

АКУСТИЧЕСКАЯ ЭКОЛОГИЯ. ШУМЫ И ВИБРАЦИИ

УДК 534.6.08, 534.13

ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОАКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ ГРЕБНОГО ВИНТА

© 2024 г. А. В. Стуленков^{а,*}, В. В. Артельный^а, П. И. Коротин^а, А. С. Суворов^а,
И. Е. Горбунцов^б, М. С. Норкин^а, С. Г. Зайцева^а

^аФедеральный исследовательский центр Институт прикладной физики Российской академии наук,
ул. Ульянова 46, Нижний Новгород, 603950 Россия

^бАО «СПМБМ "МАЛАХИТ", ул. Фрунзе 18, Санкт-Петербург, 196135 Россия

*e-mail: stulenkov@ipfran.ru

Поступила в редакцию 16.08.2023 г.

После доработки 05.07.2024 г.

Принята к публикации 05.09.2024 г.

Представлено исследование акустического поля винта, особенностью которого является учет влияния его упругих резонансов. В основе исследований лежит расчетно-экспериментальный подход, базирующийся на совместном использовании численного и экспериментального физического моделирования. В работе продемонстрировано, что методы физического и численного моделирования, являющиеся составными частями подхода, обеспечивают высокую точность определения резонансных частот в воздухе и в воде. С использованием разработанного подхода обоснована важность учета упругих резонансов гребного винта при проектировании объектов морской техники. На примере двух моделей винта, изготовленных из разных материалов, экспериментально продемонстрировано влияние добротности на уровни и вид спектра излучения.

Ключевые слова: гребной винт, акустическое проектирование, масштабное моделирование, упругие резонансы

DOI: 10.31857/S0320791924050097, EDN: XBGOSJ

ВВЕДЕНИЕ

Исследование подводного шума, создаваемого объектами морской техники, является актуальной задачей. Высокий уровень шума является признаком неисправности или критического износа узлов судна и существенно ухудшает экологическую обстановку в районах интенсивного судоходства.

Основным источником подводного шума судна при движении на высоких скоростях является гребной винт. Изначально проблема снижения шумоизлучения гребного винта была связана с эффектом кавитации [1]. Решения задачи увеличения критической скорости кавитационного режима добиваются равномерным распределением упора по лопасти и переходом на винты с пониженной частотой вращения. Вторым этапом снижения шумности движителей можно назвать борьбу с автоколебаниями лопастей, вызванными синхронизмом частот их упругих колебаний с частотой срыва крупных вихрей. Данную проблему, получившую название “пение винта”, решают заострением

задней кромки лопастей. Дальнейшее ограничение акустического качества гребных винтов связано с лопастными гармониками, возникающими в результате взаимодействия винта с неоднородным по углу набегающим потоком [2]. В известной мере переход на саблевидную форму лопастей, правильный выбор количества лопастей и обводов кормовой оконечности снимает проблемы взаимодействия винта с неоднородным набегающим потоком, снижая уровни дискретных составляющих на лопастных частотах. Всегда присутствует во внешнем акустическом поле и компонента, связанная с переизлучением корпуса судна. В данной работе она затрагиваться не будет, хотя, вследствие резонансов корпуса или гребного вала, переизлучение может даже превышать уровень шума первичного источника за счет добротности резонансов корпусных конструкций или понижения типа мультипольности источника системы винт-корпус.

Таким образом, основной вклад в излучение винта [2, 3], у которого указанные выше проблемы

исключены, связан с кромочным шумом — излучением, вызванным взаимодействием турбулентного потока с лопастями. Кромочный шум возбуждается турбулентным пограничным слоем и срывом вихрей с выходящей и торцевой кромок лопасти и имеет широкополосный спектр с выраженными резонансными максимумами. Излучение, имея дипольный характер, по сути, определяется эквивалентной переменной дипольной силой, которая действует на лопасть и составляет определенный процент от силы упора винта. Величина отношения этой переменной эквивалентной силы к статической силе упора и спектр кромочного шума определяются геометрией и режимом работы винта, а также характеристиками набегающего потока. Физические параметры материала винта слабо сказываются на уровне излучения широкополосной компоненты кромочного шума. Модель абсолютно жесткого винта при расчетах переменной силы, действующей на жидкость и лопасти, адекватно описывает задачу взаимодействия турбулентного потока и лопасти для широкополосной составляющей излучения.

Однако даже “правильно” спроектированный гребной винт с минимальным уровнем дипольной силы будет иметь в излучении резонансные максимумы, независимые от частоты вращения, на частотах собственных форм колебания лопастей. Это в общем случае соответствует гидроупругой задаче при отсутствии положительной обратной связи, приводящей к пению винта.

Задачу акустического проектирования винтов пытаются решать с помощью активно развивающихся в последнее время численных методов. Большинство работ по этому направлению посвящено анализу жесткого гребного винта в потоке жидкости [4–6]. В этих работах исследуются механизмы из приведенного выше перечня составляющих шума и определяются интегральные характеристики поля. В статье [3] описываются подходы к прогнозированию поля винта численными методами, в том числе и для задачи об излучении лопастью на собственных частотах в упругой постановке. Однако в этой статье не приводится верификации результатов, что является важным моментом при выполнении сложнейших совмещенных гидродинамических и акустических расчетов.

Экспериментальные и верификационные исследования акустического поля гребного винта сопряжены с существенными сложностями в плане постановки и проведения измерений, которые, как правило, выполняются в ограниченном пространстве на проточных стендах и бассейнах [7, 8], что приводит к погрешности в оценке акустического поля. Выполнение измерений в условиях открытой акватории [9, 10] существенно усложняет

постановку и методику измерений. При этом в большинстве экспериментальных исследований основное внимание уделяется дискретным составляющим низкочастотного диапазона — оборотным и лопастным гармоникам.

В статье [7], по результатам экспериментальных исследований на кавитационном гидродинамическом стенде макетов винтов и фрагментов крыльевых профилей, изготовленных из разных материалов, проанализировано влияние вибраций на кромочный шум. Авторы поставили задачу оценить вклад излучения непосредственно вибрации лопастей и излучения потока, возмущенного вибрацией лопастей. Для этого сравниваются два эксперимента с крыльевым профилем: измерения отношения широкополосных спектров излученного поля и вибраций лопасти в потоке и отношение спектров поля и измеренных вибраций при искусственном возбуждении в отсутствие потока. Однако условия измерений в ограниченном пространстве и использование вибратора не позволяют количественно оценить вклады различных источников (обтекающий кромку поток, вибрация кромки, шум стенда, непосредственное излучение вибратора в воду) в измеряемое излучение и вибрацию, а также правильно выделить максимумы в спектре излучения из-за неравномерности АЧХ поля в ограниченном объеме. В итоге в работе делается спорный вывод о том, что механизм излучения связан не с вибрациями лопасти, а с нестационарным потоком и вихрями в следе. Измерения такого рода следует проводить на открытой акватории и с сопоставлением с расчетом вибрации и излучения на резонансах лопастей.

Расчет акустического излучения в гидроупругой задаче для безграничного пространства провести несоизмеримо легче, чем для ограниченного объема — так как отпадает необходимость создавать численную виброакустическую модель стенда. В настоящей работе приводятся результаты измерений шумоизлучения вращающегося гребного винта, в том числе на резонансных частотах лопастей, выполненных с целью дальнейшей верификации расчетов. Подход к верификации с использованием физических моделей позволяет качественно и количественно воспроизвести исследуемые особенности физических процессов, что в дальнейшем за счет созданного цифрового двойника существенно сократит объем измерений. В представленной работе приведены результаты измерений акустического поля гребного винта в условиях глубоководного полигона. Винт приводился во вращение с помощью электродвигателя, установленного в корпус обтекаемого самодвижущегося подводного аппарата (рис. 1).



Рис. 1. Аппарат с исследуемым гребным винтом на полигоне.

ВЕРИФИКАЦИЯ ЧИСЛЕННОЙ МОДЕЛИ ГРЕБНОГО ВИНТА

Обязательным условием правильности численного моделирования акустического поля является корректное воспроизведение в расчете резонансных характеристик винта: частот, форм и добротности колебаний. Для экспериментального определения виброакустических характеристик лопастей оптимальны оптические бесконтактные методы регистрации вибраций [11–13]. Выполнение верификационного эксперимента с использованием оптических методов напрямую в воде затруднительно из-за набора факторов (колебания поверхности, наличие взвесей в воде). Поэтому прогноз резонансов винта в воде производился следующим образом: сначала выполнялась верификация резонансов в воздухе [14], затем к верифицированной численной модели добавлялась вода и резонансы винта рассчитывались уже с учетом ее влияния. Таким образом, создавалась численная модель, способная достоверно прогнозировать значения резонансных частот винта в

воде. Полученная модель использовалась для интерпретации результатов измерений с физической моделью на открытой воде.

Верификационный эксперимент на воздухе выполнялся в безэховой камере (для устранения влияния реверберации), внутри которой винт подвешивался на мягких тросах. Для возбуждения колебаний винта использовался акустический динамик, работающий в широкой полосе (генерировался полосовой шум), для измерения отклика — лазерный виброметр Polytec VibroFlex, осуществлявший последовательные замеры вибрации (рис. 2). Рабочая полоса лазерного виброметра заведомо шире необходимой для данной работы и ограничена 100 кГц.

Схема измерений обеспечивает определение резонансных частот и форм колебаний, а также измерение методом взаимности распределения передаточной функции переменной силы во внешнее поле. Коэффициент передачи от силы F , действующей на точку конструкции, в давление P в точке наблюдения по принципу взаимности равен

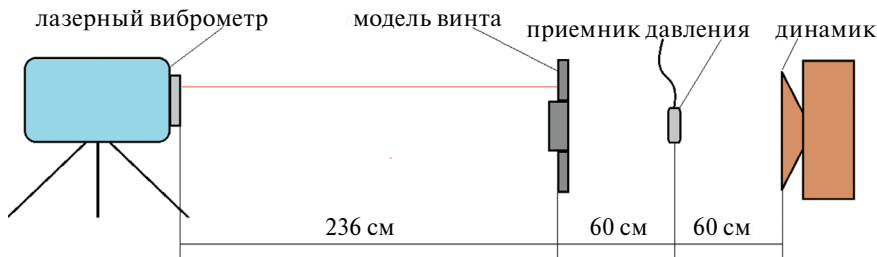


Рис. 2. Схема измерений винта на воздухе в безэховой камере.

отношению объемной скорости точечного монополя Q , помещенного в точку наблюдения, и вибро-скорости V , измеренной в точке приложения силы [15]. Монопольный характер падающего на объект излучения обеспечивается на каждой частоте в том случае, когда угловой размер облучаемого объекта, наблюдаемый из точки расположения излучателя, мал по сравнению с шириной лепестка диаграммы направленности излучения. Ширина лепестка зависит от частоты и определяется соотношением размера излучателя и длиной волны излучения. Это условие для используемого излучателя выполнялось во всем исследуемом частотном диапазоне. При этом уровень излучения на каждой из частот диапазона не имеет значения, поскольку при использовании метода взаимности падающее на объект поле нормируется на уровень излученного поля, который измеряется контрольным микрофоном, расположенным между излучателем и объектом в волновой зоне. Таким образом, для определения коэффициента передачи на каждой частоте используется возбуждающее вибрации объекта падающее на него поле, соответствующее сферической волне от монопольного источника единичной объемной скорости. Используя принцип взаимности, можно записать коэффициент передачи следующим образом:

$$K = \frac{P}{F} = \frac{V}{Q}. \quad (1)$$

Выражая объемную скорость монопольного источника через измеренное контрольным

приемником давление, получаем следующую формулу для частотной зависимости коэффициента передачи переменной силы во внешнее поле:

$$K(f) = \frac{\rho A(f)}{4\pi r_0 P_0(f)}, \quad (2)$$

где ρ — плотность среды, $A(f)$ — спектр амплитуды виброускорения в точке на конструкции, $P_0(f)$ — спектр амплитуды давления в точке приемника, расположенного на расстоянии r_0 от внешнего монопольного источника.

На рис. 3 приведено сравнение расчетных и измеренных в воздухе спектров $K(f)$. Эти спектры получены путем комплексного усреднения по семи точкам на концах лопастей. Комплексное усреднение использовалось с целью отображения только синфазных мод лопастей, поскольку по ним проще осуществлять корректировку спектральных характеристик численной модели [16] (таких мод существенно меньше, чем несинфазных). Уровни колебаний несинфазных мод были существенно ниже, чем синфазных, поскольку и в расчете и в эксперименте источник звука был совсем немного смещен относительно оси симметрии винта.

Расчетный спектр и моды колебаний винта получены с помощью разработанного в ИПФ РАН ПО “САТЕС” [17, 18] путем выполнения модового [16, 19] и гармонического [20, 21] анализа откорректированной по результатам эксперимента КЭМ (конечно-элементной модели винта). Здесь и далее на графиках АЧХ на оси абсцисс отложены

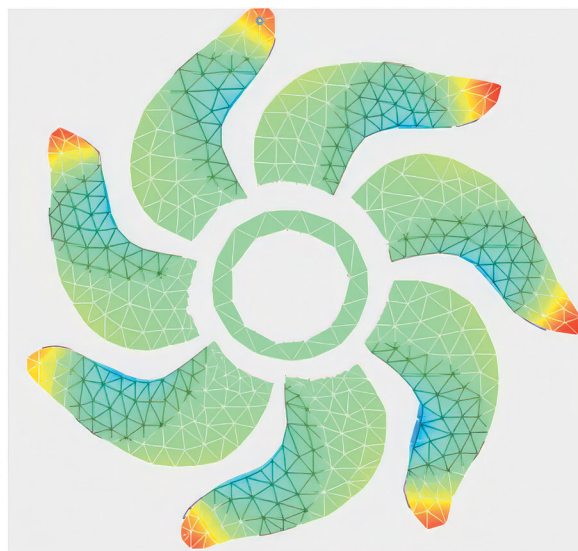
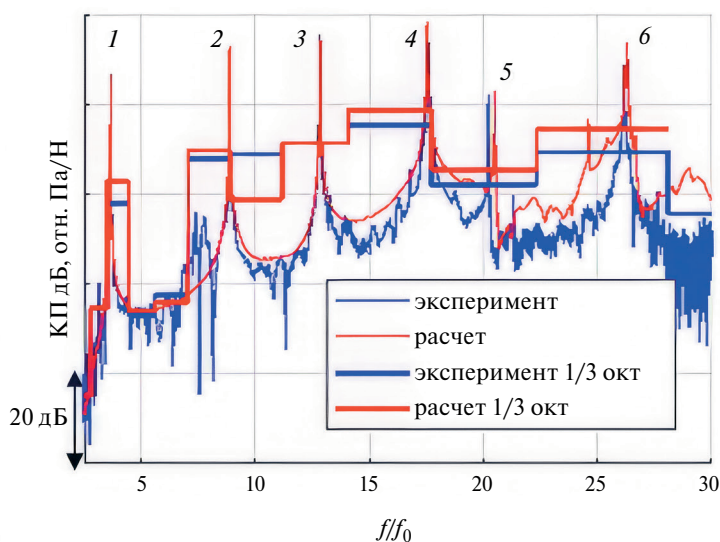


Рис. 3. Сравнение узкополосных и третьоктавных спектров расчетных и экспериментальных коэффициентов передачи в воздухе. Тонкие кривые — узкополосные коэффициенты, толстые кривые — коэффициенты в третьоктавных полосах. Цифрами обозначены номера синфазных мод лопастей. На картинке справа изображена экспериментальная форма колебаний № 3.

значения частот, взятые относительно приведенной частоты, рассчитанной по формуле:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Eh^2}{\rho L^4}}, \quad (3)$$

где E — модуль Юнга, h — толщина пластины (лопасти), ρ — плотность материала, L — длина лопасти.

Кривые имеют ярко выраженное резонансное поведение. Выделяется ряд резонансов, соответствующих изгибным и крутильным колебаниям лопастей. Максимумы 1...4 и 6 являются изгибными модами лопастей, резонанс 5 — крутильная мода. Каждой форме колебаний лопасти винта на АЧХ соответствует кластер резонансов, являющихся комбинациями мод лопастей на близких частотах (одна синфазная мода и моды, при которых лопасти колеблются с разными фазами). На представленных графиках с помощью выбранного типа усреднения (суммирования комплексных функций) представлены только синфазные моды. Пример одной из форм колебаний изображен на рис. 3.

Расчетные и экспериментальные графики хорошо соотносятся — разница в значениях резонансных частот составляет не более 1.5%. Это означает, что КЭМ можно использовать для анализа и расчетной оценки уровней излучения в воде. С этой целью вокруг КЭМ винта был смоделирован объем воды [22], на границе которого задавалось условие, препятствующее отражению волн [23]. При этом границы «водной» расчетной области имели габариты, в три раза превышающие диаметр гребного винта. Размер конечных элементов жидкости подбирался таким образом, чтобы на половину длины волны умещалось не менее трех элементов.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО ПОЛЯ ГРЕБНОГО ВИНТА

Экспериментальные исследования акустического поля винта проводились на полигоне в заливе Ладожского озера (рис. 1). Глубина акватории в районе измерений составляла порядка 20 м, размеры акватории порядка сотен метров. Вращение винта обеспечивалось электродвигателем подводного аппарата. Измерения выполнялись на стоповом режиме (рис. 4), для этого подводный аппарат с помощью системы грузов, оттяжек и поплавков фиксировался таким образом, что центр винта находился на глубине 5 м. К вертикальному стабилизаторам через поролоновые проставки с целью снижения влияния вибраций корпуса прикреплялись два гидрофона для регистрации давления.

Сопоставление расчетных и экспериментальных резонансных частот винта в воде представлено на рис. 5. В эксперименте для возбуждения

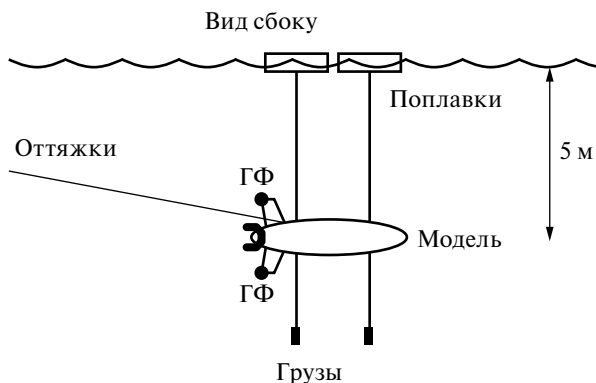


Рис. 4. Схема измерения в воде на стоповом режиме.

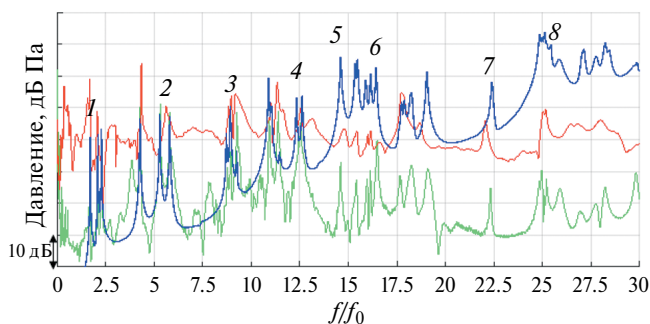


Рис. 5. Сравнение резонансов гребного винта, возбуждаемых в расчете для свободного винта (синяя кривая) и в эксперименте (зеленая кривая — свободный винт, красная кривая — винт на модели) в точке расположения гидрофона в воде. Цифрами отмечены синфазные моды для каждой формы колебаний.

резонансов применялся ударный способ: для свободного винта (зеленая кривая) и прикрепленного к аппарату (красная кривая). При ударном возбуждении модель приподнимали таким образом, чтобы винт находился на глубине ~50 см, колебания возбуждались ударами молотка. Сигнал регистрировался гидрофоном, установленным на вертикальном стабилизаторе (для винта на модели) и гидрофоном, установленным на таком же расстоянии от центра винта, как если бы он был закреплен на стабилизаторе (для свободного винта). Записанная временная реализация разбивалась на интервалы, каждый из которых содержал один ударный импульс. Для каждого такого интервала строились спектры давления, которые затем некогерентно усреднялись. Расчетная кривая коэффициента передачи силы в поле для свободного винта (рис. 5, синий цвет) получена аналогично рис. 3, но без усреднения по нескольким точкам (только для одной лопасти). Кривые, изображенные на рис. 5, построены для разных величин, имеют разный физический смысл и разную АЧХ и, соответственно, могут использоваться исключительно для

сопоставления значений резонансных частот, но не уровней. Вертикальная ось на рис. 5 не подписана из-за того, что на графике сравниваются разные величины.

Заметно, что добавление воды в расчете изменяет резонансы винта за счет влияния присоединенной массы воды. На графиках номерами указаны частоты синфазных мод лопастей. При этом в спектре присутствуют несинфазные моды, которые образуют своеобразные кластеры. Уровни колебаний несинфазных мод, в отличие от рис. 3, сопоставимы с уровнями синфазных мод, поскольку в данном случае приемный гидрофон был смещен значительно сильнее относительно оси винта. По аналогии с рис. 3 цифрами отмечены синфазные моды лопастей: № 1, 4, 6 и 8 являются изгибными, № 5 и 7 — крутильными. Отметим, что посадка винта на вал слабо влияет на значение резонансных частот, но существенно уменьшает добротность механоакустической системы.

Важным выводом является факт совпадения значений резонансных частот винта в расчете и в эксперименте. Он подтверждает работоспособность подхода расчетного прогнозирования резонансных частот, основанного на добавлении «водной» КЭМ к верифицированной воздушной КЭМ винта. А это означает, что такой подход может быть использован для дальнейшего сопоставления максимумов, наблюдаемых в акустическом поле при вращении винта с его резонансными частотами.

На рис. 6 изображены результаты измерений давления с помощью гидрофона, установленного на нижнем стабилизаторе подводного аппарата, при вращении винта с разными оборотами на стоповом режиме. Графики построены по всей временной реализации методом некогерентного усреднения спектров, построенных по временным интервалам длительностью 1 с, взятых с окном Ханна и перекрытием 66%. На графиках максимумы обозначены цифрами, каждому соответствует

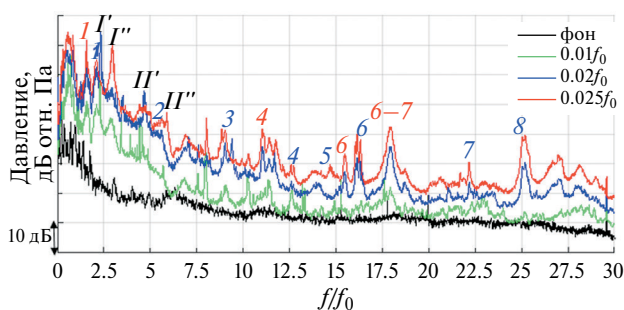


Рис. 6. Спектры давления для разных скоростей вращения гребного винта, черная кривая — уровень фоновой помехи. Синими цифрами отмечены синфазные моды колебаний, красными цифрами несинфазные моды.

своя форма колебаний. Сравнивая полученные данные с экспериментальными резонансами и результатами расчетов (рис. 5 и 7), можно определить, колебаниями какого типа обусловлены измеренные максимумы. В первую очередь стоит обратить внимание на набор максимумов, значение частот которых не меняется с увеличением частоты вращения, что характерно для упругих резонансов лопастей гребного винта. На рис. 6 по аналогии с рис. 5 синими цифрами отмечены номера резонансов с синфазными колебаниями лопастей. Красными цифрами на рис. 6 отмечены номера несинфазных резонансов, уровни которых в отдельных случаях могут быть выше, чем у синфазных резонансов из-за несимметричного расположения гидрофона относительно оси вращения винта.

На рис. 6 также выделяется набор максимумов, частоты которых зависят от частоты вращения винта, соответственно они не являются резонансами лопастей, и, скорее всего, обусловлены работой электропривода. Эти максимумы отмечены на рис. 6 римскими цифрами: I, II — 1-я и 2-я гармоники для частоты вращения $0.02 f_0$; I', II' — 1-я и 2-я гармоники для частоты вращения $0.025 f_0$. Значения частот этих максимумов находятся в районе первых изгибных резонансов винта, поэтому можно сделать вывод, что эти максимумы не являются гармониками лопастных частот. Слева от всех отмеченных максимумов находится резонанс, связанный с частотой продольной амортизации валопровода. На рис. 6 слева от 3-й синфазной моды лопастей присутствует острый максимум, частота которого не зависит от оборотов, но, при этом, он проявляется не на всех режимах. В этом частотном диапазоне также отсутствуют резонансы лопастей (см. рис. 7), и ширина, а значит и добротность этого максимума отличаются от максимумов, соответствующим резонансам лопастей. Вероятнее всего, этот максимум является совместным резонансом оборудования электропривода и винта.

На рис. 7 приводится сравнение графика стопового режима (фиолетовая кривая) с частотой

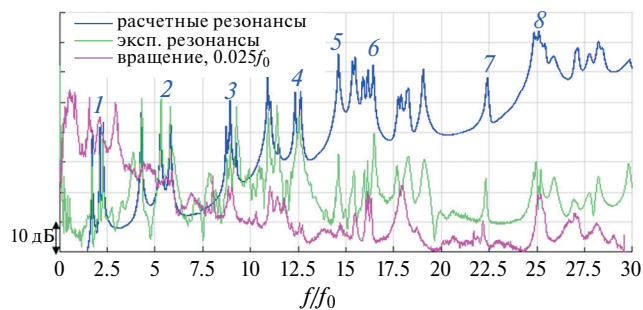


Рис. 7. Сравнение резонансов гребного винта, возбуждаемых в расчете, с результатами измерений при вращении вала с частотой $0.025 f_0$ Гц. Цифрами отмечены синфазные моды для каждой формы колебаний.

вращения $0.025 f_0$ Гц с расчетными (синяя кривая) и экспериментальными (зеленая кривая) резонансами гребного винта. На фиолетовой кривой в районе каждой группы мод можно заметить один или несколько максимумов, совпадающих по частотам с резонансами лопастей.

Следует иметь в виду, что источником возбуждения колебаний лопастей могут быть не только гидродинамические силы, но и виброактивность привода. Один из наиболее показательных экспериментов, помогающих выделить в акустическом поле резонансы, связанные с изгибными и крутильными колебаниями лопастей, это измерения с винтом и без винта при одинаковой частоте вращения вала (рис. 8). Также на этот рисунок добавлен график с ходовым режимом, полученный при таких же оборотах винта, как и на стопе.

При снятии винта пропадают максимумы, отмеченные на рис. 6, 7. На рис. 8 стрелками обозначены диапазоны, содержащие моды колебаний, синфазные составляющие которых отмечены на рис. 5–7. Резонансы на 2-й форме колебаний не проявились над уровнем помехи, обусловленной работой электропривода. В диапазоне частот, находящемся выше третьей формы колебаний лопастей кластеры мод разных колебаний могут пересекаться.

Для ходового режима имеется похожий набор максимумов, как и на стоповом режиме, который обусловлен влиянием резонансов лопастей винта. В диапазоне частот выше 4-й формы колебаний, наблюдается повышение фона между резонансами по сравнению со стоповым режимом, из-за воздействия потока. Некоторые максимумы могут скрываться под этим шумом. Заметим, что на ходу существенно понизилась амплитуда низкочастотных резонансов. Это может быть связано с тем, что важным источником возбуждения лопастей являются колебания двигателя и валопровода, которые на стопе более виброактивны. Косвенным образом эта гипотеза подтверждается сравнением графиков с ударным возбуждением резонансов прикрепленного к модели винта (рис. 7, зеленая кривая) и графиков с вращением винта (например, фиолетовая кривая на рис. 7). При вращении винта на стоповом режиме в низкочастотном диапазоне присутствует широкий максимум (от 0 до $5f/f_0$), в то время как на резонансной кривой, когда двигатель не работал, его нет. Следовательно, этот максимум является вкладом от возбуждения работающим приводом. На стопе движитель работает нештатно, поскольку не обеспечивается проектная поступь винта, что приводит к турбулизации потока и соответствующему увеличению сил, возникающих на винте и валу, относительно ходовых режимов. На ходовом режиме и на стопе можно выделить острый максимум, частота которого зависит

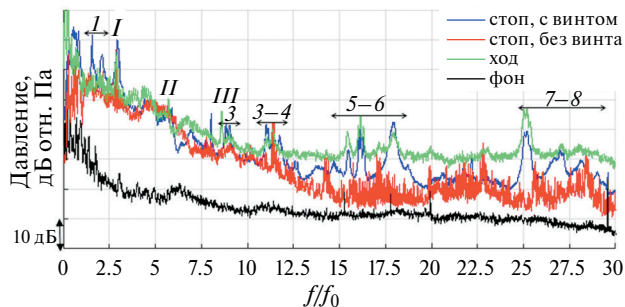


Рис. 8. Сравнение уровней давления, записанных на стопе с винтом (синяя кривая) и без винта (красная кривая) при вращении вала с частотой $0.025 f_0$ Гц, с давлением, записанным на ходу (зеленая кривая) при таких же оборотах вала, как и на стопе. Черная кривая — уровень фоновой помехи. Арабскими цифрами обозначены диапазоны, содержащие моды форм колебаний, римскими цифрами отмечены дискретные составляющие, частоты которых зависят от оборотов.

от оборотов и его гармоники (отмечены римскими цифрами на рис. 8). Эти максимумы не относятся к резонансам лопастей и, по-видимому, вызваны вибрациями привода.

В целом, можно сделать вывод, что акустическое поле состоит из широкополосной составляющей, в которой смешаны кромочный шум, шум электропривода подводного аппарата, шумы обтекания, и узкополосных максимумов двух типов. Первый обусловлен упругими колебаниями лопастей винта, для которых спектральные характеристики не зависят от частоты вращения, а второй — дискретными составляющими, частоты которых определяются оборотами привода. Заметим, что резонансы лопастей винта в широком частотном диапазоне определяют максимальные уровни акустического поля. Этот факт демонстрирует необходимость учета упругих резонансов винта при выполнении численного и физического моделирования.

ВЛИЯНИЕ МАТЕРИАЛА ВИНТА НА ИЗЛУЧЕНИЕ

Заметное проявление резонансов лопастей в шуме означает прямое влияние потерь в материале на величину резонансных максимумов. Естественно полагать, что перспективным методом снижения шума будет изготовление лопастей из материала с высокими уровнями внутренних потерь (композиты, пластик) [24]. Значительное внимание при исследованиях уделяется гидродинамическим характеристикам композитных винтов [25–27]. Статей, посвященных акустическому полю таких винтов, гораздо меньше [28, 29], причем в этих статьях не приводится анализ снижения уровней давления на резонансах лопастей. Такой анализ приводится в работе [7] для лопастей, изготовленных

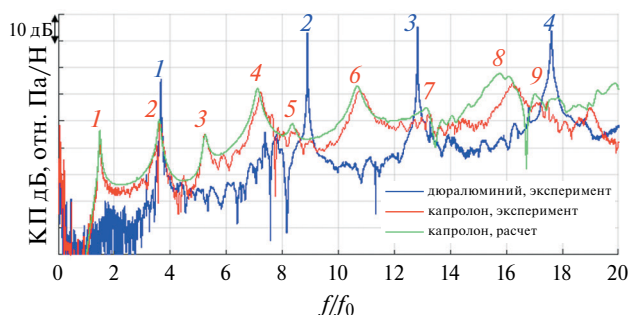


Рис. 9. Сравнение коэффициентов передачи в воздухе для винтов из дюралюминия и капролона: синяя кривая — дюралюминиевый винт, эксперимент; красная кривая — капролоновый винт, эксперимент; зеленая кривая — капролоновый винт, расчет. Цифрами отмечены номера синфазных мод лопастей (синий цвет — дюралюминиевый винт, красный цвет — капролоновый винт).

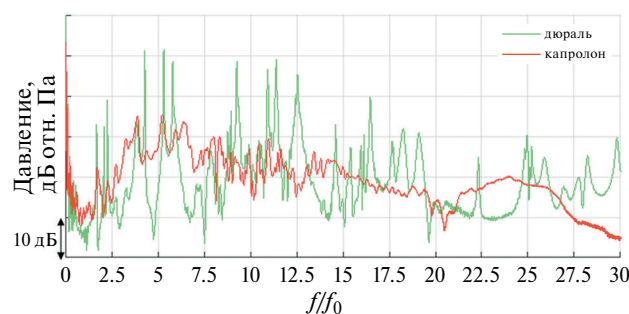


Рис. 10. Сравнение акустического отклика в воде двух свободно подвешенных винтов из разных материалов при ударном возбуждении.

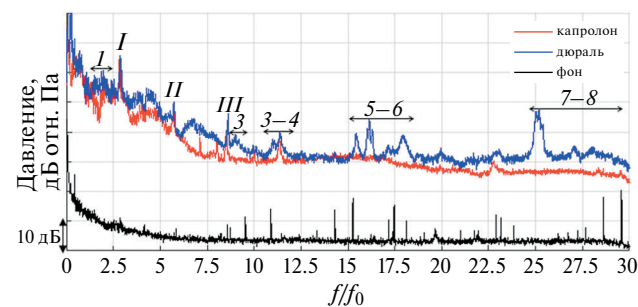


Рис. 11. Сравнение спектров излучения двух винтов при движении аппарата с оборотами вала $0.025 f_0$. Черными цифрами обозначены диапазоны, содержащие моды форм колебаний, римскими цифрами — гармоники, зависящие от оборотов.

из латуни и капролона, и для винтов, изготовленных из баббита и капролона. В этой работе на кавитационном стенде авторы продемонстрировали снижение уровней давления на частотах, соответствующих резонансам металлических образцов с низкой добротностью. В настоящей работе эффект

от применения материалов с высокими потерями оценивается путем сравнения в условиях полигона акустического поля двух винтов — металлического (дюралюминий) и неметаллического (капролон) на частотах резонансов. Коэффициент затухания в воздухе для дюралевого винта определен 0.0011, для капролонового винта равен 0.026.

Для капролонового винта определены его резонансные характеристики в воздухе по той же схеме, что и для винта из дюрала (см. рис. 1, 2). На рис. 9 приведено сравнение усредненных по семи точкам на концах лопастей взаимных коэффициентов передачи в точку расположения приемника давления для двух винтов. Синяя и красная кривая — экспериментальные графики для дюралюминиевого и капролонового винтов соответственно, зеленая кривая — расчетный график для капролонового винта. Цифрами отмечены номера синфазных мод лопастей (зеленый цвет — дюралюминиевый винт, красный цвет — капролоновый винт). Для каждого винта цифрами отмечены номера синфазных мод лопастей, которые были выявлены и в расчете и в эксперименте. Капролоновый винт отличается от дюралевого, в первую очередь, тем, что в рассматриваемый частотный диапазон попало больше резонансов. Моды с номерами 1–4, 6, 8 являются изгибными, а с номерами 5, 7, 9 — крутильными. Заметно также, что у капролонового винта из-за большего затухания существенно ниже уровень коэффициента передачи на резонансах.

На рис. 10 изображено сравнение акустических откликов винтов в воде на ударное возбуждение при свободной подвеске. Измерение показывает, что для капролонового винта коэффициент затухания на нижних собственных формах 0.05, а для дюралевого винта — 0.004. Из-за большого затухания на высоких частотах резонансы капролонового винта перестают разрешаться и сливаются в широкополосные максимумы. Заметим, что величина падения добротности при переходе из воздуха в воду для разных материалов отличается почти в два раза и зависит от типа формы колебаний, т.е. излучение в среду для дюралевого винта существенно сказывается на суммарных потерях.

На рис. 11 представлено сравнение спектров давления для двух винтов (красная кривая — капролоновый винт, синяя — дюралевый винт), полученных при движении аппарата с частотой вращения вала $0.025 f_0$ Гц на глубине 3 м. Как следует из сравнения с данными, представленными на рис. 10, резонансы лопастей капролонового винта не проявляются в сигнале. При этом на обеих кривых наблюдается набор гармоник (отмечены цифрами), зависящих от оборотов вала и не являющихся резонансами лопастей. Эти гармоники связаны с работой электропривода. Таким образом, измерения в условиях полигона демонстрируют возможность оценки уровней шума, виброакустических

характеристик винтов и анализа вкладов различных источников. В частности, определения эффекта от использования материалов с разным уровнем внутренних потерь.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе экспериментально показана важность учета вклада резонансов лопастей в излучение гребного винта, выполненного из добротного материала. В частности, для дюралюминиевого винта превышение уровней ближнего акустического поля на резонансах лопастей над уровнем помехи, создаваемой работой подводного аппарата, может достигать 20 дБ.

Продемонстрированы методы физического и численного моделирования, которые обеспечивают погрешность определения частот резонансов лопастей в воде и в воздухе не более одного-двух процентов. Определено и экспериментально показано влияние добротности материала лопастей на уровни и вид спектра излучения. Для описанных в работе условий снижение уровней излучения капслонового винта в сравнении с дюралевым на частотах, соответствующим резонансам дюралевого винта, достигает 15–20 дБ.

Совместное использование результатов численного моделирования и измерений, выполненных с помощью подводного аппарата на глубоководном полигоне, показало возможности верификационного эксперимента по созданию цифрового двойника винта и достижимую точность восстановления акустических характеристик. Предлагаемая схема проведения измерений открывает перспективы по тестированию цифрового двойника винта на уровни излучения при доводке численной модели и использованию его в акустическом проектировании.

Работа выполнена в рамках государственного задания ИПФ РАН 1021032425797-3-1.3.7 “Создание ключевых элементов технологии суперкомпьютерного акустического проектирования” (FFUF-2022-0003).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Рождественский В.В.* Кавитация. Л.: Судостроение, 1977. 248 с.
2. *Tewari A.K., Vijayakumar R.* A review of methods for hydro-acoustic analysis of non-cavitating marine propellers // *Trans RINA, Int. J. Maritime Eng.* 2019. V. 161. Part A3.
3. *Chevalier F., Bordier L., Leblond C., Sainclair F., Sanchez J.-M., Serre G.* Numerical prediction of the noise radiated from silent non cavitating marine propellers // *OCEANS2019 Marseille*. P. 1–4.
4. *Purwana A., Ariana I.M., Wardhana W., Handani D.* Performance and Noise Prediction of Marine Propeller Using Numerical Simulation // *IPTEK J. Proc. Series*. 2018. № 4(1). P. 20.
5. *Wang Y., Götttsche U., Abdel-Maksoud M.* Sound Field Properties of Non-Cavitating Marine Propellers // *J. Marine Science and Engineering*. 2020. № 8(11). P. 885.
6. *Tanttari J., Hynninen A.* Acoustic Source Characterization of Marine Propulsors // *J. Marine Science and Engineering*. 2022. № 10. P. 1273.
7. *Ильин В.П., Левковский Ю.Л.* Исследование влияния вибраций крыла на его кромочный шум // *Акуст. журн.* 1993. Т. 39. № 3. С. 489–497.
8. *Haimov H., et al.* Propeller acoustic measurements in atmospheric towing tank // *Ocean Eng.* 2015. № 120. P. 190–201.
9. *Zhu C., Gaggero T., Makris N.C., Raital P.* Underwater Sound Characteristics of a Ship with Controllable Pitch Propeller // *J. Marine Science and Engineering*. 2022. № 10. P. 328.
10. *Рутенко А.Н., Ущиповский В.Г.* Оценки акустических шумов, генерируемых вспомогательными судами, работающими с нефтедобывающими платформами // *Акуст. журн.* 2015. Т. 61. № 5. С. 605–613.
11. *Staszewski W.J., bin Jenal R., Klepka A., Szewedo M., Uhl T.* A Review of Laser Doppler Vibrometry for Structural Health Monitoring Applications // *Key Eng. Materials*. 2012. V. 518. P. 1–15.
12. *Rothberg S.J., et al.* An international review of laser Doppler vibrometry: Making light work of vibration measurement // *Optics and Lasers in Eng.* 2017. V. 99. P. 11–22.
13. *Артельный В.В., Родионов А.А., Стуленков А.В.* Повышение частотного разрешения при измерении вибраций вращающихся тел с помощью лазерной виброметрии с неподвижным лучом // *Акуст. журн.* 2023. Т. 69. № 3. С. 351–356.
14. *Стуленков А.В., Коротин П.И., Суворов А.С.* Новые применения лазерной виброметрии // *Изв. РАН. Сер. физ.* 2020. Т. 84. № 6. С. 824–828.
15. *Фахи Ф.Д.* Некоторые приложения принципа взаимности в экспериментальной виброакустике // *Акуст. журн.* 2003. Т. 49. № 2. С. 262–277.
16. *Suvorov A.S., Sokov E.M., Vyushkina I.A.* Regular algorithm for the automatic refinement of the spectral characteristics of acoustic finite element models // *Acoustical Physics*. 2016. V. 62. № 5. P. 593–599.
17. *Suvorov A.S., Sevriukov O.F., Zaitseva S.G., et al.* High-performance CATEC software for computational acoustics // *J. Applied Mathematics and Physics*. V. 11. P. 2515–2522.
18. *Суворов А.С., Соков Е.М., Вировлянский А.Л., Еремеев В.О., Балакирева Н.В.* Метод конечно-элементного моделирования гидродинамического шума, возникающего при обтекании упругих тел // *Акуст. журн.* 2023. Т. 69. № 6. С. 713–721.
19. *Salin M.B., Sokov E.M., Suvorov A.S.* Method of mode analysis for mechanoacoustic systems. // *Mechanics of Solids*. 2020. V. 55. № 8. P. 1318–1327.

20. Суворов А.С., Коротин П.И., Артельный В.В., Артельный П.В., Соков Е.М., Салин М.Б., Вьюшкина И.А. Методология расчетно-экспериментального моделирования виброакустических характеристик сложных механоакустических систем // Изв. РАН. Сер. физ. 2016. Т. 80. № 10. С. 1384–1388.
21. Суворов А.С., Соков Е.М., Артельный П.В. Численное моделирование излучения звука с использованием акустических контактных элементов // Акуст. журн. 2014. Т. 60. № 6. С. 663–672.
22. Салин М.Б., Соков Е.М., Суворов А.С. Численный метод исследования акустических характеристик сложных упругих систем на основе суперэлементов и аналитических граничных условий // Гидроакустика. 2011. № 14. С. 36–56.
23. Salin M.B., Smirnov S.A., Suvorov A.S., Usacheva I.A., Vyushkina I.A. Integral absorbing boundary conditions optimized for modelling of acoustic radiation of elongated bodies // J. Applied Mathematics. 2022. Article ID9524376.
24. Зверев А.Я. Сравнительный анализ акустических характеристик композитной и металлической панелей при звуковом и псевдозвуковом возбуждении // Акуст. журн. 2023. Т. 69. № 2. С. 249–260.
25. Ghassemi H., Fadavie M., Nematy D. Hydro-Structure Analysis of Composite Marine Propeller under Pressure Hydrodynamic Loading // Amer. J. Mechanical Engineering. 2015. V. 3. № 2. P. 41–46.
26. Shayanpoor A.A., Hajivand A., Moore M. Hydroelastic Analysis of Composite Marine Propeller Basis Fluid-Structure Interaction (FSI) // IJMT. 2020. № 13. P. 51–59.
27. Kishore M.L.P., Singh V.K., Behra R.K., Saran C.S., Paswan M., Kumar K. Hydrodynamic characteristics of marine composite propeller blade using a numerical approach // IJAAS2021. V. 10. № 1. P. 20–27.
28. Kim J.-H., Lee H., Kim S.-H., Choi H.-Y., Hah Z.-H., Seol H.-S. Performance Prediction of Composite Marine Propeller in Non-Cavitating and Cavitating Flow // Appl. Sci. 2022. № 12. P. 5170.
29. Paik B.-G., Kim G.-D., Kim K.-Y., Seol H.-S., Hyun B.-S., Lee S.-G., Jung Y.-R. Investigation on the performance characteristics of the flexible propellers // Ocean Eng. 2013. № 73. P. 139–148.

Physical Modeling of the Hydroacoustic Field of a Marine Propeller

A. V. Stulenkova^{a,*}, V. V. Artelnyy^a, P. I. Korotin^a, A. S. Suvorov^a,
I. E. Gorbuntsov^b, M. S. Norkin^a, S. G. Zaitseva^a

^a Federal Research Center Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences,
Ulyanova 46, Nizhny Novgorod, 603950 Russia

^b JSC “SPMBM “MALAKHIT”, Frunze 18, St. Petersburg, 196135 Russia

* e-mail: stulenkova@ipfran.ru

The paper presents a research of the acoustic field of the propeller, including at the resonant frequencies of its blades. The research is based on a computational and experimental approach based on the combined use of numerical and experimental physical modeling. The paper shows the importance of taking into valuation the elastic resonances of the propeller in the design, demonstrates the methods of physical and numerical modeling used, which provide high accuracy in determining the resonance frequencies of the blades in water and in air. Using the example of two propeller models made of different materials, the effect of Q-factor on the levels and type of the radiation spectrum is experimentally demonstrated.

Keywords: marine propeller, acoustic design, scale modeling, elastic resonances