

ОПТИМИЗАЦИОННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАСТИ ГИДРОТУРБИНЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ МИНИМАЛЬНЫЕ ДИНАМИЧЕСКЕ НАГРУЗКИ НА КОНСТРУКЦИЮ

Д.В. БАННИКОВ, С.Г. ЧЕРНЫЙ, Д.В. ЧИРКОВ

Институт вычислительных технологий СО РАН, Новосибирск

630090, Новосибирск, пр. Ак. Лаврентьева, 6

e-mail: cher@ict.nsc.ru

В.А. СКОРОСПЕЛОВ, П.А. ТУРУК

Институт математики СО РАН, Новосибирск

630090, Новосибирск, пр. Ак. Коптюга, 4

Система оптимизационного проектирования рабочего колеса гидротурбины [1] расширяется включением критерия минимизации динамических нагрузок на конструкцию. Для этого на основе многочисленных расчетов выбраны профили скорости за рабочим колесом, дающие минимальные пульсации давления от прецессирующего вихревого жгута. Характер поведения этих профилей взят за требуемый при оптимизационном проектировании. С помощью предложенной системы решается задача проектирования рабочего колеса турбины мощностью 640 МВт, обеспечивающего высокие энергетические характеристики на режиме максимального КПД и уменьшенные пульсации давления на режиме максимальной мощности.

Введение

Предложенный ранее авторами метод автоматического проектирования оптимальной формы проточной части гидротурбин [1] дополняется критерием минимизации динамических нагрузок на конструкцию. Динамические нагрузки обусловлены пульсациями давления, вызванными прецессирующим кавитационным вихрем в отсасывающей трубе и возможными резонансными явлениями в напорном трубопроводе и в отсасывающей трубе [2]. Наиболее полными моделями, описывающими прецессию кавитационного вихревого жгута, являются нестационарные трехмерные уравнения движения сжимаемой жидкости, дополненные кавитационными моделями. Недостатком использования таких моделей в оптимизационном проектировании являются значительные затраты вычислительных ресурсов на их решение. С другой стороны существуют аналитические модели закрученного течения, которые позволяют оперативно определять зависимости пульсаций [3]. Однако они требуют ручной корректировки эмпирических параметров, что затрудняет формализацию данных моделей в автоматизированной системе. В работе [4] предпринята попытка построить зависимость пульсаций давления в отсасывающей трубе от характера поведения профиля скорости во входном сечении. Проведены нестационарные расчеты несжимаемой жидкости в изолированной отсасывающей трубе для трёх различных профилей скорости во входном сечении. Увеличение закрутки потока за рабочим колесом приводит к возрастанию амплитуды пульсаций, а

равномерный поток дает малые динамические нагрузки. Эта же идея положена в основу предлагаемого критерия обеспечения на входе в отсасывающую трубу профиля скорости специального вида. Проведены расчеты динамических нагрузок с использованием модели несжимаемой жидкости для различных профилей скорости на входе в отсасывающую трубу и определен характерный профиль, обеспечивающий наименьшую амплитуду пульсаций давления.

С использованием предложенного критерия решена задача оптимизационного проектирования геометрии рабочего колеса гидротурбины, обеспечивающего увеличенное значение КПД и уменьшенные динамические нагрузки на заданных режимах.

1. Постановка задачи оптимизационного проектирования с учетом динамического воздействия и улучшенных энергетических характеристик

Пусть форма рабочего колеса гидротурбины параметризована набором геометрических параметров составляющих вектор $\mathbf{x}=(x_1, \dots, x_N)$. Задан режим работы гидротурбины, определяемый напором H , частотой вращения рабочего колеса n'_1 и расходом Q'_1 . Необходимо найти форму рабочего колеса гидротурбины, обеспечивающую на заданном режиме наименьшие пульсации давления в конусе отсасывающей трубы, а также высокие значения коэффициента полезного действия (КПД).

Рассмотрим две принципиальные схемы решения поставленной задачи и сформулируем целевые функционалы.

1.1. Уменьшение амплитуды пульсаций путем непосредственного их расчета по одной из моделей

В процессе автоматического проектирования геометрии рабочего колеса для каждой его вариации оцениваются пульсации давления в проточной части, с помощью подходящих полных или упрощенных моделей (см. напр. [1, 3, 5]), и отыскивается геометрия, обеспечивающая минимум динамического воздействия. Функционал, характеризующий амплитуду пульсаций A , имеет вид

$$F(\mathbf{x}) = A(\mathbf{x}). \quad (1)$$

Во введении отмечены трудности применения данного подхода, поэтому в настоящей работе развивается следующий подход.

1.2. Косвенное уменьшение амплитуды пульсаций путем подгонки профилей скорости на выходе в отсасывающую трубу к заданным

Решается задача оптимизационного проектирования геометрии лопасти рабочего колеса, обеспечивающей требуемый характер поведения профилей скорости. Необходимый характер поведения профиля получен обобщением экспериментальных данных с рабочих колес, обладающих хорошими и плохими пульсационными характеристиками, а также на основе сравнения пульсаций давления, полученных с помощью моделирования нестационарного несжимаемого течения для большого количества профилей, имеющих различный характер, и учетом результатов работы [4].

1.3. Максимизация КПД

Повышение КПД гидротурбины η выполняется при помощи минимизации функционала

$$F_1(\mathbf{x}) = 1 - \eta(\mathbf{x}). \quad (2)$$

Для расчета КПД используется экономичная комбинированная методика определения гидродинамических потерь энергии в гидротурбине [5], которая заключается в следующем. В основных элементах турбины – направляющем аппарате и рабочем колесе – потери энергии находятся на основе расчёта пространственного течения в рамках турбулентных моделей. В оставшихся элементах – подводе и отсасывающей трубе – они оцениваются по эмпирическим зависимостям, полученным обобщением экспериментальных данных. Такой подход позволяет за короткое время определять КПД всей гидротурбины.

1.4. Математическая постановка задачи

Решение задачи оптимизационного проектирования состоит в нахождении вектора \mathbf{x} , обеспечивающего минимальные значения двух функционалов

$$\min F_1(\mathbf{x}), \min F_2(\mathbf{x}) \quad (3)$$

при фазовых

$$x_{L,i} \leq x_i \leq x_{R,i}, \quad i = 1, \dots, N, \quad (4)$$

геометрических и гидродинамических

$$\psi_i(\mathbf{x}) \leq 0, \quad i = 1, \dots, I, \quad (5)$$

ограничениях.

Решением задачи (3) – (5) является семейство точек (геометрий) \mathbf{x} , называемое оптимальным фронтом Парето. Выбор из множества оптимальных решений принимается человеком на основе предпочтений отдаваемых одному из целевых функционалов.

2. Анализ пульсаций давления в отсасывающей трубе для различных профилей скорости за рабочим колесом

Одна из корреляций “профиль скорости на входе в отсасывающую трубу – амплитуда пульсаций” получена при анализе экспериментальных данных для серии рабочих колес известной турбины мощностью 640 МВт. Согласно им наименьшие пульсации на режиме максимальной мощности дает колесо, у которого профиль меридиональной составляющей скорости монотонно повышается от обода к ступице. Остальные рабочие колеса не обладают таким свойством. При этом профиль закрутки C_u у всех колес примерно одинаков. Таким образом, в качестве простого критерия уменьшения пульсаций можно взять монотонное повышение C_t от обода к ступице.

За основу критерия уменьшения амплитуды пульсаций давления в отсасывающей трубе взята гипотеза: *монотонный рост меридиональная составляющей скорости к тулке рабочего колеса в сечении за его лопастями обеспечивает менее интенсивный*

вихревой эжгут за рабочим колесом и, как следствие, уменьшает амплитуды пульсаций давления в конусе отсасывающей трубы.

Для обоснования этой гипотезы был взят профиль скорости C_t , соответствующий рабочему колесу с повышенным уровнем пульсаций, и модифицирован шестью способами, показанными на рис. 1. Обязательным условием для модифицированного профиля C_t было сохранение заданного расхода. Профиль окружной составляющей скорости C_u оставлялся без изменения.

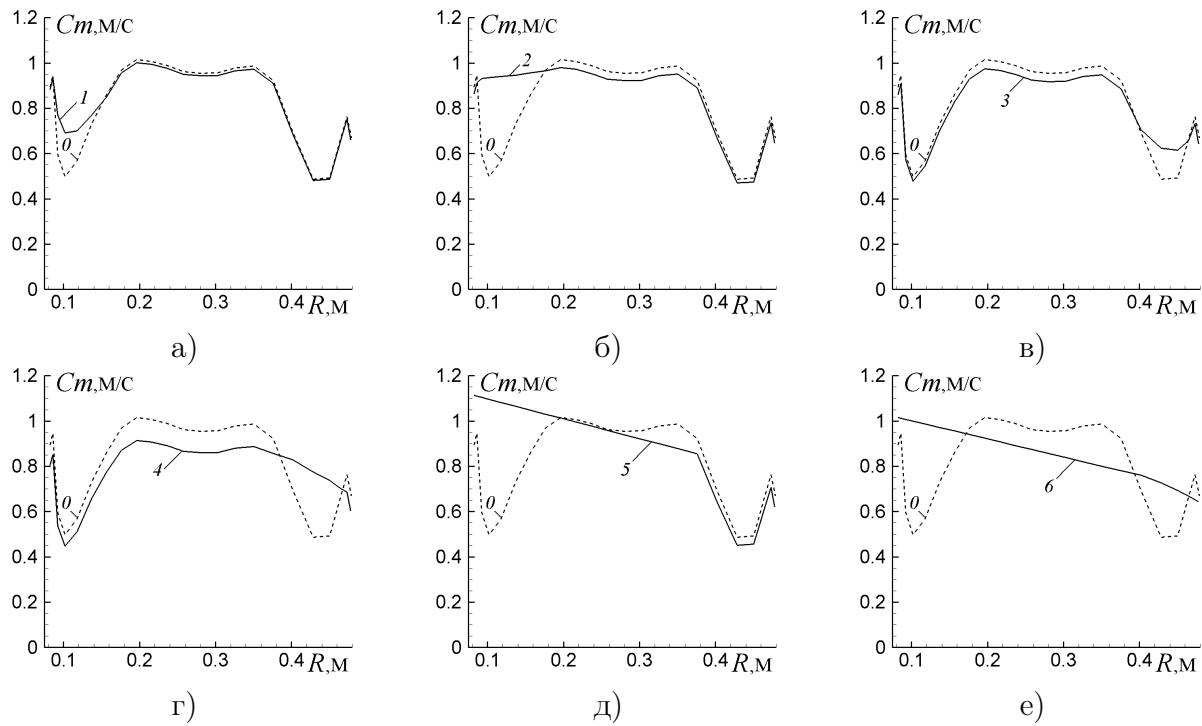


Рис. 1. Модификации профиля C_t (0 – исходный профиль, 1, 2, 3, 4, 5, 6 – модификации) для проверки гипотезы “монотонный рост C_t к оси – уменьшение амплитуды пульсаций”.

На рис. 2 приведены спектры пульсаций давления, взятые из расчетов нестационарных несжимаемых течений в изолированной отсасывающей трубе с заданными на входе в нее модификациями профиля C_t . В таблице представлены данные об амплитуде пульсаций и частоте вращения вихря. Видно, что наименьшие пульсации получены для профилей “5” и “6”, у которых меридиональная скорость наиболее сильно возрастает к втулке рабочего колеса. Также все модифицированные профили имеют уменьшенные пульсации в отсасывающей трубе, по сравнению с исходным профилем.

3. Результаты решения задачи оптимизационного проектирования

3.1. Двухцелевая двухрежимная оптимизация

Проводится оптимизационное проектирование лопасти рабочего колеса, прототипом которой является рабочее колесо турбины мощностью 640 МВт, обладающее повышенными пульсациями на режиме максимальной мощности при следующих условиях.

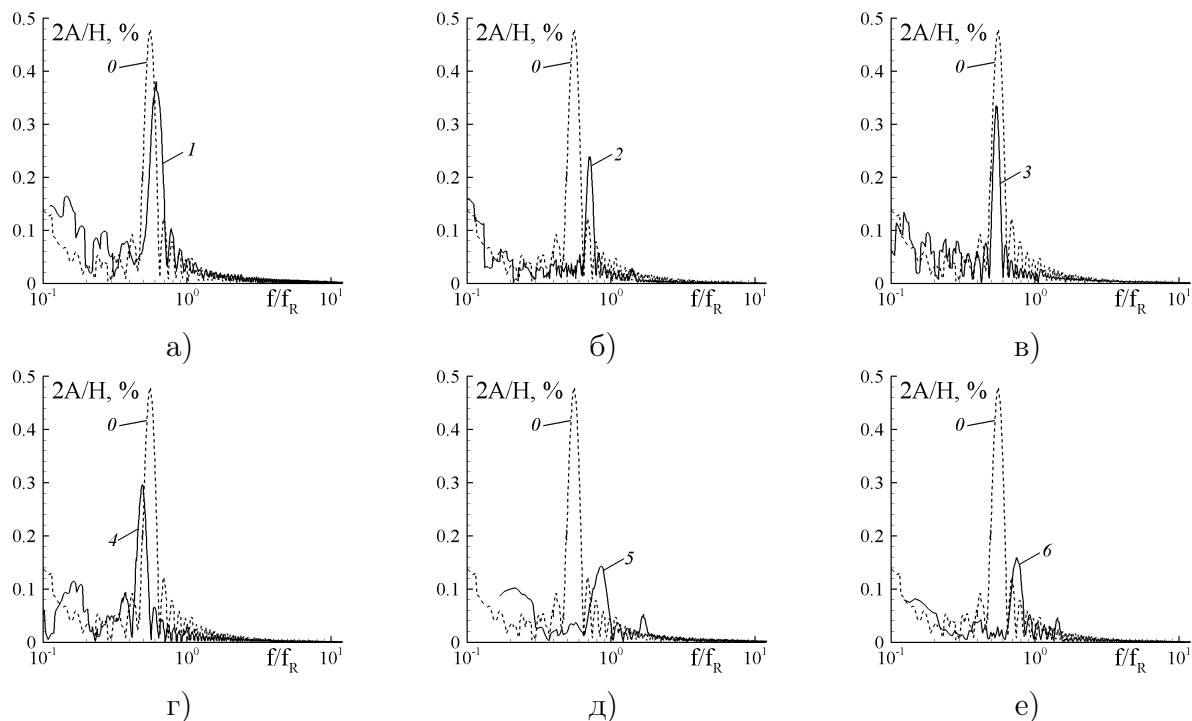


Рис. 2. Пульсации давления и их спектры для исходного и модифицированных профилей.

Т а б л и ц а 1. Амплитуды пульсаций давления и отношения рассчитанных частот прецессии вихря к частоте вращения колеса f_R

профили скорости	$2A/H, \%$	f/f_R
исходный	0.48	0.56
модификация 1	0.38	0.61
модификация 2	0.24	0.71
модификация 3	0.33	0.54
модификация 4	0.30	0.49
модификация 5	0.14	0.85
модификация 6	0.16	0.75

Варьируются угловые координаты срединной поверхности лопасти [1], определяющие положение выходной кромки лопасти. Остальные параметры зафиксированы как у исходного прототипа и не варьируются. Поверхности проточного тракта гидротурбины восстанавливаются по заданным значениям вектора геометрических параметров $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_8)$.

Для каждой вариации формы исходного прототипа проводится расчет вязкого турбулентного течения в одном межлопаточном канале направляющего аппарата и одном межлопаточном канале рабочего колеса на двух режимах работы турбины.

Режим максимального КПД турбины задаётся напором $H = 1\text{ м}$, частотой вращения рабочего колеса $n'_{1,opt}$ и расходом $Q'_{1,opt}$. Первой целью оптимизационного проектирования является нахождение геометрии, обеспечивающей максимальное значение КПД на этом режиме, что достигается за счет минимизации функционала F_1 (2).

Вторая цель состоит в обеспечении на режиме максимальной мощности турбины, задаваемого параметрами $H = 1\text{ м}$, $n'_1 = n'_{1,opt}$ и расходом $Q'_1 = 1.18Q'_{1,opt}$, уменьшен-

ной амплитуды пульсации давления по сравнению с исходным прототипом. Для этого отыскивается геометрия, обеспечивающая зависимость меридиональной скорости Cm за рабочим колесом максимально приближенную к профилю модификации №5 (см. рис.1, д) с помощью минимизации функционала

$$F_2(\mathbf{x}) = \int_0^{D_1/2} |Cm^*(R) - Cm(R)| dR, \quad (6)$$

где интегрирование ведется от оси вращения рабочего колеса $R = 0$ до стенки диффузора $R = D_1/2$.

Дополнительно на режиме 2 установлены ограничение (5) на размер площади S_{cav} на тыльной стороне лопасти, где давление p ниже давления насыщенного пара p_{cav} , которая не должна превосходить 15% от всей площади тыльной стороны лопасти S_{suc}

$$S_{cav}/S_{suc} - 0.15 \leq 0. \quad (7)$$

3.2. Результаты решения задачи оптимизационного проектирования

В процессе оптимизации было выполнено 640 расчетов пространственного потока в различных модификациях исходной геометрии. На рис. 3 представлен фронт Парето, найденный оптимизационным алгоритмом, который состоит из 29 точек. Каждая точка соответствует своему вектору \mathbf{x} и задает конкретную геометрию рабочего колеса. На рис. 4 представлены значения Cm для геометрии с фронта Парето, профиля прототипа и заданный профиль Cm^* . В качестве оптимизированной была выбрана геометрия Opt , которая обладает профилем скорости, наиболее приближенным к требуемому из всех рассмотренных геометрий. Также у неё наблюдается уменьшение КПД на 0.2% по сравнению с исходным прототипом, обусловленное увеличением закрутки за рабочим колесом в оптимальном режиме. На рис. 5 представлено сравнение срединных поверхностей оптимизированной и исходной поверхности лопастей.

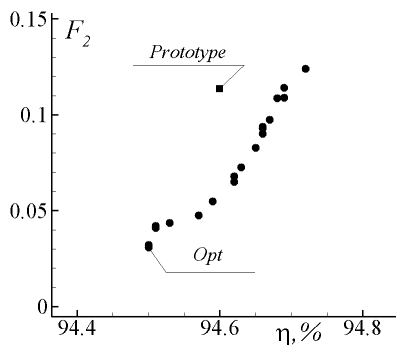


Рис. 3. Фронт Парето, полученный в результате решения оптимизационной задачи.

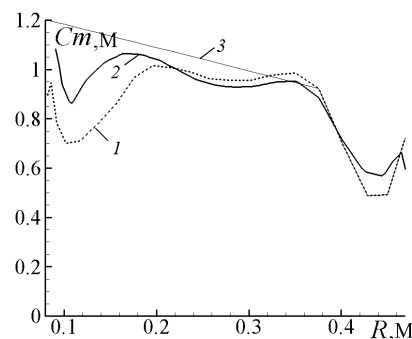


Рис. 4. Сравнение профилей Cm для различных геометрий с фронта Парето: 1 – прототип; 2 – Opt ; 3 – требуемый профиль Cm^* .

3.3. Анализ пульсаций давления в отсасывающей трубе в спроектированной геометрии рабочего колеса

Для профиля скорости, формируемого на входе в отсасывающую трубу лопастью *Opt*, проведен расчет пульсаций давления в отсасывающей трубе, спектр которых приведен на рис. 6. Из него видно, что профиль лопасти *Opt* обеспечивает уменьшенную на 40% амплитуду пульсаций давления в конусе отсасывающей трубы на заданном режиме.

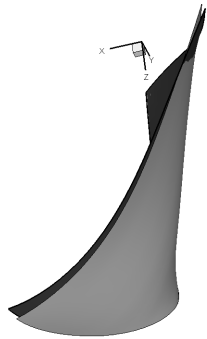


Рис. 5. Отклонения срединной поверхности оптимизированной геометрии (темная) от исходной (светлая).

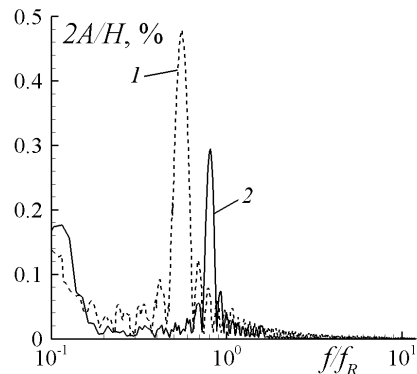


Рис. 6. Спектр пульсаций давления из нестационарного расчета в отсасывающей трубе: 1 – прототип; 2 – *Opt*.

Заключение.

В работе представлен подход к проектированию геометрии лопасти рабочего колеса, основанный на постановке и решении задачи минимизации значений целевых функционалов. Предложенный в работе целевой функционал позволяет автоматически выбирать геометрию рабочего колеса, обеспечивающую профиль скорости за рабочим колесом близкий к требуемому. Сформулирован критерий уменьшения амплитуды пульсаций давления в отсасывающей трубе в виде требований к характеру меридиональной скорости. В результате решения оптимизационной задачи удалось получить геометрию лопасти рабочего колеса, с улучшенными энергетическими и динамическими характеристиками на двух режимах работы турбины.

Список литературы

- [1] ЧЕРНЫЙ С.Г., ЧИРКОВ Д.В., ЛАПИН В.Н. и др. Численное моделирование течений в турбомашине. Новосибирск: Наука. 2006. 202 с.
- [2] АНДРЕЕВ В.Б., БРОНОВСКИЙ Г.А., ВЕРЕМЕЕНКО И.С. и др. Справочник по гидротурбинам. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. 496 с.
- [3] АЛЕКСЕЕНКО С.В., КУЙБИН П.А., ОКУЛОВ В.Л. Введение в теорию концентрированных вихрей. – Новосибирск: Институт теплофизики СО РАН, 2003. – 504 с.
- [4] SKOTAK A., MIKULAŠEK J., LHOTAKOVA L. Effect of the inflow conditions on the unsteady draft tube elbow // 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Lausanne, Switzerland, 9-12 September, 2002. P.1-8.
- [5] CHERNY S., CIRKOV D., BANNIKOV D. ET AL. 3D numerical simulation of transient processes in hydraulic turbines // 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, 20-24 September, 2010. P.1-8.