

DOI: 10.24937/2542-2324-2019-1-387-51-60
УДК 629.5.015.4:623.827

М.Ю. Григоров, Т.Б. Егорова, В.Н. Зайцев, Б.М. Зеленский, В.В. Тюшкевич
ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

ГИДРОДИНАМИКА И ДИНАМИКА НОВОГО ТИПА МАЧТОВЫХ УСТРОЙСТВ ПОДВОДНЫХ ЛОДОК

Объект и цель научной работы. Объектом научного исследования является вихревая вибрация мачтовых устройств подводных лодок. Цель научной работы состоит в развитии теории вихревой вибрации с учетом особенностей нового поколения мачтовых устройств – устройств непроникающего типа. Важным являлось получение информации о гидродинамике и динамике укороченных обтекателей, применяемых в непроникающих мачтовых устройствах, а также разработка методов расчета вибропрочности и виброустойчивости таких устройств.

Материалы и методы. Для достижения поставленной цели используются экспериментальные и расчетные методы исследования гидродинамических характеристик плохообтекаемых конструкций.

Основные результаты. В работе показано, что вихревая вибрация непроникающих мачтовых устройств существенно отличается от вибрации традиционных проникающих устройств. Показано также, что ранее разработанные методики расчета вихревой вибрации проникающих устройств не позволяют достоверно прогнозировать вибрацию новых устройств и нуждаются в переработке. Полученные материалы позволили разработать методическую основу предварительного прогнозирования вихревой вибрации и оценки гидродинамических нагрузок на этапе проектирования непроникающих мачтовых устройств.

Заключение. Приведенные в статье новые данные об особенностях вихревой вибрации мачтовых устройств развивают результаты, полученные в ходе многолетних исследований этого сложного и важного для практики явления.

Ключевые слова: мачтовое устройство, укороченный обтекатель, вихревая вибрация.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

DOI: 10.24937/2542-2324-2019-1-387-51-60
UDC 629.5.015.4:623.827

M. Grigorov, T. Yegorova, V. Zaitsev, B. Zelensky, V. Tyushkevich
Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

NON-PENETRATING MASTS: DYNAMICS AND HYDRODYNAMICS

Object and purpose of research. This paper studies vortex-induced vibration of submarine masts. The purpose of this work is to update the theory of vortex-induced vibration taking into account the specifics of new-generation retractable devices: non-penetrating masts. It was important. An important task in this study was to obtain information on dynamics and hydrodynamics of shortened fairings applied for non-penetrating masts, as well as to develop vibration strength and vibration resistance methods for these devices.

Materials and methods. The task was accomplished by means of experimental and analytical research methods used in hydrodynamics of bluff structures.

Main results. The study has shown that vortex-induced vibration of non-penetrating masts differs considerably from vortex-induced vibration of conventional, penetrating, masts. It has also been shown that existing calculation procedures for vortex-induced vibration of penetrating masts cannot yield reliable predictions for non-penetrating ones, so they have to be revised.

Для цитирования: Григоров М.Ю., Егорова Т.Б., Зайцев В.Н., Зеленский Б.М., Тюшкевич В.В. Гидродинамика и динамика нового типа мачтовых устройств подводных лодок. Труды Крыловского государственного научного центра. 2019; 1(387): 51–60.

For citations: Grigorov M., Yegorova T., Zaitsev V., Zelensky B., Tyushkevich V. Non-penetrating masts: dynamics and hydrodynamics. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2019; 1(387): 51–60 (in Russian).

The results of this study made it possible to develop methodological basis for preliminary prediction of vortex-induced vibration and hydrodynamic load assessment at the design stage of non-penetrating masts.

Conclusion. The new data given in this paper about vortex-induced vibration peculiarities of non-penetrating masts refine the results obtained over many years of investigations about this complex and practically important phenomenon.

Keywords: non-penetrating mast, shortened fairing, vortex-induced vibration.

Authors declare lack of the possible conflicts of interests.

Боевая эффективность и безопасность эксплуатации подводных лодок в значительной мере определяются объемом и качеством информации, которую подводная лодка может получить об окружающей обстановке, своем местоположении в океане, положении целей, а также информации от управляющего центра.

Традиционно основным средством получения такой информации являются связные, навигационные, радиолокационные и другие подобные комплексы, антенны и приемо-передающие устройства которых размещены в постах, выносящихся из корпуса лодки над поверхностью моря с помощью выдвижных или заваливающихся мачт. Качество работы и возможность использования этих постов в сильной степени зависят не только от характеристик размещенной в них аппаратуры, но и от габаритных, прочностных и динамических характеристик самих постов и их мачт. Именно эти характеристики определяют диапазоны скоростей и глубин

хода подводной лодки, в которых возможно эффективное и безаварийное использование мачтовых устройств, а значит, полноценное функционирование подводной лодки.

Уже при эксплуатации первых подводных лодок моряки и кораблестроители столкнулись с тем, что в некотором диапазоне рабочих скоростей хода мачтовые устройства начинали вибрировать – это не позволяло вести с их помощью наблюдение, а иногда приводило к поломке устройства. Практически сразу было установлено, что причиной вибрации является периодический отрыв вихрей при обтекании трубы устройства, имеющей круговое сечение. Отрыв вихрей приводил к возникновению нестационарных гидродинамических сил, которые и вызывали вибрацию, получившую название вихревой.

Для устранения вихревой вибрации приходилось уменьшать скорость и глубину хода подводной лодки в перископном положении, что резко ухудшало мореходность и управляемость. Попытки борьбы с вибрацией за счет увеличения жесткости мачт и их опор давали слабый эффект при значительном проигрыше в весе и стоимости конструкций.

Основываясь на имеющихся в то время представлениях о гидродинамике плохообтекаемых конструкций, Г.Е. Павленко разработал первую методику расчета параметров вихревой вибрации перископов [1].

Перед Второй мировой войной, ввиду важности для подводного флота изучения вихревой вибрации перископов и борьбы с ней, Академия наук СССР создала комитет для решения указанной проблемы, в который вошли представители Государственного оптико-механического завода (ГОМЗ), Научно-исследовательского военно-морского института (предшественник ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова), а также Московского и Ленинградского университетов. Председателем комитета был назначен академик А.Н. Крылов. В эти годы Ю.А. Шиманский разработал более совершенную методику расчета вихревой вибрации перископов [2], которая использовалась до начала 1950-х гг.

Проектирование послевоенных поколений подводных лодок и оснащение их целой системой мач-

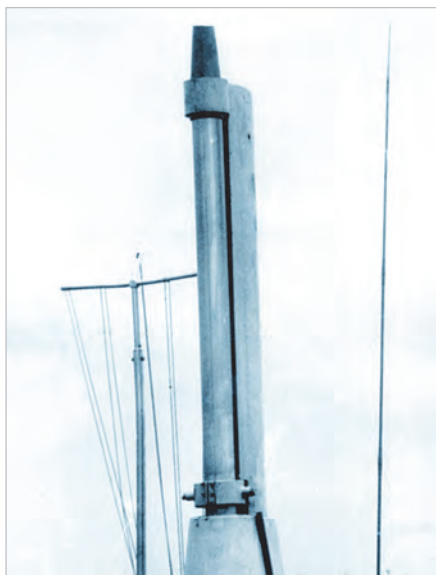
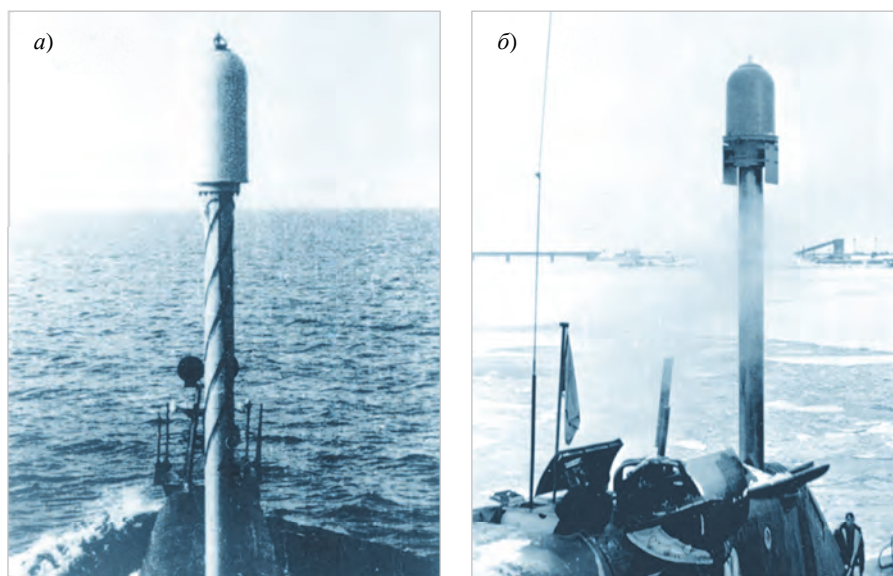


Рис. 1. Обтекатель в следе за перископом (натурный образец)

Fig. 1. Fairing in the periscope wake (full-scale specimen)

Рис. 2. Мачты с канавочным (а) и пластинчатым (б) гасителями вибрации

Fig. 2. Masts with vibration damping grooves (a) and tiles (b)



товых устройств различных типов и назначений заставило усилить работы в области борьбы с их вихревой вибрацией. В 1950-е гг., с учетом новых результатов, методика Ю.А. Шиманского была усовершенствована А.Н. Ивановым [3].

Все эти методики рассматривали вихревую вибрацию как вынужденные резонансные колебания мачтовых устройств под действием периодической силы, вызванной отрывом вихрей. Амплитуда этой силы считалась независимой от амплитуды вибрации. Однако в последней редакции методика учитывала возможность подстройки частоты отрыва вихрей под собственную частоту колебаний мачты. Это явление получило название «синхронизация отрыва вихрей колебаниями конструкции». Сравнение результатов натурных испытаний перископов с результатами расчетов параметров вихревой вибрации, даже при использовании откорректированной методики, выявило заметные расхождения.

Параллельно с теоретическими исследованиями природы вихревой вибрации начались экспериментальные работы по поиску эффективных путей ее снижения, т.к. ранее принимаемые меры, как уже указывалось, существенно ухудшали технические характеристики лодок, что стало особенно неприятным с началом проектирования атомных подводных лодок. По инициативе Крыловского центра прошли натурные испытания обтекателя перископа, расположенного в его следе (рис. 1). Испытания дали хорошие результаты, и подобные обтекатели были установлены на подводных лодках новых проектов.

С учетом острой потребности в решении проблемы вихревой вибрации мачтовых устройств подводных лодок в Центре в 1960-е гг. развернулись обширные теоретические и экспериментальные исследования этого явления. Руководство работами было возложено на С.И. Девнина, который обобщил накопленные к концу 1960-х гг. материалы по гидродинамике плохобтекаемых тел в работе [4].

По специально разработанным методикам в бассейнах, кавитационной и аэродинамической трубах были проведены систематические исследования динамики и гидродинамики плохобтекаемых цилиндрических конструкций в потоке. Обширные оригинальные испытания были выполнены в морских условиях как с натурными устройствами на действующих подводных лодках, так и со схематизированными макетами мачт на специально переоборудованных судах (рис. 2). Испытания 1970–80-х гг. позволили получить новые, важные для практики, результаты, свидетельствовавшие о преодолении уровня, достигнутого к тому времени за рубежом.

В проведении упомянутых исследований принимали участие Е.П. Николаев, С.Б. Абатуров, Б.К. Коровичев, В.В. Тимофеев, П.К. Соболев, В.М. Завьялов, И.М. Рахманкулов, Л.Г. Завадовская, Е.М. Никифоров. К исследованиям были привлечены ЦКБ «Лазурит» (как головная организация по проектированию мачтовых устройств), завод «Красное Сормово» (как головной завод по изготовлению мачтовых устройств), ЦКБ «Фотон»



Рис. 3. Подъемно-мачтовые устройства подводной лодки проекта 677

Fig. 3. Retractable masts of Project 677 submarine

и ЦКБ Ленинградского оптико-механического объединения (ЛОМО), проектирующие перископы, ЦКБ – проектанты подводных лодок (ЦКБ морской техники «Рубин» и Санкт-Петербургское морское бюро машиностроения «Малахит», КБ «Связьморпроект»). Все работы велись под наблюдением и при непосредственном участии войсковых частей ВМФ.

Принципиальным результатом исследований явилось установление зависимости величины нестационарных гидродинамических сил, обусловленных отрывом вихрей, от амплитуды колебаний. Удалось также установить, что эта зависимость имеет сложный и нелинейный характер. Получение ее числовых оценок позволило существенно повысить точность прогнозирования параметров вихревой вибрации натуральных устройств.

Как и следовало ожидать, основную опасность для реальных конструкций представляют режимы, когда частота отрыва вихрей совпадает с одной из собственных частот, т.е. режимы, в которых имеет место синхронизация. Вне этого диапазона скоростей вихревая вибрация также может иметь место, но ее амплитуды обычно малы и не представляют опасности.

В результате исследований было предложено рассматривать обтекаемую потоком упругую плоскообтекаемую цилиндрическую конструкцию как потенциально автоколебательную систему, а интенсивную вихревую вибрацию – как автоколебания. Для возникновения таких колебаний конструкция должна попасть в зону синхронизации, а интенсивность вихрей должна быть выше некоторого порогового значения, зависящего от особенностей кон-

струкции. Результаты проведенных исследований были обобщены С.И. Девниным в монографиях [5, 6], ставших настольными книгами для специалистов судостроения и смежных отраслей.

В современных условиях развития отечественной оптоэлектроники строящиеся и модернизируемые подводные лодки последних поколений снабжаются новыми типами мачтовых устройств – непроникающими. Конструкция таких устройств предполагает их размещение в специальной шахте, расположенной в пределах ограждения рубки [7], что позволяет практически отказаться от использования элементов, затягиваемых в прочный корпус. Таким образом, несущую трубу мачтового устройства можно защитить удобообтекаемым профилем, что значительно снизит гидродинамические нагрузки на конструкцию. Однако из-за плотного размещения непроникающих мачтовых устройств различного назначения в пределах ограждения рубки (рис. 3) не представляется возможным снабдить все устройства обтекателями необходимого качества. Разработчики таких устройств, как правило, выходят из положения, укорачивая хорду обтекателя путем обрезания его кормовой части. Как показали результаты первых испытаний [8], такой укороченный профиль из-за отрыва вихрей с обрезанного торца подвержен вихревой вибрации, хотя и меньшей интенсивности по сравнению с вибрацией круглой трубы.

Расчеты вихревой вибрации новых непроникающих мачтовых устройств до настоящего времени проводились с использованием скорректированной методики расчета проникающих мачтовых устройств. Корректировка методики в основном относилась к гидродинамическим коэффициентам и не учитывала правильных зависимостей гидродинамических сил от параметров вихревой вибрации профилей в потоке, весьма приблизительно оценивала диапазон скоростей, в котором возможно возникновение интенсивной вихревой вибрации, что существенно влияло на точность расчетов и могло привести к ошибочным результатам прогнозирования параметров вибрации.

Для создания материалов по прогнозированию вихревой вибрации мачтовых устройств непроникающего типа были проведены обширные специальные исследования динамики и гидродинамики таких устройств. Анализ формы поперечных сечений, применяемых в мачтовых устройствах современных отечественных подводных лодок, позволил условно выделить четыре серии профилей (рис. 4). Внутри каждой серии варьировались

основные геометрические соотношения, что в результате дало достаточно широкий спектр базовых параметров.

Для получения информации о гидродинамических и динамических характеристиках укороченных обтекателей использовались методы экспериментального, а также численного моделирования. Серийные испытания моделей укороченных обтекателей в опытовом бассейне проводились в несколько этапов [9], включающих определение целого ряда характеристик с применением жестко и упруго закрепленных моделей (рис. 5).

Поскольку в опытовом бассейне в ходе испытаний использовались уменьшенные модели укороченных обтекателей, вопросу влияния масштабного эффекта уделялось отдельное внимание. Для этого были организованы аэродинамические испытания модели большего масштаба в аэродинамической трубе (рис. 6), что позволило приблизить диапазон значений модельного числа Рейнольдса к его значениям при эксплуатации натуральных мачтовых устройств. Оказалось, что влияние числа Рейнольдса на гидродинамические характеристики укороченных обтекателей в обследованном диапазоне не велико. Это объясняется наличием у таких обтекателей фиксированных точек отрыва (обрезанных острых кромок).

Одновременно с этим была подобрана и отработана схема CFD-расчета (рис. 7), обеспечивающая совпадение результатов с экспериментальными данными. Расчеты проводились с целью уточнения получаемых гидродинамических коэффициентов и частот отрыва вихрей с профиля на неподвижной модели, а также степень влияния применяемых торцевых шайб на результаты измерений. В расчетах использовалась трехмерная постановка с использованием DES-модели турбулентности.

Результаты расчетно-экспериментальных исследований были сформированы в единую базу данных нестационарных и стационарных гидродинамических характеристик обтекателей, на которую получено свидетельство о регистрации [10].

В опытовом бассейне проводились экспериментальные исследования жестко закрепленных моделей укороченных обтекателей с использованием динамометрического оборудования и упруго подвешенных в потоке моделей на установке исследования резонансных колебаний (ИРК). В первом случае определялись нестационарные и стационарные гидродинамические характеристики неподвижных моделей. Эксперимент с приме-

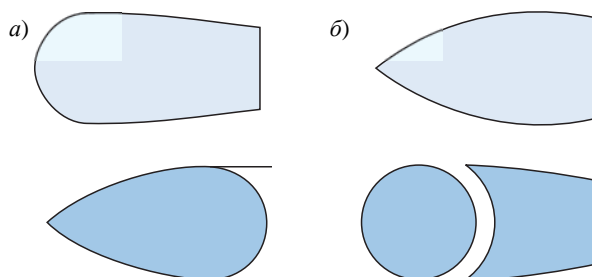


Рис. 4. Пример формы поперечных сечений исследуемых укороченных обтекателей

Fig. 4. An example of cross-section shape for shortened fairings

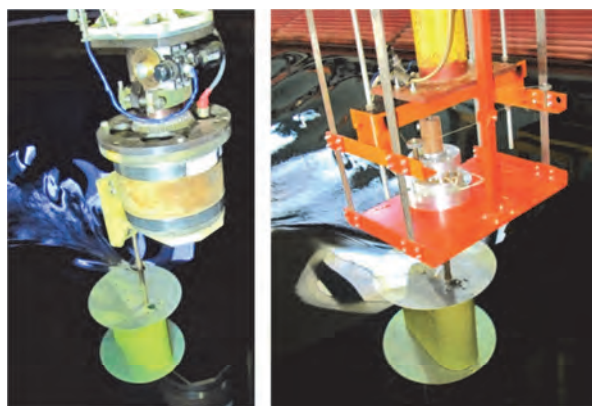


Рис. 5. Экспериментальное исследование динамических и гидродинамических характеристик в опытовом бассейне

Fig. 5. Experimental study of dynamic and hydrodynamic parameters in the test tank

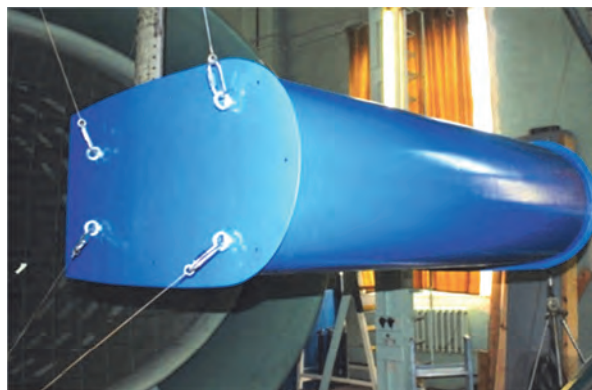


Рис. 6. Размещение модели в рабочей части аэродинамической трубы на растяжках (вид сбоку)

Fig. 6. Arrangement of model at fastening lines in the test section of wind tunnel (side view)

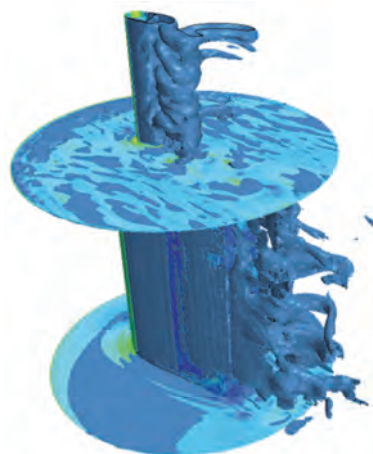
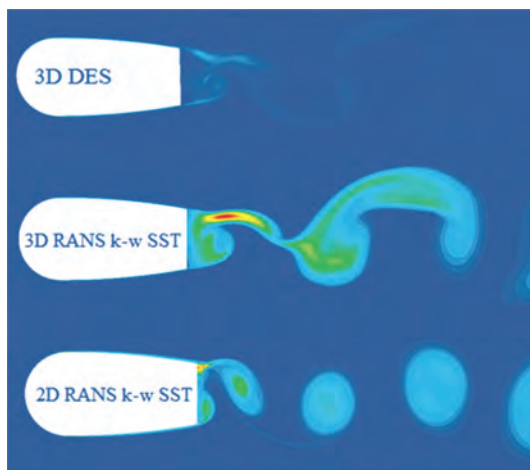


Рис. 7. Примеры CFD-расчетов обтекания моделей

Fig. 7. Examples of CFD-based flow calculations for models

нием ИРК позволил определить связь гидродинамических сил и параметров вибрации модели путем одновременной записи действующих на обтекатель сил и его перемещений. На рис. 8 показаны непосредственные результаты измерений перемещений, а именно амплитуда колебаний одного из исследованных обтекателей и значения частот этих колебаний, полученные в ходе проведения спектрального анализа сигналов, в зависимости от скорости буксировки. В ходе испытаний было установлено следующее:

1. Все исследованные модели обтекателей в различной степени подвержены вихревой вибра-

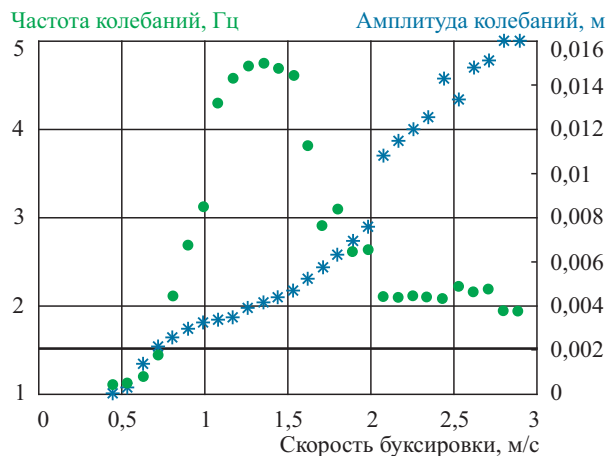


Рис. 8. Зависимость частоты и амплитуды от скорости буксировки, полученная по результатам испытаний на ИРК

Fig. 8. Frequency and amplitude versus towing speed, as per the test data obtained at resonance vibration test rig

ции из-за отрывного обтекания обрезанной кормовой части.

2. Характер вихревой вибрации укороченных обтекателей существенно отличается от характера ранее обследованной вибрации кругового цилиндра. В частности:

- зарегистрировано, что в диапазоне скоростей эксплуатации непроникающих мачтовых устройств существует зона интенсивных колебаний, где вибрация происходит не с собственной частотой, а с переменной частотой отрыва вихрей, зависящей от скорости потока и, как правило, превосходящей частоту свободных колебаний;
- вибрация в этом диапазоне носит характер одночастотных гармонических резонансных колебаний.

3. Характерным для укороченных обтекателей является число Струхали, вычисленное по ширине торца. Его величина отличается от значений для кругового цилиндра и зависит от геометрических параметров профиля.

Помимо выявления указанных особенностей вихревой вибрации укороченных обтекателей при проведении экспериментальных исследований были получены материалы по нестационарным и стационарным гидродинамическим характеристикам этих обтекателей, которые вошли в разработанную базу данных.

При обработке результатов измерений сил считалось, что гидродинамическая сила, действующая на обтекатель, состоит из двух компонент – квазистационарной (сила, действующая на модель в отсутствие вибрации) и нестационарной. Выражения для определения квазистационарной части хорошо

известны и в общепринятых обозначениях могут быть записаны как

$$F_{YST} = \frac{1}{2} C_y S_y V_0 \frac{dy}{dt} + 22 \frac{d^2 y}{dt^2} + C_y \frac{S_y V_0^2}{2} \cos(2 f_y t),$$

$$F_{XST} = \frac{1}{2} C_x S_x V_0^2,$$

где C_y^0 – коэффициент, определяемый формой поперечного сечения обтекателя. Значения коэффициента для исследованных профилей включены в разработанную базу данных.

Динамометрическое оборудование экспериментальной установки измеряет общую гидродинамическую силу, действующую на модель. Нестационарные компоненты гидродинамической силы определяются путем вычитания из общей гидродинамической силы квазистационарных составляющих. Дальнейшая обработка нестационарной вихревой силы (разложение в ряд Фурье) показала, что ее можно представить в виде суммы двух компонент:

- компонента, совпадающая по фазе с ускорением;
- компонента, совпадающая по фазе со скоростью колебаний обтекателя.

Оказалось, что компонента нестационарной силы, пропорциональная скорости колебаний, в резонансном диапазоне скоростей приводит к значительному снижению величины гидродинамического демпфирования, а вне резонансного диапазона ею можно пренебречь. Другая компонента нестационарной силы, пропорциональная ускорению колебаний модели обтекателя, оказывает существенное влияние на инерционную составляющую динамической системы, как бы меняя ее собственную частоту, что приводит к повышению резонансной частоты. Зарубежные авторы, зарегистрировавшие аналогичное явление для кругового цилиндра [11–13], совершающего интенсивные поперечные колебания в потоке, объясняют его изменением коэффициента присоединенной массы. Поскольку в отечественной литературе [14] под коэффициентом присоединенной массы понимается постоянная величина, имеет смысл считать это явление следствием наличия в нестационарной вихревой силе инерционной компоненты. Это было зарегистрировано и подтверждено двумя различными способами, а также хорошо укладывается в разработанную математическую модель. Оценка возможности применимости модельных результатов для расчета натуральных устройств за-

Относительная частота колебаний f_y/f_0

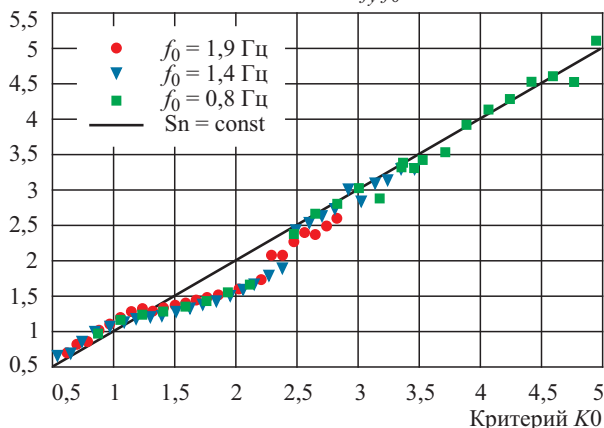


Рис. 9. Зависимость относительной частоты колебаний от критерия K_0

Fig. 9. Relative vibration frequency versus K_0 criterion

ключалась в изменении жесткостных характеристик динамической системы – длины используемых пружин. На рис. 9 показан график зависимости относительной частоты колебаний модели от своего рода критерия подобия вихревой вибрации, позволяющего спроецировать полученные в опытовом бассейне результаты на масштабы мачтового устройства. По таким графикам, построенным для всех исследованных моделей обтекателей, были выявлены функциональные зависимости некоторых параметров от геометрических характеристик профилей. Например, по графику можно определить границы диапазона скоростей интенсивной вихревой вибрации и частоты этой вибрации для звена мачтового устройства. Сам критерий определяется как

$$K_0 = \frac{S_{n_0} V_0}{B_k f_0},$$

где S_{n_0} – число Струхала (безразмерная частота отрыва вихрей) для неколеблющегося обтекателя; V_0 – скорость набегающего потока, м/с; B_k – ширина торца, м; f_0 – собственная частота установки, Гц.

В результате проведенной обработки результатов систематических экспериментальных и расчетных исследований были получены формулы для описания нестационарных сил, вызывающих вихревую вибрацию укороченных обтекателей. Эти формулы для поперечной и продольной сил, учитыва-

ющие выявленные особенности вихревой вибрации таких обтекателей, приведены ниже:

$$F_y^{\text{вих}} = \begin{cases} 22 \left(1 - \left(\frac{f_0}{f_y} \right)^2 \right) \ddot{y} + \\ + \left(1 - \left(\left(V_0 - \frac{V_H + V_B}{2} \right) \frac{2}{V_H - V_B} \right)^8 \right) C_y \frac{S_y V_0}{2} \dot{y} \\ \text{при } V_H < V_0 < V_B, \\ \\ 22 \left(1 - \left(\frac{f_0}{f_y} \right)^2 \right) \ddot{y} \\ \text{при } V_H > V_0 \text{ или } V_0 > V_B; \\ \\ C_x^0 \frac{S_x}{2} (2V_0 \dot{x} + \dot{x}^2) + C_x^{\bar{y}} \frac{S_x}{2} \dot{y}^2 \\ \text{при } 0,3 < Sn < 0,32, \\ \\ C_x^{\bar{y}} \frac{S_x}{2} \dot{y}^2 \text{ при } 0,3 > Sn \text{ или } Sn > 0,32, \end{cases}$$

где ζ – коэффициент массового отношения (отношение массы подвижных частей к массе вытесняемой среды), кг; λ_{22} – присоединенная масса обтекателя в поперечном направлении, кг; \dot{y} , \ddot{y} – параметры вибрации (скорость и ускорение колебаний); C_y^β , C_x^0 , C_x^y – гидродинамические коэффициенты нестационарных сил; f_y – частота отрыва вихрей, определяемая по формуле

$$f_y = \begin{cases} f_0 \left(b_1 + b_2 \frac{Sn_0 V_0}{B_k f_0} + b_3 \left(\frac{Sn_0 V_0}{B_k f_0} \right)^2 \right) \\ \text{при } V_H < V_0 < V_B, \\ \\ \frac{Sn_0 V_0}{B_k} \text{ при } V_H > V_0 \text{ или } V_0 > V_B, \end{cases}$$

где V_H и V_B – нижняя и верхняя границы резонансной зоны, определяемые по формулам

$$V_B = \frac{B_k f_0 \left(\sqrt{b_2^2 - 2b_2 - 4b_1 b_3 + 1 - b_2 + 1} \right)}{2Sn_0 b_3};$$

$$V_H = - \frac{B_k f_0 \left(\sqrt{b_2^2 - 2b_2 - 4b_1 b_3 + 1 + b_2 - 1} \right)}{2Sn_0 b_3},$$

где b_1, b_2, b_3 – коэффициенты функции формы обтекателей, определенные для каждого типа укороченных обтекателей.

Одной из особенностей обтекателей является возможность возникновения значительных боковых сил при движении подводной лодки с углами дрейфа или на косом волнении. Для проникающих устройств нагрузка на устройство не зависит от угла дрейфа. Учет сил, обусловленных наличием угла дрейфа, необходим при расчетах нагрузок на мачтовое устройство.

Таким образом, в результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований и обработки данных была получена новая и полезная информация о динамике и гидродинамике мачтовых устройств. На основе этих данных разработана программа расчета вибропрочностных характеристик непроникающих мачтовых устройств [15], а также сформулированы рекомендации по рациональному выбору формы поперечного сечения обтекателей [16]. В частности, оказалось, что определяющая часть лобового сопротивления создается отрывом потока с острых кромок обрезанного торца. В случае неудачного выбора профиля отрыв может начаться с точек вблизи максимальной ширины, что существенно увеличивает лобовое сопротивление обтекателя. Для предотвращения преждевременного отрыва было сформулировано условие, чтобы угол, образуемый касательной к профилю и продольной осью, не превышал 10–15°. В этом случае лобовое сопротивление определяется отрывным обтеканием торца и прямо зависит от его относительной ширины.

Анализ степени виброподверженности профилей, зависимостей их динамических и гидродинамических характеристик от геометрических параметров (относительного удлинения, ширины обрезанного торца относительно ширины обтекателя и др.) позволил сделать некоторые общие рекомендации по рациональному выбору формы поперечного сечения укороченных обтекателей:

- форма поперечного сечения должна удовлетворять условию по углу между касательной к профилю и продольной осью;
- форма носовой оконечности должна быть заостренной у обтекателей, предназначенных для работы в режиме пересечения свободной поверхности;
- хорда обтекателя должна иметь максимально допустимую длину, исходя из возможности размещения обтекателя в ограждении;
- ширина торца обтекателя должна быть минимально возможной.

Приведенные выше рекомендации позволяют выбрать только направление, в котором следует искать оптимальную форму сечения конкретного обтекателя. В окончательном виде форма поперечного сечения обтекателя для мачтового устройства может быть выбрана только при наличии информации о конструкции этого устройства, габаритах ограждения и порядке размещения различных устройств в ограждении.

Расчеты вибропрочностных характеристик реальных мачтовых устройств показали, что использование для прогнозирования вихревой вибрации непроникающих мачтовых устройств даже откорректированной методики расчета проникающих устройств приводит к значительным ошибкам. Эти ошибки особенно заметны при определении диапазона скоростей, в котором имеет место резонансная вибрация. Использование «старой» методики обычно резко ограничивает скорости, на которых допустима эксплуатация мачтовых устройств.

Библиографический список

1. Павленко Г.Е. Вихревая теория в применении к поперечным вибрациям перископа // Бюллетень научно-технического комитета ВМС РККА. 1929. Вып. 77.
2. Шиманский Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций. Л.: Судпромгиз, 1948.
3. Иванов А.Н. Колебания упругих цилиндров в потоке жидкости // Известия АН СССР. ОТН. 1960. № 3.
4. Девнин С.И. Аэрогидродинамический расчет плохообтекаемых судовых конструкций. Л.: Судостроение, 1967.
5. Девнин С.И. Гидроупругость конструкций при отрывном обтекании. Л.: Судостроение, 1975.
6. Девнин С.И. Аэрогидромеханика плохообтекаемых конструкций. Л.: Судостроение, 1984.
7. Богданов А.С., Копылов А.З. Дифференциальный гидравлический привод телескопических выдвижных устройств непроникающего типа для подводных лодок. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2014.
8. Григоров М.Ю., Зайцев В.Н., Тюшкевич В.В. Экспериментальная оценка гидродинамических характеристик и виброподверженности укороченных обтекателей мачтовых устройств // Труды Крыловского государственного научного центра. 2015. № 88(372). С. 149–152.
9. Проведение экспериментальных и теоретических исследований с целью разработки полуэмпирического расчетного метода решения задач гидроупругих колебаний и определения параметров вихревой вибрации современных непроникающих мачтовых устройств, а также разработка компьютерной программы и выполнение систематических расчетов с целью определения эффективности обтекателей с характерными параметрами формы поперечных сечений. Научно-технический отчет ФГУП «Крыловский государственный научный центр». 2015. Вып. 48313.
10. Свидетельство о государственной регистрации базы данных № 2016620385 Рос. Федерация. База данных нестационарных и стационарных гидродинамических характеристик обтекателей / Тюшкевич В.В., Григоров М.Ю., Овчинников К.Д. 2016.
11. Rahman M. Evaluation of added mass and damping coefficient of an oscillating circular cylinder // Appl. Math. Modelling. 1993. Vol. 17. P. 70–79.
12. Morse T.L. Investigating phenomena in vortex-induced vibration of a cylinder using controlled vibration. A Dissertation presented to the faculty of the Graduate School of Cornell University in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy, 2009.
13. Vandiver J.K. Experimental study of excited circular cylinder in current // Proceedings of the 16th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering Vol. 1. Yokohama, Japan, April 13–17, 1997. P. 231–240.
14. Короткин А.И. Присоединенные массы судостроительных конструкций. СПб.: Мор Вест, 2007.
15. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016613347 Рос. Федерация. Программа решения задачи гидроупругих колебаний (вихревой вибрации) протяженных конструктивных элементов при обтекании их потоком жидкости / Тюшкевич В.В., Григоров М.Ю. 2016.
16. Разработка рекомендаций по рациональному выбору поперечных сечений обтекателей мачтовых устройств непроникающего типа. Научно-технический отчет ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2016.

References

1. Pavlenko G. Vortex theory in application to transverse vibrations of periscope // Bulletin of Red Army Navy Scientific & Technical Committee. 1929. Issue 77 (in Russian).
2. Shimansky Yu. Dynamic calculation of ship structures. Leningrad, Sudpromgiz, 1948 (in Russian).
3. Ivanov A. Vibrations of elastic cylinders in flow // Izvestiya of the USSR Academy of Sciences. Department of Engineering Sciences. 1960. No. 3 (in Russian).
4. Devnin S. Aerohydrodynamic calculation of bluff ship structures. Leningrad, Sudostroyeniye, 1967 (in Russian).
5. Devnin S. Hydroelasticity of structures in separating flow. Leningrad, Sudostroyeniye, 1975 (in Russian).

6. *Devnin S.* Aerohydrodynamics of bluff structures. Leningrad, Sudostroyeniye, 1984 (*in Russian*).
7. *Bogdanov A., Kopylov A.* Differential hydraulic drive of telescopic non-penetrating masts for submarines. St. Petersburg, Baltic State Technical University, 2014 (*in Russian*).
8. *Grigorov M., Zaitsev V., Tyushkevich V.* Experimental assessment of hydrodynamic parameters and vibration susceptibility of shortened domes for retractable mast equipment // Transactions of the Krylov State Research Centre. 2015. No. 88(372). P. 149–152 (*in Russian*).
9. KSRC Report, Issue No. 48313 Experimental and theoretical studies intended to develop a semi-empirical calculation method for hydroelastic vibrations and determination of vortex-induced vibration parameters of modern non-penetrating masts, as well as to develop software and perform systematic calculations to determine efficiency of fairings with characteristic parameters of cross section shape (*in Russian*).
10. Certificate on state registration of database No. 2016620385. The Russian Federation. Database of steady and unsteady hydrodynamic parameters of fairings / *Tyushkevich V., Grigorov M., Ovchinnikov K.* 2016 (*in Russian*).
11. *Rahman M.* Evaluation of added mass and damping coefficient of an oscillating circular cylinder // Appl. Math. Modelling. 1993. Vol. 17. P. 70–79.
12. *Morse T.L.* Investigating phenomena in vortex-induced vibration of a cylinder using controlled vibration. A Dissertation presented to the faculty of the Graduate School of Cornell University in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy, 2009.
13. *Vandiver J.K.* Experimental study of excited circular cylinder in current // Proceedings of the 16th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering Vol. 1. Yokohama, Japan, April 13–17, 1997. P. 231–240.
14. *Korotkin A.* Added masses of ship structures. St. Petersburg, Mor Vest, 2007 (*in Russian*).
15. Certificate No. 2016613347 on state registration of software. The Russian Federation. Calculation software for hydroelastic (vortex-induced) vibration of long structural elements in flow / *Tyushkevich V., Grigorov M.*, 2016 (*in Russian*).
16. KSRC Report Development of recommendations on optimal assignment of cross-section for non-penetrating mast fairings. 2016 (*in Russian*).

Сведения об авторах

Григоров Максим Юрьевич, инженер 1 категории ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-33-84. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Егорова Татьяна Борисовна, ведущий инженер ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-36-36. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Зайцев Владимир Николаевич, главный научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-32-98. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Зеленский Борис Михайлович, ведущий научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-36-07. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Тюшкевич Владислав Вильгельмович, к.т.н., ведущий научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, 44. Тел.: 8 (812) 415-39-01. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

About the authors

Maxim Yu. Grigorov, 1st Category Engineer, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-33-84. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Tatyana B. Yegorova, Lead Engineer, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-36-36. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Vladimir N. Zaitsev, Chief Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-32-98. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Boris M. Zelensky, Lead Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-36-07. E-mail: krylov@krylov.spb.ru.

Vladislav V. Tyushkevich, Cand. Sci. (Eng.), Lead Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: 8 (812) 415-39-01 E-mail: krylov@krylov.spb.ru.