

СЕКЦИЯ 3

Гидроаэромеханика. Ходкость, мореходность и маневренность

Ермолаев А.А., Шевцов С.П.

ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург

ПРОБЛЕМА ВИБРАЦИИ ПОДРУЛИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ И СПОСОБЫ ЕЕ РЕШЕНИЯ

Проведен анализ основных причин возникновения вибрации подруливающих устройств (ПУ) и сформулированы рекомендации по мероприятиям, обеспечивающим улучшение характеристик ПУ по уровню вибрации. Для снижения уровня вибрации, вызванной работой ПУ, необходима отработка их конструкции, а также элементов корпуса судна на стадии проектирования, особенно важным это является для судов с одним или несколькими ПУ большой мощности (свыше 500 кВт), а также судов, оборудованных системами динамического позиционирования. Это приводит к необходимости уточнения методов проектирования ПУ и нормативной документации, регламентирующей нормы вибрации ПУ.

Ключевые слова: подруливающее устройство, ПУ, гребной винт, вибрация, кавитация.

Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.

Для цитирования: Ермолаев А.А., Шевцов С.П. Проблема вибрации подруливающих устройств и способы ее решения. Труды Крыловского государственного научного центра. 2018; специальный выпуск 1: 67–74.

УДК 629.5.061.17

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-1-S-I-67-74

SECTION 3

Hydromechanics. Propulsion, seakeeping and maneuverability

Ermolaev A., Shevtsov S.

Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

THRUSTER VIBRATION PROBLEM AND SOLUTIONS

The main causes of vibration induced by thrusters are analyzed and recommendations are given how to improve vibration levels of lateral thrusters. For reducing level of vibration excited by thrusters it is required to refine thruster design and ship hull details in the design process, in particular it is important for ships with one or more lateral thrusters of high capacity (500 kW plus), as well as dynamically-positioned vessels. In this connection it is necessary to update the thrust design methods and regulatory vibration level documentation for lateral thrusters.

Key words: lateral thruster, propeller, vibration, cavitation.

Authors declare lack of the possible conflicts of interests.

For citations: Ermolaev A., Shevtsov S. Thruster vibration problem and solutions. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2018; special issue 1: 67–74 (in Russian).

UDC 629.5.061.17

DOI: 10.24937/2542-2324-2018-1-S-I-67-74



Введение

Introduction

Подруливающие устройства применяются на гражданских судах уже более 70 лет. Они предназначены для повышения управляемости судна при малых скоростях или без хода, когда обычные судовые рули оказываются неэффективными. Опыт использования ПУ на судах показывает, что их работа зачастую связана с высокими уровнями вибрации. В восьмидесятые годы прошлого столетия, когда формировались основные принципы и методики проектирования подруливающих устройств с учетом обеспечения их максимальной гидродинамической эффективности, мощность, перерабатываемая ПУ, составляла порядка 500 кВт, что обеспечивало решение задачи повышения управляемости на судах того времени. Работа ПУ в основном носила кратковременный характер, например, при выполнении операций швартовки или прохождении узкостей, и вопросы повышенного уровня вибрации не возникали.

В настоящее время в связи с активным освоением ресурсов мирового океана, ввиду значительного повышения размерений судов, потребная мощность и размеры ПУ значительно возросли, соответственно, возрос и уровень вибрационных возмущений. Кроме того, ПУ стали использоваться в системах динамического позиционирования, их работа все чаще носит длительный характер ввиду необходимости удержания судна в заданной точке в условиях ветра и волнения. В таких условиях высокий уровень вибрации, вызванный работой ПУ, может привести к серьезным последствиям. Возникает опасность нарушения прочности судовых конструкций, нарушения в работе систем связи и акустических систем.

Повышенная вибрация, вызванная работой ПУ, была обнаружена на проекте 23120 «Эльбрус», где было установлено 2 ПУ мощностью 1500 кВт каждое, на проекте 21180 «Илья Муромец» с мощностью ПУ 700 кВт. Проблема вибрации ПУ большой мощности свойственна не только для нашей страны. Основные мировые производители подруливающих устройств выделяют значительные средства на научные исследования, направленные на решение проблем повышенной вибрации ПУ. В декабре 2015 г. в исследовательском центре Marine был инициирован совместный промышленный проект (Join Industry Project – JIP), направленный на разработку систематической серии ПУ с улучшенными характеристиками по шуму и вибрации. По данным на январь 2017 г. в состав участников JIP входит

20 организаций, включая как ведущих производителей подруливающих устройств, таких как Brunvoll, Nakashima Propeller, Rolls-Royce Marine, Wärtsilä, Schottel и др., так и проектные организации, например, Fincantieri/CETENA [1], что говорит о значительном интересе ведущих мировых компаний к существующей проблеме и высокой актуальности задачи.

Во избежание проблем, проектирование ПУ и их установку на судно требуется осуществлять путем поиска компромиссных решений между обеспечением максимальной гидродинамической эффективности и низким уровнем вибрационных возмущений.

Основные источники вибрации подруливающего устройства

Main sources of vibration for thrusters

Источники вибрации можно условно разделить на 2 категории:

- механические (внутренние) – вызванные работой механизмов;
- гидродинамические (внешние) – вызванные взаимодействием устройства с внешней жидкостью.

К механическим источникам отнесем работу приводного двигателя, зубчатых передач, подшипниковых узлов, валопровода, систем смазки и охлаждения, гидравлических узлов и насосов (для ПУ с гидроприводом). Также к этой группе следует отнести силы инерционной природы, возникающие при работе гребного винта (ГВ), обусловленные механической неуравновешенностью ГВ в результате повреждения в процессе эксплуатации или допущенной неуравновешенностью при изготовлении [2, 3]. Снижение уровня вибрации этой группы связано с обеспечением контроля качества агрегатов, механизмов и поверхностей комплектующих изделий ПУ, контроля качества сборки и монтажа ПУ на судне, а также применением конструктивных решений с целью минимизации возникающих возмущений, например, путем использования демпфирующей муфты между электроприводом и редуктором ПУ.

Отдельно следует отметить, что особенности работы гребного винта в канале ПУ зачастую являются причиной повышенной вибрации механизмов (механических источников). В частности, значительные изгибающие моменты, возникающие на лопастях гребного винта при его работе в неоднородном потоке, передаваясь по гребному валу, оказывают негативное воздействие на зубчатые зацепления, создают условия для быстрого износа подшипников.

В настоящей работе основное внимание уделено рассмотрению источников вибрации второй группы – гидродинамических. Они обусловлены особенностями работы гребного винта в канале ПУ и особенностями обтекания неподвижных элементов ПУ [4, 5], а также кавитацией [6].

При обтекании неподвижных элементов, таких как защитные решетки, протекторы, обтекатель углового редуктора и элементы его раскрепления на канал, входная кромка канала, образуются отрывные зоны и возникают кавитационные каверны, которые, замыкаясь на элементах канала ПУ, создают ударные волны. При работе гребного винта в потоке перед обтекателем углового редуктора закрученная струя воздействует на стойку обтекателя и элементы крепления, передавая через воду создаваемые винтом пульсации давления и вызывая вибрацию стойки, которая, в свою очередь, воздействует на элементы судовых конструкций. Ввиду того, что обтекатель углового редуктора является частью ПУ, консольно закрепленной внутри канала, для снижения уровня вибрации обтекателя вследствие работы в условиях обтекания закрученным потоком необходимо обеспечивать дополнительное раскрепление обтекателя на стенки канала. Для снижения вибрационного возмущения необходимо исключить возможность кавитационного обтекания неподвижных элементов путем отработки их геометрии. Должны быть оптимизированы расположение дополнительных узлов крепления и их форма и оценены значения их дополнительного сопротивления.

Особенности обтекания неподвижных элементов приводят также к перераспределению скорости потока по сечению канала ПУ, что оказывает значительное влияние на условия работы гребного винта и, как следствие, на силы, возникающие при его работе [7].

Основным источником повышенной вибрации ПУ является гребной винт. Возмущающие силы передаются гребным винтом как через воду – периодические давления на стенках канала, так и через гребной вал – периодические силы и моменты на гребном валу [6]. Частота периодических давлений, сил и моментов определяется частотой вращения винта и числом лопастей – лопастной частотой. Помимо лопастной частоты, в спектре гидродинамических возбуждений винта зачастую наблюдаются гармоники более высокого порядка, кратные лопастной.

Возникновение возмущающих сил обусловлено особенностями работы ГВ ПУ в условиях неравномерного поля скорости.

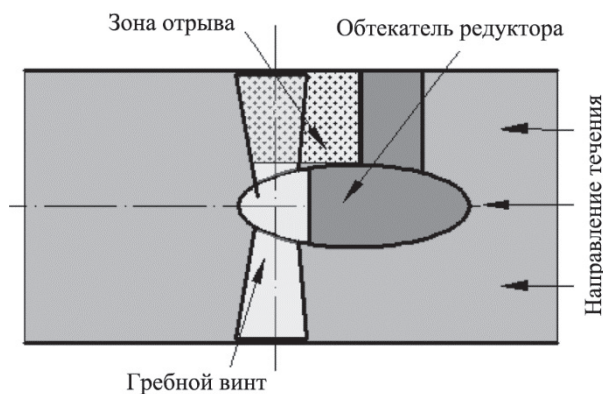


Рис. 1. Схема течения в следе за обтекателем углового редуктора ПУ

Fig. 1. Flow pattern in wake of thruster's angle gearbox fairing

Существенным источником неравномерности поля скорости внутри канала ПУ является обтекатель углового редуктора и, в частности, его стойка. Как показывает практика, особенно негативно наличие обтекателя углового редуктора сказывается на работе ПУ при расположении стойки перед гребным винтом. Это можно объяснить тем, что при протекании жидкости вблизи стойки углового редуктора за ним образуется зона отрыва. Схема течения в следе за обтекателем углового редуктора представлена на рис. 1.

При этом аксиальные скорости в следе стойки практически отсутствуют, и, следовательно, местная относительная поступь стремится к нулевому значению, которой соответствует высокие значения критического числа кавитации. Увеличение относительного диаметра углового редуктора приводит к росту скорости обтекания стойки и большей вероятности отрыва потока и распространения отрывной зоны за стойкой. В мировой практике принято, что относительный диаметр углового редуктора не должен превышать $0,42D$, где D – диаметр гребного винта [8]. В отечественной практике для ПУ большой мощности размер обтекателя углового редуктора составляет около $0,45D$.

Помимо местного снижения скорости в следе за стойкой, происходит перераспределение скоростей по сечению гребного винта. В результате, при заданном расходе перед движителем за один оборот лопасть проходит как область с местной относительной поступью близкой к нулю, так и область с повышенной, в сравнении с расчетной, относительной поступью гребного винта ПУ. Существен-

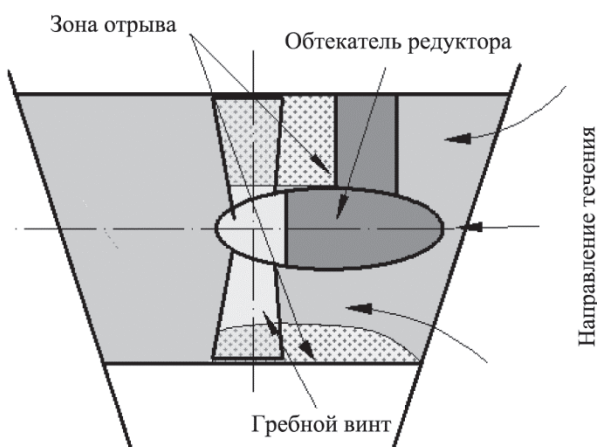


Рис. 2. Схема работы ГВ ПУ с учетом развалов бортов судна

Fig. 2. Schematic operation of thruster's propeller including ship hull flare

ное изменение скорости, охватывающее значительную часть гидравлического сечения лопасти, является причиной увеличения гидродинамических сил на лопасти при ее нахождении в этом положении. Это является причиной повышенной вибрации ГВ и кавитации на лопастях [6]. Вибрационные возмущения ГВ ПУ, ввиду цикличности характера, кратного количеству лопастей, могут вступать в резонанс с остальными системами как ПУ, например, с приводным двигателем, так и судовыми конструкциями в целом.

На примере рис. 2 рассмотрим работу гребного винта в условиях, более приближенных к условиям работы ПУ на судне. Вход и выход в канал ПУ определяется геометрией корпуса судна, имеющего некоторые развалы бортов.

Как видно из рисунка, при входе потока в канал ПУ, имеющего развалы бортов, с острой кромки канала образуется отрывная зона, размер которой тем больше, чем больше скорость потока внутри канала и угол наклона борта. Лопасти гребного винта за оборот проходят как подторможенную зону за стойкой, так и подторможенную область, образованную условиями входа потока в канал ПУ. При этом скорости в безотрывных областях по условию постоянства расхода увеличатся, следовательно, снизится минимум нагрузки на лопасть, работающей в этом участке (за счет повышения значения местной поступи), что приведет к общему увеличению величины периодических напряжений и ещё более высокому уровню вибрации.

В случае расположения канала ПУ максимально близко к днищу судна, поток, засасываясь из-под днища, сильно изменяет направление движения на нижней кромке канала. Происходит явление, эквивалентное отсутствию на входе в канал стенки [9], что приводит к возникновению дополнительных гидродинамических потерь и отрыву потока от входной кромки даже при незначительных углах развала бортов. Кроме того, возможно появление эффекта циркуляции жидкости вокруг днища судна. Для исключения отмеченных негативных эффектов в [8] рекомендуется располагать ось ПУ на расстоянии от $0,1D$ до $1,5D$ от плоскости днища.

Если заглубление оси канала ПУ невелико, может наблюдаться просос воздуха, при этом лопастная система работает в среде с пониженной плотностью и условиях неоднородного количества и степени распределения воздуха в воде [10, 11]. При достаточном заглублении оси канала ПУ просос воздуха к ПУ может иметь место в случае работы ПУ на волнении, а также ввиду особенностей обтекания носовой оконечности [12].

Наиболее эффективной мерой улучшения вибрационных характеристик ПУ является борьба с причиной возникновения вибрации, а именно снижение степени неравномерности потока в диске гребного винта. Это может достигаться путем скругления входной кромки канала (радиус скругления кромки канала $r > 0,05D$) и расположением ПУ на судне в местах наиболее приближенным к оптимальным условиям (угол наклона борта к оси канала ПУ $\delta \approx 90^\circ$), минимизации обтекателя углового редуктора и профилировкой стойки, решеток, протекторов, дополнительных элементов крепления [13]. Также, могут быть использованы меры искусственного воздействия на поток и пограничный слой [14], например, специально профилированные прутья защитных решеток, дополнительные крыльевые профили и др. Однако необходимо иметь в виду, что все эти элементы, обеспечивая улучшение работы ПУ в одну сторону, негативно сказываются на его работе в противоположную сторону. При принятии решения об установке таких элементов необходимо проводить исследования для оценки степени влияния этих устройств как при расположении в потоке перед ГВ, так и после.

Улучшение вибрационных характеристик ПУ может быть достигнуто путем оптимизации ГВ ПУ с целью минимизации последствий его работы в неоднородном потоке. Проектирование гребного винта должно выполняться с учетом неоднородности поля скорости, что усложняется ввиду необхо-

димости работы гребного винта как на правый борт, так и на левый. Это обстоятельство ограничивает возможность оптимизации ГВ ПУ. Винты фиксированного шага (ВФШ) ПУ проектируются с симметричной двояковыпуклой профилировкой, а винты регулируемого шага (ВРШ) с симметричной профилировкой и плоскими лопастями. Применение кривизны профиля для оптимизации работы ГВ в одну сторону, очевидно, скажется на работе ГВ при противоположном вращении. Однако ввиду того, что основные проблемы возникают при работе ПУ в следе за стойкой, введение незначительной кривизны может обеспечить улучшение вибрационных характеристик ПУ на проблемном режиме при удовлетворительных вибрационных характеристиках ПУ в обратном направлении.

В настоящий момент основными варьируемыми параметрами при проектировании лопастной системы ПУ с улучшенными характеристиками по вибрации могут быть число лопастей, распределение шага по радиусу, форма лопасти [2, 15]. Путем перераспределения шага по радиусу ГВ можно обеспечить разгрузку периферийных, наиболее нагруженных сечений. Увеличение количества лопастей ГВ позволяет снизить амплитуду вибрационных возмущений и увеличить их частоту [3]. Такая мера позволяет снизить нестационарные нагрузки на лопастях гребных винтов при сохранении их эффективности. Но следует учитывать, что при уменьшении длины хорды лопасти повышается вероятность прохождения всей площадью лопасти зоны подторможенного потока за стойкой углового редуктора, что приведет к росту местной нагрузки на отдельном элементе лопасти и общему повышению вибрации установки. Применение винтов с саблевидной формой лопасти позволяет обеспечить плавный вход лопасти в подторможенную область, что исключает резкий перепад нагрузки на лопастях [6]. Снижение интенсивности нестационарных сил позволяет уменьшить периодические изгибные нагрузки на гребной вал. Однако уход от Каплановской формы лопасти, как показывает практика, приводит к ухудшению эффективности лопастной системы [16].

К улучшению вибрационных характеристик может привести также и отдаление оси гребного винта от стойки обтекателя редуктора, но при этом необходимо иметь в виду, что увеличение этого расстояния приведет к необходимости использовать более длинный гребной вал. Это повлечет за собой повышение изгибающего момента за счет увеличения плеча приложения силы, а также увеличение габаритов устройства в целом. Некоторый компромисс может быть достигнут путем применения откидки лопасти гребного

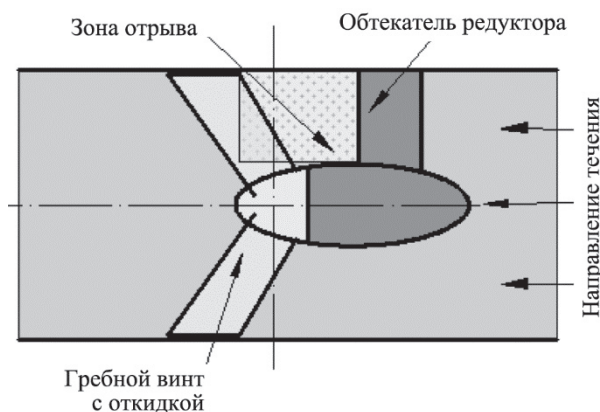


Рис. 3. Схема ГВ ПУ с откидкой

Fig. 3. Thruster with skewed propeller

винта в сторону от стойки. Схема гребного винта с откидкой представлена на рис. 3.

За счет откидки лопасти расстояние между стойкой и периферийными сечениями лопасти увеличится, в результате этого концевые сечения лопасти, являющиеся наиболее нагруженными, выйдут за зону распространения отрыва.

Разработанные в ФГУП «Крыловский государственный научный центр» методы позволяют выполнить расчетную оценку вибрационных характеристик гребных винтов на заданное поле скорости, однако они не учитывают влияние кавитации. Определение возникающих при кавитационном режиме работы нестационарных сил на гребном валу и периодических давлений на стенках канала в настоящее время весьма затруднительно. Предполагается возможным проводить такую оценку экспериментальным путем – с помощью разработки специальной установки, моделирующей работу ПУ и включающей в себя как распределенную систему датчиков пульсаций давлений на стенках канала ПУ, так и средство измерения нестационарных сил на гребном валу.

Проектирование ГВ ПУ выполняется с учетом запасов на отсутствие развитой второй стадии кавитации [5, 17], сопровождающейся падением гидродинамических характеристик. Однако, рассматривая особенности распределения скорости внутри канала ПУ на швартовом режиме и при различных относительных скоростях движения судна, можно сделать вывод о невозможности исключения первой стадии кавитации лопастной системы ПУ при неоднородности потока, а также при наличии скорости хода судна. Кавитация ПУ неизбежна при работе на ходах судна свыше половины от скорости протекания жидкости внутри канала ПУ.

Кавитационные каверны, срываясь с лопастей гребного винта, схлопываются на стенках канала, повышая периодические давления на стенках, которые передаются на остальные элементы ПУ и корпус судна, тем самым также являясь причиной повышенного уровня вибрации. Наиболее эффективной мерой улучшения кавитационных характеристик гребных винтов ПУ является увеличение дискового отношения [13]. Следует иметь в виду, что повышение дискового отношения сопровождается снижением гидродинамической эффективности ГВ. При использовании в качестве лопастной системы ВРШ, величина дискового отношения ограничена значением порядка $A / A_d = 0,75$ ввиду необходимости реверсирования лопастей через плоскость вращения [18].

Для снижения последствий кавитационной составляющей применяют различные схемы размещения ПУ по принципу «труба в трубе» [19, 20]. Трубы между собой соединяются через специальные демпфирующие устройства, а сама полость зачастую заполняется жидкостью.

Кавитационные явления внутри канала ПУ являются не только источником повышенной вибрации, но и причиной эрозийных повреждений элементов канала и неподвижных элементов ПУ, что может приводить к потере их прочности [21, 22]. Одним из способов снижения последствий возникновения кавитации является локальная подача воздуха вблизи лопасти гребного винта через стенки канала [23].

В общем случае снижение уровня вибрации может быть достигнуто путем применения усложненных конструктивных схем, таких как ПУ с электродвигателем-двигателем кольцевого типа [24, 25], ПУ с парными гребными винтами, ПУ одностороннего действия.

Применение схемы на базе привода кольцевого типа позволяет отказаться от обтекателей углового редуктора и обеспечить равномерное обтекания лопастей. При этом, как и в случае традиционных ПУ, неоднородность потока внутри канала, обусловленная особенностями входа в канал или наличием скорости хода судна, будет существенно сказываться на параметрах вибрации и кавитации лопастной системы.

Применения компоновки с парными винтами позволяет обеспечить распределение нагрузки на два винта, и, как следствие, снизить местную нагрузку на лопастях и уменьшить относительный диаметр обтекателя углового редуктора.

В случае применения ПУ одностороннего действия отсутствует необходимость реверсирования по-

тока внутри канала, что позволяет разработать канал и неподвижные элементы, расположенные в канале, и оптимизировать гребной винт под заданные условия натекающего потока, тем самым увеличивая докавитационный упор гребного винта ПУ на 10–30 %.

Стоит заметить, что использование приведенных схем сопровождается значительным увеличением стоимости ПУ и существенным требованиям к технологиям их изготовления, что оказывается особенно критичным для ПУ большой мощности.

С учетом существующих проблем повышенной вибрации, вызванной работой ПУ, особенно для установок большой мощности, задача их проектирования должна включать как получение максимально возможной гидродинамической эффективности, так и снижение вибрационных возмущений, что требует корректировки методической документации. Отдельно следует отметить, что нормативные документы, регламентирующие нормы вибрации для ПУ, отсутствуют как средства активного управления. В настоящий момент оценка допустимого уровня вибрации, вызванной работой ПУ, определяется техническими нормами по вибрации конструкции корпуса [26], а также нормами по эксплуатационной вибрации механизмов и оборудования [27].

Заключение

Conclusion

В настоящей статье сформулированы основные причины вибрации, возникающей при работе ПУ, а также меры, направленные на устранение этих причин.

В случае предъявления требований к ПУ по уровню вибрации при установке нескольких ПУ на судна при их использовании в составе систем динамического позиционирования, в особенности для ПУ больших мощностей, требуется уделять особое внимание вопросам их проектирования с учетом вибрационных параметров. Необходима отработка конструкции ПУ и неподвижных элементов внутри канала. На самых ранних стадиях проектирования судна с ПУ требуется уделять особое внимание выбору места размещения ПУ и отработке элементов корпуса судна в месте размещения ПУ.

Для снижения уровня вибрации, вызванной работой ПУ, необходима адаптация гребного винта как основного источника вибрационных возмущений к потоку внутри канала. Изменение геометрии лопастей с целью снижения уровня вибрации ПУ приведет к некоторым улучшениям, при этом тяговые характеристики ПУ будут снижены, что приводит к необходимости поиска компромисса между

вибрацией и гидродинамической эффективностью. Однако без проведения мероприятий по созданию максимально возможного равномерного поля скоростей перед гребным винтом обеспечить достаточную приспособленность гребного винта к потоку внутри канала практически невозможно. В связи с этим необходимо уточнение существующих методов проектирования подруливающих устройств и нормативной документации, регламентирующей нормы вибрации ПУ.

Библиографический список

References

1. Development of low noise tunnel thrusters [electronic resource] / Website of Maritime Research Institute Netherlands. URL: <http://www.marin.nl> (access date 04.04.2017).
2. *Войткунский Я.И., Першиц Р.Я., Титов И.А.* Справочник по теории корабля. Судовые движители и управляемость. Л.: Судостроение, 1973. [Ya. Voitkunskiy, R. Pershitz, I. Titov. Handbook on ship theory. Ship propulsors and maneuverability. L.: Sudostroenie. 1973. (In Russian)].
3. *Кацман Ф.М., Кудреватый Г.М.* Конструирование винто-рулевых комплексов морских судов. Л.: Судостроение, 1974. [F. Katsman, G. Kudrevaty. Design of propulsion/steering systems for sea-going vessels. L.: Sudostroenie. 1974. (In Russian)].
4. *Ермолаев А.А., Шевцов С.П.* Особенности гидродинамики подруливающих устройств с прямолинейной осью канала // Труды Крыловского государственного научного центра. 2015. Вып. 88(372). С. 101–108. [A. Ermolaev, S. Shevtsov. Specific hydrodynamic properties of lateral thrusters with straight-line axis duct. Transactions of Krylov State Research Centre. 2015; 88(372): 101–108. (In Russian)].
5. *Шевцов С.П.* Исследование гидродинамических характеристик подруливающего устройства типа «винт в трубе». Уточнение методики проектирования этих устройств, включая установки большой мощности. Дис. ... канд. техн. наук. СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2014. [S. Shevtsov. Study on hydrodynamic characteristics of propeller-in-tunnel thruster. Refinement of design methods for these systems, including high-power units. Candidate of Technical Sciences Thesis. St. Petersburg: Krylov State Research Centre 2014. (In Russian)].
6. *Левковский Ю.Л.* Шум гребных винтов. СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2005. [Yu. Levkovsky. Propeller noise. St. Petersburg: Krylov Shipbuilding Research Institute, 2005. (In Russian)].
7. *Ермолаев А.А., Сайфуллин Т.И., Шевцов С.П.* Расчетная оценка влияния оформления входа в канал подруливающего устройства на величину силы, возникающей на борту // Труды Крыловского государственного научного центра. 2015. Вып. 88(372). С. 109–116. [A. Ermolaev, T. Saifulin, S. Shevtsov. Estimation of how the thruster/tunnel inlet design details influence the side force. Transactions of Krylov State Research Centre. 2015; 88(372): 109–116. (In Russian)].
8. Dietmer Deter. Principal Aspects of Thruster Selection // Dinamic positioning conference. Nautex (Houston), October 1997.
9. *Идельчик И.Е.* Справочник по гидравлически сопротивлению. М.: Машиностроение, 1992. [I. Idelchik. Handbook on hydraulic drag. M.: Mashinostroenie, 1992 (In Russian)].
10. *Артюшков Л.С., Ачкинадзе А.Ш., Байков А.В., Петров Н.А.* Экспериментальное исследование возможности прорыва воздуха к подруливающему устройству на швартовном режиме // Труды ЛКИ: Гидродинамика технических средств освоения океана. Л., 1981. С. 10–16. [L. Artyushkov, A. Achkinadze, A. Baikov, N. Petrov. Experimental study on air penetration risks for thruster in bollard pull mode. LKI Transactions: Hydrodynamics of Ocean Engineering Facilities. L.: 1981. P. 10–6. (In Russian)].
11. *Ачкинадзе А.Ш.* Теоретическое исследование условий начала прорыва воздуха к всасывающему отверстию подруливающего устройства // Труды ЛКИ: Техника освоения океана. Л., 1982. [A. Achkinadze. Theoretical investigation of conditions giving rise to air penetration to thruster inlet. LKI Transactions: Ocean Engineering. L.: 1982. (In Russian)].
12. *Гринпресс В.М., Пустошный А.В., Труб М.С.* Влияние волнения на работу подруливающего устройства // Судостроительная промышленность. Проектирование судов. Л.: 1991. Вып. 18. С. 62–64. [V. Grinpress. A. Pustoshny, M. Trub. Wave effects on thruster operation. Sudostroitel'naya promyshlennost. Propeller Design. L.: 1991; 18: 62–4. (In Russian)].
13. *Афремов А.Ш., Мартиросов Г.Г., Немзер А.И., Русецкий А.А., Сергеев В.В., Шевцов С.П., Яковлев А.Ю.* Средства активного управления судами. СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2016. [A. Afremov, G. Martirosov, A. Nemzer, A. Rusetsky, V. Sergeev, A. Yakovlev. Ship's active control devices. St. Petersburg: Krylov State Research Centre, 2016. (In Russian)].
14. *Дубенский Л.Н., Крикало Т.В., Пустошный А.Ф.* Уменьшение периодических усилий, возникающих на гребном винте, посредством искусственного перераспределения поля скорости в диске гребного винта с помощью пассивных устройств. Материалы по обмену опытом НТО им. акад. А.Н. Крылова // Судостроение. 1976. Вып. 241. С. 91–94. [L. Dubenskiy, T. Krikalo, A. Pustoshy. Attenuation of periodic forces on propeller by artificial re-distribution of velocity field in propeller disk with passive devices. Krylov Scientific and Technical Society Materials on Exchange of Experience. Sudostroenie. 1976; 241: 91–4. (In Russian)].
15. Fischer R. Bow thruster induced noise and vibration // Dinamic positioning conference. October 2000.
16. *Carlton J.S.* Marine Propellers and Propulsion. Global Head of Marine Technology and Investigation. Lloyd's Register, 2007.



17. Куликов С.В., Храпкин М.Ф. Водометные движители (теория и расчет). Л.: Судостроение, 1970. [S. Kulikov, M. Khramkin. Waterjet propulsors (theory and calculations). L.: Sudostroenie, 1970. (In Russian)].
18. Бакут Ю.В., Лофенфельд Е.Г., Русецкий А.Г. Гребные винты регулируемого шага. Л.: Судпромгиз, 1961. [Yu. Bakut, E. Lofenfeld, A. Rusetsky. Controllable pitch propellers. L.: Sudpromgiz, 1961. (In Russian)].
19. Propulsion [Electronic resources] / Сайт компании Rolls-royce. URL: <http://www.rolls-royce.com>, дата обращения 04.04.2017.
20. Thruster Systems for any kind of ship [Electronic resources] / Website of Brunvoll/ URL: <http://www.brunvoll.no>, access date 04.04.2017.
21. Пирсол И. Кавитация. М.: Мир, 1975. [I. Pirsol. Cavitation. M.: Mir, 1975. (Russian translation)].
22. Георгиевская Е.П. Кавитационная эрозия и методы борьбы с ней. Л.: Судостроение, 1970. [E. Georgievskaya. Cavitation erosion and prevention methods. L.: Sudostroenie, 1970. (In Russian)].
23. Low-Noise Thrusters [Electronic resources] / Website of Jastram. URL: <http://www.jastram.net> (access date 04.04.2017).
24. Бочаров Л.Ю. Характеристика зарубежных технологий создания электродвигателей-двигателей для необитаемых подводных аппаратов и кораблей // Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2014. Т. 7. № 2. С. 85–90. [L. Bocharov. Description of foreign technologies for development of motors/thrusters for underwater vehicles and ships. Fundamental and applied hydro-physics. 2014; 2(7): 85–90. (In Russian)].
25. Yakovlev A.Y., Sokolov M.A., Marinich N.V. Numerical Design and Experimental Verification of a RIM-Driven Thruster // Second International Symposium of Marine Propulsors. Hamburg, Germany, June, 2011.
26. Российский морской регистр судоходства «Правила классификации и постройки морских судов». Т. 1. СПб.: ФАУ «РМРС», 2015. [Russian Maritime Register of Shipping «Rules for the classification and construction of sea-going ships». V. 1. RMRS 2015].
27. Российский морской регистр судоходства «Правила классификации и постройки морских судов». Т. 2. СПб.: ФАУ «РМРС», 2015. [Russian Maritime Register of Shipping «Rules for the classification and construction of sea-going ships». V. 1. RMRS 2015.]

Сведения об авторах

Ермолаев Андрей Александрович, начальник стенда ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: Санкт-Петербург, 196158, Московское шоссе, д. 44. Тел.: 8 (812) 415-47-89; E-mail: Ermandalex@gmail.com.

Шевцов Сергей Павлович, к.т.н., руководитель проектов ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: Санкт-Петербург, 196158, Московское шоссе, д. 44. Тел.: 8 (812) 415-47-59; E-mail: S_Shevцов@ksrc.ru.

About the authors

Ermolaev A., Head of test facility, Krylov State Research Centre. Address: Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-47-89; E-mail: Ermandalex@gmail.com.

Shevtsov S., Candidate of Technical Sciences, Project Manager, Krylov State Research Centre. Address: Moskovskoe shosse 44, St. Petersburg, 196158, Russia. Tel.: 8 (812) 415-47-59; E-mail: S_Shevцов@ksrc.ru.

Поступила / Received: 14.02.18
Принята в печать / Accepted: 18.04.18
© Ермолаев А.А., Шевцов С.П., 2018