

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СПЕКТРАЛЬНОГО СОСТАВА ПОДВОДНОГО ШУМА ДВИЖИТЕЛЯ НЕОБИТАЕМОГО ПОДВОДНОГО АППАРАТА

А.Н. Захаров, В.Н. Белобловский, С.В. Полищук

198 научно-исследовательский центр
Министерства обороны Российской Федерации¹

Целью работы является определение наиболее значимых частотных составляющих подводного шума движителя необитаемого подводного аппарата «Марлин-350» с использованием программно-аппаратного измерительного комплекса.

Задачами работы являются:

- проведение спектрального анализа подводного шума движителя телеуправляемого необитаемого подводного аппарата «Марлин-350»;

- оценка наиболее значимых частотных составляющих и определение источника их возникновения.

Исследованы частотные составляющие подводного шума движителя и показано, что основная гармоническая составляющая звукоряда совпадает с установленным количеством оборотов соответствующего режима движителя, а последующие составляющие являются кратными основной. Выполнен теоретический расчет, показавший, что наиболее значимые частотные составляющие в спектре подводного шума аппарата совпадают с расчетными значениями зубцевой частоты и ее гармоник соответствующих режимов вращения движителя. Установлено соответствие расчетно-теоретических и экспериментальных результатов.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время область применения автономных необитаемых подводных аппаратов весьма широка. С их использованием возросли возможности по проведению океанографических исследований, в том числе исследований гидробионтов. Вместе с тем подводный аппарат может представлять собой источник значительного шума, в ряде случаев влияющего на результат исследований. Как следствие этого, необходимой является задача измерения шумов и контроля их уровней, а также выявление источников возникновения повышенных шумов.

Для выявления таких источников на морских объектах традиционно используются вибрационные измерения. Однако для подводных аппаратов их применение практически невозможно по очевидным причинам. В этом случае для решения задачи могут быть использованы гидроакустические измерения. В военной области измерение шумов морских объектов, в том числе надводных кораблей и подводных лодок, проводится с целью нормирования уровней подводного шума, что необходимо для их защиты от неконтактного оружия. Также исследуются вопросы

обнаружения морских объектов по их шумам, в том числе и автономных необитаемых подводных аппаратов. Например, в отечественных публикациях [1, 2] рассматриваются вопросы обработки сигнала и выявления вально-лопастного звукоряда шумоизлучения автономного необитаемого подводного аппарата в условиях повышенного уровня шумов моря.

Известно [3, 4], что возникновение шумоизлучения от подводного объекта обусловлено вибрацией его механизмов, в частности движительного агрегата и гребного винта. Автономный необитаемый подводный аппарат, имеющий в своем составе электродвигатель, как и другие подводные объекты, создает подводный шум, частотный диапазон и относительный уровень которого не установлены. Так как количество источников возможных шумов у автономного необитаемого подводного аппарата по сравнению с корабельными системами ограничено, целесообразно произвести оценку частотных составляющих, преобладающих в подводном шуме аппарата.

Для выявления источников подводного шума необитаемого подводного аппарата проведены

¹ 299024, г. Севастополь, ул. Эпронская, 7. Тел.: +7 (869) 224-01-87, +7 (978) 817-74-51. E-mail: zakharoff_an@rambler.ru, polishuksv@bk.ru

экспериментальные измерения в условиях берегового незаглушенного бассейна с использованием программно-аппаратного измерительного комплекса.

В качестве объекта исследования был выбран движитель телеуправляемого необитаемого подводного аппарата (ТНПА) «Марлин-350» (разработчик ООО «Тетис-Про», РФ). Его конструкция предусматривает наличие бесколлекторного двигателя и понижающего редуктора. Подобные движители широко используются в исследовательских автономных необитаемых подводных аппаратах, например в «Gavia».

Предметом исследования является спектральный состав подводного шума движителя указанного аппарата.

Целью работы является определение наиболее значимых частотных составляющих подводного шума движителя необитаемого подводного аппарата на примере ТНПА «Марлин-350».

Задачами работы являются проведение спектрального анализа подводного шума движителя телеуправляемого необитаемого подводного аппарата «Марлин-350», оценка наиболее значимых частотных составляющих и определение источника их возникновения.

■ Методика эксперимента

Исследование шумовых «портретов» морских объектов требует использования современных технических и программных измерительных средств. С этой целью на базе отдельных технических и программных средств сформирован программно-аппаратный измерительный комплекс, позволяющий осуществлять многоканальный прием гидроакустических сигналов в диапазоне частот от 1 Гц до 470 кГц, их регистрацию и обработку.

В процессе формирования программно-аппаратного измерительного комплекса разработаны схемы подключения аппаратуры из состава комплекса, проведены наладочные, калибровочные работы, а также подобрано программное обеспечение для анализа гидроакустических сигналов.

Состав технических средств комплекса включает:

- гидрофоны (обратимые) Teledyne RESON, TC4034 и TC4013;
- двухчастотный преобразователь Teledyne RESON TC2122;
- усилитель зарядовый Teledyne RESON для пьезокерамических датчиков (предварительный усилитель) EC6067;
- усилитель по напряжению Teledyne RESON EC6081;

- усилитель мощности Bruel & Kjaer, type 2713;
- аналогово-цифровой преобразователь L-Card E20-10D;
- ПЭВМ с набором программ для генерации сигналов разных типов в качестве источника сигнала;
- ПЭВМ с соответствующим программным обеспечением в качестве устройства для регистрации, анализа и обработки сигналов.

Программное обеспечение, поставляемое в комплекте с аналогово-цифровым преобразователем, позволяет проводить спектрально-временной анализ принятых сигналов, а также осуществлять экспорт данных в другие приложения для дальнейшей обработки.

При необходимости в состав комплекса могут быть включены дополнительные технические средства, например преобразователи, усилитель мощности, аналоговый фильтр из состава комплекта КИП-10.

Для проведения частотно-временного анализа акустических сигналов, формируемых работой механизмов, используются программы SpectraRTA, SpectraLAB и SpectraPlus, которые позволяют выполнять узкополосный и долеоктавный анализ сигналов в широком спектре частот долеоктавных фильтров в соответствии с требованиями ГОСТ [5]. Наряду с текущим отображением результатов долеоктавного анализа программы позволяют отображать текущие спектрограммы, временные зависимости фазы и другие графические окна как в реальном масштабе времени, так и в режиме постобработки.

С целью получения высокого отношения сигнал/помеха измерение спектральных характеристик производилось в лабораторном бассейне. Размеры бассейна составляли $5,7 \times 3,7 \times 1,9$ м (длина \times ширина \times глубина), акустическое заглушение в бассейне не предусмотрено.

Уровень шумов в выбранной полосе измерений ограничивается влиянием сетевой помехи. Кроме того, за счет организационных мероприятий, исключающих возникновение непреднамеренных помех приему сигналов, соблюдался режим «акустической тишины».

Схема подключения аппаратуры комплекса показана на рис. 1.

Выбранные настройки приборов:

- коэффициент усиления EC6067– 8 дБ;
- входное сопротивление усилителя EC6067 – 1 МОм;
- входная емкость усилителя EC6067– 4,7 нФ;



Рис. 1. Схема включения аппаратуры программно-аппаратного измерительного комплекса в приемный канал

- частота среза аналогового фильтра КИП-10 – 6,4 кГц;
- коэффициент усиления ЕС6081– 10 дБ;
- частота дискретизации сигнала – 25 кГц.

Чувствительность приемной характеристики гидрофона Reson 4034 на измеряемом участке частотной полосы (1–6400 Гц) является практически линейной и составляет 221 дБ ($\pm 0,5$ дБ).

Режимы работы (число оборотов движителя в минуту) движителя ТНПА задавались с использованием управляющей служебной программы аппарата и составляли 200, 400, 600, 800 об/мин. Поддержание установленной скорости вращения движителя позволило обеспечить необходимое условие стационарности принимаемого шумового сигнала, необходимое для спектральной оценки. Работа в указанных режимах обеспечивалась на протяжении не менее 1 мин, что обусловлено необходимостью получения достаточного объема данных (отсчетов сигнала) для последующего анализа. С целью удержания ТНПА на установленном расстоянии от гидрофона (≈ 1 м) выбирался один из вертикальных движителей.

Анализ спектра подводного шума выполнялся с помощью стандартной функции быстрого преобразования Фурье, входящей в пакет математического приложения Matlab 8. Размер выборки составлял 32768 значений сигнала. Разрешение по частоте при этом составило 0,76 Гц. Усреднение спектра осуществлялось по всей длине реализации, тип усреднения – линейный.

Результаты спектрального анализа показали наличие устойчивого частотного звукоряда для каждого режима работы. Наиболее высокие уровни спектральных составляющих проявились на режимах работы движителя 600 и 800 об/мин, что свидетельствует о выходе движителя на установившийся режим работы. Графики спектральных характеристик шума двигателя представлены на рис. 2, 3 (ось частот имеет логарифмический масштаб представления).

Анализ частотных составляющих показывает, что основная гармоническая составляющая звукоряда совпадает с установленным количеством оборотов соответствующего режима движителя, а последующие составляющие являются кратными основной. На рис. 2 для $N_{об} = 600$ об/мин частотные составляющие принимают значения 597, 1790, 2389, 2983 Гц и т.д., что указывает на то, что они являются одним звукорядом. На рис. 3 для $N_{об} = 800$ об/мин частотные составляющие имеют значения 802, 1604, 2406, 3248, 4010, 4812, 5614 Гц. Для сравнения относительных энергетических уровней на рис. 2, 3 отмечено значение «сетевой» помехи ≈ 49 Гц. По своим величинам уровни кратных спектральных составляющих значительно превышают сетевую помеху. Для частоты 4812 Гц превышение составляет не менее 26 дБ (рис. 2).

Спектральных составляющих, соответствующих «лопастным» частотам, от вращения 6-лопастного гребного винта (60 Гц для $N_{об} = 600$ об/мин и 80 Гц для $N_{об} = 800$ об/мин) в полученной реализации не зафиксировано.

Источником возникновения вибраций в указанном частотном диапазоне до частоты среза фильтра являются работающие механизмы со скоростью вращения, превышающей скорость вращения движителя (гребного винта) приблизительно в 60 раз. Таким механизмом в движителе может быть понижающий редуктор и соответственно вышеуказанные спектральные значения, присутствующие в спектре сигнала, могут быть обусловлены его вибрацией.

Для определения источника возникновения шума рассмотрим устройство движителя ТНПА «Марлин-350», внешний вид которого показан на рис. 4, а. Движитель состоит из бесколлекторного двигателя и понижающего редуктора, установленного в металлическом футляре. Гребной винт, имеющий 6 лопастей, установлен на ось редуктора с помощью магнитной муфты.

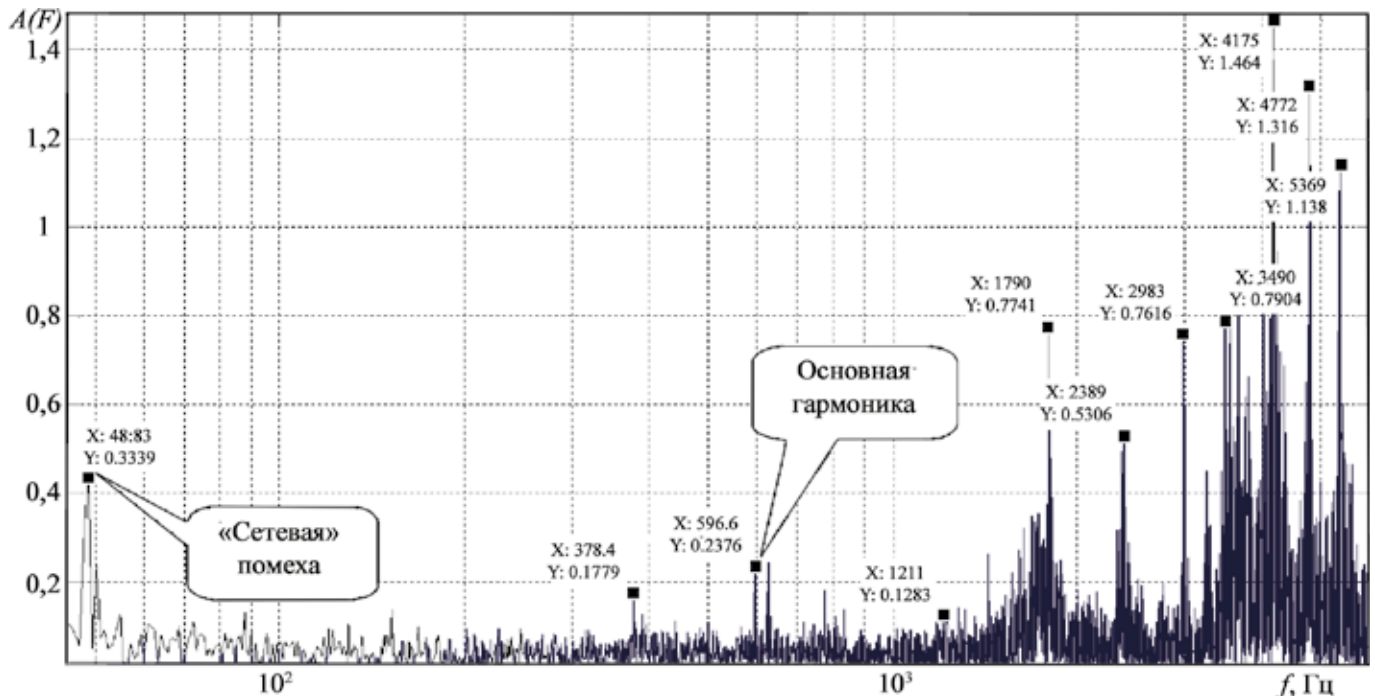


Рис. 2. Спектральная плотность реализации шума двигателя телеуправляемого необитаемого подводного аппарата ($N_{06} = 600$ об/мин)

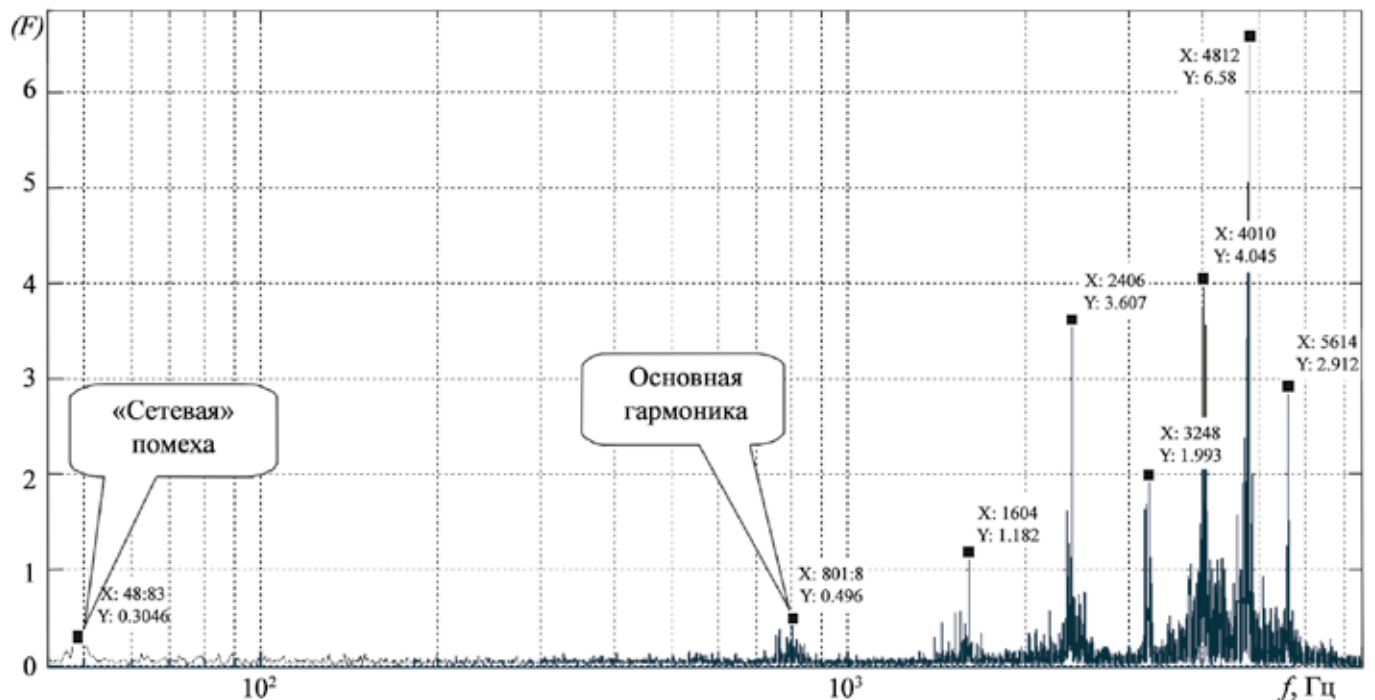


Рис. 3. Спектральная плотность реализации шума двигателя ТНПА ($N_{06} = 800$ об/мин)

Внешний вид электродвигателя (тип 393025) и редуктора (тип 203113) производства фирмы Махон, Швейцария [6, 7], устанавливаемого в двигателе, приведен на рис. 4, б. По своему конструктивному исполнению редуктор является планетарным. Планетарными называют передачи, включающие в себя зубчатые колеса с перемещающимися осями

(рис. 5, а). Передача состоит из центрального колеса a с наружными зубьями, центрального колеса b с внутренними зубьями и водила H , на котором укреплены оси сателлитов g , которые вращаются вокруг своих осей и вместе с осью вокруг центрального колеса. При неподвижном колесе b (рис. 5, б) движение может передаваться от a к H или от H к a .

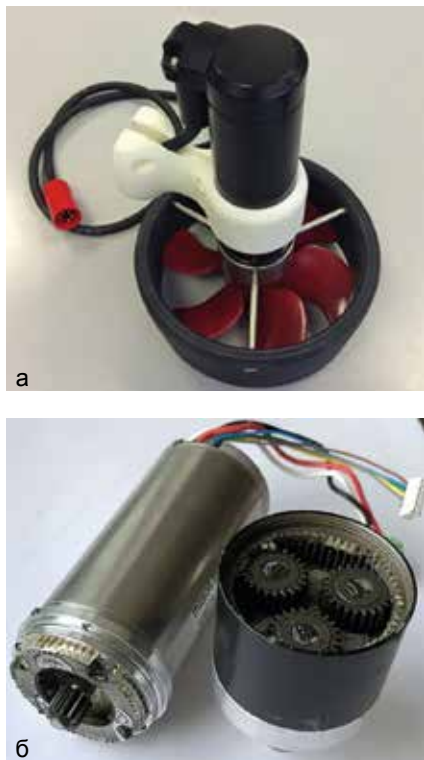


Рис. 4. Двигатель ТНПА «Марлин-350»: а – двигатель, вид в сборе; б – электродвигатель и редуктор из состава двигателя

В ступени планетарного редуктора формулы расчета частот, вызванных вращением солнечной шестерни F_o , водила F_v , сателлитов F_g и кольцевой шестерни, называемой «корона» F_k , определяются тем, какой элемент ступени неподвижен.

Из теории известно [8], что работу любой зубчатой пары в редукторе сопровождает целый ряд характерных вибраций, которые обусловлены усилиями, сопровождающими передачу вращающего момента через зону зубозацепления.

Вибросигналы от зубчатых пар содержат в себе как синхронные компоненты (гармоники), пропор-

циональные оборотной частоте вращения ротора (шестерни), так и несинхронные, связанные с резонансными процессами и не пропорциональные частоте вращения ротора. Вся основная мощность в вибросигнале от зубчатой пары сосредоточена в достаточно высокочастотной области. Импульсное и кинематическое возбуждения вызывают вибрацию с частотой зацепления зубьев $F_z = Z \times F_B$, где F_B – частота вращения зубчатого колеса, Z – число зубьев. Частота вращения, так называемая частота зубозацепления, и является наиболее информативной составляющей в спектре вибрационного сигнала. Данная вибрация несинусоидальная, поэтому в спектре присутствует несколько гармоник этой частоты, и может достигать единиц или даже десятка килогерц. Амплитуда этой гармоники обычно очень чувствительна к нагрузке, передаваемой через редуктор. Интенсивность вибраций, возбуждаемых зубчатыми передачами, возрастает с увеличением передаваемой нагрузки и скорости вращения.

Вибрации от зубозацепления являются нестационарными в том плане, что имеют в своем составе несколько фаз «обкатывания», точнее говоря «проскальзывания» зуба по зубу, различающихся у различных типов зубчатых зацеплений. Каждая из этих фаз возбуждает колебания своей частоты, не связанной с частотой зубозацепления. Более того, каждый из зубьев, в силу своих специфических отличий от других зубьев, генерирует свои частоты. На это накладывается то, что пары «взаимно обкатываемых» зубьев постоянно меняются, так как шестерни имеют не одинаковое количество зубцов.

Описанные особенности приводят к появлению в вибрации неоднородного «белого шума» вблизи частоты зубозацепления, под которым понимается смесь колебаний различных частот.

В спектрах вибраций передач основными информационными частотами, характеризующими состояние передачи, являются частота F_z и частоты $n \times F_z$, где $n = 2, 3$ и т. д., а также комбинационные частоты $F = F_z \pm k \times F_B$, где k – целое число; характеризующее амплитудную модуляцию колебаний с частотой зацепления.

Для редуктора рассматриваемого типа имеет место случай неподвижной «короны», соответственно выражения для расчета этих частот имеют вид [9]:

$$F_v = F_o Z_o / 2(Z_o + Z_g), \tag{1}$$

$$F_g = (F_o - F_v) Z_o / Z_g, \tag{2}$$

$$F_z = (F_o - F_v) Z_o = F_g Z_g = F_v Z_k, \tag{3}$$

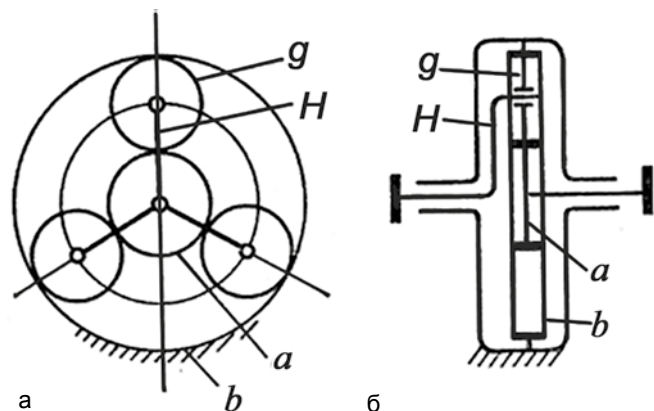


Рис. 5. Схематическое размещение колес в планетарной передаче

Расчетные данные частот вибрации редуктора

Количество оборотов на входном валу редуктора, мин/с	Количество оборотов на выходном валу редуктора $F_{об}$, мин/с	Частота вращения, Гц			
		водило F_v	сателлитов F_g	зубчатая F_z	модуляционная $\frac{n \times F_z + n \times F_{об}}{n \times F_z - n \times F_{об}}$
1200 / 20	200 / 3,33	3,4286	8,6460	198,8	$\frac{219; 438; 656; 875}{179; 378; 536; 715}$
2400 / 40	400 / 6,66	6,8571	17,2919	397,7	$\frac{437; 875; 1313; 1751}{358; 715; 1073; 1431}$
3600 / 60	600 / 10	10,2857	25,9379	596,6	$\frac{656; 1313; 1970; 2626}{536; 1073; 1610; 2146}$
4800 / 80	800 / 13,33	13,7143	34,5839	795,4	$\frac{875; 1751; 2626; 3502}{715; 1431; 2146; 2862}$

где, Z_o – количество зубцов «солнечной» шестерни; Z_g – количество зубцов «сателлита»; Z_k – количество зубцов «короны».

Число зубцов шестерен указанного редуктора имеет значения равные $Z_o=12$ для «солнечной», $Z_g = 23$ для «сателлита» и $Z_k = 60$ для «короны». Коэффициент понижения редуктора составляет 6 : 1.

По формулам (1)–(3) в зависимости от скорости оборотов вала электродвигателя/двигателя произведены расчеты частот вращения «водила», «сателлита» и частоты зубозацепления, значения которых указаны в таблице.

Как видно из таблицы, частоты оборотов двигателя практически совпадают с частотами зацепления соответствующих режимов, которые присутствуют в спектрах рис. 2 и 3. Незначительные различия в значениях расчетных и полученных частот объяснимы погрешностью при установке режимов работы двигателя в управляющей программе. Локальные подъемы уровня спектра вблизи частоты зубозацепления и ее гармоник, очевидно, относятся к «белому шуму», описанному ранее.

Изменение режима работы двигателя от полного хода до малого приводит к перераспределению мощности шумоизлучения с периодических компонент с дискретным спектром на случайные компоненты со сплошным спектром.

Характер изменения огибающей полученного частотного спектра в целом совпадает с данными [10], согласно которым распределение частот спектра для пары зубчатых шестерней «сталь–сталь» показано на рис. 6.

Отдельно стоит отметить представительность результатов измерений, полученных в бассейне, не име-

ющем звукопоглощающих покрытий. В ходе измерений расстояние между гидрофоном и двигателем составляло примерно 1 м, что, с учетом фактической геометрии источника звука, соответствует условиям сформированного поля дальней зоны в выбранном частотном диапазоне измерений.

Анализ результатов экспериментальных исследований акустических характеристик бассейна, полученных на этапе настроечных и проверочных работ программно-аппаратного измерительного комплекса, показывает, что при неизменном расстоянии между гидрофоном и двигателем порядка 1 м, в рассмотренном диапазоне частот, фактический разброс данных не превышает 3 дБ вне зависимости от расположения пары двигатель – гидрофон относительно отражающих поверхностей бассейна. Данное утверждение подкрепляет достоверность полученных результатов.

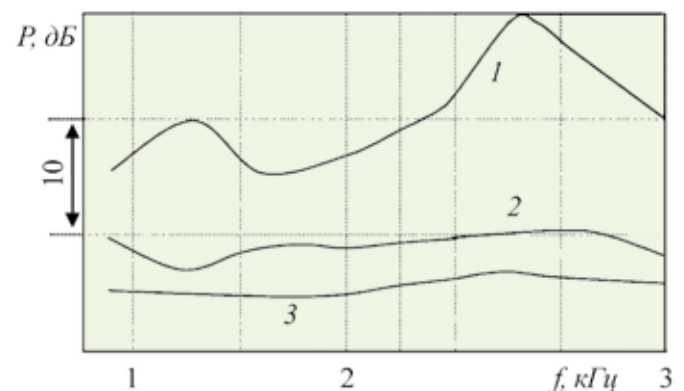


Рис. 6. Уровни шума редуктора, имеющего зубчатые передачи из различных материалов: 1 – сталь–сталь; 2 – сталь–капрон; 3 – капрон–капрон

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследование подводного шума двигателя ТНПА «Марлин-350» показало, что источником наиболее значимых частотных составляющих шума является планетарный редуктор.

Совпадение расчетных и экспериментальных данных позволяет использовать сформированный программно-аппаратный измерительный комплекс в условиях берегового незаглушенного бассейна для изучения шумовых характеристик других необитаемых подводных аппаратов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колмогоров В.С., Викторов Р.В., Шпак С.А., Пономарев М.О. О возможности выявления вально-лопастного звукоизлучения подводного аппарата в условиях повышенного уровня шумов моря // Материалы 6-й Всерос. науч.-техн. конф. «Технические проблемы освоения Мирового океана». Владивосток, 2015. С. 294–298.
2. Колмогоров В.С., Викторов Р.В., Москаленко Э.В., Шпак С.А. Использование адаптивной обработки сигнала при контроле шумоизлучения подводного аппарата // Материалы 5-й Всерос. науч.-техн. конф. «Технические проблемы освоения Мирового океана». Владивосток, 2013. С. 400–403.
3. Урик Р.Дж. Основы гидроакустики: пер. с англ. Л.: Судостроение, 1978. 448 с.
4. Евтютов А.П., Колесников А.Е., Ляликов А.П. Справочник по гидроакустике. Л.: Судостроение, 1982. 552 с.
5. ГОСТ Р 8.714-2010 (МЭК 61260:1995) ГСИ. Фильтры полосовые октавные и на доли октавы. Технические требования и методы испытаний. Национальный стандарт Российской Федерации.
6. Maxon. Motor data – key information, maxon’s product range at a glance. – URL: <https://www.maxonmotor.com/maxon/view/product/motor/ecmotor/ec/ec40/393025> (дата обращения: 20.04.2019).
7. Maxon. Gear data – key information, maxon’s product range at a glance. – URL: <https://www.maxonmotor.com/maxon/view/product/gear/planetary/gp42/203113> (дата обращения: 20.04.2019).
8. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам» 2012 г. – URL: http://vibrocenter.ru/demo/vibro2012_3.pdf (дата обращения: 25.06.2019).
9. Северо-западный учебный центр. Вибродиагностика дефектов механических передач. – URL: <http://vibro-expert.ru/vibrodiagnostika-defektov-mexanicheskix-peredach.html> (дата обращения: 25.06.2019).
10. Болгов В.М., Плахов Д.Д., Яковлев В.Е. Акустические шумы и помехи на судах. Л.: Судостроение, 1984. 192 с.

