

УДК 621.224.35

А.В. Семенова, Д.В. Чирков, А.Е. Лютов

ЦЕЛЕВЫЕ ФУНКЦИОНАЛЫ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ПОВОРОТНО-ЛОПАСТНОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

A.V. Semenova, D.V. Chirkov, A.E. Lyutov

OBJECTIVE FUNCTIONALS FOR OPTIMIZATION OF KAPLAN RUNNER BLADE SHAPE

Развитие методов вычислительной гидродинамики и решения оптимизационных задач, повышение производительности компьютеров позволило автоматизировать процесс проектирования лопастной системы рабочего колеса гидротурбины. В мире широко развиваются оптимизационные методы проектирования проточной части гидротурбин, в основу которых положен генетический алгоритм. В данной работе представлен метод многоцелевой двухрежимной оптимизации рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины. Авторы рассмотрели проблемы выбора целевых функционалов в зависимости от используемого при решении оптимизационной задачи метода гидродинамического расчета. Представлены модифицированные целевые функционалы, используемые при решении задачи оптимизации формы лопасти поворотно-лопастного рабочего колеса на форсированном режиме работы гидротурбины.

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

Recent developments in computational fluid dynamics, methods of solving optimization problems, and more powerful and effective computers ensure automation of designing the hydraulic turbine runner. Nowadays optimization methods of shaping turbine water passages, based on the Genetic Algorithm (GA), are being widely developed in the world. This paper presents the multi-objective multi-point optimization method of the Kaplan runner blade shape. The authors considered the problems of selecting objective functionals depending on the applied CFD optimization method. The paper provides modified objective functionals used for solving optimization problems of the Kaplan runner blade shape in full load operation point.

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

Современные требования к техническому уровню гидротурбин не могут быть обеспечены при использовании традиционных инженерных подходов к проектированию ограниченного числа вариантов. Проектирование с использованием инженерных подходов не гарантирует также, что полученный вариант будет наилучшим. Достижения в изучении рабочего процесса в гидротурбинах, вычислительной гидродинамики и в других областях вычислительной техники позволяют осуществить новую методологию проектирования гидротурбин с приме-

нением методов математической оптимизации. Суть их в том, что при проектировании решается оптимизационная задача, для которой задан один или несколько целевых функционалов. При этом происходит автоматизированный перебор множества различных вариантов геометрии проточной части, проводится гидродинамический расчет течения для каждого варианта и выбор наилучших вариантов. В качестве алгоритма поиска, направляющего перебор, как правило, используется эволюционный (генетический) алгоритм оптимизации.

Основные критерии, определяющие эффективность и надежность гидротурбин, — это величина максимального КПД гидротурбины, уровень средневзвешенного КПД гидротурбины, требуемая величина кавитационного коэффициента гидротурбины, прочностные характеристики и др. Один из важнейших элементов проточной части гидротурбины — лопастная система рабочего колеса. Ее гидродинамические качества в большой степени обеспечивают эффективную и надежную работу всей гидротурбины.

В ОАО «Силовые машины» — ЛМЗ совместно с Институтом математики и Институтом вычислительных технологий СО РАН разработан программный комплекс CADDRUN-opt многоцелевого оптимизационного проектирования лопастной системы рабочего колеса радиально-осевой (РО) и поворотно-лопастной (ПЛ) гидротурбины.

Вопросы выбора целевых функционалов

При постановке и решении задачи оптимизации лопастной системы рабочего колеса гидротурбины возникает вопрос о выборе целевых функционалов. Этот выбор непосредственно связан с выбором метода гидродинамического расчета течения в гидротурбине.

Течение в гидротурбине можно рассчитывать, используя уравнения Эйлера (идеальная жидкость) или уравнения Навье — Стокса, замкнутые выбранной моделью турбулентности (вязкая жидкость). При использовании уравнений Эйлера расчет течения возможен в квазитрехмерной или трехмерной постановках. И в том и в другом случаях КПД гидротурбины определяется с использованием расчетно-экспериментальной методики (РЭМ), в основу которой положено разделение гидравлических потерь как по месту их возникновения в проточной части гидротурбины (спираль, статор, направляющий аппарат, рабочее колесо, отсасывающая труба), так и по их видам (ударные, профильные, вторичные и кромочные потери). При этом подходе вычисление потерь осуществляется по формулам, определяющим их зависимость от геометрических параметров элементов проточной части и кинематических параметров потока, которые включают в себя некоторые коэффициенты, полученные на основе экспериментальных данных [1, 2].

При использовании уравнений Навье — Стокса течение жидкости в гидротурбине рассчитывается в трехмерной постановке. Возможны два подхода:

трехмерный расчет проводится для всей турбины; тогда потери и, соответственно, КПД определяются непосредственно из расчета (расчетно-теоретическая методика);

трехмерный расчет проводится в определенных элементах проточного тракта турбины; потери в этих элементах находятся из расчета, а потери в оставшихся элементах — по инженерным формулам (комбинированная методика расчета) [2]. Выбор элементов, потери в которых рассчитываются по формулам расчетно-экспериментальной методики, определяется быстроходностью турбины. Потери в спирали и статоре хорошо оцениваются по инженерным формулам для РО и для ПЛ турбин. Для РО гидротурбин низкой быстроходности расчет потерь в отсасывающей трубе также возможен с использованием формул расчетно-экспериментальной методики [3], что существенно снижает затраты вычислительных ресурсов.

В случаях, когда непосредственный расчет КПД для всей гидротурбины невозможен, в качестве целевых функционалов, позволяющих максимизировать КПД, используют функционалы, косвенно учитывающие потери энергии [3–6]. Так, если расчет проводится с использованием уравнений Эйлера, прежде всего необходимо ввести целевые функционалы, косвенно учитывающие потери энергии в рабочем колесе. Например, в работах [4, 5] в качестве таких функционалов приняты:

отклонение линий тока от осредненного по окружному направлению потока (используется для уменьшения профильных потерь в рабочем колесе);

силовое воздействие потока на входную кромку лопасти (используется для снижения ударных потерь).

В случае, если отсасывающая труба (ОТ) не входит в расчетную область, для учета потерь в ОТ либо оптимизируется профиль скорости на выходе из рабочего канала (РК), либо потери в ОТ рассчитываются по формулам РЭМ [3, 6]. При проведении прямых расчетов по уравнениям Навье — Стокса в области, включающей ОТ, потери в ней находятся непосредственно из расчета.

Однако расчет течения в гидротурбине с использованием как уравнений Эйлера, так и уравнений Навье — Стокса не позволяет непосредственно определить кавитационные качества рабочего колеса. За последние 15 лет для моделирования кавитации разработан ряд моделей течения двухфазной сжимаемой жидкости. Непосредственное определение критического кавитационного коэффициента турбины по этим моделям сводится к серии прямых расчетов с разными значениями кавитационного коэффициента [9]. Такой подход требует больших вычислительных затрат и в настоящее время не используется при решении задач оптимизации рабочего колеса гидротурбины. Для оценки кавитационных качеств лопастной системы используют косвенный целевой функционал, основанный на анализе распределения давления на лопасти в некавитационном потоке [6–8].

Целевые функционалы, используемые при оптимизации рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины

При проектировании лопастной системы поворотно-лопастной гидротурбины необходимо учитывать, что это быстроходная машина двойного регулирования, т.е. 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. Обоснование выбора режимов для проектирования и целевых функционалов представлено в работе [7]. Для обеспечения повышенного уровня средневзвешенного КПД проектирование ведется минимум с учетом двух режимов работы: оптимального и форсированного. Течение в гидротурбине рассчитывают с применением комбинированной методики потерь: потери в спиральной камере и статоре рассчитываются с использованием инженерных формул, потери в направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе определяются непосредственно из трехмерного расчета вязкой несжимаемой жидкости с использованием $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Для более точного учета потерь в рабочем колесе поворотно-лопастной гидротурбины и лучшего моделирования профиля скорости на входе в от-

сасывающую трубу расчет течения проводится с учетом зазоров «лопасть — втулка», «лопасть — обод».

В качестве основного целевого функционала Eff , подлежащего минимизации, принимают потери в гидротурбине, определяемые из расчета 3D течения вязкой несжимаемой жидкости по турбулентной модели:

$$Eff = 1 - \eta. \quad (1)$$

КПД гидротурбины η рассчитывается по формуле

$$\eta = \frac{M\omega}{\rho g Q H} \eta_m \eta_o, \quad (2)$$

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

Как было отмечено выше, для обеспечения повышенного уровня средневзвешенного КПД проектирование лопастной системы целесообразно вести минимум с учетом двух режимов: оптимального и форсированного. Следовательно, надо задавать два целевых функционала: Eff_{opt} , минимизирующий потери на оптимальном режиме, и Eff_{fors} , минимизирующий потери на форсированном режиме.

Как уже отмечалось, для оценки кавитационных качеств используется косвенный целевой функционал. Его суть в том, что минимизируется вклад вращательного момента от области на лопасти рабочего колеса, давление в которой меньше давления парообразования p_v , в полный момент на валу рабочего колеса. Для этого минимизируется взвешенная относительная площадь W_{cav} на тыльной стороне лопасти, которая рассчитывается по формуле

$$W_{cav} = \frac{S_{cav}}{S_{suc}} = \frac{\int x dS_y - y dS_x}{\int x dS_y - y dS_x}, \quad (3)$$

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

Прямые гидродинамические расчеты течения в проточном тракте при решении оптимизационной задачи проводятся при фиксированных значениях открытия a_o направляющего

аппарата, угла f_i установки лопасти рабочего колеса и полного напора турбины. Расход находится в процессе решения. В такой постановке расход, пропускаемый через турбину модифицированной лопастной системой, может существенно отличаться от 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 вводится ограничение на величину расхода, полученного в результате расчета модифицированной лопастной системы:

$$Q'_1 - \varepsilon \leq Q_{1*} \leq Q'_1 + \varepsilon, \quad (4)$$

где Q'_1 — расход в заданной режимной точке; Q_{1*} — расход, полученный в результате расчета; ε — допустимая погрешность. Модифицированные лопастные системы, не удовлетворяющие этому ограничению, исключаются из оптимизации.

После проведения серии оптимизационных расчетов стала очевидна необходимость модификации целевых функционалов, отвечающих за оптимизацию лопастной системы рабочего колеса на форсированном режиме.

Модификация целевых функционалов

Необходимость модификации функционала, отвечающего за КПД гидротурбины на форсированном режиме, вызвана формой универсальной характеристики. Действительно, на форси-

рованном режиме комбинаторная зависимость $\eta(Q)$ имеет существенный наклон. Возможное отклонение расхода модифицированных геометрий от заданного указывает на недостаток прямой максимизации КПД на форсированном режиме. В ходе такой максимизации КПД может получиться геометрия, имеющая КПД выше, чем у исходной лопасти, но с меньшим расходом и лежащая ниже комбинаторной зависимости $\eta(Q)$ исходного РК. Эта геометрия обозначена на рис. 1 серым квадратом. Проблема может быть решена уменьшением допустимого отклонения $\varepsilon_1, \varepsilon_2$, однако при жестких ограничениях велика вероятность вырождения фронта Парето. Поэтому предложен и применен другой подход. Чтобы в ходе оптимизации не получались такие геометрии, целевой функционал, отвечающий за КПД на форсированном режиме, модифицирован. Фактически, максимизируется не КПД, а превышение точки (Q, η) над прямой m , касательной к зависимости $\eta(Q)$ исходной лопасти в точке $Q_{11}^{(2)}$ (рис. 1). Тангенс угла наклона касательной m оценивается перед проведением оптимизационного расчета из экспериментальной или расчетной зависимости $\eta(Q)$ исходного рабочего колеса. Далее будем обозначать этот целевой функционал как Eff_Slope .

В связи с тем, что зависимость $\eta(Q)$ для исходной лопасти известна не всегда, а также для упрощения способа нахождения тангенса угла наклона касательной m предложен следующий способ: зависимость $\eta(Q)$ в окрестностях точки $Q_{11}^{(2)}$ аппроксимируется прямой $f(Q)$, построенной следующим образом (рис. 2). Эту аппроксимацию можно осуществить исходя из соображений, что диапазон ограничения по расходу обычно не широк.

Пусть (Q_L, η_L) — точка, соответствующая левому ограничению, а (Q_R, η_R) — точка, соответствующая правому. Тогда уравнение прямой, аппроксимирующей зависимость $\eta(Q)$, имеет вид

$$f(Q) = \eta_R - (Q_R - Q) \frac{\eta_R - \eta_L}{Q_R - Q_L}, \quad (5)$$

где η_R и η_L — КПД, полученные в результате прямых расчетов прототипа. Модифицированный функционал, подлежащий минимизации, запишется так:

$$Eff_Slope = 1 - (\eta - f(Q)). \quad (6)$$

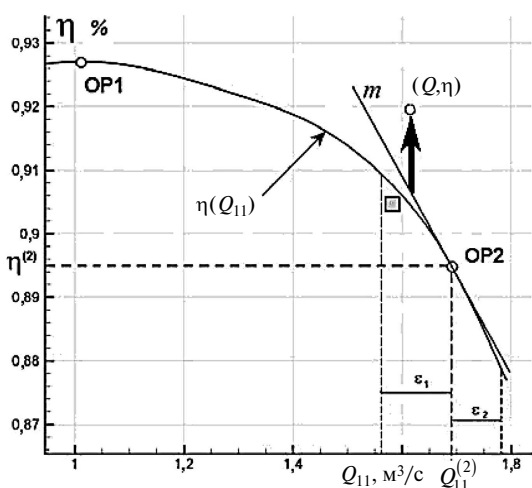


Рис. 1. Зависимость $\eta(Q)$ для $n'_2 = \text{const}$ и определение функционала Eff_Slope



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

Так же, как и в случае с зависимостью $\eta(Q)$, предложен упрощенный способ аппроксимации зависимости $W_{cav}(Q)$ в окрестностях точки $Q_{11}^{(2)}$ прямой $g(Q)$.

Пусть (Q_L, W_{cavL}) — точка, соответствующая левому ограничению, а (Q_R, W_{cavR}) — правому. Тогда уравнение прямой, аппроксимирующей зависимость $W_{cav}(Q)$, будет таким:

$$g(Q) = W_{cavR} - (Q_R - Q) \frac{W_{cavR} - W_{cavL}}{Q_R - Q_L}, \quad (7)$$

где η_R и η_L — КПД, полученные в результате прямых расчетов прототипа. А модифицированный функционал, подлежащий минимизации, запишется в виде

$$W_{cav_Slope} = W_{cav} - g(Q). \quad (8)$$

Тестирование модифицированных функционалов

С целью проверки качества работы новых целевых функционалов проведены с помощью программного комплекса «CADRUN-opt» четыре тестовых оптимизационных расчета с шестью лопастным рабочим колесом ПЛ-40. Гидродинамические расчеты проводились для приведенной гидротурбины (масштабирована на напор $H = 1$ м и $D_1 = 1$ м) в стационарной постановке с использованием $k-\varepsilon$ модели турбулентности. Расчет течения проводился в следующих элементах проточного тракта: направляющем аппарате, рабочем колесе, отсасывающей трубе с учетом зазоров «лопасть — втулка», «лопасть — камера». Потери в спиральной камере и статоре рассчитывались по формулам расчетно-экспериментальной модели.

Проводилась многоцелевая однорежимная оптимизация. В качестве режима был выбран

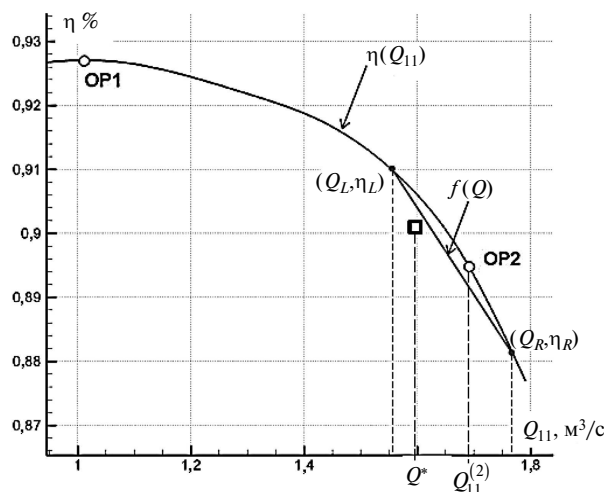


Рис. 2. Аппроксимация зависимости $\eta(Q)$ прямой $f(Q)$

форсированный режим с параметрами: угол установки лопасти $\hat{f}i = 10,2^\circ$, открытие направляющего аппарата $a_0 = 38$ мм, приведенный расход $Q'_1 = 1,7$ м³/с, приведенная частота вращения $n'_1 = 135$ об/мин. Ограничение на расход $Q'_1 \in [1,65; 1,80]$.

В каждом оптимизационном расчете рассчитывались 20 поколений по 48 индивидуумов. Выбор целевых функционалов осуществлялся в соответствии с табл. 1.

На рисунках (4–11) фронты Парето каждой оптимизации представлены в плоскостях (Q, η) и (Q, W_{cav}) . Ромбом обозначена исходная лопасть.

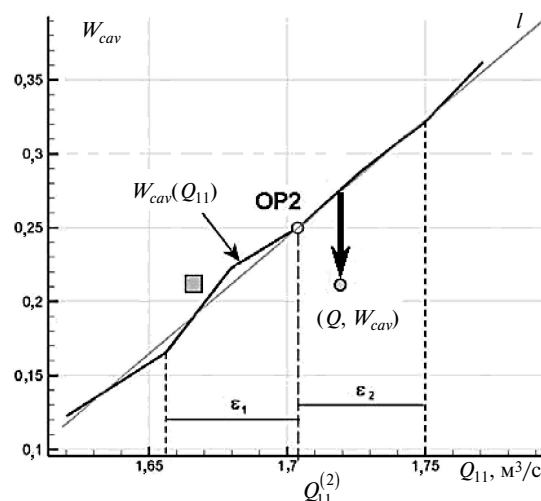


Рис. 3. Зависимость $W_{cav}(Q)$ и определение функционала W_{cav_Slope}

Таблица 1

**Выбор целевых функционалов
в тестовых оптимизационных расчетах**

	F_1	F_2
Оптимизационный расчет 1	Eff	W_{cav}
Оптимизационный расчет 2	Eff	W_{cav_Slope}
Оптимизационный расчет 3	Eff_Slope	W_{cav}
Оптимизационный расчет 4	Eff_Slope	W_{cav_Slope}

Оптимизация 1 проводилась со старыми функционалами. Из рис. 3 видно, что на фронте Парето отсутствуют индивидуумы, лежащие выше кривой $f(Q)$, т. е. имеющие фактически более высокий КПД, чем исходная лопасть. Ин-

дивидуумы, имеющие W_{cav} ниже чем у исходной лопасти, в решении присутствуют, но имеют низкий уровень КПД. При изменении функционала W_{cav} на модифицированный W_{cav_Slope} (оптимизация 2) число индивидуумов, имеющих лучшие кавитационные качества, чем исходная лопасть увеличилось, но среди них нет ни одного, имеющего более высокий уровень КПД (рис. 6, 7). Оптимизация 3 проводилась с модифицированным функционалом Eff_Slope . Из рис. 8, 9 видно, что число индивидуумов, лежащих выше кривой $f(Q)$ увеличилось, однако кавитационные качества этих индивидуумов не удовлетворяют поставленным требованиям. При проведении оптимизации с двумя модифицированными функционалами — Eff_Slope и W_{cav_Slope} — (оптимизация 4) на фронте Парето по-

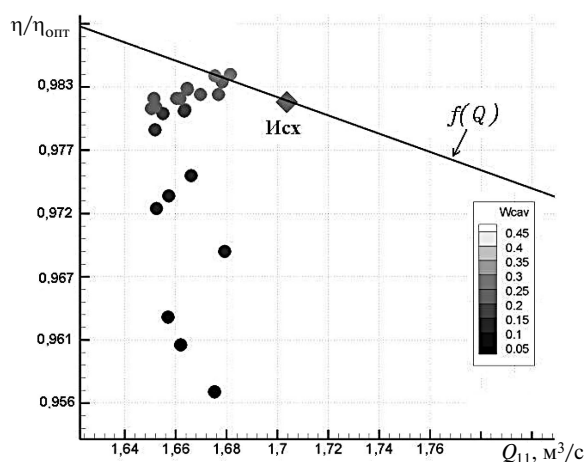


Рис. 4. Оптимизация 1 (Eff , W_{cav})

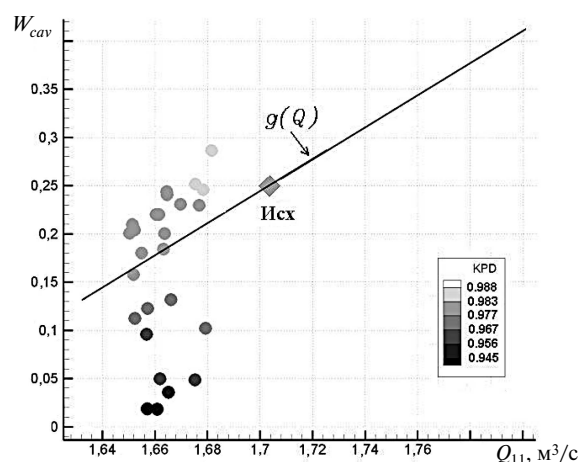


Рис. 5. Оптимизация 1 (Eff , W_{cav})

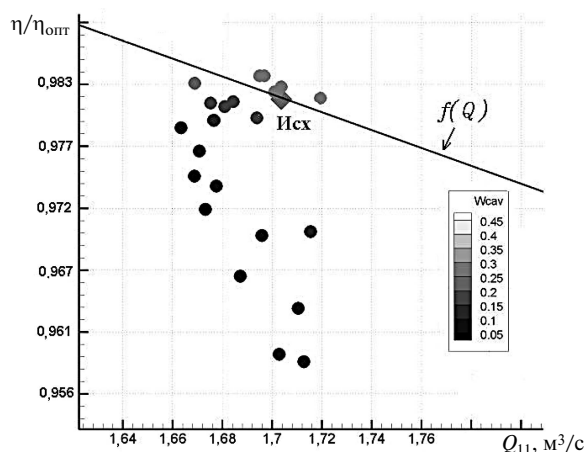


Рис. 6. Оптимизация 2 (Eff , W_{cav_Slope})

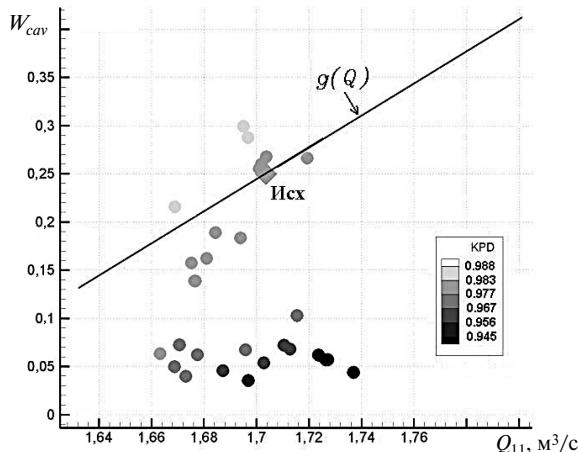


Рис. 7. Оптимизация 2 (Eff , W_{cav_Slope})

явились индивидуумы, удовлетворяющие всем поставленным требованиям.

Пример решения оптимизационной задачи с модифицированными функционалами

После завершения тестовых расчетов была проведена двухрежимная многоцелевая оптимизация шестилопастного рабочего колеса ПЛ-40. В качестве режимов были выбраны:

1) $f_i = 1,7^\circ$, $a_o = 30$ мм, $n'_i = 135$ об/мин ($Q'_i \sim 1,16$ м³/с) — режим, близкий к оптимальному;

2) $f_i = 10,2^\circ$, $a_o = 38$ мм, $n'_i = 135$ об/мин ($Q'_i \sim 1,7$ м³/с) — форсированный режим.

В качестве целевых функционалов были приняты:

F_1 — Eff_1 (максимизация КПД на режиме 1);

F_2 — Eff_Slope (модифицированный функционал для максимизации КПД на режиме 2);

F_3 — W_{cav_Slope} (модифицированный функционал для минимизации взвешенной относительной площади кавитации W_{cav} на тыльной стороне лопасти на режиме 2).

Ограничение на расход в режиме 1 — $Q'_i \in [1,08; 1,19]$; ограничение на расход в режиме 2 — $Q'_i \in [1,66; 1,8]$.

Были рассчитаны 30 поколений по 120 индивидуумов в каждом. Фронт Парето в плоскостях (Q, η) и (Q, W_{cav}) представлен на рис. 12, 13. Рис. 12 выполнен в укрупненном масштабе.

Из рисунков 12, 13 видно, что на фронте Парето присутствует достаточное число индивидуумов, удовлетворяющих всем поставленным требованиям (лучше исходной лопасти по всем

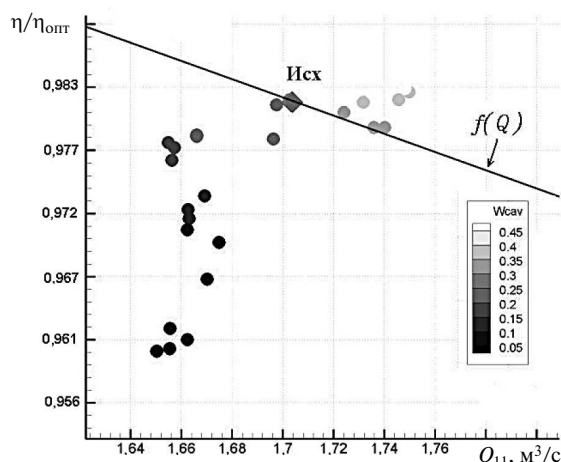


Рис. 8. Оптимизация 3 (Eff_Slope , W_{cav})

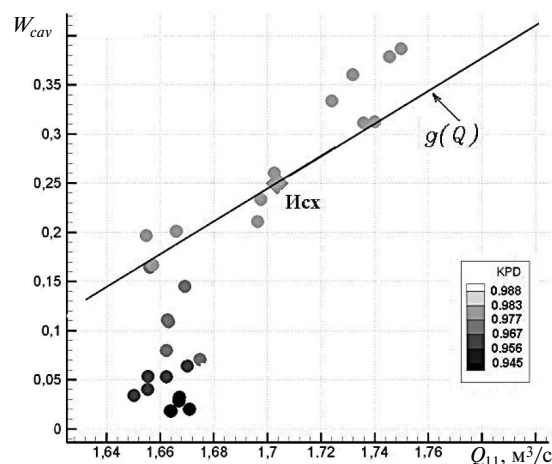


Рис. 9. Оптимизация 3 (Eff_Slope , W_{cav})

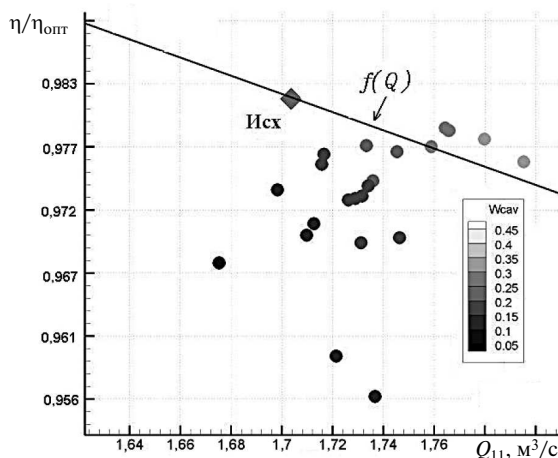


Рис. 10. Оптимизация 4 (Eff_Slope , W_{cav_Slope})

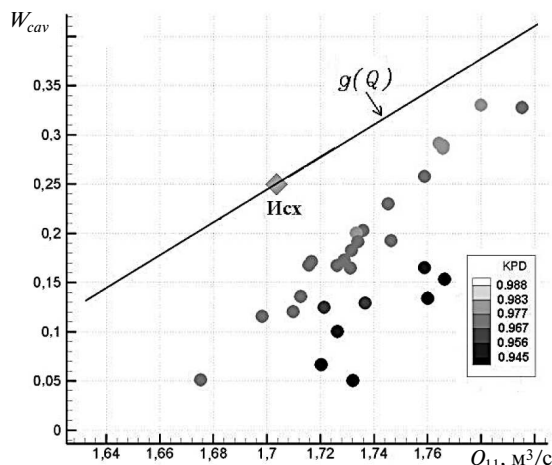


Рис. 11. Оптимизация 4 (Eff_Slope , W_{cav_Slope})

трем функционалам). Сравнение этих индивидуумов с исходной геометрией приведено в табл. 2. На рис. 14, 15 представлено сравнение кавитационных качеств исходной и одной из оптимизированных лопастей. Выбор основного варианта является отдельной задачей и не рассматривался в данном исследовании.

Результаты тестирования модифицированных функционалов и решения двухрежимной многоцелевой задачи оптимизации для шестилопастного рабочего колеса ПЛ гидротурбины показывают, что предложенный способ модификации целевых функционалов позволяет получить достаточно большое количество геометрий

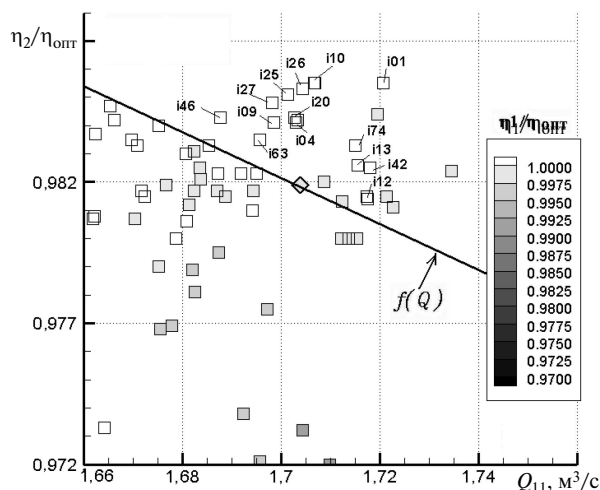


Рис. 12. Двухрежимная оптимизация (Eff_1 , Eff_Slope , W_{cav_Slope})

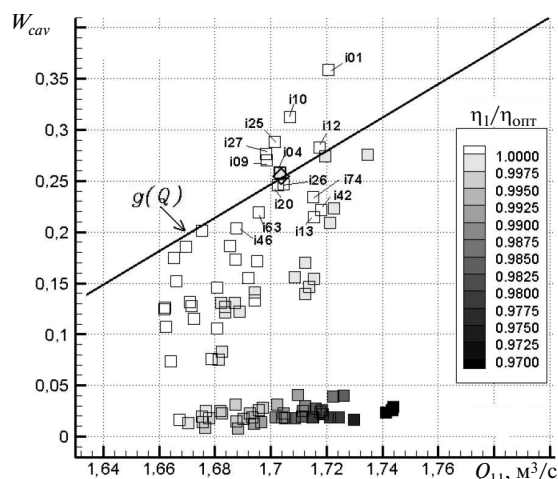


Рис. 13. Двухрежимная оптимизация (Eff_1 , Eff_Slope , W_{cav_Slope})

Таблица 2

Сравнение исходной лопасти, и геометрий с фронта Парето

Лопасть	Режим	Q , м³/с	η/η_{opt}	W_{cav}
Исходная	1	1,1654	1,0000	—
	2	1,7038	0,9819	0,2546
<i>i13</i>	1	1,1668	1,0010	—
	2	1,7155	0,9826	0,2149
<i>i20</i>	1	1,1522	1,0033	—
	2	1,7026	0,9843	0,2460
<i>i26</i>	1	1,1529	1,0032	—
	2	1,7044	0,9853	0,2466
<i>i42</i>	1	1,1643	1,0010	—
	2	1,7180	0,9825	0,2213
<i>i46</i>	1	1,1479	1,0021	—
	2	1,6877	0,9843	0,2040
<i>i63</i>	1	1,1525	1,0022	—
	2	1,6956	0,9835	0,2192
<i>i74</i>	1	1,1658	1,0001	—
	2	1,7150	0,9833	0,2345

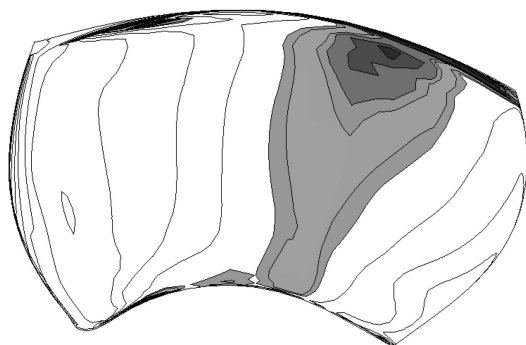


Рис. 14. Распределение давления по тыльной поверхности исходной лопасти ($W_{cav} = 0,2546$)



Рис. 15. Распределение давления по тыльной поверхности лопасти i13 ($W_{cav} = 0,2149$)

лопастных систем, полностью удовлетворяющих поставленным требованиям. В настоящее время модифицированные функционалы $Eff_{\text{—}}$

$Slope$ и W_{cav_Slope} включены в программный комплекс оптимизационного проектирования «CADRUN-opt».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Топаж Г.И.** Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин. Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1989. 208 с.
2. **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 March. 2011. CD-ROM. P. 1–15.
3. **Pilev I.M., Sotnikov A.A., Rigin V.E., Semenova A.V., Cherny S.G., Chirkov D.V., Bannikov D.V. and 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. **Лобарева И.Ф., Черный С.Г., Чирков Д.В., Скоропелов В.А., Турук П.А.** Многоцелевая оптимизация формы лопасти гидротурбины // *Вычислительные технологии*. 2006. Т. 11, № 5. С. 63–75.
5. **Cherny S.G., Bannikov D.V., Chirkov D.V., Demjanov 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. 6–8 October, 2008. P. 1–8.
6. **Tomas L., Pedretti C., Chiappa T., Francois M., Stoll P.** Automated design of a francis turbine runner using global optimization algorithms // *Proceedings of the XX-Ist IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. September 9–12, Lausanne. 2002. P. 1–8.
7. **Семенова А.В., Чирков Д.В., Скоропелов В.А.** Применение метода многоцелевой оптимизации для проектирования формы лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2013. Т. 15, №4(2). С. 588–593.
8. **Skotak A., Motycak L., Obrovsky J., Stegner P., Pola J.** Sophisticated approach to the Kaplan turbines upgrading // *Proceedings of HYDRO VISION RUSSIA 2010*. Int. Conf. Moscow, Russia. 24–26 March, 2010. CD-ROM. P. 1–14.
9. **Панов Л.В., Чирков Д.В., Черный С.Г., Пылев И.М., Сотников А.А.** Численное моделирование стационарных кавитационных течений вязкой жидкости в гидротурбине Френсиса // *Теплофизика и аэромеханика*. 2012. Т. 19, № 4. С. 461–473.

REFERENCES

1. **Topazh G.I.** Raschet integralnykh gidravlicheskh pokazateley gidromashin. L.: Izd-vo Leningradskogo universiteta, 1989. 208 s. (rus.)
2. **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 March, 2011. CD-ROM. P. 1–15.
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.* Beijing, China. 2012. P. 1–8.
4. **Lobareva I.F., Cherny S.G., Chirkov D.V., Skorospelov V.A., Turuk P.A.** Mnogotselovaya optimi-

zatsiya formy lopasti gidroturbiny. *Vychislitelnyye tekhnologii*. 2006, T. 11, № 5. S. 63–75.

5. 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. 6–8 October, 2008. P. 1–8.

6. Tomas L., Pedretti C., Chiappa T., Francoils M., Stoll P. Automated design of a francis turbine runner using global optimization algorithms. *Proceedings of the XX-Ist IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. September 9–12, Lausanne. 2002. P. 1–8.

7. Semenova A.V., Chirkov D.V., Skorospelov V.A. Primeneniye metoda mnogotselevooy optimizatsii dlya

proyektirovaniya formy lopasti rabochego koleasa povorotno-lopastnoy gidroturbiny. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*. 2013. T. 15, №4(2). S. 588–589. (rus.)

8. Skotak A., Motycak L., Obrovsky J., Stegner P., Pola J. Sophisticated approach to the Kaplan turbines upgrading. *Proceedings of HYDRO VISION RUSSIA 2010 Int. Conf.* Moscow, Russia. 24–26 March, 2010. CD-ROM. P. 1–14.

9. Panov L.V., Chirkov D.V., Chernyy S.G., Pylev I.M., Sotnikov A.A. Chislennoye modelirovaniye statSIONARNYKH kavitatsIONNYKH techeniy vyazkoy zhidkosti v gidroturbine Frensis. *Teplofizika i aeromekhanika*. 2012. T. 19, № 4. S. 461–473. (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. Новосибирск, пр. ак. Лаврентьева 6. E-mail: chirkov@ict.nsc.ru

ЛЮТОВ Алексей Евгеньевич — студент Новосибирского государственного университета. 630090, Россия, Новосибирск, Пирогова ул., 2а. E-mail: lyutov.alexey@gmail.com

AUTHORS

SEMENOVA Alexandra 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

LYUTOV Alexey E. — Novosibirsk State University. 2a, Pirogov St., Novosibirsk, Russia, 630090. E-mail: lyutov.alexey@gmail.com