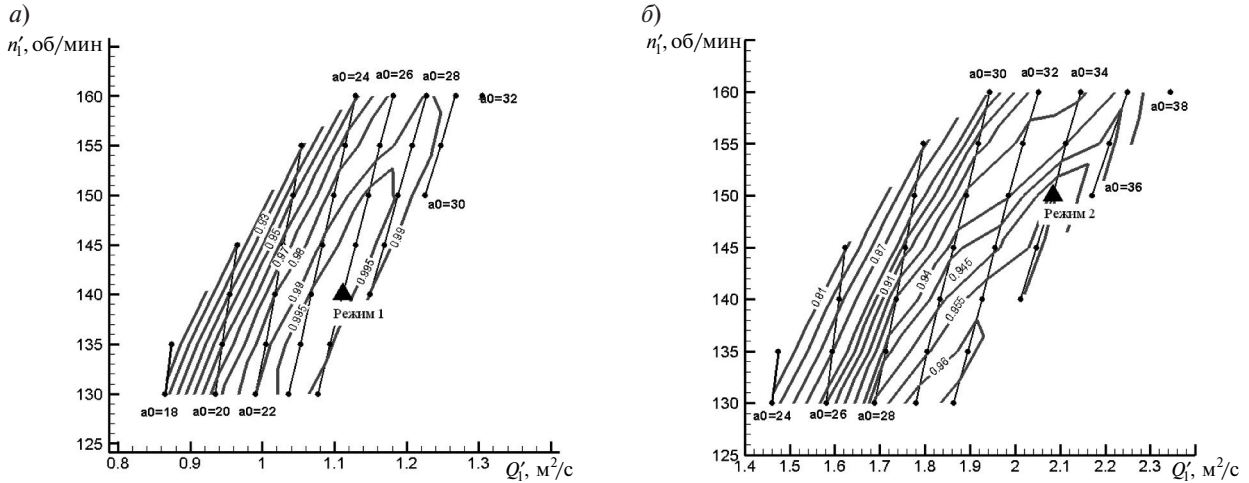


Рис. 11. Пропеллерные характеристики исходной лопасти на оптимальном угле $f_i = 0^\circ$ (а) и на форсированном угле $f_i = 15^\circ$ (б)

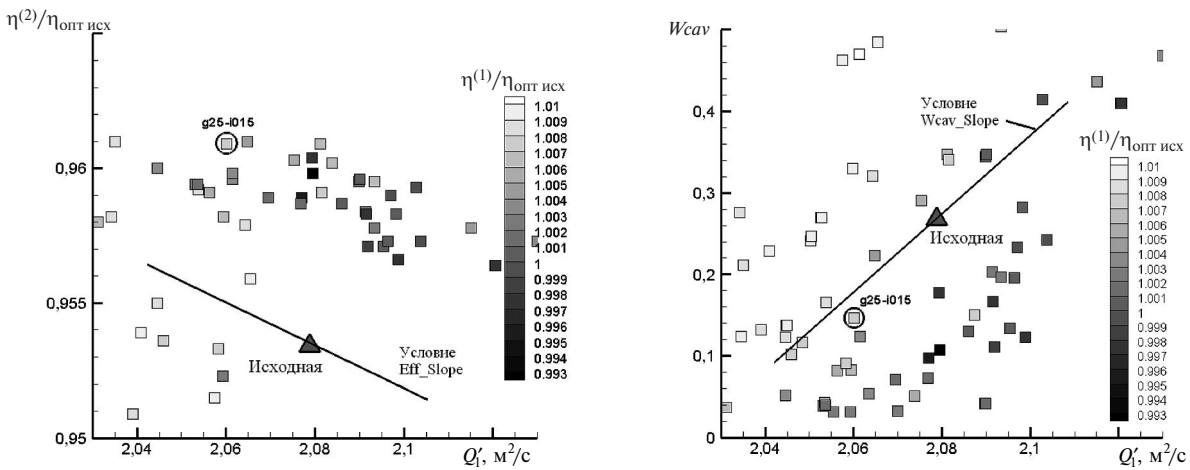


Рис. 12. Фронт Парето

жества Парето на плоскости (Q'_1, η_2) и (Q'_1, W_{cav2}) , где «2» указывает на режим 2. Для дальнейшего анализа из фронта Парето проектировщик обычно выбирает несколько геометрий, представляющих собой компромиссные решения. Одна из таких геометрий, g25–i015, отмечена на рис. 12.

Для этой геометрии рассчитаны пропеллерные характеристики. На рис. 13 представлено сравнение разрезов пропеллерных характеристик, рассчитанных для исходной геометрии и для выбранной (g25–i015). Разрезы выполнены для $n'_1 = 140$ об/мин и $n'_1 = 150$ об/мин. На рис. 14 представлено сравнение кавитационных качеств исходной и оптимизированной лопастей рабочего колеса.

Из представленных результатов можно заключить, что повышение КПД на обоих режимах составило $\sim 0,75\%$. Кавитационные качества лопасти также были улучшены.

Важным требованием к проектированию поворотно-лопастного рабочего колеса является сохранение положения оптимума пропеллерной характеристики по частоте n'_1 . Для проверки соблюдения этого требования была рассчитана пропеллерная характеристика выбранного рабочего колеса (g25–i015) на оптимальном угле установки исходного рабочего колеса ($f_i = 0^\circ$). Положение оптимума пропеллерной характеристики по оси n'_1 сохраняется с точностью до 3 об/мин.

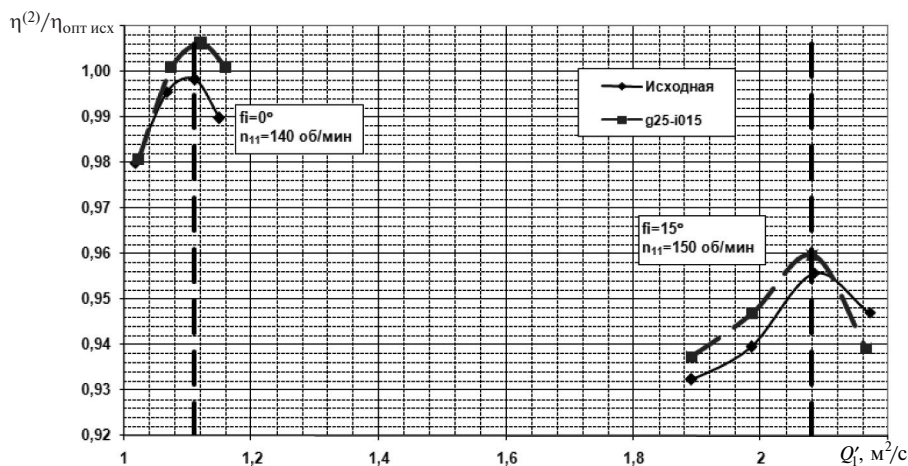


Рис. 13. Пропеллерные характеристики исходной и оптимизированной лопастей на оптимальном и форсированном угле установки лопасти

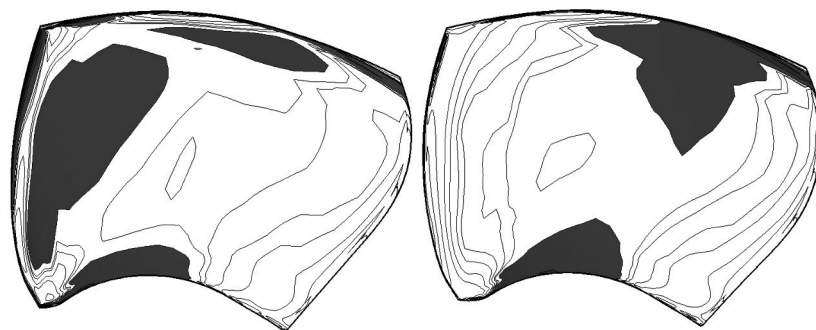


Рис. 14. Распределение давления по тыльной поверхности исходной лопасти (слева) и оптимизированной лопасти (справа) в форсированном режиме работы. Серым показаны области пониженного давления

Выводы

Разработана методика двухрежимной (режим 1 — оптимальный, режим 2 — форсированный) многоцелевой оптимизации, направленной на повышение КПД в оптимуме и обеспечение пологости универсальной характеристики одновременно с улучшением кавитационных качеств рабочего колеса в наиболее кавитационноопасном режиме. Гидродинамические расчеты проводятся с учетом отсасывающей трубы и зазоров «лопасть — втулка», «лопасть — камера» для корректного вычисления баланса потерь в гидротурбине. При использовании предложенного целевого функционала W_{cav} для оценки кавитационных качеств рабочего колеса нет необходимости вводить дополнительную весовую функцию, учитывающую местоположение области кавитации на тыльной поверхности лопасти. Модификация целевых

функционалов для форсированного режима дала возможность ослабить ограничения по расходу, а введение ограничений на минимально допустимый уровень КПД позволили повысить качество поиска в области приемлемых решений.

На основе методики, разработанной Институтом вычислительных технологий СО РАН и Институтом математики СО РАН совместно с ОАО «Силовые машины» — «ЛМЗ», создан программный модуль проектирования ПЛ гидротурбины. Модуль включен в оптимизационный комплекс «CADRUN-opt», внедренный в ОАО «Силовые машины» — «ЛМЗ». С его использованием спроектирован ряд рабочих колес для поворотно-лопастных гидротурбин разной быстроходности. Спроектированные рабочие колеса обладают повышенными энергетическими и кавитационными характеристиками.



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н., Скороспелов В.А., Шаров С.В. Численное моделирование течений в турбомашинках. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
2. Cherny S.G., Bannikov D.V., Chirkov D.V., Demianov V.A., Pylev I.M., Skorospelov V.A., Stepanov V.N. Automatic optimal shape design of hydroturbine flow passage // Proc. of Hydro 2008 International Conference. Ljubljana, Slovenia. 2008. P. 1–8.
3. Pilev I.M., Sotnikov A.A., Rigin V.E., Semenova A.V., Cherny S.G., Chirkov D.V., Bannikov D.V., Skorospelov V.A. Multiobjective optimal design of runner blade using efficiency and draft tube pulsation criteria // Proc. of the 26th IAHR Symp. 2012. Beijing, China. P. 1–8.
4. Семенова А.В., Чирков Д.В. Методические вопросы проектирования проточных частей поворотно-лопастных рабочих колес // Сборник докладов 15-й Международной научно-технической конференции студентов и аспирантов. МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2011. С. 163–166.
5. Sotnikov A., Cherny S., Chirkov D., Bannikov D. Two Approaches to Prediction of Hill Diagram for Francis Turbine // Proceedings of HYDRO VISION RUSSIA 2011 Int. Conf. Moscow, Russia, 27 30 Mach, 2011. CD-ROM. P. 1–15.
6. Lipej A., Poloni C. Design of Kaplan runner using multiobjective genetic algorithm optimization // Journal of Hydraulic Research. 2000. Vol. 38, №1. P.73–79.
7. Семенова А.В., Скороспелов В.А., Чирков Д.В. Верификация численного прогнозирования энергетических характеристик поворотно-лопастных гидротурбин // Тяжелое машиностроение. 2014. № 7. С. 29–33.
8. Skotak A., Obrovsky J. Analysis of the flow in the water turbine draft tube in Fluent and CFX // 25th CAD-FEM Users' Meeting. Dresden, Germany. 2007. P. 1–9.
9. Семенова А.В., Чирков Д.В., Лютов А.Е. Целевые функционалы при оптимизации рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 3(202). С. 97–106.
10. Skotak A., Obrovsky J. Shape Optimization of a Kaplan Turbine Blade // Proc. of the 23rd IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Systems. Yokohama, Japan. 2006. P. 1–8.
11. Топаж Г.И. Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин. Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1989. 208 с.
12. Лобарева И.Ф., Черный С.Г., Чирков Д.В., Скороспелов В.А., Турук П.А. Многоцелевая оптимизация формы лопасти гидротурбины // Вычислительные технологии, 2006. Т. 11, № 5. С. 63–75.

REFERENCES

1. Chernyy S.G., Chirkov D.V., Lapin V.N., Skorospelov V.A., Sharov S.V. Chislennoye modelirovaniye techeniy v turbomashinakh. [Numerical simulation of fluid flows in turbomachines]. Novosibirsk: Nauka, 2006. 202 s. (rus.)
2. Cherny S.G., Bannikov D.V., Chirkov D.V., Demianov V.A., Pylev I.M., Skorospelov V.A., Stepanov V.N. Automatic optimal shape design of hydroturbine flow passage. Proc. of Hydro 2008 International Conference. Ljubljana, Slovenia. 2008. P. 1–8.
3. Pilev I.M., Sotnikov A.A., Rigin V.E., Semenova A.V., Cherny S.G., Chirkov D.V., Bannikov D.V., Skorospelov V.A. Multiobjective optimal design of runner blade using efficiency and draft tube pulsation criteria. Proc. of the 26th IAHR Symp. 2012. Beijing, China. P. 1–8.
4. Semenova A.V., Chirkov D.V. Metodicheskiye voprosy proyektirovaniya protochnykh chastey povorotno-lopastnykh rabochikh koles. [Design problem of Kaplan turbine runner flow passage]. Sbornik dokladov 15-oy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnikeskoy konferentsii studentov i aspirantov. MG TU im. N.E. Bauman. M., 2011. S. 163–166. (rus.)
5. Sotnikov A., Cherny S., Chirkov D., Bannikov D. Two Approaches to Prediction of Hill Diagram for Francis Turbine. Proceedings of HYDRO VISION RUSSIA 2011 Int. Conf., Moscow, Russia, 27 30 Mach. 2011. CD-ROM. P. 1–15.
6. Lipej A., Poloni C. Design of Kaplan runner using multiobjective genetic algorithm optimization. Journal of Hydraulic Research. 2000. Vol. 38, №1. P. 73–79.
7. Semenova A.V., Skorospelov V.A., Chirkov D.V. Verifikatsiya chislennoy prognozirovaniya energeticheskikh kharakteristik povorotno-lopastnykh gidroturbin. [Numerical prediction verification of Kaplan turbine efficiency]. Tyazheloye mashinostroyeniye. 2014. № 7. S. 29–33. (rus.)
8. Skotak A., Obrovsky J. Analysis of the flow in the water turbine draft tube in Fluent and CFX. 25th CADFEM Users' Meeting. Dresden, Germany. 2007. P. 1–9.
9. Semenova A.V., Chirkov D.V., Lyutov A.Ye. Tselevyye funktsionaly pri optimizatsii rabocheho kolesa povorotno-lopastnoy gidroturbiny [Objective functions used for optimization of Kaplan turbine runner]. Nauchno-tekhnikeskkiye vedomosti SPbGPU. 2014. № 3(202). S. 97–106. (rus.)
10. Skotak A., Obrovsky J. Shape Optimization of a Kaplan Turbine Blade. Proc. of the 23rd IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Systems. Yokohama, Japan. 2006. P. 1–8.

11. **Topazh G.I.** Raschet integralnykh gidravlicheskiykh pokazateley gidromashin [Computation of Integral Hydraulic Characteristics of Hydromachines]. L.: Izd-vo Leningradskogo universiteta, 1989. 208 s. (rus.)

12. **Lobareva I.F., Chernyy S.G., Chirkov D.V., Skorospelov V.A., Turuk P.A.** Mnogotsselevaya optimizatsiya formy lopasti gidroturbiny [Multiobjective optimization of hydroturbine blade shape]. *Vychislitelnyye tekhnologii*. 2006. T. 11, № 5. S. 63–75. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

СЕМЕНОВА Александра Владимировна — инженер-конструктор, ОАО «Силовые машины». 195009, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, 3А. E-mail: Semenova_AV@lmz.power-m.ru

ЧИРКОВ Денис Владимирович — кандидат физико-математических наук старший научный сотрудник Института вычислительных технологий СО РАН. 630090, Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева 6. E-mail: chirkov@ict.nsc.ru

СКОРОСПЕЛОВ Владимир Анатольевич — кандидат технических наук старший научный сотрудник, Института математики им. С.Л. Соболева СО РАН. 630090, г. Новосибирск, ул. Коптюга, 4. E-mail: vskrsp@math.nsc.ru

AUTHORS

SEMENOVA Aleksandra V. — OJSC «Power Machines». 3A, Vatutina str., St.Petersburg, Russia, 195009. E-mail: Semenova_AV@lmz.power-m.ru

CHIRKOV Denis V. — Institute of Computational Technologies SB RAS. Ak. Lavrentjev avenue 6, Novosibirsk, 630090. E-mail: chirkov@ict.nsc.ru

SKOROSPELOV Vladimir A. — Sobolev Institute of Mathematics. 4 Acad. Koptuyug Ave., Novosibirsk, 630090, Russia. E-mail: vskrsp@math.nsc.ru