

## **Наименование работы:**

«Задача проектирования проточной части гидротурбины с максимальным КПД и минимальными динамическими нагрузками с использованием многопроцессорных ЭВМ»

## **Исполнители:**

Астракова А.С., Черный С.Г., Чирков Д.В.

## **Контактное лицо:**

Астракова Анна Сергеевна, [anna.astrakova@gmail.com](mailto:anna.astrakova@gmail.com)

## **1. Постановки задач**

С использованием многопроцессорных систем ИВЦ НГУ решалась задача оптимизационного проектирования проточной части гидротурбины с максимальным КПД и минимальными динамическими нагрузками. Для ее решения рассматривались новые многорежимные и многокритериальные постановки задачи и были предложены новые критерии качества оптимизационного проектирования проточных частей гидротурбин.

## **2. Современное состояние проблемы**

В последнем десятилетии проектирование различных аэро- и гидроконструкций осуществляется на основе использования автоматизированных комплексов на основе оптимизационных методов проектирования. Такие комплексы включают в себя множество трудоемких функций, в том числе параметризация рассматриваемой поверхности, построение расчетной области, численный расчет течения, осуществляемый в сложных постановках в рамках трехмерных осредненных уравнений Навье-Стокса с учетом различных моделей турбулентности, построение улучшенных поверхностей на основе выбранной оптимизационной стратегии. В настоящее время использование персонального компьютера для таких расчетов с учетом указанного подхода невозможно, во-первых, в силу сложности даже единичного расчета трехмерного течения, во-вторых, ввиду необходимости сотен и тысяч таких расчетов для обеспечения поиска глобального экстремума задачи. В последнее время появляется ряд работ, основанных на использовании так называемых суррогатных моделей. Эти методы позволяют аппроксимировать целевой функционал полиномиальной функцией от параметров, для которой затем решается задача оптимизации. Наиболее часто используемыми суррогатными моделями являются RSA (Response Surface Approximation) [1-3], RBNN (Radial-Basis Neural Networks) [4-6], Kriging. Несомненным достоинством является быстрота счета в случае трудоемкого вычисления функционалов, но в то же время требуется гладкость функции для построения хороших аппроксимаций. Несмотря на то, что в методах требуется меньшее количество итераций, подходы на основе суррогатных моделей все же являются приближенными и в ряде случаев сходятся к локальным минимумам. Поэтому в автоматизированном комплексе CADRUN-opt, разрабатываемом в лаборатории математического моделирования ИВТ СО РАН, численный расчет течения осуществляется без аппроксимаций функционалов, что требует больших вычислительных затрат. Кроме того, серьезная конкуренция обуславливает появление новых более совершенных критериев, рассмотрение задач в многоцелевых постановках, учет различных ограничений, а также уменьшение вычислительных затрат алгоритмов.

### 3. Постановка задачи проектирования проточной части гидротурбины с максимальным КПД и минимальными динамическими нагрузками

#### 1. Метод решения прямой задачи

Расчет течения в проточной части гидротурбины ограничивается направляющим аппаратом, рабочим колесом и отсасывающей трубой. Турбулентное стационарное трехмерное течение несжимаемой жидкости описывается уравнениями Рейнольдса, замкнутыми стандартной  $k-\varepsilon$  моделью турбулентности с логарифмическим законом

пристеночной функции. Для решения уравнений используются концепция искусственной сжимаемости, неявный метод конечных объемов, TVD-аппроксимация третьего порядка конвективных потоков, а также оригинальный вариант попеременно-треугольного метода обращения неявного оператора схемы. Численный метод обладает высокой разрешающей способностью, абсолютной устойчивостью и экономичностью.

Расчеты проводятся в одном межлопаточном канале направляющего аппарата и в одном межлопатном канале рабочего колеса при предположении циклической повторяемости течений в остальных каналах НА и РК соответственно.

Входными данными прямой задачи являются параметры, задающие режим работы гидротурбины, – напор  $H$ , частота вращения РК  $n$  и расход  $Q$  или соответствующее ему открытие  $a_0$  НА. Дополнительно задаются угол входа потока во входном сечении НА и характер поведения давления в выходном сечении отсасывающей трубы (его относительное изменение). Более подробно постановка прямой задачи описана в [7].

#### 2. Формирование пространства допустимых форм проточного тракта

Пространство  $X$  допустимых форм проточного тракта состоит из геометрий, полученных варьированием параметров  $x_1, \dots, x_N$ .

В настоящей работе, так же как и в [8, 9], варьируется форма РК. Угловую координату срединной поверхности лопасти РК определяют 16 параметров

$$\vartheta_1, \dots, \vartheta_{16}$$

Вариация меридиональной RZ-проекции РК осуществляется восемью параметрами

$$p_1, \dots, p_8$$

Четыре параметра

$$d_1, \dots, d_4$$

определяют положение линии максимальной толщины лопасти РК на её срединной поверхности и саму максимальную толщину. На рис. Рис. 1 схематично изображена параметризация формы РК и оказываемое на неё воздействие варьирования параметров. Общее количество варьируемых параметров, задающих форму РК, равно 28, а структура вектора параметров представляется в виде

$$\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_{28}) = (\vartheta_1, \dots, \vartheta_{16}, p_1, \dots, p_8, d_1, \dots, d_4). \quad (1)$$

Более подробное описание параметризации формы РК можно найти в [8, 9].

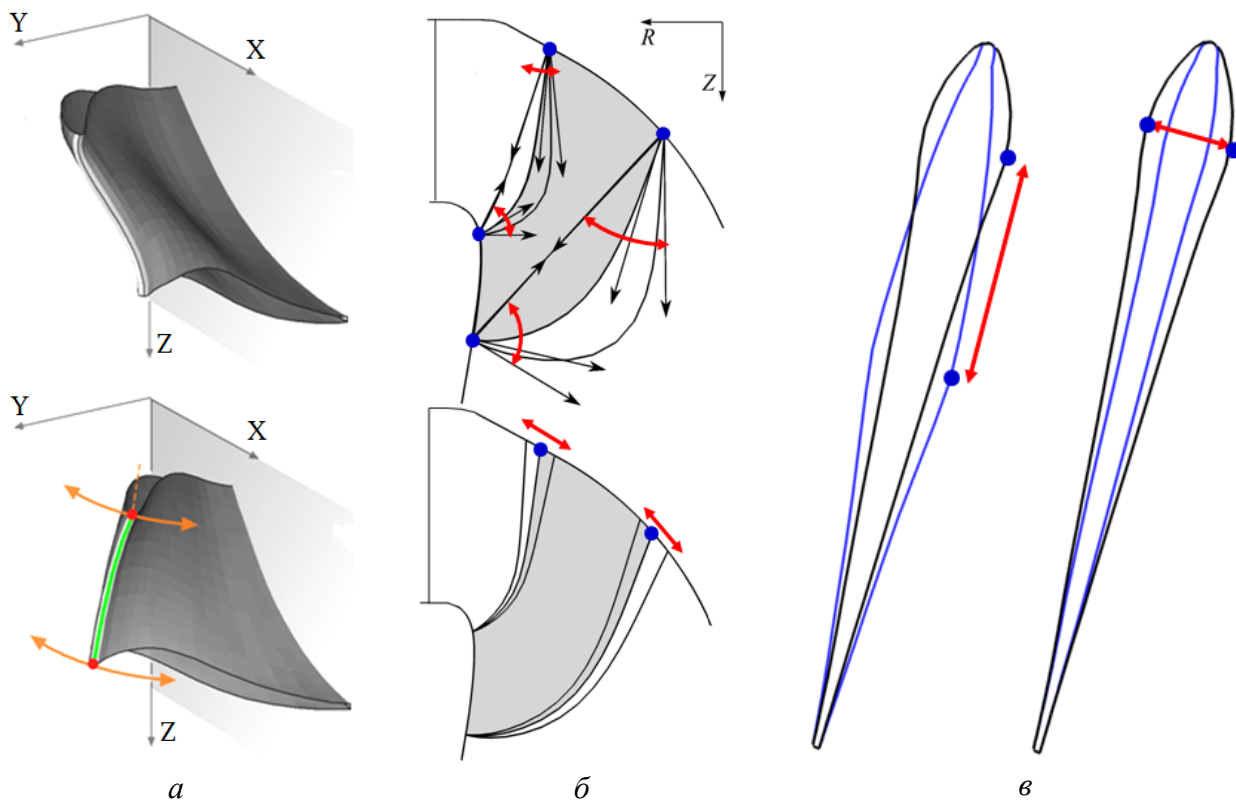


Рис. 1. Параметризация формы РК: а) – 16 параметров угловой координаты лопасти; б) – восемь параметров меридионального сечения; в) – четыре параметра распределения толщин лопасти.

### 3. Критерии качества работы гидротурбины и ограничения

#### Расчет КПД гидротурбины

Формулу расчета КПД станции  $\eta$  можно записать в виде

$$\eta = \frac{N_{РК}}{N}, \quad (2)$$

где  $N_{РК}$  – полезная энергия станции, вырабатываемая в виде электроэнергии. Напор станции  $N$  имеет структуру (рис. Рис. 2)

$$N = N_{РК} + \Delta h, \quad (3)$$

где  $\Delta h$  – гидродинамические потери энергии, обусловленные вязкостью воды и складывающиеся из потерь в каждом элементе ГТ и на выходе из ОТ ( $\Delta h_{ОТ,ВЫХ}$ )

$$\Delta h = \Delta h_{СК} + \Delta h_{СТ} + \Delta h_{НА} + \Delta h_{РК} + \Delta h_{ОТ} + \Delta h_{ОТ,ВЫХ}. \quad (4)$$

Величина  $N_{РК}$  вычисляется по формуле (Формула 2), в которую подставлено выражение для мощности

$$N_{РК} = \frac{M_{РК} \omega}{gQ}. \quad (5)$$

Таким образом, для расчета КПД находится гидродинамический момент  $M_{РК}$ , вращающий РК относительно его оси. Далее из (Формула 5) вычисляется полезная энергия  $N_{РК}$ , по (Формула 3) определяется  $N$  и окончательно по (Формула 2) –  $\eta$ . Коротко остановимся на методике определения потерь энергии  $\Delta h$  (Формула 4), входящих в формулу (Формула 3).

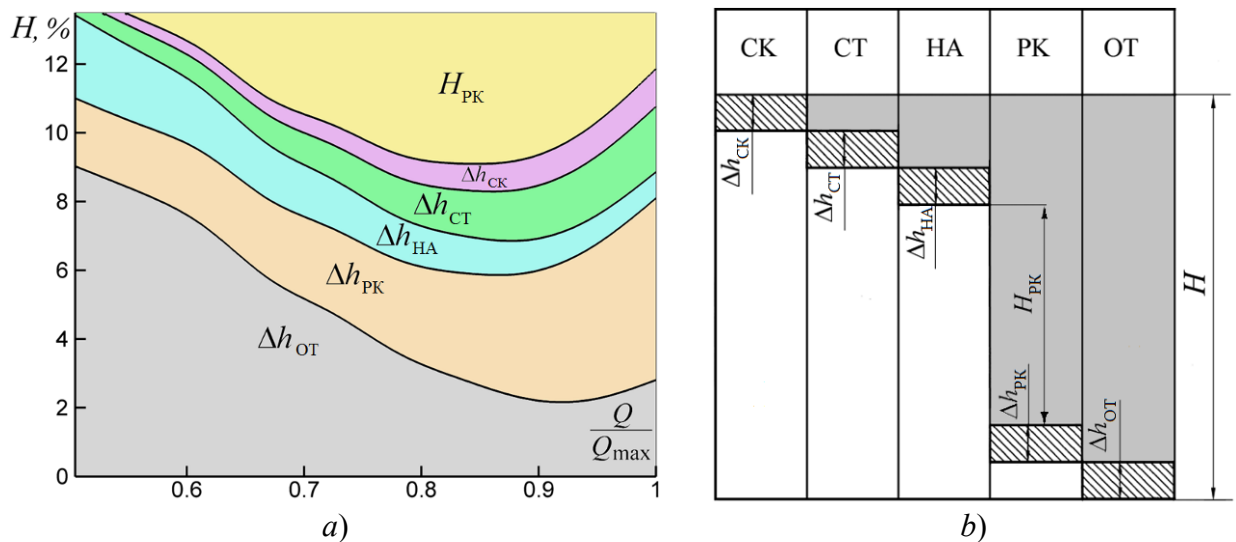


Рис. 2. Структура потерь энергии в элементах ГТ: а) – в процентах от напора станции  $H$  и в зависимости от режима; б) – схема (белым обозначена энергия, переходящая в следующий вниз по течению элемент ГТ).

### Комбинированная методика определения потерь энергии

Потери энергии в спиральной камере –  $\Delta h_{\text{СК}}$  и статоре –  $\Delta h_{\text{СТ}}$  оцениваются по экономичным инженерно-эмпирическим формулам [10]

$$\square h_{\text{СК}} = \square_{\text{СК}} \frac{V_{\text{СК}}^2}{2g}, \quad \square h_{\text{СТ}} = \square_{\text{СТ}} \frac{V_{\text{СТ}}^2}{2g}, \quad \square h_{\text{ОТ}} = \square_{\text{ОТ}} \frac{c_m^2}{2g} + \frac{c_u^2}{2g}, \quad (6)$$

где  $\square_{\text{СК}}, \square_{\text{СТ}}, \square_{\text{ОТ}}$  – известные коэффициенты потерь в соответствующих элементах,  $V_{\text{СК}}, V_{\text{СТ}}$  – характерные скорости на входе в СК и СТ,

$c_m, c_u$  – средние расходная и окружная составляющие вектора абсолютной скорости на входе в ОТ, которые берутся из расчета течения в рабочем колесе. Формулы (Формула 6) не требуют знаний о полях течений жидкости в данных элементах и достаточно хорошо передают величины потерь в них.

Потери энергии в направляющем аппарате –  $\Delta h_{\text{НА}}$  и в рабочем колесе –  $\Delta h_{\text{ПК}}$  вычисляются непосредственно по рассчитанным полям трехмерных турбулентных течений

$$\square h_{\text{НА}} = E_{\text{НА,вх}} - E_{\text{НА,вых}},$$

$$\square h_{\text{ПК}} = E_{\text{ПК,вх}} - E_{\text{ПК,вых}} - H_{\text{ПК}}.$$

Потери кинетической энергии на выходе из отсасывающей трубы, связанные с неравномерностью потока, –  $\square h_{\text{ОТ,вых}}$  находятся также по инженерно-эмпирической формуле

$$\square h_{\text{ОТ,вых}} = \frac{1}{2g} (k_3 - 1) \left( \frac{Q}{S_{\text{вых}}} \right)^2,$$

где  $k_3$  – коэффициент Кориолиса, который определяется из экспериментальной его зависимости от угла выхода потока из РК.

### Локальный критерий эффективности гидротурбины

Критерием эффективности гидротурбины считается достижение ею как можно большего значения КПД  $\eta$  на заданных режимах её работы. Поэтому первым целевым функционалом, минимизация которого отвечает выполнению данного критерия, будет

$$F_1^{(l)}(\mathbf{x}) = 1 - \eta^{(l)}(\mathbf{x}). \quad (7)$$

### Задание режима, гидродинамическое ограничение, недостаток сформулированного локально критерия эффективности

Режим работы гидротурбины задается напором  $H$ , частотой вращения РК  $n$  и открытием НА  $a_0$ . Последний параметр должен определять отвечающий этому режиму расход  $Q$ . В то же время полученный в результате решения прямой задачи расход  $Q$  будет отличаться от требуемого

- из-за неточности установления соотношения между  $a_0$  и  $Q$  для проточного тракта ГТ, задаваемого в качестве прототипа проектируемой геометрии;
- осуществляемого изменения геометрии в процессе оптимизационного проектирования.

Следовательно, гидродинамическими ограничениями оптимизационной задачи на заданном  $l$ -м режиме должны быть, по крайней мере, следующие два неравенства

$$\eta_1^{(l)}(\mathbf{x}) \geq Q^{(l)}(\mathbf{x}) - Q_{\text{п}}^{(l)} \geq 0,$$

$$\eta_2^{(l)}(\mathbf{x}) \geq Q_{\text{л}}^{(l)} - Q^{(l)}(\mathbf{x}) \geq 0,$$

означающие сохранение расхода  $Q^{(l)}(\mathbf{x})$  внутри допустимого отрезка  $[Q_{\text{л}}^{(l)}, Q_{\text{п}}^{(l)}]$ .

Пусть в соответствии с оптимизационной задачей Ошибка: источник перекрёстной ссылки не найден-Ошибка: источник перекрёстной ссылки не найден требуется минимизировать функционал (Формула 7) на режиме с расходом  $Q^{(l)}$ , прототип на

котором дает КПД  $\eta^{(l)}$  (рис. Рис. 3). Зависимость КПД прототипа от расхода на

допустимом отрезке  $[Q_{\text{л}}^{(l)}, Q_{\text{п}}^{(l)}]$  монотонно убывает, как отмечено на рис. Рис. 3

сплошной линией. Допустимым с позиции локального критерия эффективности будет решение оптимизационной задачи  $\mathbf{x}$ , имеющее КПД  $\eta^{(l)}(\mathbf{x}) > \eta^{(l)}$  при расходе (см. рис. Рис. 3)

$$Q_{\text{л}}^{(l)} < Q^{(l)}(\mathbf{x}) < Q_{\text{п}}^{(l)}.$$

В то же время данное решение  $\mathbf{x}$  неприемлемо ввиду его худшего качества по КПД на режиме  $Q^{(l)}$  по сравнению с прототипом.

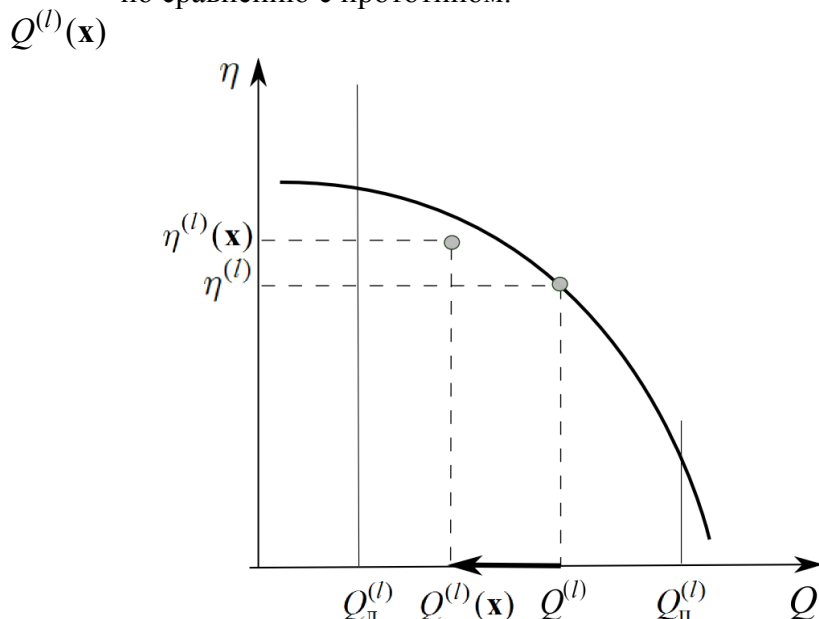


Рис. 3. Иллюстрация недостатка локального критерия эффективности.

## Глобальный критерий эффективности гидротурбины

Для устранения недостатка локального критерия эффективности в настоящей работе предлагается модификация глобального критерия эффективности, рассмотренного в [7, 10]. В указанных работах эффективность обеспечивается минимизацией функционала

$$F(\mathbf{x}) = \prod_{l=1}^L \left| \eta^*(Q^{(l)}) - \eta^{(l)}(\mathbf{x}) \right|, \quad (8)$$

в котором  $\eta^*(Q)$  – зависимость КПД от расхода, предъявляемая к проектируемой геометрии;  $\eta^{(l)}(\mathbf{x})$  – КПД геометрии  $\mathbf{x}$  на  $l$ -м режиме работы гидротурбины. Причем в работах [7, 10] заданные на режимах значения расходов  $Q^{(l)}$  строго выдерживаются при

прямых расчетах в силу специфики используемых в них краевых условий. Гидродинамическими ограничениями в [7, 10] были сохранения напоров с заданной точностью.

В настоящей работе за эффективность работы гидротурбины на  $l$ -м режиме отвечает функционал

$$F_1^{(l)}(\mathbf{x}) = \eta^*(Q^{(l)}(\mathbf{x})) - \eta^{(l)}(\mathbf{x}), \quad (9)$$

в котором  $Q^{(l)}(\mathbf{x})$  – расход в геометрии  $\mathbf{x}$  на режиме  $l$ .

Термин “глобальный” присвоен данному критерию эффективности из-за входящей в него “глобальной” зависимости  $\eta^*(Q)$ .

## Критерий минимизации динамического воздействия прецессирующего вихревого жгута

При некоторых режимах работы гидротурбин в конусе отсасывающей трубы за рабочим колесом образуется вихревой жгут, прецессия которого оказывает негативное воздействие на работу всей гидротурбины. Критерием минимизации динамического воздействия вихревого жгута является обеспечение минимальной интенсивности его прецессии и уменьшение за счет этого амплитуды пульсаций давления, воздействующих на конструкцию гидротурбины. Чтобы в процессе оптимизационного проектирования оценивать каждую геометрию поколения  $\mathbf{x}$  с точки зрения выполнения данного критерия, вообще говоря, при решении прямой задачи идеально было бы получать прецессирующий вихревой жгут, создающий пульсации давления амплитуды  $A(\mathbf{x})$ . Тогда в качестве второго минимизируемого целевого функционала в таблице можно было бы взять

$$F_2(\mathbf{x}) = A(\mathbf{x}).$$

Однако это в настоящее время недостижимо из-за необходимости решения прямой задачи в нестационарной постановке. На проведение таких расчетов для всех геометрий поколений генетического алгоритма потребовались бы неоправданно большие временные затраты.

В работе предлагается критерий косвенного уменьшения интенсивности прецессии вихревого жгута путем формирования за РК “подходящего” профиля осевой составляющей скорости. Для нахождения такого “подходящего” профиля авторами были проведены многочисленные расчеты нестационарных течений в направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе радиально-осевой гидротурбины в циклической и полной нециклической постановках и установлена следующая закономерность. Чем больший монотонный рост к втулке рабочего колеса имеет осредненная в окружном

направлении осевая составляющая скорости, тем меньшую интенсивность прецессии имеет вихревой жгут. Иллюстрация этого утверждения представлена на рисунке Рис. 4, на котором приведены осредненный профиль осевой скорости из расчета течения во всем проточном тракте гидротурбины с сильной интенсивностью прецессии вихревого жгута и его модификации, задававшиеся во входном сечении ОТ при проведении расчета только в ней. Там же представлены соответствующие спектры пульсаций давления. При проведении расчетов в изолированной ОТ с модифицированными распределениями скорости во входном сечении обеспечивались сохранения заданного в исходном расчете расхода и распределений окружной составляющей скорости.

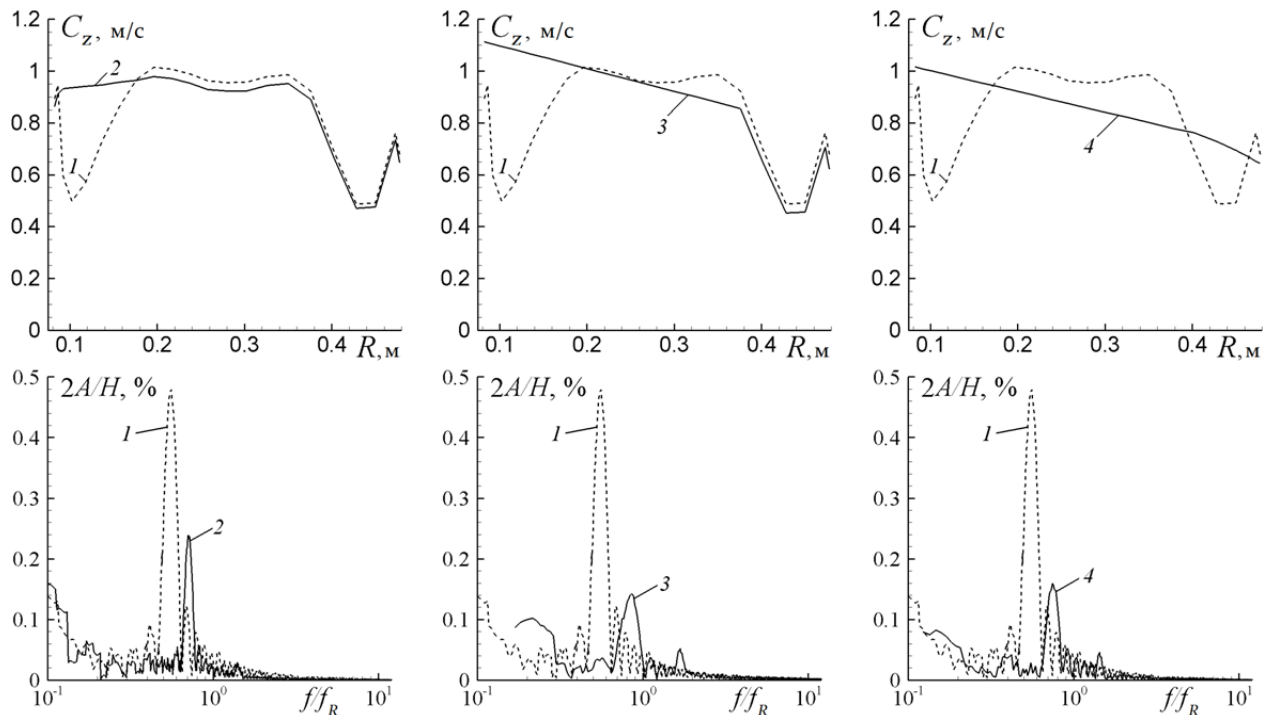


Рис. 4. Профили осевой составляющей скорости (сверху: 1 – исходный; 2, 3, 4 – модификации) и соответствующие им спектры пульсаций давления (снизу).

Используя установленную закономерность, можно сформулировать критерий косвенного уменьшения амплитуды пульсаций давления. Он заключается в формировании за лопастями РК распределения скорости с монотонным ростом к втулке рабочего колеса осевой её составляющей. Формализуем это требование. Для этого возможны два подхода. В первом – задается профиль осевой скорости  $C_z^*(r)$ ,

$$C_z^*(r)$$

проектировщик обеспечит минимум амплитуды пульсаций давления. Тогда в качестве второго минимизируемого целевого функционала в табл. 4 берется [7]

$$F_2^{(l)}(\mathbf{x}) = \int_0^{D/2} \left| C_z^*(r) - C_z^{(l)}(\mathbf{x}, r) \right| dr, \quad (10)$$

где  $C_z^{(l)}(\mathbf{x}, r)$  – профиль скорости, полученный осреднением в окружном направлении

осевых составляющих распределения вектора скорости в сечении за лопастями РК в поле течения, рассчитанном в геометрии  $\mathbf{x}$ . Интегрирование в (Формула 10) ведется от оси вращения РК  $r=0$  до стенки конуса ОТ  $r=D/2$ . Очевидным недостатком данного подхода является то, что “предписанный” профиль  $C_z^*(r)$  неизвестен.

$$C_z^*(r)$$

В работе предлагается новая формализация сформулированного выше критерия косвенного уменьшения амплитуды пульсаций давления. В этом подходе профили осевой

составляющей скорости не подгоняются под заданный, вообще говоря, неизвестный профиль, а формируются так, чтобы их линейризация имела как можно меньший угол наклона к оси  $Or$  в плоскости  $C_z - r$  (рис. Рис. 5). Под линейризацией профиля

$$C_z^{(l)}(\mathbf{x}, r)$$

подразумевается его приближение линейной функцией

$$C_z^{lin}(\mathbf{x}, r) = a^{lin} + b^{lin}r, \quad (11)$$

выстраиваемой с помощью линейной регрессии [11]. Метод построения функции (Формула 11) основан на подборе коэффициентов  $a^{lin}$  и  $b^{lin}$ , минимизирующих интеграл квадрата отклонения исходного профиля  $C_z(\mathbf{x}, r)$  от его линейризации  $C_z^{lin}(\mathbf{x}, r)$  на

участке от точки  $r = r_{min}$  в окрестности ступицы до некоторой точки  $r = r_{max}$  в окрестности стенки обода

$$\min_{a, b} \int_{r_{min}}^{r_{max}} \left( C_z^{(l)}(\mathbf{x}, r) - C_z^{lin}(\mathbf{x}, r) \right)^2 dr. \quad (12)$$

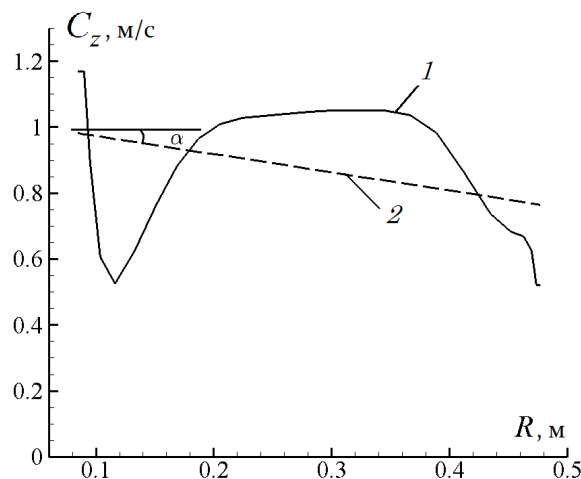


Рис. 5. Линеаризация профиля скорости:  
1 – исходный; 2 – линеаризованный.

Новая формулировка критерия косвенного уменьшения амплитуды пульсаций давления, вызванных прецессирующим вихревым жгутом, есть минимизация функционала

$$F_2^{(l)}(\mathbf{x}) = \arctan(b^{lin}). \quad (13)$$

Важным вопросом при построении линеаризованного профиля является выбор параметров  $r_{min}$  и  $r_{max}$  в (Формула 12), который проводился по следующей схеме. Из области линеаризации профиля исключается маленькая зона у стенки ступицы РК, в которой могут наблюдаться резкие выбросы скорости. Если положение ступицы соответствует значению  $r = 0.05$ , то принималось  $r_{min} = 0.1$ . Также исключается небольшая область вблизи обода для того, чтобы не занижать осевую скорость в этом месте, так как её возрастание в окрестности обода предотвращает отрыв потока в конусе ОТ. Если положению обода в рассматриваемом в расчетах сечении соответствует значение  $r = 0.5$ , то принималось  $r_{max} = 0.45$ .

### 3.5. Результаты оптимизационного проектирования

На рисунке Рис. 6 представлена проточная часть прототипа радиально-осевой гидротурбины, оптимизационное проектирование которой проведено с помощью



представленного в работе метода. Оптимизация проводилась при на трех режимах работы гидротурбины ( $L=3$ ):

$H = 115$  м,  $n = 125$  об/мин

1 – неполной загрузки,

$$N = 200 \text{ МВт}, a_0 = 276 \text{ мм}, Q = 200.19 \text{ м}^3/\text{с};$$

2 – большой неполной загрузки,

$$N = 275 \text{ МВт}, a_0 = 349 \text{ мм}, Q = 257.50 \text{ м}^3/\text{с};$$

3 – максимального КПД,

$$N = 350 \text{ МВт}, a_0 = 435 \text{ мм}, Q = 321.00 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Здесь указаны параметры работы натурной гидротурбины. Сами оптимизационные расчеты проводились в приведенных параметрах.

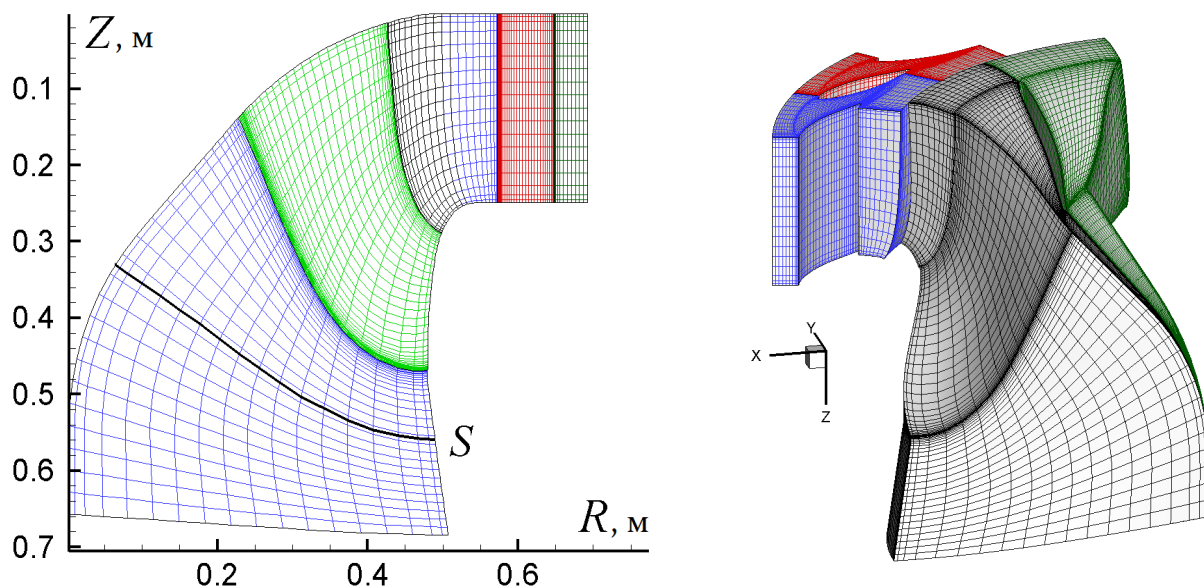


Рис. 6. Расчетная область НА и РК исходной геометрии: слева – меридиональное сечение,  $S$  – слой сетки, в котором строится функционал (Формула 13); справа – изометрия.

Структура критериев качества и ограничений проектируемой гидротурбины на указанных трех режимах её работы представлена в табл. В качестве первого целевого функционала на каждом режиме  $l$  задавался функционал (Формула 9).

$$F_1^{(l)}(\mathbf{x})$$

Функционалы определялись, как в (Формула 13), по линейризациям

$$F_2^{(l)}(\mathbf{x})$$

(Формула 11) профилей осевой скорости в сечении  $S$  (рис. Рис. 6).

$$C_z(\mathbf{x}, r)$$

Ограничения

$$\varDelta_1^{(l)}(\mathbf{x}) \leq Q^{(l)}(\mathbf{x}) - Q_{\Pi}^{(l)} \leq 0,$$

$$\varDelta_2^{(l)}(\mathbf{x}) \leq Q_{\Pi}^{(l)} - Q^{(l)}(\mathbf{x}) \leq 0$$

Таблица 1. Функционалы и ограничения на трех режимах оптимизационного проектирования

Режимы	Целевые функционалы	Ограничения
1	$F_1^{(1)}(\mathbf{x}), F_2^{(1)}(\mathbf{x})$	$\varDelta_1^{(1)}(\mathbf{x}) \leq 0, \varDelta_2^{(1)}(\mathbf{x}) \leq 0, \varDelta_3^{(1)}(\mathbf{x}) \leq 0$
2	$F_1^{(2)}(\mathbf{x}), F_2^{(2)}(\mathbf{x})$	$\varDelta_1^{(2)}(\mathbf{x}) \leq 0, \varDelta_2^{(2)}(\mathbf{x}) \leq 0, \varDelta_3^{(2)}(\mathbf{x}) \leq 0$
3	$F_1^{(3)}(\mathbf{x}), F_2^{(3)}(\mathbf{x})$	$\varDelta_1^{(3)}(\mathbf{x}) \leq 0, \varDelta_2^{(3)}(\mathbf{x}) \leq 0, \varDelta_3^{(3)}(\mathbf{x}) \leq 0$

сохраняли рассчитываемый расход  $Q^{(l)}(\mathbf{x})$  внутри допустимой окрестности

расхода  $Q^{(l)}$ , соответствующего режиму  $l$ . Значения  $Q_{л}^{(l)}$  и  $Q_{п}^{(l)}$  были соответственно на 5% меньше и на 5% больше заданного  $Q^{(l)}$  соответственно. Например, на режиме 3 – максимального КПД – приведенный расход  $Q^{(3)}(\mathbf{x})$  держался в отрезке

$$[Q_{л}^{(3)}, Q_{п}^{(3)}] = [0.726, 0.806]$$

Ограничения

$$\Delta_3^{(l)}(\mathbf{x}) = S_{\text{кав}} / S_{\text{тыльн}} - 0.15 \leq 0$$

не позволяли площади  $S_{\text{кав}}$  с давлением, меньшем давления насыщенного пара, превышать площадь тыльной стороны лопасти  $S_{\text{тыльн}}$  больше чем на 15%.

Пространство  $\mathbf{X}$  состояло из геометрий, полученных варьированием угловых координат срединной поверхности лопасти  $\Delta_1, \dots, \Delta_{16}$ . Причем варьировалась не сама угловая координата, а её отклонение от угловой координаты прототипа. В этом случае прототип всегда содержится в множестве допустимых форм  $\mathbf{X}$ :  $\Delta_1 = 0, \dots, \Delta_{16} = 0$ . Форма

$RZ$ -проекции РК и распределения толщин его лопасти сохранялись такими же как у прототипа. Для визуализации найденного решения оптимизационной задачи с его шестимерного фронта Парето были взяты геометрии  $\mathbf{x}$  и на них вычислены выражения

$$\begin{aligned} F_{\text{эффек}}(\mathbf{x}) &= F_1^{(1)}(\mathbf{x}) + F_1^{(2)}(\mathbf{x}) + F_1^{(3)}(\mathbf{x}), \\ F_{\text{нагруз}}(\mathbf{x}) &= F_2^{(1)}(\mathbf{x}) + F_2^{(2)}(\mathbf{x}) + F_2^{(3)}(\mathbf{x}). \end{aligned} \quad (14)$$

По функциям (Формула 14) построен обобщенный фронт Парето, представленный на рис. Рис. 7. Точка, соответствующая прототипу, оказалась за пределами выделенного на рисунке для фронта Парето поля, переместившись правее и выше от него.

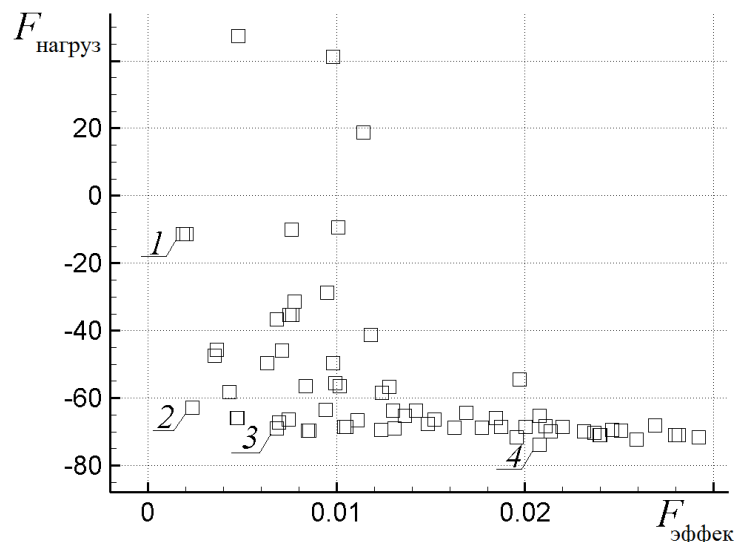


Рис. 7. Фронт Парето с выбранными на нем точками (1–4) для анализа.

### Эффективность спроектированных геометрий

На рис. Рис. 8 представлены зависимости КПД  $\eta$  от приведенного расхода для прототипа, геометрий с фронта Парето и требуемая на интервале их изменения, соответствующего интервалу мощности от 200 до 350 МВт. Видно, что взаимное

расположение на рисунке символов отвечает иерархии выбранных с фронта Парето геометрий относительно шкалы для  $F_{\text{эффект}}$ .

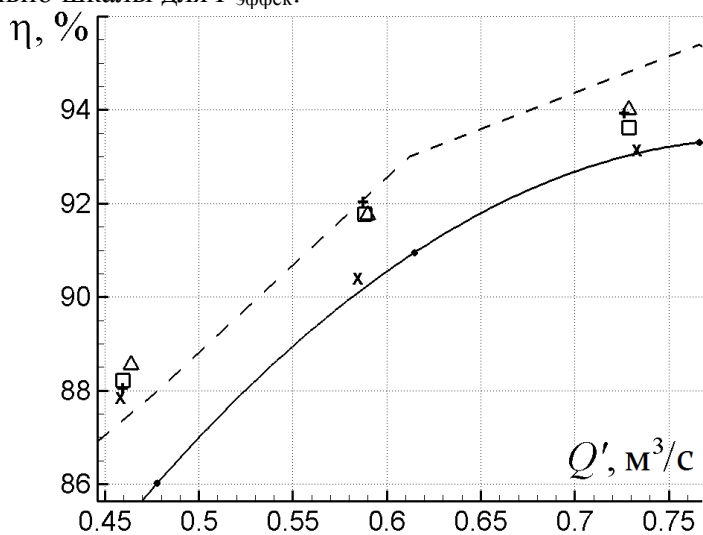


Рис. 8. Зависимости КПД  $\eta(Q')$ : — — прототипа; --- — предьявляемая  $\eta^*(Q')$ ; геометрий с фронта Парето:  $\Delta$  — 1; + — 2;  $\square$  — 3; x — 4.

### Анализ спроектированной геометрии на интенсивность вихревого жгута

Далее проводится сравнительный анализ прототипа и одной из геометрий с фронта Парето, имеющей минимальное значение  $F_{\text{нагруз}}$ . Эта геометрия обозначена на фронте (см. рис. Рис. 7) цифрой 4 и будет далее называться «оптимальной».

На рис. Рис. 9 приведены профили осевой составляющей скорости за лопастями РК у прототипа и оптимальной геометрии (сплошные кривые) и их линейризации (пунктир). В таблице представлены значения функционала  $F_2$  для прототипа и оптимальной геометрии для каждого режима. Видно, что в оптимальной геометрии поток за лопастями РК обладает более правильной структурой с точки зрения минимизации интенсивности прецессии вихря, чем у прототипа.

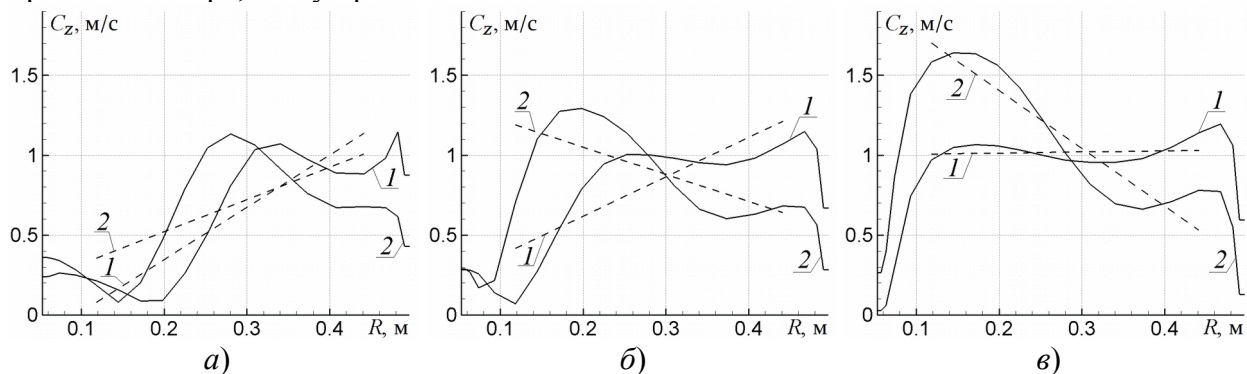


Рис. 9. Профили осевой составляющей скорости (сплошные линии — до линейризации; пунктир — линейризованные) у прототипа (1) и оптимальной геометрии (2) в сечении S (см. рис. Рис. 6) на режимах 1 (а), 2 (б) и 3 (в).

Таблица 9. Углы в градусах линейризации профилей осевой скорости (функционал  $F_2$ ) у прототипа и оптимальной геометрий

Режимы	1	2	3
Прототип	76.5	71.1	4.3
Оптимальная геометрия	66.6	-62.3	-78.1

В НА, РК и ОТ прототипа и оптимальной геометрии проведены расчеты нестационарных турбулентных течений на трех режимах оптимизации геометрии, а также на двух дополнительных режимах — 240 МВт и 310 МВт. Анализировались пульсации давления в точке  $D_1$  на поверхности конуса ОТ (рис.Рис. 10).

Результаты анализа пульсаций давления приведены на рис.Рис. 11, из которого видно, что оптимальная геометрия имеет пониженную интенсивность прецессии вихревого жгута. Только на режиме  $N = 310$  МВт, на котором не производилась оптимизация, амплитуда пульсаций у оптимальной геометрии незначительно меньше, чем у прототипа.

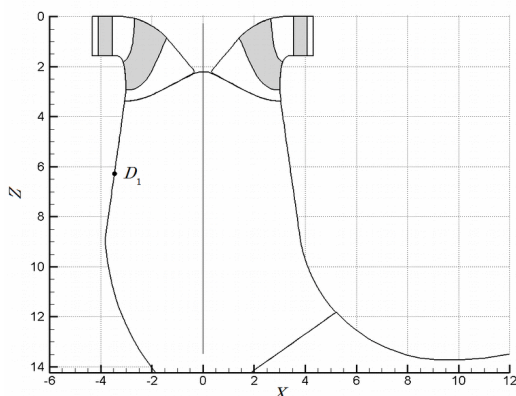


Рис. 10. Расположение точки  $D_1$ , выбранной для анализа пульсаций давления.

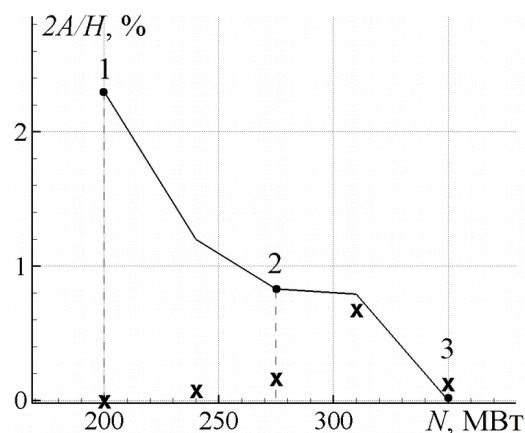


Рис. 11. Амплитуды пульсаций давления в точке  $D_1$  конуса ОТ в прототипе (сплошная кривая) и в оптимальной геометрии (x).

### 3.6. Заключение

Представлена методика оптимизационного проектирования проточного тракта гидротурбины, основанная на минимизации потерь энергии и амплитуды пульсаций давления в ОТ одновременно на нескольких режимах её работы.

Критерий эффективности заключается в непосредственном вычислении КПД в широком диапазоне режимов на основе экономичной комбинированной методики.

Критерий уменьшения амплитуды пульсаций давления состоит в формировании осевой составляющей скорости на входе в ОТ с монотонным ростом её профиля к оси РК.

В результате решения оптимизационной задачи спроектирована геометрия лопасти РК с улучшенными энергетическими и пульсационными характеристиками в широком диапазоне режимов работы ГТ.

### Литература

1. Marjavaara D. et.al. Hydraulic Turbine Diffuser Shape Optimization by Multiple Surrogate Model Approximations of Pareto Fronts // J. of Fluids Eng. 2007.
2. Marjavaara D. Redesign of a sharp heel draft tube by a validated CFD-optimization // Int. J. Num. Meth. in Fluids.
3. Zhu G.J., Guo P.C., Luo X.Q. and Feng J.J. The multi-objective optimization of the horizontal-axis marine current turbine based on NSGA-II algorithm / Proceedings of 26th IAHR.
4. Georgopoulou H.A., Kyriacou S.A. et.al. Constrained Multi-Objective Design Optimi-zation of Hydraulic Components Using a Hierarchical Metamodel
5. Derakhshan Sh., et.al. Optimization of GAMM Francis Turbine Runner // World Academy of Science, Engineering and Technology. 2011.
6. Derakhshan S. and Kasaeian N. Optimal design of axial hydro turbine for micro hydropower plants / Proceedings of 26th IAHR.
7. Pilev, I. M. Multiobjective optimal design of runner blade using efficiency and draft tube pulsation criteria / I.M. Pilev, A.A. Sotnikov, V.E. Rigin, A. V. Semenova, S.G. Cherny at al. // 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems: proceedings of symp. (Beijing, China, 19-23 August 2012). – Beijing. – 2012. – P. 1-8.

8. Банников, Д.В. Оптимизационное проектирование формы проточной части гидротурбины и анализ течения в ней / Д.В. Банников, С.Г. Черный, Д.В. Чирков, В.А. Скороспелов, П.А. Турук // Вычислительные технологии. – 2010. – Т.15, № 5. – С. 73-94.
9. Пылев, И.М. Оптимизационное проектирование проточных частей гидротурбин / И.М. Пылев, А.К. Малышев, С.Г. Черный, В.А. Скороспелов // Тяжелое машиностроение. – 2007. – №4. – С. 10-13.
10. Банников, Д.В. Оптимизационное проектирование ротора гидротурбины по критериям эффективность-прочность / Д.В. Банников, Д.В. Есипов, С.Г. Черный, Д.В. Чирков // Теплофизика и аэромеханика. – 2010. – Т. 17, № 4. – С. 651-658.
11. Дрейпер, Н. Прикладной регрессионный анализ / Н. Дрейпер, Г. Смит. – Издательский дом “Вильямс”, 2007. – 912 с.

### **Список публикаций**

1. Астракова А.С., Банников Д.В., Черный С.Г., Чирков Д.В. Численные методы оптимизационного проектирования проточных частей гидротурбин // Вычислительные технологии. – 2014. – Т. 19, № 1. – С. 20-39. ISSN 1560-7534.
2. Pylev I., Rigin V., Sonin V., Semenova A., Skorospelov V., Chirkov D., Astrakova A. Experience in optimization design of turbine water passages shapes // Proceedings of Hydro-2014 (Cernobbio, Italy, October 13-15). – 2014. – 8 p.
3. Astrakova A., Cherny S. Solving some inverse problems by means of genetic algorithm // Abstracts of the International Congress of Mathematics (Seoul, Korea), 2014. – P. 216-217.