СОПОСТАВИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ДВИЖИТЕЛЬ СУДНА

А.Л. Сухоруков, И.А. Чернышев
АО ЦКБ МТ «Рубин», Санкт-Петербург,
su_andr@yahoo.com, kirpichok@ya.ru

В докладе рассматриваются преимущества и недостатки расчетных и экспериментальных (натурных) методов определения нестационарных гидродинамических воздействий на движитель судна. Знание этих воздействий важно, в том числе, для определения виброакустических характеристик движителя.

Расчетный метод определения нестационарных гидродинамических воздействий базируется на численном решении уравнений Навье-Стокса осредненных по Рейнольдсу. Преимущества данного подхода заключаются в полном учете геометрии обводов судна и движителя (с возможностью быстрой корректировки), отсутствии масштабного эффекта и искажений потока от средств инструментальных измерений, эффективной визуализации результатов. Недостатки связаны с необходимостью предварительной верификации расчетных моделей на основе экспериментальных данных.

Для примера в настоящей работе на основе методов вычислительной гидродинамики проведена оценка характеристик водометного движителя, параметры которого взяты из открытых зарубежных источников. Движитель состоит из рабочего колеса с пятью лопастями и направляющего аппарата с семнадцатью лопастями в направляющей насадке (см. рис. 1). Большое количество лопастей направляющего аппарата позволяет сформировать более однородный поток, натекающий на рабочее колесо, а малое количество лопастей рабочего колеса и их ширина обеспечивают меньшую удельную гидродинамическую нагрузку на отдельную лопасть.

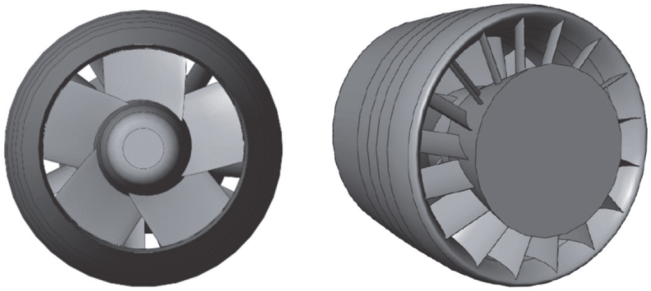

Рис. 1. Геометрия водометного движителя: слева – вид с кормы на рабочее колесо; справа – вид с носа на направляющий аппарат

В ходе выполнения расчетов водометного движителя совместно с корпусом определялись поля скоростей и давлений потока в районе элементов движителя. Как показали результаты расчета при взаимодействии системы «направляющий аппарат – рабочее колесо» возникают нестационарные гидродинамические силы на лопастях рабочего колеса из-за периодического пересечения ими следов лопастей направляющего аппарата, связанные как с потенциальным, так и вязким взаимодействием. На лопасти рабочего колеса за один оборот возникают основные пульсации гидродинамических сил, соответствующие числу лопастей направляющего аппарата. Кроме того, за счет сворачивания подпорных вихрей в вихревые жгуты и локального отрыва пограничного слоя, на лопастях возникают неравномерности потока по высоте проточной части водометного движителя.

На рис. 2 показано, что после прохождения через направляющий аппарат поток имеет периодическую структуру, связанную с возникновением вихревых следов за его лопастями, а также гидродинамическими возмущениями, распространяющимися вверх по потоку от лопастей рабочего колеса. Это неоднородное поле скоростей взаимодействует с вращающимися лопастями рабочего колеса и является источником нестационарных гидродинамических сил.

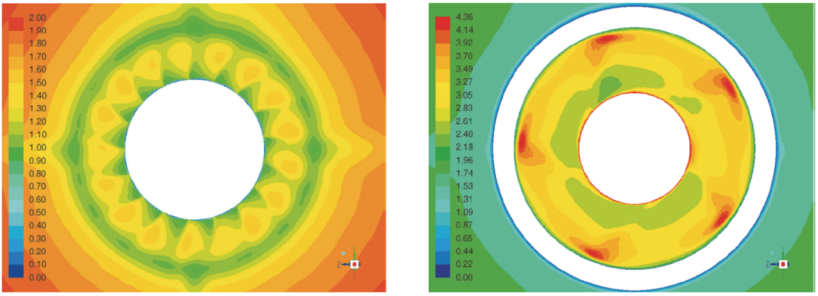

Рис. 2. Поле абсолютной скорости потока: слева – перед входом в направляющий аппарат; справа – за рабочим колесом

Отметим, что разработанная методика позволяет вычислять гидродинамические воздействия на элементы водометного движителя при различных режимах работы рабочего колеса. Кроме того, возможно моделирование сложных нестационарных режимов движения, проведение которых в процессе натурных испытаний сопряжено со значительными техническими трудностями.

Экспериментальный (натурный) метод определения нестационарных гидродинамических воздействий на движитель базируется на тензометрировании валопровода судна. На основе данных тензометрирования определяются спектральные плотности нестационарной составляющей продольной силы и крутильного момента в районе расположения тензометрического оборудования. Затем, рассматривая валопровод и движитель как связанную динамическую систему, строят передаточные функции амплитуд динамических усилий в районе движителя от амплитуд динамических усилий в районе расположения тензометрического оборудования. На основе известных соотношений, связывающих спектральные плотности входного и выходного процессов, определяются спектральные плотности нестационарных составляющих продольных динамических усилий и крутильных моментов в районе движителя. Затем, выполняя обратное преобразование, определяются непосредственно нестационарные составляющие усилий, действующие на движитель судна. Преимущества данного подхода заключаются в непосредственном замере динамических усилий на судне, отработанной методологии проведения натурных измерений, наглядности получаемых результатов. Недостатки связаны с высокой стоимостью проведения натурных испытаний и

соответствующего тензометрического оборудования, разработкой специализированного программного обеспечения для обработки данных, необходимостью фильтрации регистрируемых параметров, а также с необходимостью построения передаточных функций динамической системы «валопровод – движитель». Отметим, что для учета относительно высокочастотных составляющих динамических усилий при построении передаточных функций необходимо рассматривать распространение волн продольных и крутильных деформаций по длине валопровода.

Таким образом, расчетные методы определения нестационарных гидродинамических воздействий целесообразно применять на ранних стадиях проектирования, а также для оценки и контроля результатов натурных измерений. Представленные подходы позволяют повысить эффективность проектно-конструкторских работ за счет комплексного многопараметрического анализа влияния нестационарных гидродинамических воздействий на виброакустические характеристики движителя.

Литература

1. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. – М.: Машиностроение, 1975.
2. Сухоруков А.Л., Чернышев И.А. Определение характеристик водометного движителя и параметров гидродинамического следа за подводным объектом на основе методов вычислительной гидродинамики. – Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2020. Т. 13, № 1. С. 56 – 72.
3. Куликов С.В., Храмкин М.Ф. Водометные движители. – Л.: Судостроение, 1980.
4. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. – СПб.: Наука, 2007.
5. Халявкин А.А., Комаров М.П., Мамонтов В.А., Саламех А.Х. Экспериментальная установка для исследования поперечных и продольных колебаний валопроводов судов. – Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2012. №2, С. 41–44.

6. Троицкий А.В., Чернышев А.А., Бухарина Г.И. Крутильные колебания в судовых валопроводах энергетических установок с упругими нелинейными элементами. – Труды Крыловского государственного научного центра. 2019. №1, С. 183–188.
7. Бабанин Н.В., Мелконян А.Л., Николаев Д.А. Расчет вибрации соосного валопровода с учетом вращения гребных винтов. – Труды Крыловского государственного научного центра. 2022. №1, С. 72–79.