

УДК 681.2.8

Численное компьютерное моделирование динамики изменений напряженно-деформируемых состояний как инструмент формирования исходных данных для создания системы мониторинга судового руля

Куркова О. П.

Постановка проблемы и частной задачи: от состояния судового руля зависят маневренность судна, безопасность и эффективность его эксплуатации. Задача постоянного оперативного контроля состояния руля (особенно важно для судов ледовых классов) решается путем создания систем *real-time* мониторинга. Технические возможности средства измерений, входящих в состав систем мониторинга, должны соответствовать характеру физических процессов, сопровождающих изменения состояний конструкции руля при воздействии внешних факторов. Несоответствие будет являться причиной недостоверности данных мониторинга, ошибочных решений экипажа и опасных ситуаций при управлении судном. Первостепенной задачей при создании систем мониторинга является определение требований к средствам измерений, которая содержит большое количество неопределенностей ввиду стохастического характера внешних ледовых и гидравлических воздействий на перо руля. Инструментом решения данной проблемы может быть компьютерное моделирование динамики изменения напряженно-деформируемого состояния (НДС) основных конструктивных элементов руля. **Целью исследований являлась** формирование исходных данных для установления требований к средствам измерений системы мониторинга путем моделирования НДС конструктивных элементов судового руля. **Используемые методы и технологии:** для достижения поставленной цели использован метод конечно-элементного моделирования с использованием программной платформы «Comsol Multiphysics 5.0» и среды «Simulink». **Новизна результата:** результатами исследований, обладающими научно-технической новизной, являются: технология мониторинга судового руля, основанная на способе диагностики его состояния по параметрам НДС корпуса подшипника и колебаний головки баллера; массив исходных данных для выработки требований к средствам измерений в виде зависимостей параметров НДС корпуса подшипника от нагрузок, испытываемых пером руля, и величины зазора в трибосопряжении подшипника баллера; описательная модель параметрических взаимосвязей между состоянием рулевого устройства и режимами движения судна. **Практическая значимость:** результаты исследований были использованы при создании опытного образца автоматизированной системы *real-time* мониторинга судового руля; предложенная технология мониторинга и методический подход к формированию требований к средствам измерений с использованием инструментов компьютерного моделирования являются универсальными и могут использоваться при создании систем мониторинга рулевых устройств на любых судах; описательная модель параметрических взаимосвязей между состоянием рулевого устройства и режимами движения судна может служить основанием для включения системы мониторинга состояний судовых рулей в составе комплексных интеллектуальных систем поддержки принятия решений Судоводителя в качестве одной из подсистем.

Ключевые слова: судовой руль, подшипник, баллер, мониторинг, деформации, напряжения, ледовые воздействия, гидравлические воздействия, колебания, удар, тензорезистор, акселерометр, преобразователь.

Библиографическая ссылка на статью:

Куркова О. П. Численное компьютерное моделирование динамики изменений напряженно-деформируемых состояний как инструмент формирования исходных данных для создания системы мониторинга судового руля // Системы управления, связи и безопасности. 2022. № 2. С. 24-60. DOI: 10.24412/2410-9916-2022-2-24-60

Reference for citation:

Kurkova O. P. Numerical computer simulation of the dynamics of changes in stress-strain states as a tool for generating initial data for creating a ship rudder monitoring system. *Systems of Control, Communication and Security*, 2022, no. 2, pp. 24-60 (in Russian). DOI: 10.24412/2410-9916-2022-2-24-60

Введение

Судовое рулевое устройство – один из важнейших комплексов оборудования на судне. От технического состояния судового рулевого устройства зависит маневренность судна, безопасность и эффективность эксплуатации судна.

Судовое рулевое устройство – это совокупность механизмов и приспособлений, обеспечивающих удержание судна на заданном курсе и поворот его на ходу. Рулевое устройство состоит из двух основных составных частей: рулевой машины и руля, включающего перо руля, баллер, подшипниковый узел, обеспечивающий повороты баллера с пером руля и крепление относительно корпуса судна. К основным требованиям, предъявляемым к рулевым устройствам Правилами Российского морского регистра судоходства (РМРС) и Международной конвенции по охране жизни на море «СОЛАС», а также Российского речного регистра (РРР) [1-4], относят:

- максимальный угол перекладки руля: для морских судов должен быть равен 30° (из диаметральной плоскости на левый и правый борт – 35°), а для судов речного флота – 45° ;
- длительность перекладки руля с одного борта на другой должна быть не более 28 с;
- все составляющие рулевого устройства, включая рулевые машины, должны обеспечивать надёжную работу в условиях качки.

Основными дефектами рулевого устройства, снижающими его функциональные возможности, являются:

- изнашивание шеек баллера, его изгиб или скручивание;
- изнашивание подшипников;
- повреждения соединения баллера с пером руля;
- коррозионные и эрозионные разрушения, трещины пера руля;
- нарушение центровки.

Учитывая важность устройства, техническое состояние руля и рулевой машины проверяют и оценивают перед каждым очередным освидетельствованием судна (на плаву или в доке) или при подозрении появления неисправности устройства. Дефектоскопию судового руля проводят в два этапа:

- на первом этапе определяют общее его техническое состояние методом внешнего осмотра (в том числе и путем водолазного осмотра), проверяют: соответствие положения и целостность пера руля, возможное скручивание баллера, проседание руля и т.д.;
- на втором этапе осуществляют демонтаж и разборку (или частичную разборку) руля: проверяют и измеряют зазоры в подшипниках, износ шейки баллера и т.д.

Кроме этого, в процессе контроля судового рулевого устройства осуществляют проверки: времени перекладки руля, уровень виброускорения баллера, частоты собственных колебаний пера руля, давление жидкости в гидроцилиндрах электрогидравлических рулевых машин или силы рабочего тока исполнительного электродвигателя электрических рулевых машин, чистоту рабочей жидкости гидросистемы на наличие включений продуктов изнашивания.

Для каждого вида проверок в соответствии с нормативной документацией установлены предельно-допустимые значения соответствующих измеряемых величин и периодичность контроля. Например, измерения виброускорения баллера должны осуществляться раз в 6 или 12 месяцев в зависимости от категории технического состояния устройства, контроль времени перекладки руля на ходу судна – один раз в 12 или 24 месяца, проверка чистоты рабочей жидкости гидросистемы – один раз в 3 или 6 месяцев соответственно. Достижение предельно-допустимого значения хотя бы одним из параметров говорит о необходимости проведения технического обслуживания (ремонта) рулевого устройства.

Анализ состояния вопроса

Несмотря на всю важность роли судового рулевого устройства в управлении судном, конструкции рулей в последнее время почти не претерпевали каких-либо существенных изменений. В качестве новых инновационных технических решений направленных на совершенствование судовых рулей можно отметить, пожалуй, лишь два: конструкцию руля, интегрированную с гребным винтом судна (проект «Wärtsilä EnergoPac»), предложенную компанией «Wärtsilä» (Финляндия) [5], и конструкцию руля с закрылками (проект «Becker Flap Rudder»), предложенную компанией «Becker Marine Systems» (Германия) [6], являющейся одним из лидеров разработки конструкций эффективных судовых рулей.

Конструкция руля компании «Wärtsilä» в основном направлена на повышение эффективность работы гребного винта, снижение расхода топлива. Одновременно данная конструкция, обеспечивая снижение пульсаций гидравлического давления, снижает нагрузки не только на корпус судна, но и на перо руля, тем самым повышая ресурс всех узлов пропульсивного устройства.

Конструкция «Becker Flap Rudder» позволяет значительно повысить маневренность судна. Угол перекладки руля «Becker» может составлять $\pm 65^\circ$ (дополнительный угол поворота в 45° обеспечивают закрылки). Руль «Becker» обеспечивает высокую маневренность судна и хорошее удержание его в требуемой позиции. Для руля «Becker» компанией был разработан специальный подшипниковый узел – «King Support Rudder» (KSR), характеризующийся укороченным рычажным плечом, благодаря чему значительно снижаются напряжения и изгибающие моменты в баллере руля и гельмпортной трубе, уменьшаются реактивные усилия в несущем подшипнике, благодаря чему руль менее подвержен изгибу, а подшипник – меньшему износу. Учитывая требования, предъявляемые к судовым рулям, компанией «Becker Marine Systems» в дополнение к инновационной конструкции руля разработаны две интеллектуальные информационно-измерительные системы: «Becker Bearing Monitoring System» – BBMS (система мониторинга подшипников Becker) и «Becker Intelligent Monitoring System» – BIMS (Becker интеллектуальная система мониторинга) [6].

BBMS предназначена для непрерывного отслеживания износа подшипника руля с помощью четырех датчиков износа, установленных непосредственно во антифрикционном вкладыше подшипника KSR. В процессе эксплуатации

руля датчики системы изнашиваются вместе с вкладышем подшипника, что позволяет измерять зазор в трибосопряжении подшипника с точностью до 1 мм. Данные измерений передаются в электронный блок обработки (установленный в помещении рулевого управления), который включает панель для калибровки системы и отображения контролируемых значений на дисплее панели, а также формирования и хранения истории износа подшипников. Блок обработки может быть подключен к любой другой системе мониторинга и сигнализации на борту судна. По мнению разработчиков BBMS, непрерывный мониторинг подшипника заменяет периодические проверки, включая водолазные проверки и разборку руля, позволяет лучше планировать работы по техническому обслуживанию по фактическому состоянию рулевого устройства. История износа подшипника позволяет заранее спрогнозировать срок службы подшипника. На рис. 1 представлен внешний вид подшипника KSR со схемой установки датчиков и блока обработки данных измерений BBMS компании «Becker Marine Systems».

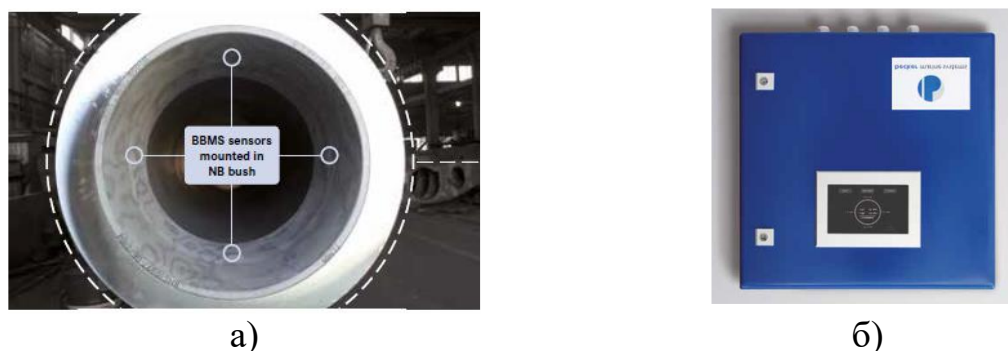


Рис. 1. Внешний вид подшипника KSR со схемой установки датчиков (а) и блока обработки данных измерений BBMS (б) компании «Becker Marine Systems»

VIMS предназначена для непрерывного непосредственного измерения (также путем соответствующих пересчетов) и определения направлений деформаций и напряжений, испытываемых конструктивными элементами руля (изгиб баллера, крутящий момент, лобовое сопротивление, подъемная сила руля относительно координат корпуса судна). Для измерения деформаций в составе VIMS используются однокоординатные тензодатчики (по четыре в каждом горизонтальном контролируемом сечении руля), устанавливаемые в том числе и на подводных вращающихся элементах конструкции руля, и на корпусной кормовой конструкции судна. На рис. 2 представлены: функциональная схема VIMS, схема расположения датчиков и внешний вид блока обработки. Блок обработки VIMS интегрируется с навигационными системами судна на рулевом мостике. Как известно, до настоящего времени даже в современных судовых системах навигации и позиционирования для управления рулем во время маневрирования используются довольно-таки общие исходные данные с применением весьма значительных поправок по углу поворота, что приводит к необоснованно завышенным фактическим усилиям на руле. В результате, с одной стороны, судно поворачивается больше, чем необходимо для коррекции

курса, а с другой стороны, это приводит к аналогичному обратному повышенному воздействию на конструкцию руля и, как следствие, к сильным колебаниям судна вокруг заданного курса или положения. Так, например, руль танкера водоизмещением 100000 тонн, движущегося со скоростью 14 узлов может непрерывно перемещаться в диапазоне $\pm 5^\circ$. Данные фактических измерений, получаемые от BIMS, могут визуализироваться в виде представления максимумов в хронологической последовательности, либо в виде индикаторов силы. Получаемые данные могут использоваться судоводителем для корректировки режима управления рулем относительно исходно принятых значений в навигационной системе. Таким образом, по мнению разработчиков, использование BIMS повышает маневренность, обеспечивает более точное и эффективное динамическое позиционирование судна, в том числе и при использовании автопилота, а также повышает безопасность и энергосбережение в процессе маневрирования. Как считают авторы разработки, использование BIMS одновременно способствует снижению износа и затрат на обслуживание рулевых механизмов.

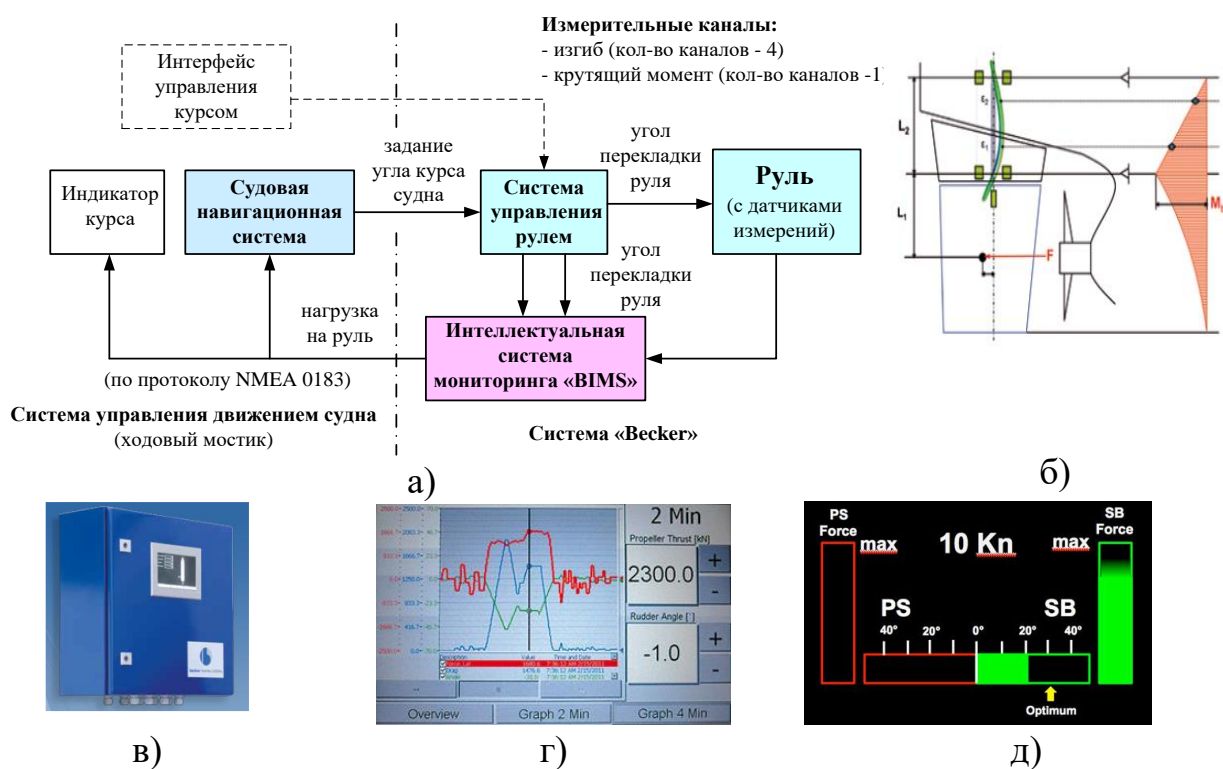


Рис. 2. Функциональная схема (а), схема расположения датчиков (б), внешний вид блока обработки BIMS (в) и визуализация информации мониторинга на дисплее блока обработки (г, д)

Однако, при всех приведенных выше положительных аспектах BBMS и BIMS обладают и рядом существенных недостатков с точки зрения практического применения. Так, например, величины допустимых установочных и эксплуатационных зазоров в подшипниках баллера в зависимости от диаметра баллера регламентированы нормативными документами РМРС, значения которых частично приведены в таблице 1 [7]. Аналогично, допуская использование на судах систем мониторинга технического состояния судовых механизмов и

получаемых от них данных измерений, в зависимости от вида измеряемых параметров, РМРС установлены требования по величине допустимой суммарной погрешности измерений – не более 5 % от измеряемого диапазона. При этом при оценке результатов измерений расхождение между значениями измеряемых параметров и их расчетными значениями также не должно превышать 5 % [1].

Таблица 1 – Допустимые значения величин зазоров в подшипниках баллера и погрешностей измерений

Диаметр баллера, мм	Установочный зазор, мм (не более)	Допустимая погрешность измерений, мм (не более)	Эксплуатационный зазор, мм (не более)	Допустимая погрешность измерений, мм (не более)
от 100 до 200	от 0,25 до 0,4	от 0,01 до 0,02	от 0,8 до 1,6	от 0,04 до 0,08
.....
от 400 до 500	от 0,6 до 0,8	от 0,03 до 0,04	от 3,0 до 3,7	от 0,15 до 0,18

Из сопоставления данных таблицы 1 с метрологическими возможностями ВВМС, способной обеспечить измерения зазора в трибосопряжении подшипника с точностью до 1 мм, видно, что система не обеспечивает требований РМРС, а получаемые с ее помощью данные не могут быть приняты при освидетельствовании судна. При этом необходимо иметь в виду, что требования РМРС соответствуют общим международным требованиям, определяемым конвенцией по охране жизни на море «СОЛАС» и правилами основных мировых морских регистров. Таким образом, наличие на судне ВВМС не исключает необходимости осуществления дефектоскопии судового руля в общепринятом порядке, в том числе с разборкой подшипникового узла. Существенным недостатком ВВМС является использования в ее составе датчиков износа, встраиваемых в антифрикционный вкладыш и изнашиваемых вместе с ним в процессе эксплуатации. Таким образом, ВВМС может быть использована только на определенных типах подшипников определенных производителей и не может быть использована на судах, оснащенных рулевыми устройствами других конструктивных исполнений. Кроме этого, при использовании встраиваемых изнашиваемых датчиков ВВМС даже в составе судового руля исполнения «Becker Flap Rudder / KSR», значительно усложняется и повышается стоимость процедуры ремонта (восстановления) антифрикционного вкладыша, а при выходе из строя даже одного из датчиков не исключается вариант ложного срабатывания системы сигнализации ВВМС. Несмотря на то, что ВВМС при установке в 2012 году на судне-ролкере «Titania», построенного на южнокорейской верфи «Daewoo Shipbuilding and Marine Engineering» для компании «Wallenius Wilhelmsen», была сертифицирована и одобрена Germanischer Lloyd (GL), система также является весьма неидеальной с точки зрения решаемого комплекса задач. Осново-

полагающим параметром в алгоритме мониторинга, осуществляемого по средствам ВІMS, является измеряемый изгиб баллера и возникающие вследствие этого напряжения. Однако, как показывает опыт, на управляемость судна более существенное влияние оказывает радиальный зазор в трибосопряжении подшипника баллера, возникающий в следствии износов антифрикционного вкладыша подшипника и/или шейки баллера. Увеличение зазора в свою очередь приводит к активации колебательных процессов (маятниковых колебаний), осуществляемых баллером, нарушению центровки и проседанию руля, изменению крутящего момента баллера, передаваемого перу руля. В свою очередь даже при нормальном функционировании рулевой машины, руль не может обеспечить установленные требования по углам и времени перекладки. Именно поэтому требования по величинам зазора в подшипнике баллера регламентированы РМРС, а в процессе диагностики технического состояния рулевого устройства и освидетельствования предусмотрен контроль амплитудно-частотных характеристик колебаний баллера с пером руля. Особую важность контроль амплитудно-частотных характеристик колебаний баллера с пером руля приобретает при эксплуатации судна в ледовых условиях, когда происходит взаимодействие битого льда с гребным винтом и пером руля. При взаимодействии с пером руля лед оказывает не только динамическое силовое давление, но и ударные воздействия, что приводит к более сложной картине стохастических изменений напряженно-деформируемого состояния (НДС) всей конструкции судового руля. При этом наиболее критичный характер воздействия льда на перо руля проявляется в процессе эксплуатации двух-, трех-, четырехвинтовых судов. Аналогично сложный динамический характер изменений НДС судового руля наблюдается и в условиях высокобального штормового морского волнения, когда происходит частичное или полное оголение не только гребного винта, но и пера руля. Влияние на выполнение рулем своих функций может оказать и нарушение целостности пера руля, если дефект носит сквозной характер. В этом случае при попадании воды в полость пера руля существенно изменит значения моментов инерции и крутящего момента в процессе перекладки, что также отрицательно скажется на точности угловых параметров и времени перекладки [8]. Безусловно все эти дефекты окажут свое влияние и на изменение НДС конструктивных элементов рулевого устройства. Однако при этом необходимо учитывать, что общепринятые методики проектирования рулевых устройств, в том числе и утвержденные РМРС, основаны на расчете и оценке статических схем нагружения [1], в то время как фактически процесс изменений НДС всегда носит динамический характер. Поэтому при создании системы мониторинга, в которую по определению должен быть заложен алгоритм-идентификатор, весьма сложно достоверно установить значения иерархических границ диапазонов по силовым параметрам нагружения конструкции, тем более что для принятия решений по управлению маневрированием данные границы необходимо устанавливать с более мелким шагом, чем при установке предельно допустимых границ по уровням опасности с точки зрения прочностных характеристик. При этом необходимо также иметь в виду, что именно динамический характер процессов приводит к ускоренному эксплуатационному износу

элементов рулевого устройства, а также к возможным усталостным разрушениям. Таким образом, измерение только параметров НДС, как предусмотрено в ВІMS, не позволит судоводителю идентифицировать причину отклонений в управляемости судном, достоверно оценить ситуацию и принять обоснованное решение в части корректировки режимов управления. ВІMS не решает всего круга задач по мониторингу состояния рулевого устройства, чтобы существенно обеспечить повышение качества управления судном при маневрировании и позиционировании. Для решения этих задач интеллектуальная информационно-измерительная система мониторинга состояния рулевого устройства должна строиться на основе одновременных многовидовых параметрических измерений и быть способной функционировать в режиме реального времени, опираясь на исходные данные моделирования динамических процессов. Кроме этого, схема расположения тензодатчиков ВІMS (рис. 2б) предполагает их установку на подводной части рулевого устройства, что также с практической точки зрения является проблематичным. В этом случае тензодатчики могут быть установлены либо со стороны внутренней области пера руля в процессе его изготовления, что усложняет (исключает) вариант их последующей замены после истечения рабочего ресурса или выхода из строя (операция может быть выполнена только при установке судна в сухой док), либо с наружной стороны, что создает условия большой вероятности повреждения датчиков (тем более в условиях ледового плавания).

Таким образом, анализ состояния вопроса показал, что задача создания информационно-измерительной системы (ИИС) мониторинга состояния судового руля, несмотря на объективно существующие проблемные вопросы, является весьма актуальной. Первостепенной основополагающей задачей при этом является формирование исходных данных для ее разработки. Прежде всего, требований к параметрам непосредственно используемых средств измерений, процессам измерений и обработки данных измерений, которые должны соответствовать характеру динамических физических процессов, параметры которых подлежат измерениям. Если такие параметры средств измерений как, например, рабочий диапазон, чувствительность, пропускная способность, частота дискретизации не будут соответствовать значениям параметров самих контролируемых процессов, результаты мониторинга будут недостоверными, а принимаемые на их основе решения будут ошибочными и могут привести к весьма опасным ситуациям при управлении судном. Инструментом для формирования этих исходных требований может являться численное компьютерное моделирование динамики изменения НДС конструктивных элементов судового руля при воздействии внешних гидравлических и ледовых нагрузок. Данная задача и была поставлена для решения в рамках исследований, результаты которых частично представлены в настоящей статье. Задача является новой в научно-техническом плане и не рассматривалась ранее в научно-технических публикациях. Как показал анализ ранее опубликованных работ российских и зарубежных авторов, инструмент моделирования ими использовался в основном для решения задач гидродинамики пера руля, в том числе и при исследовании гидродинамических процессов взаимодействия пера руля и гребного винта суд-

на [9-14], но не для исследований взаимодействия пера руля со льдом и вызванных этим взаимодействием изменений НДС в узле «баллер-подшипник».

Цель исследования и постановка задач

Целью исследований, результаты которых представлены в настоящей статье, являлось формирование исходных данных для установления основных требований к средствам измерений, которые должны быть использованы при создании автоматизированной системы мониторинга состояния судового руля в режиме реального времени при нахождении судна на плаву в ледовых условиях.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие частные задачи:

- исследовать и установить характер параметрических взаимосвязей между состоянием рулевого устройства и режимами движения судна в условиях ледового плавания – построить описательную модель этих взаимосвязей;
- разработать концептуальный подход реализации технологии мониторинга изменений состояния судового руля при воздействии внешних факторов, осуществить и обосновать выбор методов неразрушающего контроля и измерений, позволяющих осуществить оценку состояний в режиме реального времени;
- осуществить и обосновать выбор численных значений возможного диапазона внешних нагрузок на судовую руль для установления граничных условий для решения задачи численного моделирования параметров, характеризующих возможные изменения состояний его конструктивных элементов;
- разработать 3D-модели конечных элементов судового руля и узла «баллер – подшипник»;
- исследовать путем компьютерного моделирования и установить зависимости между параметрами НДС корпуса подшипника баллера, внешними нагрузками на перо руля и величиной зазора в подшипнике;
- на основе результатов моделирования определить основные требования к средствам измерений, которые должны быть использованы при создании системы мониторинга состояния судового руля.

Методы и технологии исследований

Для моделирования динамики изменений НДС конструкции судового руля и входящих конструктивных элементов использовался метод конечных элементов и метод инженерного моделирования с применением программного комплекса «Comsol Multiphysics 5.0» с программной средой «Simulink» [15, 16].

Для проведения всех видов исследований в качестве базовой конструкции рулевого устройства была принята конструкция судового руля двухвинтового судна научно-экспедиционного судна (НЭС) «Академик Трешников» класса Arc 7 (длина судна 126 м, осадка по ледовой главной ватерлинии – 8,5 м, средняя скорость переднего хода 18 узлов, средняя скорость заднего хода – 10 узлов).

В состав рулевого устройства НЭС «Академик Трешников» входили следующие основные элементы:

- 1) рулевая машина «Neptune 400» (производство компании NATLARA – Германия);
- 2) полуподвесной полубалансирный руль (разработчик ОАО «Адмиралтейские верфи» – Россия), включая:
 - баллер (диаметр головки баллера 400 мм) с облицовкой из стали 08X17H6T;
 - перо руля с внутренним силовым набором (общая площадь пера руля 14 м², толщина обшивки 24 мм – 14 мм) – сталь 08ГДНФЛ;
 - подшипник баллера – подшипник скольжения 380F (производство компании «KGW MARINE GmbH» – Германия): внутренний диаметр антифрикционного вкладыша 820 мм, наружный диаметр корпуса, изготовленного из специального высокопрочного легированного чугуна ($\sigma_b \geq 900$ МПа), в качестве смазки в подшипнике применяются консистентные смазки класса EP2 (Beacon EP2; Spherol EPL2).

Конструкция подшипника 380F представлена на рис. 3. Особенности конструкции подшипника является то, что он имеет два опорных радиальных кольца, обеспечивающих восприятие усилия от баллера и передачу на корпус судна, а также низкая скорость вращения ротора, которым является баллер руля, и реверсные вращательные движения ротора в пределах строго ограниченного углового сектора.

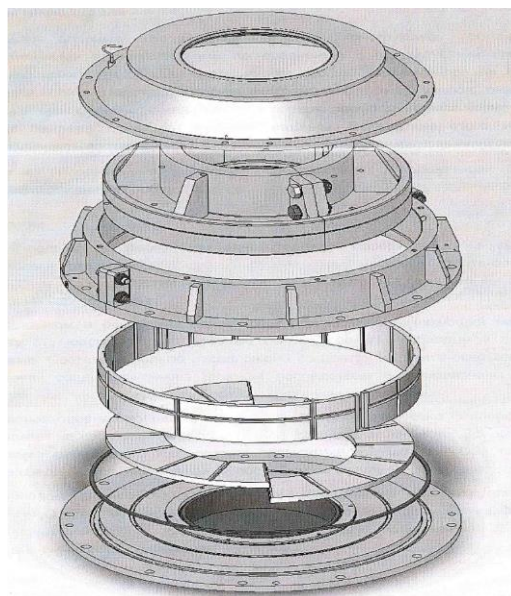


Рис. 3. Опорный подшипник рулевого устройства 380F

Результаты исследований

В результате проведенных первичных исследований для формирования массива требуемых измерений в процессе мониторинга была разработана и принята описательная модель параметрических взаимосвязей между состоянием рулевого устройства и режимами движения судна в условиях ледового пла-

вания, подлежащая реализации в алгоритме технологии мониторинга состояния руля (рис. 4).

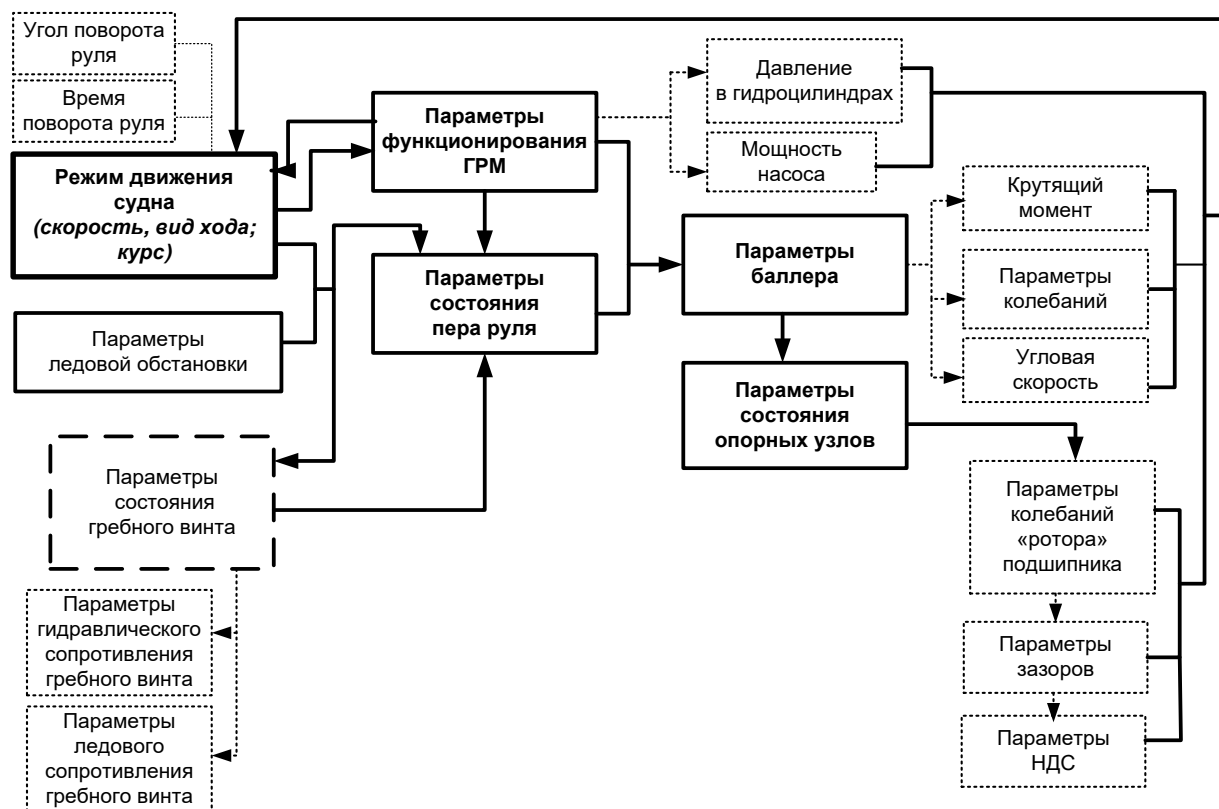


Рис. 4. Модель параметрических взаимосвязей между состоянием рулевого устройства и режимами движения судна в условиях ледового плавания

На основании данной модели задача мониторинга состояния судового руля сводится к решению трех основных подзадач:

- подзадаче мониторинга состояния баллера;
- подзадаче мониторинга состояния опорного подшипника;
- подзадаче мониторинга рулевого привода,

а также подзадаче последующей комплексной интерпретации результирующих данных, получаемых при решении этих трех подзадач.

Мониторинг параметров функционирования и состояния рулевого привода обеспечивается системой управления гидроэлектрической рулевой машины «Neptune 400», поэтому практическому решению в процессе исследований подлежали только подзадачи обеспечения мониторинга баллера и мониторинга подшипника баллера.

В процессе поворота руля крутящему моменту ($M_{кр}$) на баллере (как функция угла поворота), создаваемому крутящим моментом рулевой машины ($M_{ГРМ}$) и передаваемому перу руля, противодействует суммарный момент сопротивления, состоящий из трех составляющих: гидравлического момента ($M_{Г}$), момента ледового сопротивления ($M_{л}$) и момента трения ($M_{тр}$). При этом осуществить измерения фактических значений $M_{Г}$, $M_{л}$ и $M_{тр}$ не представляется воз-

возможным. Измерениям может подлежать только суммарный крутящий момент на баллере ($M_{кр}$).

Одновременно процесс поворота руля сопровождается сопутствующими переключением процессами:

- маятниковое качание пера руля;
- изгиб и поперечные колебания пера руля;
- маятниковые колебания баллера;
- вертикальные колебания баллера;
- скручивание баллера.

Перо руля и баллер представляют собой общую силовую линию. Любые изменения динамического состояния пера руля неизбежно отражаются на динамическом состоянии баллера. Упрощенно единая силовая схема судового руля представлена на рис. 5.

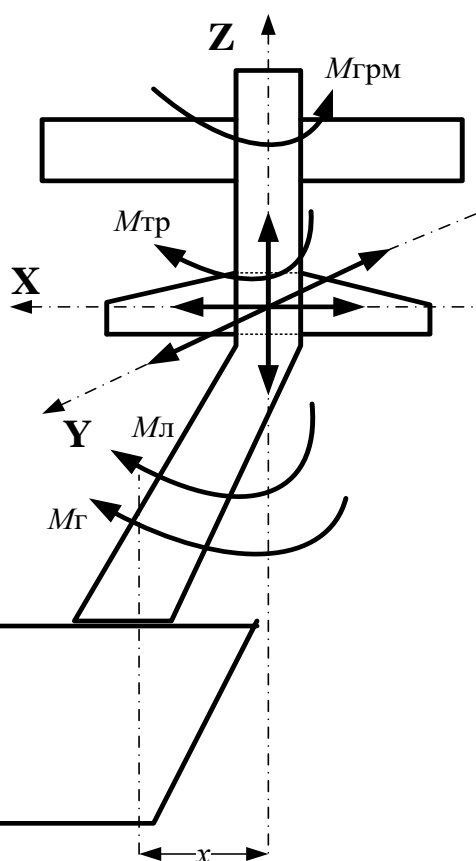


Рис. 5. Силовая схема судового руля

Следовательно, для получения более достоверной картины физико-механических процессов при переключении руля кроме осуществления измерений фактического суммарного крутящего момента на баллере ($M_{кр}$) существует необходимость в процессе мониторинга анализировать и основные параметры перечисленных выше сопутствующих процессов:

- 1) амплитуду и частоту маятниковых колебаний головки баллера в двухосной системе координат (X, Y);
- 2) амплитуду и частоту вертикальных перемещений баллера (по оси Z);
- 3) деформацию скручивания баллера под воздействием $M_{кр}$;

4) изменение состояния опорного подшипника под воздействием колебаний баллера, основными характеристическими параметром которого являются:

- зазор в трибосопряжении между антифрикционным вкладышем и шейкой баллера;
- нагрузки, испытываемые антифрикционным вкладышем в момент контакта с шейкой баллера через слой смазки и транслируемые на корпус подшипника.

При этом традиционно применяемая в последние два десятилетия методика вибродиагностики подшипниковых узлов машин и агрегатов [17] не может быть использована для мониторинга подшипникового узла судового руля в виду очень малой скорости вращения ротора (разворота баллера) и к тому же только в ограниченном угловом секторе.

В общем виде динамическое состояние радиального подшипника скольжения с жидкостной смазкой может быть описано уравнением Ренольца:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu V \frac{\delta - \delta_{max}}{\delta}, \quad (1)$$

где: p – сила, действующая на подшипник; μ – вязкость смазки; δ_{max} – зазор в сечении максимума давления; δ – зазор в произвольном сечении с координатой « X »; V – линейная скорость.

Из уравнения (1) видно, что давление, испытываемое вкладышем и корпусом подшипника, является функцией величины зазора в трибосопряжении. При этом максимальное и минимальное значения величины слоя масляной смазки в свою очередь является функцией зазора и эксцентриситета смещения оси вала относительно оси вкладыша подшипника.

В системе полярных координат уравнение (1) будет иметь вид:

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = \frac{6\mu\omega}{\Psi^2} \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_{max})}{(1 - \chi \cos \varphi)^2}, \quad (2)$$

где Ψ – относительный радиальный зазор, равный

$$\Psi = \frac{2l}{d};$$

χ – относительный эксцентриситет; ω – угловая скорость; d – диаметр подшипника; l – длина подшипника.

Тогда напряженность в подшипнике можно представить, как силу, действующую на подшипник:

$$P = \frac{3\mu\omega}{\Psi^2} ld\Phi_P, \quad (3)$$

где Φ_P – безразмерный коэффициент напряженности подшипника, равный

$$\Phi_P = \frac{P\Psi^2}{ld\mu\omega} = \frac{K\Psi^2}{\mu\omega},$$

где, в свою очередь K – условное давление на единицу площади диаметральной проекции подшипника.

На рис. 6а упрощенное схематическое представление радиального распределения нагрузки на подшипник при вращении вала (баллера) в виде перемещающейся по окружности эпюры силы, на рис. 6б и рис. 6в показано представление распределения нагрузки на подшипник по вертикальному направлению вдоль оси баллера.

Таким образом, при стационарном номинальном режиме работы подшипникового узла будет соблюдаться пропорциональное соотношение величины зазора, толщины слоя жидкостной (масляной) смазки и нагрузки. При появлении дефектов в подшипниковом узле: износе вкладыша и/или шейки баллера, приводящих к увеличению зазора; нарушении требований монтажа, приводящих к увеличению эксцентриситета; разрыве «масляного клина» при «сухих ударах» баллера о вкладыш или возникновении колебаний «масляного клина», что может быть вызвано дополнительными возмущающими силами (например, повышенными внешними ледовыми или гидравлическими нагрузками на перо руля), данная пропорциональность нарушается. В этом случае картина нагружения подшипника как в радиальных направлениях (рис. 6а), так и в вертикальном направлении (рис. 6б и рис. 6в) изменяет свой характер и численные значения в зависимости от вида дефекта. Таким образом real-time измерения напряжений на корпусе подшипника, вызываемых воздействующими силами, может обеспечить идентификацию и топологию нахождения дефектов при мониторинге состояния подшипника. При этом данный метод диагностики обладает единообразием подхода со стандартизированной методикой расчета и выбора критериев оценки состояний подшипников скольжения [18].

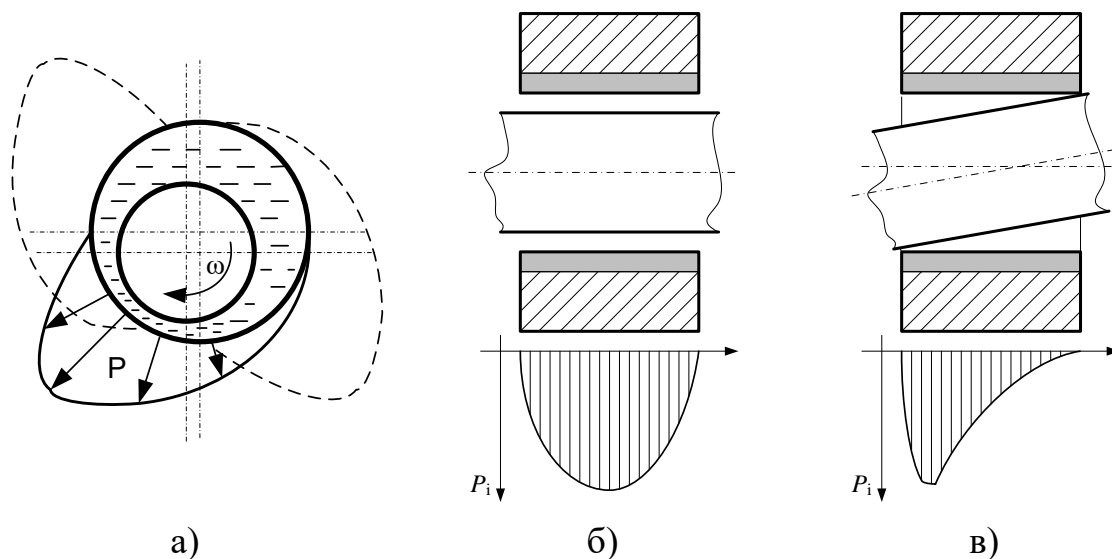


Рис. 6. Схематическое представление радиального и вертикального распределения нагрузок на подшипник

Исходя из выше приведенных теоретических аспектов за основу технологии мониторинга судового руля правомерно принять метод тензометрических измерений параметров изменений НДС корпуса подшипника (деформаций и напряжений), дополненный методом трехкоординатных измерений параметров колебаний головки баллера и крутящего момента на шейке баллера. При этом

при измерении параметров колебаний баллера необходимо учитывать, что само судно также испытывает колебания и вибрацию, т.е. существует необходимость обеспечения выделения амплитудно-частотных параметрических характеристик непосредственно колебаний баллера от амплитудно-частотных характеристик общей вибрации руля вместе с корпусом судна. Эта задача может быть решена путем дополнительных измерений параметров вибрации на корпусном основании в зоне установки подшипника баллера.

Для разработки измерительных каналов ИИС, способной реализовать данную технологию мониторинга, выбора средств измерений необходимо, прежде всего, сформировать основные требования к средствам измерений. Для этого, как уже указывалось выше, необходимо определить возможные численные значения параметров, характеризующих процессы изменений состояний конструктивных элементов судового руля, подлежащие мониторингу. С целью решения этой задачи были проведены исследования НДС корпуса подшипника путем компьютерного моделирования в статике и динамике с использованием метода конечных элементов и лицензированной программной платформы «Comsol Multiphysics 5.0», в том числе в программной среде «Simulink».

Для осуществления моделирования необходимо было предварительно установить исходные граничные условия решения задачи численного моделирования. Граничные условия были определены на основе анализа результатов статического прочностного расчета конструкции судового руля, учитывающего возможное воздействие гидравлических и ледовых нагрузок на перо руля, выполненного ранее при проектировании рулевого устройства для НЭС «Академик Трешников» по методике, утвержденной РМРС. Результаты статического прочностного расчета представлены в таблице 2.

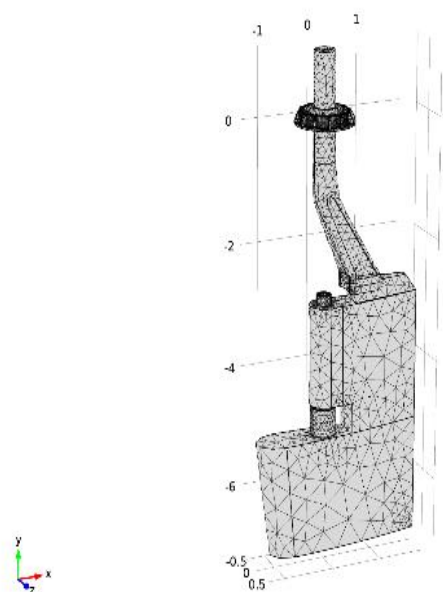
Из данных таблицы 2 видно, что максимальные нагрузки конструкция руля испытывает тогда, когда судно движется в режиме «ход вперед». При этом максимальные нагрузки, которые способна выдержать конструкция (с учетом запаса прочности), будут соответствовать значению нагрузки, действующей на перо руля и составляющей 1134 кН, что определено для условий ледового плавания. На заднем ходу условная расчетная нагрузка на перо руля в обычных условиях может составлять лишь 259 кН. Именно этот диапазон и был принят в качестве численных значений граничных условий для проведения дальнейших исследований по моделированию НДС корпуса подшипника.

Так как указанные выше значения нагрузок являются внешними нагрузками, воздействующими на перо руля, а нагрузки, которые при этом передает баллер на корпус подшипника, неизвестны (их определение не предусмотрено методикой прочностного расчета), для моделирования НДС состояния корпуса подшипника были разработаны две взаимосвязанные 3D-модели конечных элементов: модель судового руля в сборе и модель узла «баллер – подшипник», представленные на рис. 7. Это позволило осуществлять моделирование с реализацией комплексного алгоритма со сквозной передачей промежуточных данных вычислений, а в качестве конечного результата получать значения параметров НДС в зависимости от непосредственно значений нагрузок, создаваемых внешним воздействием. Такой подход к решению задачи позволил создать получить

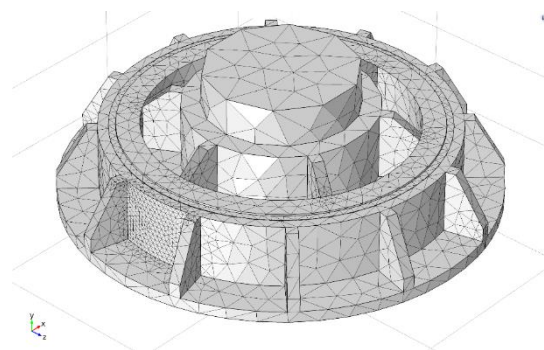
результаты наиболее приближенный к реальной картине в процессе эксплуатации судна.

Таблица 2 – Результаты статического прочностного расчета судового руля НЭС «Академик Трешников»

Расчетный параметр	Значение
Условная расчетная нагрузка, действующая на перо руля: – на переднем ходу, кН – на заднем ходу, кН	695,4 259,0
Условная расчетная нагрузка, действующая на перо руля на переднем ходу с учетом ледовых условий, кН	1134,0
Условная расчетная нагрузка, действующая на нижнюю часть пера руля: – на переднем ходу, кН – на заднем ходу, кН	621,0 142,0
Условная расчетная нагрузка, действующая на верхнюю часть пера руля: – на переднем ходу, кН – на заднем ходу, кН	513,0 117,0
Расчетный изгибающий момент, действующий в горизонтальном сечении у верхнего подшипника, кНм	378,0
Расчетный изгибающий момент, действующий в горизонтальном сечении в зоне соединения баллера с пером руля, кНм	8,0
Расчетный изгибающий момент, действующий в горизонтальных сечениях пера руля, кНм	от 510 до 708



а)



б)

Рис. 7. 3D-модели конечных элементов судового руля (а) и узла «баллер – подшипник» (б)

Моделирование осуществлялось с пошаговым увеличением (50 кН) нагрузки (≈ 50 кН), действующей на перо руля, от минимального до максимального значения в расчетном диапазоне в соответствии с принятыми граничными условиями при величине зазора в трибосопряжении, соответствующей установочному нормативу в соответствии с таблицей 1 – 0,5 мм.

В результате статического моделирования были определены диапазоны значений возможных абсолютной и относительной деформаций корпуса подшипника, а также абсолютных напряжений (с последующим пересчетом значений нормальных напряжений) в планируемых точках измерений (точках установки тензодатчиков) в направлениях трех координатных осей тензоров деформаций и тензора напряжений соответственно – осей X, Y и Z:

$$T_{\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_y & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_z \end{pmatrix} \quad (4)$$

при

$$\varepsilon_x = \frac{da}{dx}; \quad \varepsilon_y = \frac{db}{dy}; \quad \varepsilon_z = \frac{dc}{dz},$$

где a, b, c – перемещения по осям X, Y и Z соответственно;

$$T_{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (5)$$

при

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_x + \mu\varepsilon_y); \quad \sigma_y = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_y + \mu\varepsilon_x); \quad \sigma_z = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_z + \mu\varepsilon_x),$$

где, в свою очередь: μ – коэффициент Пуассона; E – модуль Юнга.

На рис. 8, 9, 10 частично представлены результаты моделирования абсолютных деформаций в зависимости от нагрузки, действующей на перо руля, полученные в режиме статики. На графиках по осям ординат показаны данные о значениях абсолютных деформациях (мм), а по осям абсцисс – данные о величине зоны распространения деформаций относительно точки максимального давления (мкм).

На рис. 11, 12, 13 представлены результаты моделирования абсолютных значений напряжений в корпусе подшипника, вызываемых деформациями, в зависимости от нагрузки, действующей на перо руля. На графиках по осям ординат показаны данные о напряжениях (МПа), а по осям абсцисс – данные о величине зоны распространения напряжений (мкм).

На рис. 14 представлена зависимость нормального напряжения от нагрузки, действующей на перо руля, при зазоре в подшипнике 0,5 мм.

Как показали результаты моделирования в режиме статики, при воздействии нагрузки на перо руля корпус подшипника даже при номинальном установочном зазоре может испытывать довольно-таки большие абсолютные де-

формации: от + 90 мкм до + 300 мкм по оси X (в радиальном направлении), от + 2 мкм до + 7 мкм по оси Y (вдоль вертикальной оси), от ± 5 мкм до ± 20 мкм по оси Z (вдоль оси по касательной нормали к окружности). При увеличении нагрузки деформируемая зона относительно номинальной точки максимального давления увеличивается от ± 50 мкм до ± 65 мкм. При этом необходимо отметить, что в направлении оси Z корпус испытывает деформации, имеющие симметричный характер «растяжения-сжатия».

Деформации вызывают существенное повышение напряженности в конструкции корпуса. В моменты пиковых нагрузок значения нормального напряжения могут достигать от 65 МПа (при воздействии на перо руля силы в 259 кН) до 210 МПа (при воздействии на перо руля силы в 1134 кН). Напряженное состояние может охватывать область от 60 мкм до 140 мкм. При этом наибольшие напряжения (напряжения растяжения) конструкция испытывает в направлении осей Z и Y.

Учитывая, что при наличии гарантированного установочного зазора в подшипнике баллера при нахождении судна на плаву и перекладке руля, баллер осуществляет маятниковые колебательные движения, вызываемые ими на подшипник нагрузки носят динамический ударный характер, необходимо было провести исследования и анализ динамического характера НДС корпуса подшипника.

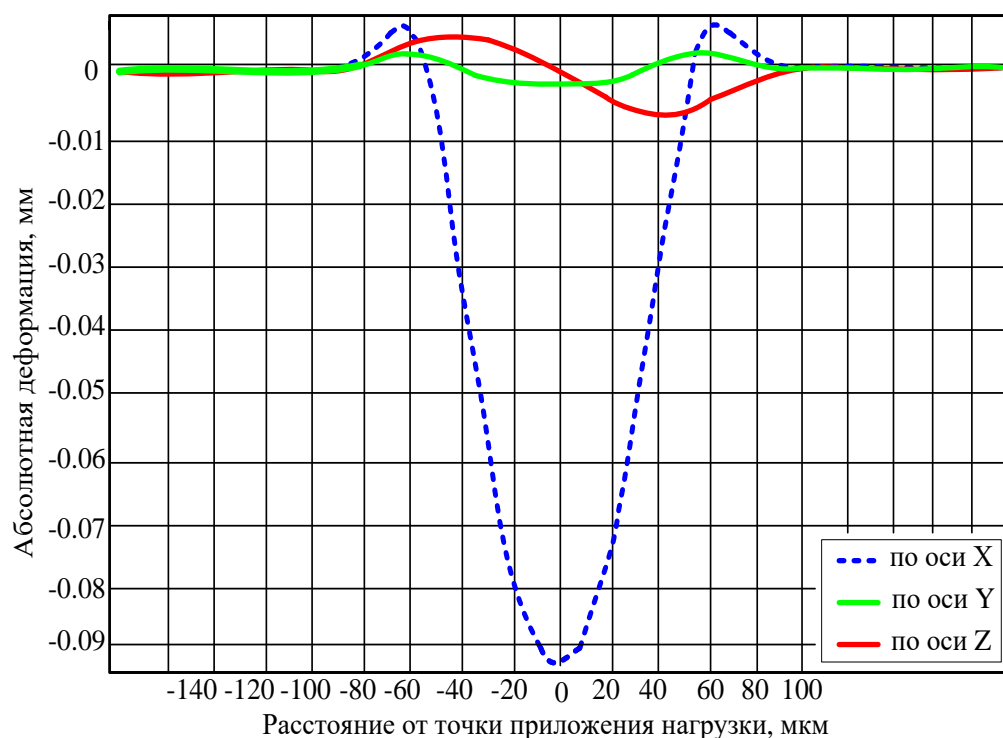


Рис. 8. Результаты моделирования параметров абсолютных деформаций корпуса подшипника при нагрузке на перо руля 259,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм

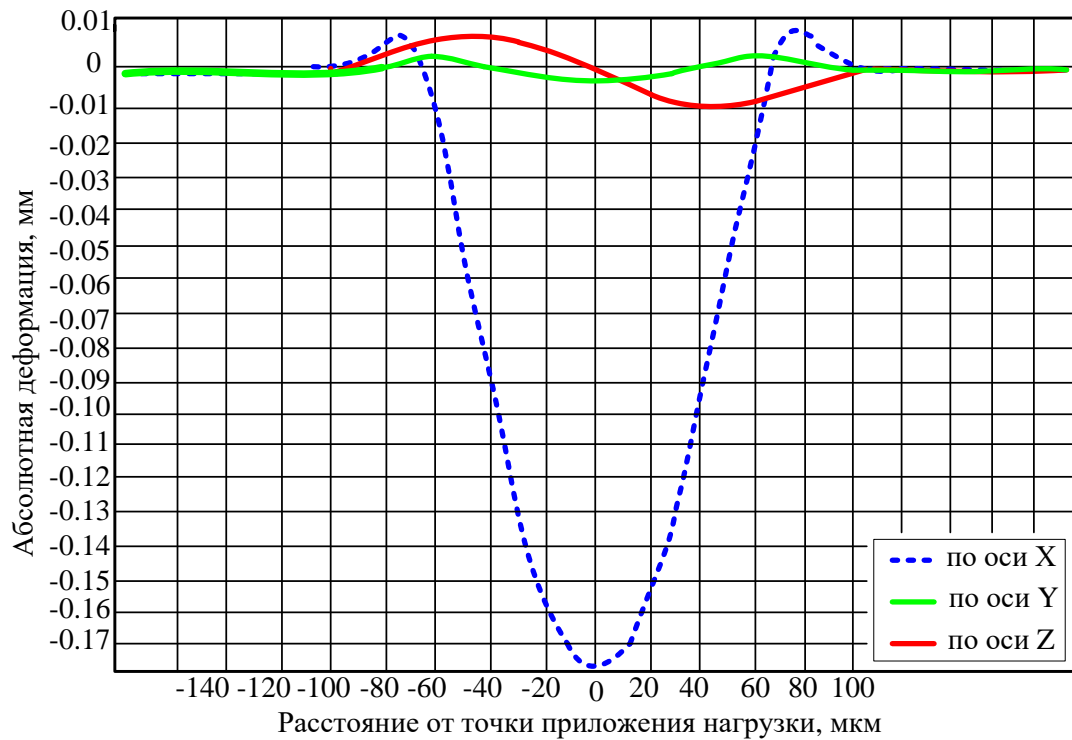


Рис. 9. Результаты моделирования параметров абсолютных деформаций корпуса подшипника при нагрузке на перо руля 600,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм

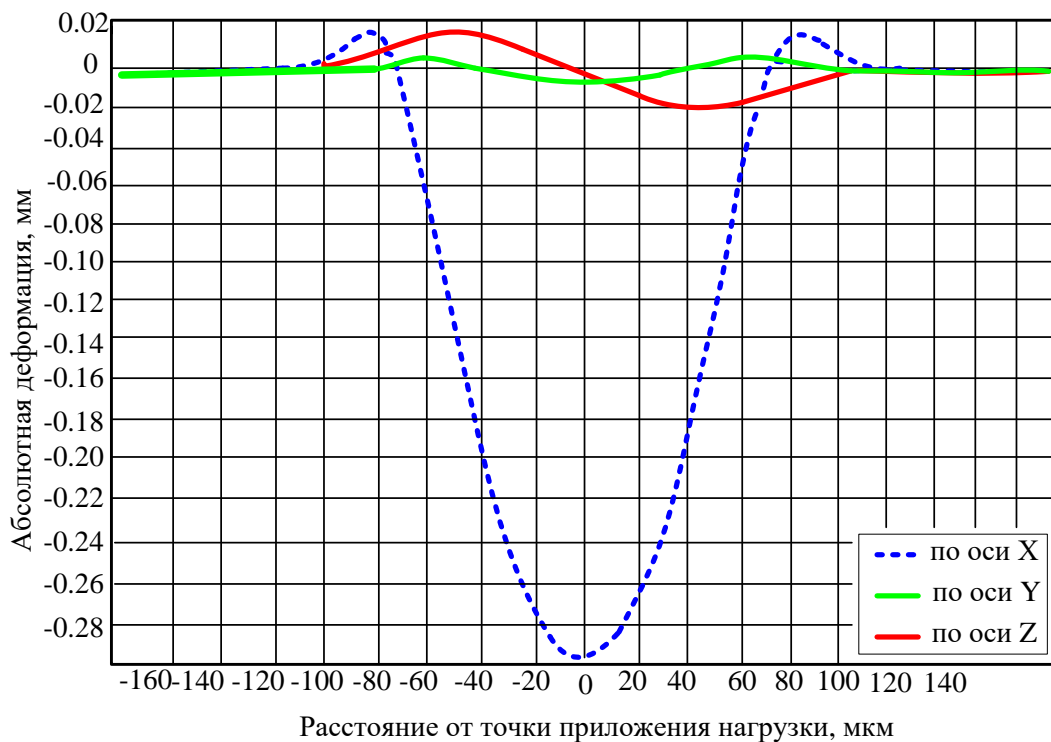


Рис. 10. Результаты моделирования параметров абсолютных деформаций корпуса подшипника при нагрузке на перо руля 1134,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм

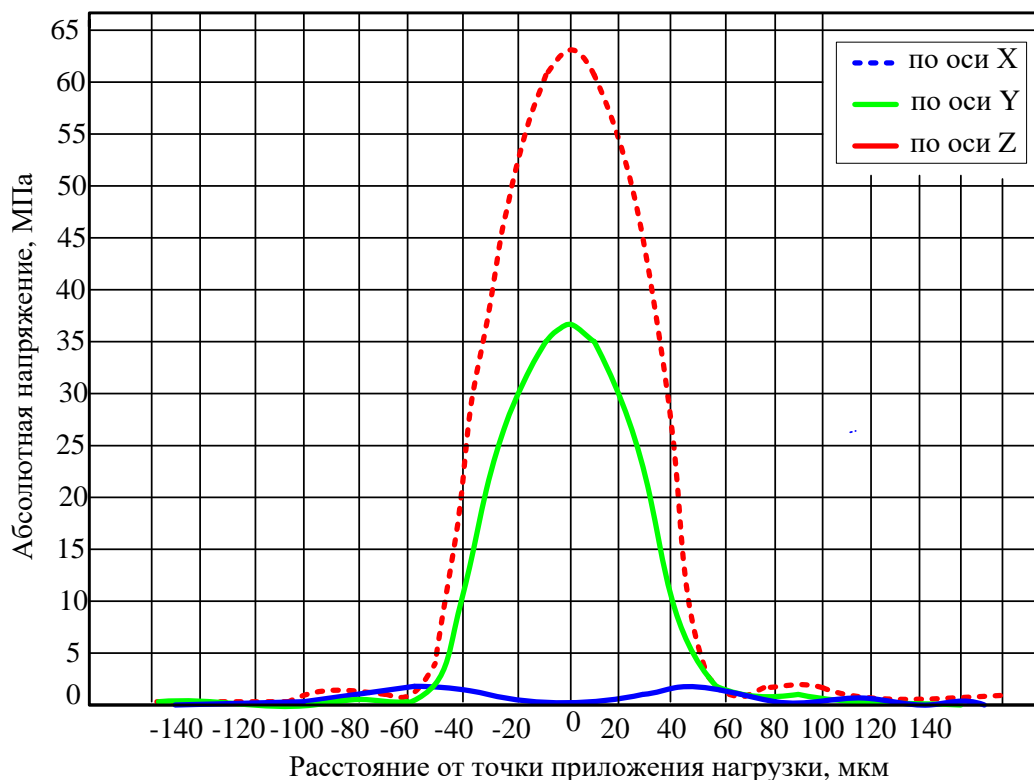


Рис. 11. Результаты моделирования параметров абсолютных напряжений в корпусе подшипника при нагрузке на перо руля 259,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм

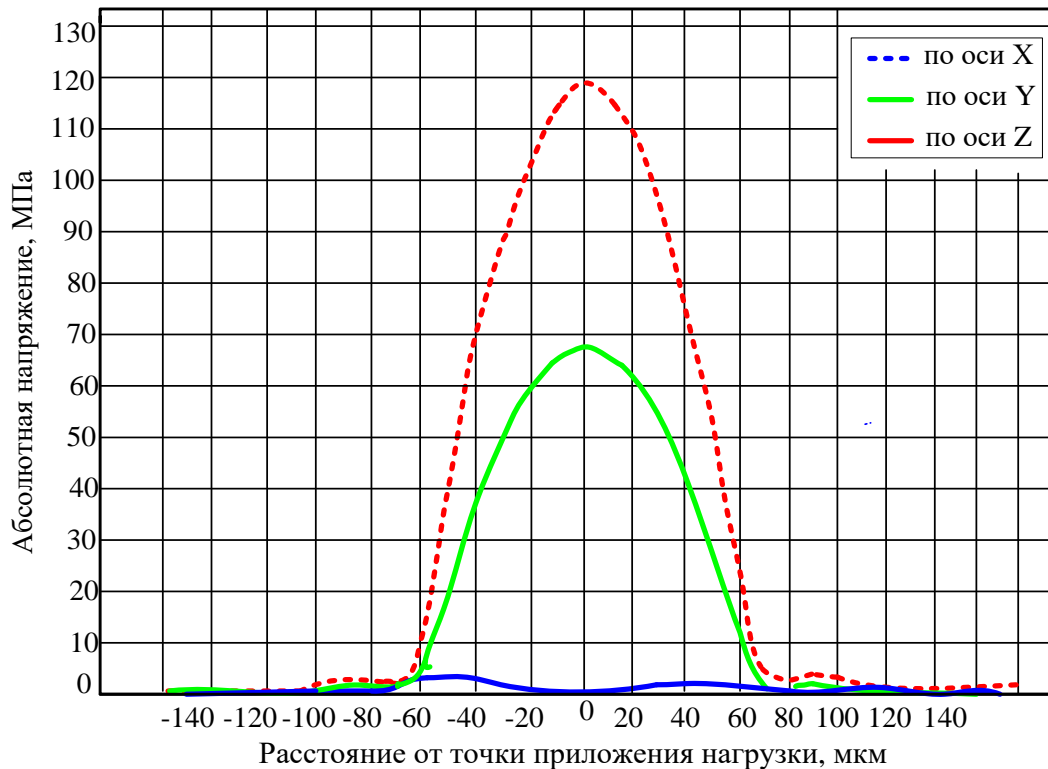


Рис. 12. Результаты моделирования параметров абсолютных напряжений в корпусе подшипника при нагрузке на перо руля 600,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм

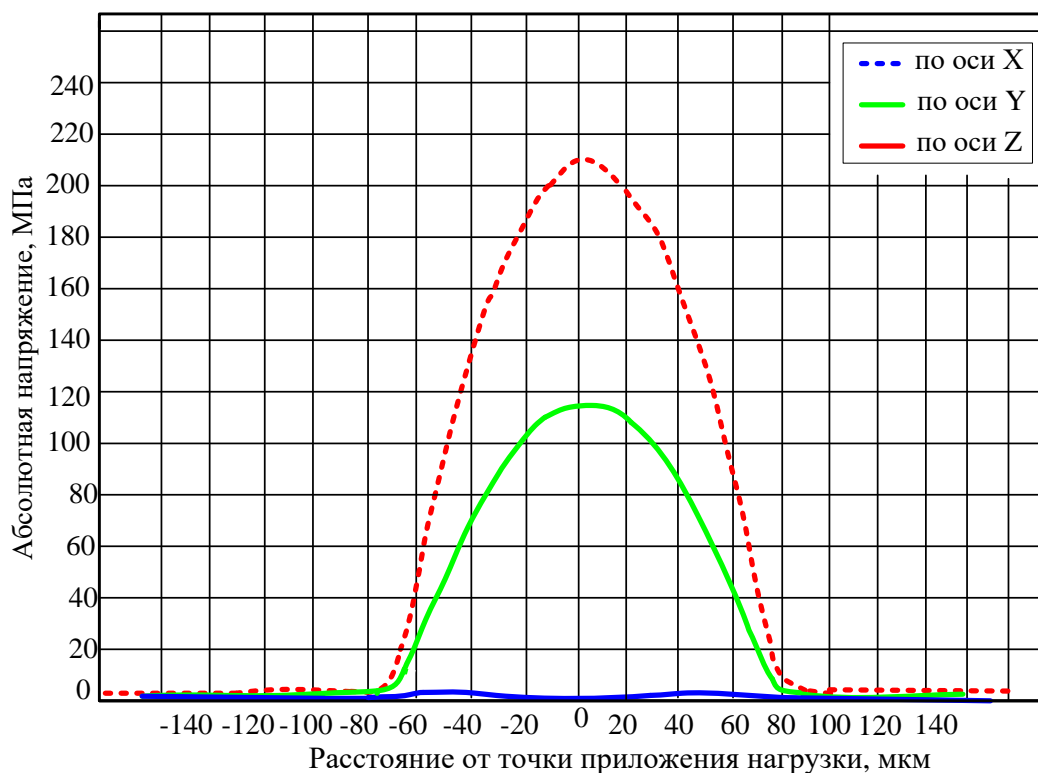


Рис. 13. Результаты моделирования параметров абсолютных напряжений в корпусе подшипника при нагрузке на перо руля 1134,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм

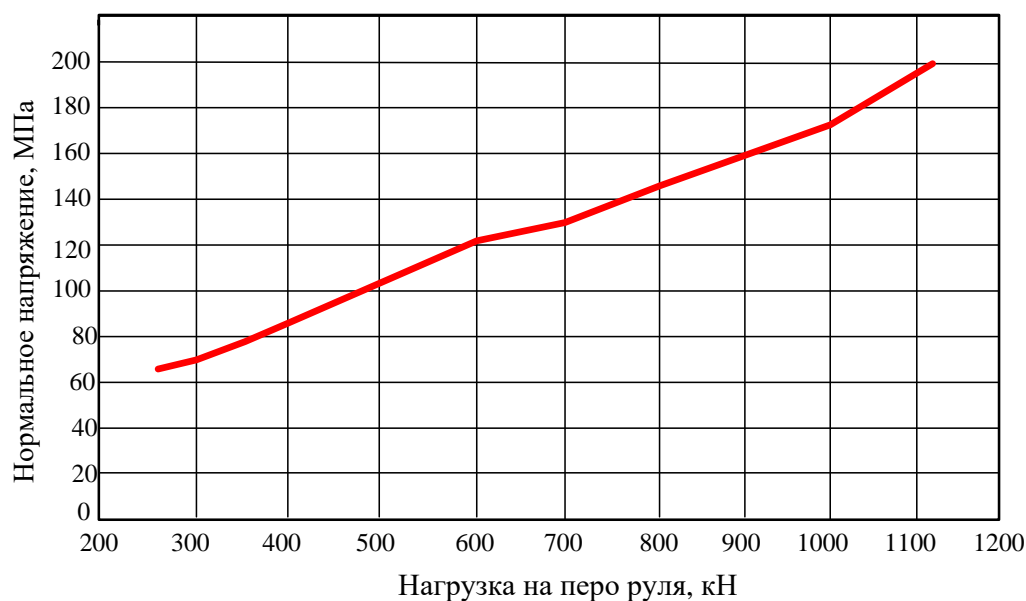


Рис. 14. Зависимость нормального напряжения от нагрузки, воздействующей на перо руля, при зазоре в подшипнике 0,5 мм

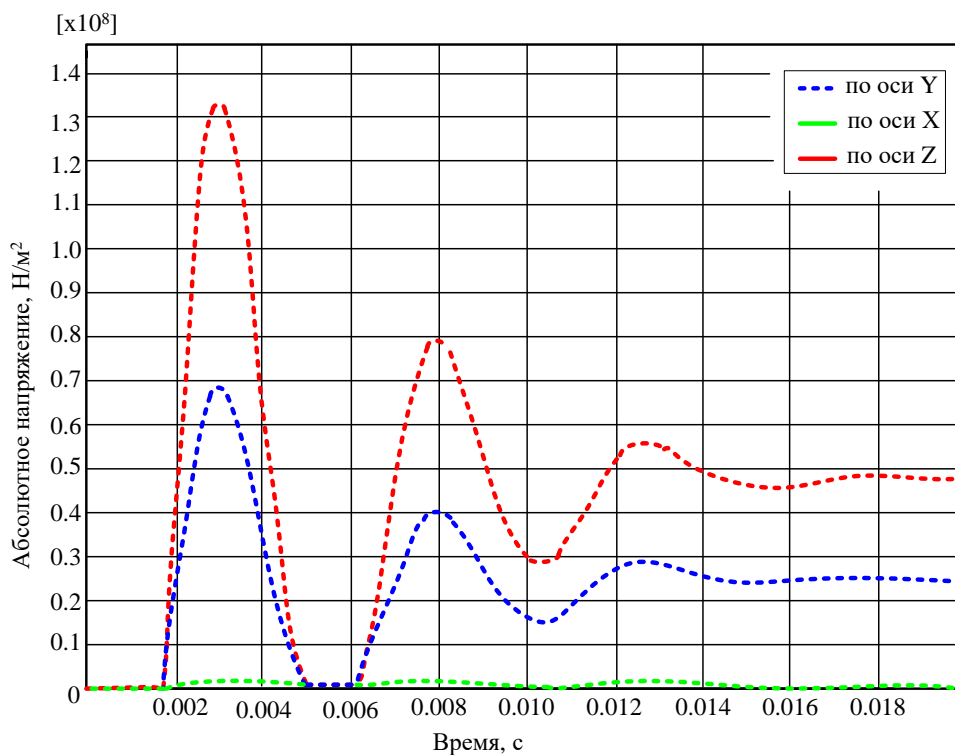
На рис. 15, 16, 17 представлены результаты моделирования динамики изменений напряжений в корпусе подшипника при ударном воздействии баллера. На графиках по осям ординат показаны данные о напряжениях (Н/м^2), по осям абсцисс – данные о времени их возникновения, распространения и затухания (с).

Моделирование динамики изменений НДС в корпусе подшипника дало более детальную картину происходящих процессов при воздействии внешних нагрузок на перо руля. Так как фактически ледовое или гидравлическое динамическое воздействие на перо руля носит ударный характер, то, прежде всего, моделирование динамики изменений НДС показало, что в корпусе подшипника могут возникать напряжения, значительно превышающие расчетные значения, полученные при их рассмотрении в варианте приложения статической нагрузки.

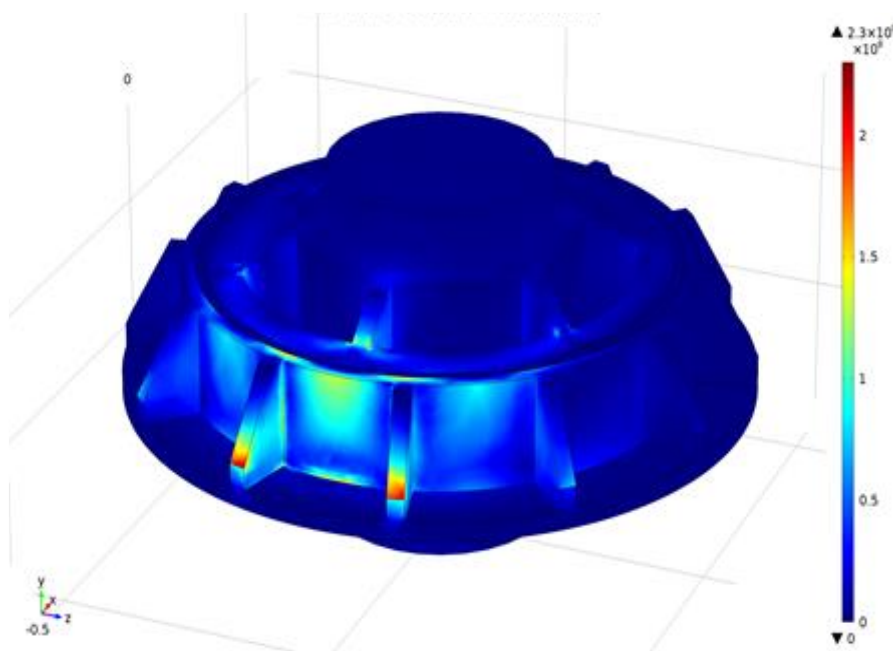
Как видно из сравнения данных, представленных на рис. 11, 12, 13 и рис. 15, 16, 17 соответственно, при воздействии на перо руля динамической нагрузки в 259 кН напряжения по оси Z могут достигать $1,35 \cdot 10^8$ Н/м² (135 МПа против ранее принятых 65 МПа), по оси Y – $0,68 \cdot 10^8$ Н/м² (68 МПа против 37 МПа); при нагрузке в 600 кН напряжения по оси Z могут достигать $2,35 \cdot 10^8$ Н/м² (235 МПа против ранее принятых 120 МПа), по оси Y – $1,20 \cdot 10^8$ Н/м² (120 МПа против 68 МПа), а при нагрузке в 1134 кН напряжения по оси Z могут достигать уже $3,60 \cdot 10^8$ Н/м² (360 МПа против ранее принятых 210 МПа), по оси Y – $1,85 \cdot 10^8$ Н/м² (185 МПа против 118 МПа). При этом время ударного импульса составляет 0,0025 – 0,003 с.

Кроме этого, моделирование показало, что практически одна и та же зона корпуса подшипника при однократном приложении нагрузки на перо руля испытывает многократное воздействие баллера, т.е. приходит процесс «рикошета». Периоды между наиболее сильными первым и вторым пиками составляют порядка 0,004 с – 0,005 с, тогда, когда точка приложения нагрузки при перекидке руля может сместиться не более, чем на 55 мкм. Полный период затуханий циклических напряжений может составлять от 0,014 с (при нагрузке 259 кН) до 0,023 с (при нагрузке 1134 кН). Таким образом, циклическое воздействие со стороны баллера может еще более усиливать напряженность корпуса за счет наложения и суммирования пиков напряжений.

Из приведенных на рис. 15, 16, 17 результатов моделирования видно, что даже после затухания колебаний после каждого цикла нагружения в корпусе подшипника могут сохраняться остаточные напряжения, величина которых может составлять от $0,25 \cdot 10^8$ Н/м² (25 МПа) до $1,60 \cdot 10^8$ Н/м² (160 МПа). 3D-модели напряжений, представленные на рис. 15, 16, 17, наглядно показывают топологию распределения напряжений в корпусе подшипника. Из представленных моделей видно, что область распространения напряжений значительно шире, чем предполагалось при моделировании в условиях статики – напряжения возникают не только в области сектора непосредственного приложения нагрузки, но и прилегающих к нему секторов. Ввиду перекося осей баллера и подшипника из-за маятникового характера колебаний баллера при воздействии внешних сил на перо руля максимальные напряжения возникают не в центре зоны по оси Y сечения корпуса подшипника, а в областях, прилегающих ближе к крайним окружностям. При этом видно, что ребра жесткости, разделяющие наружную поверхность корпуса подшипника по окружности, могут испытывать напряжения, значительно превышающие напряжения, испытываемые цилиндрической частью корпуса (≥ 500 МПа при максимальной расчетной нагрузке в

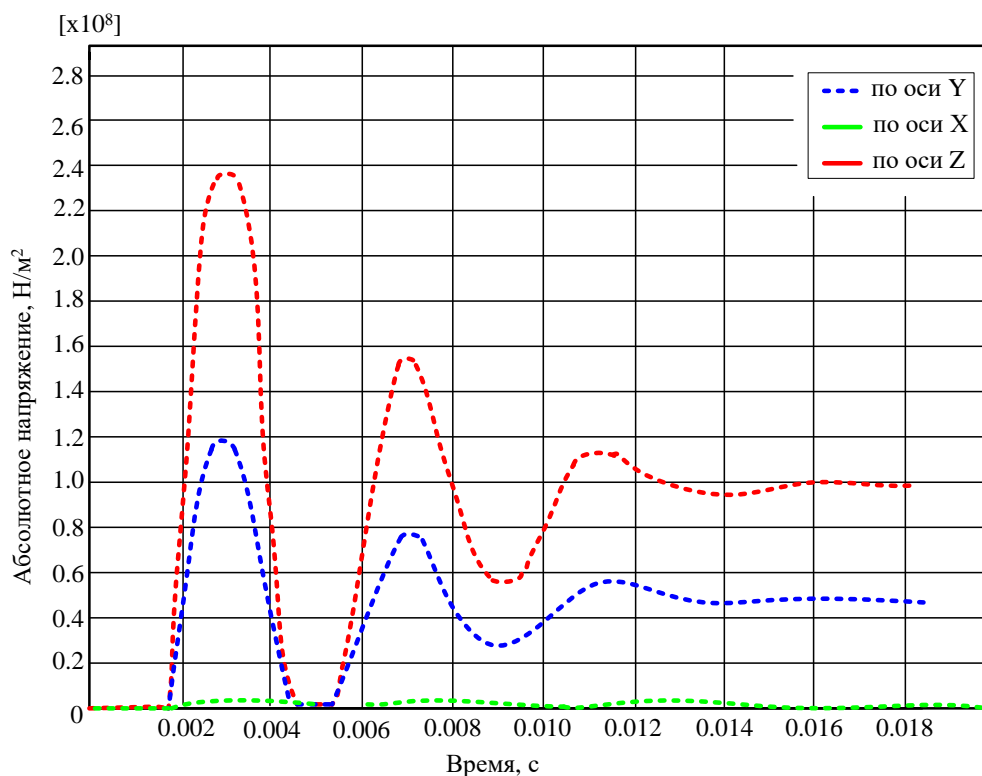


а)

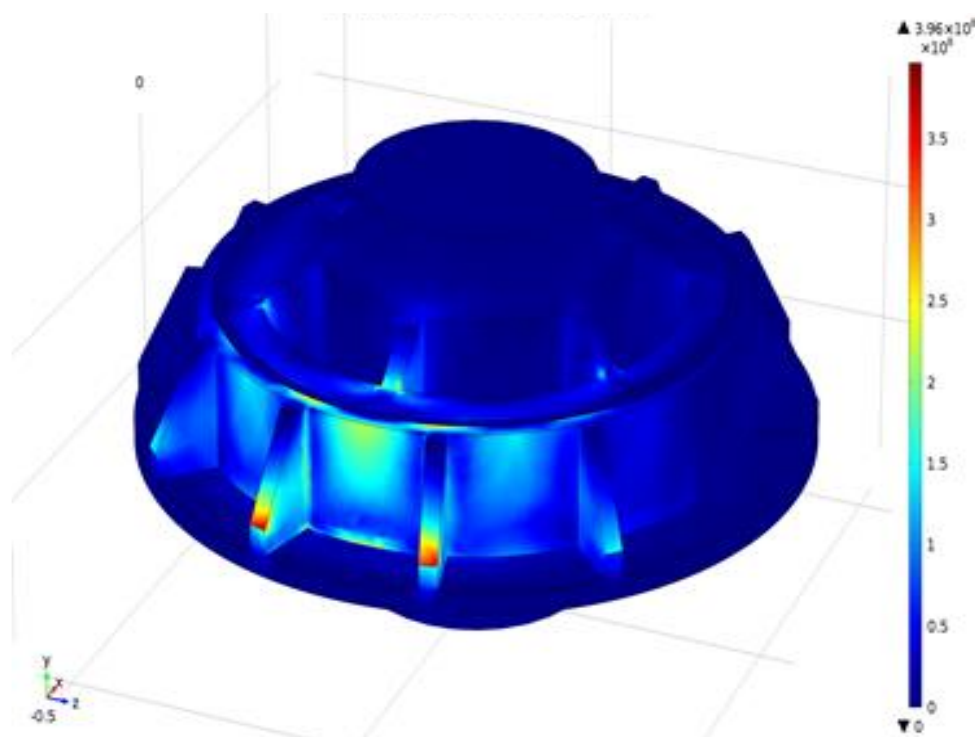


б)

Рис. 15. Результаты моделирования динамики изменений напряжений в корпусе подшипника при ударном воздействии баллера при нагрузке на перо руля 259,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм: а – возникновение и «затухание» напряжений; б – 3D-модель напряженного состояния корпуса подшипника, соответствующего 1-му пику ударного воздействия

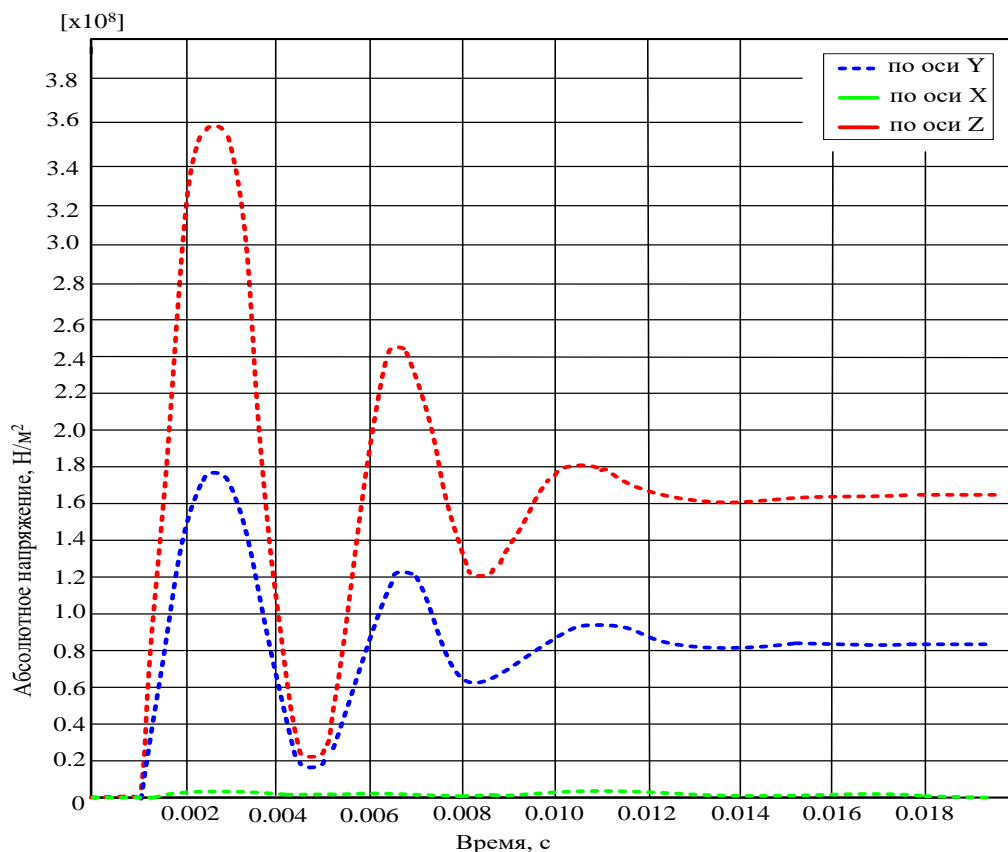


а)

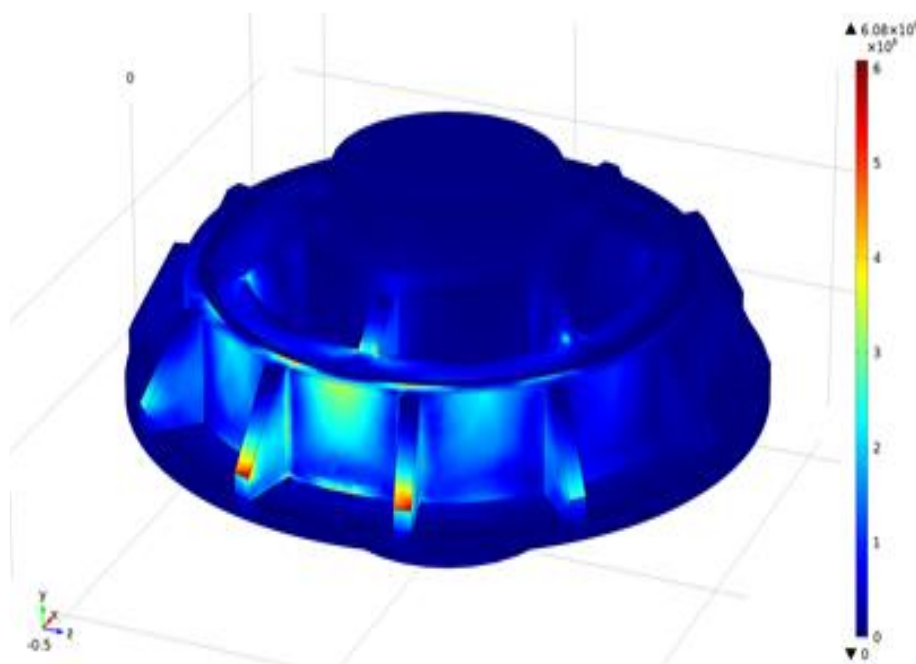


б)

Рис. 16. Результаты моделирования динамики изменений напряжений в корпусе подшипника при ударном воздействии баллера при нагрузке на перо руля 600,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм: а – возникновение и «затухание» напряжений; б – 3D-модель напряженного состояния корпуса подшипника, соответствующего 1-му пику ударного воздействия



а)



б)

Рис. 17. Результаты моделирования динамики изменений напряжений в корпусе подшипника при ударном воздействии баллера при нагрузке на перо руля 1134,0 кН и зазоре в подшипнике 0,5 мм: а – возникновение и «затухание» напряжений; б – 3D-модель напряженного состояния корпуса подшипника, соответствующего 1-му пику ударного воздействия

ледовых условиях), что необходимо учитывать при выборе материала для изготовления корпуса подшипника и технологии его изготовления, а также при мониторинге его состояния, в том числе при выборе схемы расположения тензодатчиков.

Как уже указывалась ранее, результаты моделирования, представленные выше, справедливы для условий наличия номинального установочного зазора 0,5 мм. Так как появление дефектов в подшипниковом узле в процессе эксплуатации руля (износ антифрикционного вкладыша, износ шейки баллера) неизбежно приводит к увеличению величины зазора относительного установочного значения, для создания ИИС мониторинга необходимо знать и учитывать характер закономерностей влияния изменения величины зазора на НДС. Моделирование изменений напряжений при увеличении или уменьшении зазора осуществлялось в диапазоне его значений от 0,1 мм до 2,0 мм с шагом 0,1 мм. На рис. 18 и 19 в качестве примера представлены результаты моделирования динамики изменения НДС при изменении величины зазора в трибосопряжении узла «баллер-подшипник» при условии воздействия максимальной условной расчетной нагрузки на перо руля 1134 кН.

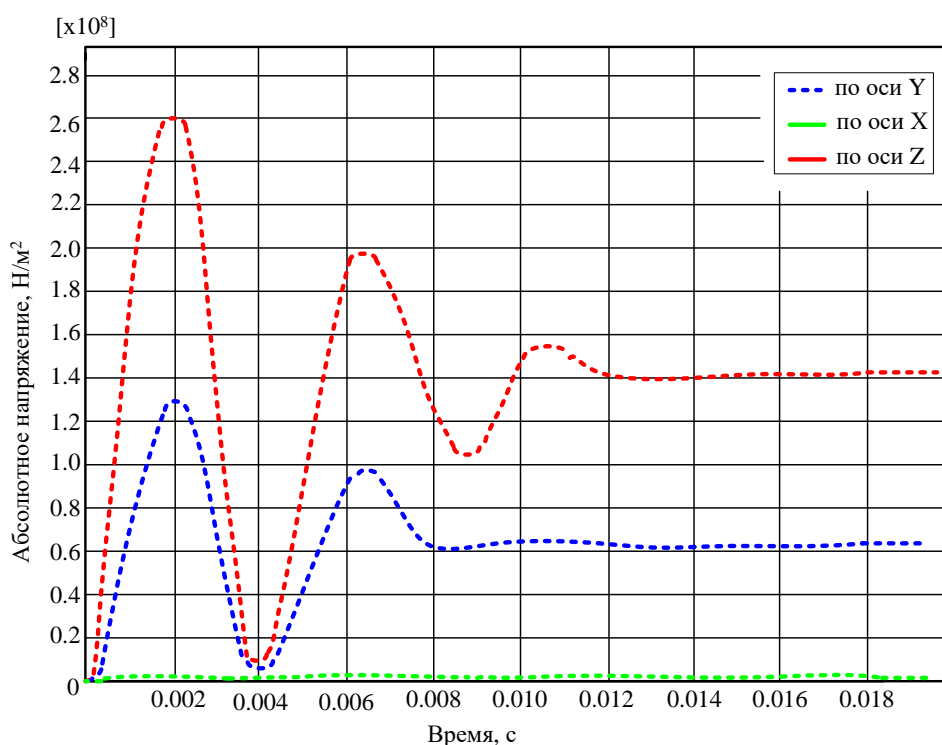


Рис. 18. Результаты моделирования динамики изменений напряжений в корпусе подшипника при ударном воздействии баллера при нагрузке на перо руля 1134,0 кН и зазоре в подшипнике 0,1 мм

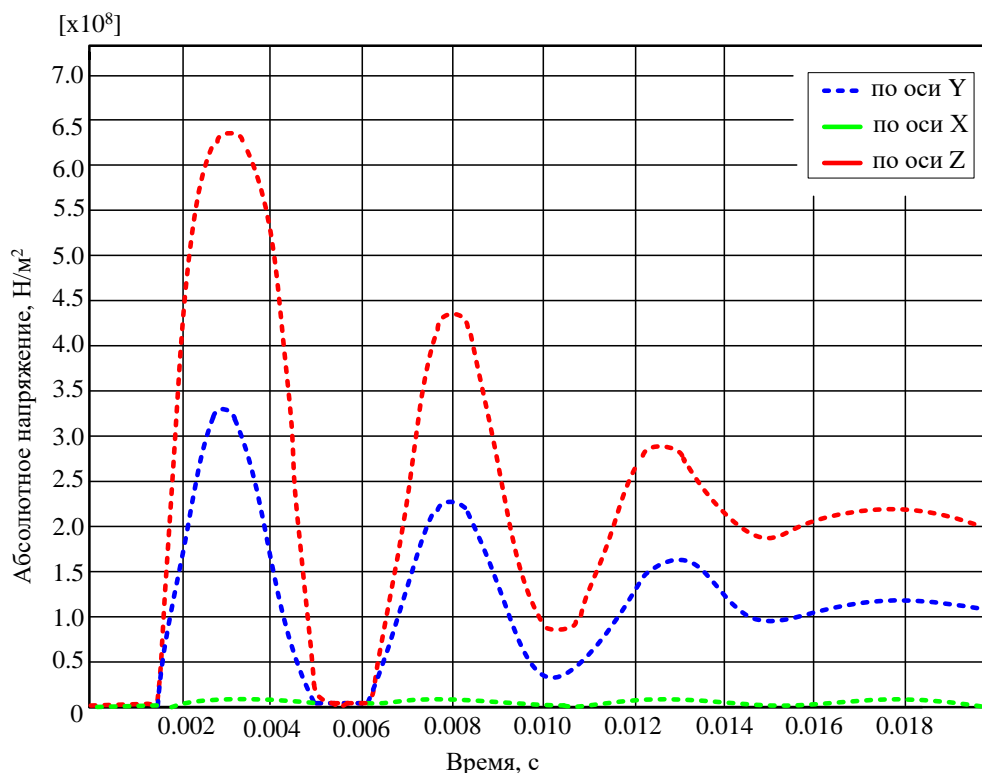


Рис. 19. Результаты моделирования динамики изменений напряжений в корпусе подшипника при ударном воздействии баллера при нагрузке на перо руля 1134,0 кН и зазоре в подшипнике 2,0 мм

Из сравнения данных, представленных на рис. 17а и 19, видно, что при увеличении величины зазора до 2,0 мм, что согласно таблице 1 допустимо в период эксплуатации судна, пик напряжений при первом цикле нагружения увеличивается почти в два раза по отношению к величинам при зазоре 0,5 мм и по оси Z может достигать $6,25 \cdot 10^8$ Н/м² (625 МПа), а по оси Y – $3,25 \cdot 10^8$ Н/м² (325 МПа). Если уменьшить установочный зазор до 0,1 мм, то напротив напряжения в корпусе подшипника можно значительно снизить: по оси Z до $2,65 \cdot 10^8$ Н/м² (265 МПа), а по оси Y до $1,25 \cdot 10^8$ Н/м² (125 МПа). Однако (согласно таблице 1) делать это не рекомендуется, т.к. уменьшение зазора до 0,1 мм приведет к уменьшению слоя смазки в трибосопряжении и более интенсивному его износу, в конечном счете, к выходу из строя подшипникового узла.

Кроме диапазонов амплитудных характеристик параметров НДС и топологии распределения напряжений в корпусе подшипника при воздействии внешних нагрузок на перо руля, моделирование в динамике позволило установить, что процессы изменений НДС в узле «баллер-подшипник» протекают в частотном диапазоне ориентировочно 40 Гц – 450 Гц.

Моделирование динамики изменения НДС позволило также оценить степень жесткости многократных ударов, совершаемых баллером о подшипник. Из теории удара известно, что данный показатель является безразмерным показателем и оценивается по сочетанию длительности ударного импульса, количества ударов и амплитуды пикового ударного ускорения, значения которого определяется по значениям локальных деформаций, напряжений и контактной

силы. Как видно из полученных данных моделирования, его значения могут соответствовать диапазону от 500 g до 2000 g, что, согласно теории удара, вполне соответствует ускорениям, как правило характерным при так называемых «ударах в ближней зоне» [19].

Зная результаты компьютерного моделирования НДС корпуса подшипника, можно обосновано сформировать основные требования к средствам измерений, которые должны быть использованы как для тензометрического мониторинга, так и для мониторинга параметров колебаний баллера, а также определить основополагающие требования к первичным преобразователям в составе измерительных каналов.

При выборе рабочих диапазонов измерений тензодатчиков, устанавливаемых на корпус подшипника баллера для измерения локальных деформаций, и акселерометров, устанавливаемых на головку баллера для изменения ускорений при его маятниковых колебаниях, необходимо предусматривать метрологический параметрический запас не менее, чем (1:3) по отношению к значениям параметров, характеризующим непосредственно физические процессы. Для установления требуемых рабочих диапазонов тензодатчиков значения абсолютных деформаций должны быть приведены к относительному значению с учетом длины измерительной базы непосредственно самого предполагаемого к использованию тензосенсора. В рамках проводимых исследований пересчет абсолютных в относительные значения деформации была принята длина измерительной базы равная 3 мм в соответствии с габаритными размерами решетки одного из вариантов серийно выпускаемых фольговых тензосенсоров, предполагаемых к применению в составе ИИС. Как правило, для измерения деформаций применяются резистивные тензосенсоры, поэтому кроме рабочего диапазона измеряемых деформаций важным параметром тензодатчика является базовое сопротивление. Зная предельные значения деформаций (по результатам моделирования) и коэффициент тензочувствительности тензорезистора (GF – «Gauge Factor»), зависящий в основном от значения коэффициента Пуассона металла проводника решетки тензосенсора, используя известную функцию, связывающую GF со значениями деформаций и относительным сопротивлением, можно ориентировочно рассчитать требуемое базовое сопротивление тензодатчика. Требования по точности тензодатчиков можно ориентировочно установить по градиенту полученных в результате моделирования функций «деформация – нагрузка» и «деформация-зазор». Однако при этом необходимо учитывать, что для ИИС более важным является требование к точности измерительного канала в целом, а не отдельных составляющих его компонентов. Для данного рассматриваемого случая такими требованиями являются требования к погрешности измерений, установленные Правилами РМРР [1], т.е. не более 5 % от измеряемого диапазона. Поэтому в процессе проектирования измерительного канала ИИС требования к точности датчика должны уточняться и могут быть либо ужесточены, либо расширены. Учитывая динамический характер изменений НДС и важность наблюдаемых при этом переходных процессов, что выявлено в процессе моделирования, особо важное значение для процесса измерений имеют параметры преобразования сигналов, генерируемых аналоговыми датчика-

ми, и характеристики используемых аналого-цифровых преобразователей (АЦП). Прежде всего, это частота дискретизации, которая должна значительно превышать верхние границы частотной компоненты возможных сигналов, формируемых датчиком пропорционально изменениям НДС, и разрешающая способность АЦП. Так как для переходных процессов изменений НДС, вызываемых ударными воздействиями, для получения достоверной информации интерес представляют не только амплитудные параметры сигналов, но и их форма, частота дискретизации должна превышать значения частоты исходных сигналов не в два – три раза (согласно теореме Найквиста), а в пять – десять раз. Таким образом, исходя из полученных при моделировании данных о частотных характеристиках, можно заключить, что процесс измерений параметров НДС должен осуществляться при частоте дискретизации не менее 5 кГц с использованием не менее 12 разрядного (желательно 24 разрядного) АЦП. Кроме этого, изданных моделирования прослеживается необходимость обеспечения при проектировании измерительного канала возможности регулировать частоту дискретизации в зависимости от условий, в которых эксплуатируется судно, а также необходимость обеспечения фильтрации низкочастотных составляющих. Аналогично были установлены требования к средствам измерений ускорений – специальным ударным акселерометрам, устанавливаемым на головку баллера. Одна при формировании требований к акселерометрам необходимо учитывать, что не смотря на то, что все механические колебания, генерируемые механическими системами, обычно происходят в относительно узком диапазоне частот – от 10 Гц до 1000 Гц (в который, как показывают результаты моделирования, укладываются и маятниковые колебания баллера), акселерометры рассчитывают на более расширенный верхний предел – 10 кГц и более. Это объясняется тем, что частоты некоторых составляющих механических колебаний (тем более вызываемых ударными воздействиями) могут находиться в области более высоких частот. Рабочий частотный диапазон акселерометра должен перекрывать все эти возможные частотные диапазоны колебаний. При этом фактические измерения могут (во избежание перегруза) проводиться в рамках определенных выборок с частотой дискретизации более низкой – в данном случае в режиме аналогичном измерениям деформаций. Учитывая взаимосвязанность процессов изменений НДС и колебаний баллера, измерения по всем измерительным каналам должны производиться с рассогласованием по временному циклу не более 0,0001 с. Кроме этого, средства измерений должны обладать высокой способностью сохранять работоспособность при большом количестве циклов нагружений. Таким образом, по результатам моделирования были сформированы основные исходные требования к техническим характеристикам средств измерений для осуществления мониторинга состояний судового руля, представленные в таблицах 6, 7.

Данные, полученные путем моделирования, могут быть также использованы в аппаратно-программном комплексе ИИС мониторинга в качестве исходных данных для создания шкалы интерпретатора технического состояния руля.

Приведенные в настоящей статье результаты исследований были использованы при создании опытного образца автоматической системы real-time мониторинга судового руля, прошедшего натурную апробацию на НЭС «Академик Трешников» в период плавания в ледовых условиях с положительными результатами. Состав опытного образца системы представлен на рис. 20.

Таблица 6 – Основные требования, предъявляемые к средствам измерений параметров локальных деформаций на корпусе подшипника

Параметр	Ед. изм.	Значение параметра
Рабочий диапазон измеряемых относительных деформаций, не менее	мкм/м	± 1500
Базовое (суммарное) сопротивление, не менее	Ом	1000
Точность измерений, не хуже	$\mu\epsilon$	$\pm 1,5$
Коэффициент тензочувствительности, не менее		2,0
Пропускная способность	Гц	от 1 до 500
Частота дискретизации, не менее	кГц	5

Таблица 7 – Основные требования, предъявляемые к средствам измерений параметров колебаний головки баллера

Параметр	Ед. изм.	Значение параметра
Амплитудный динамический диапазон измеряемых ускорений, не менее	g	± 5000
Точность измерений, не хуже	g	$\pm 0,5$
Пиковый удар, не менее	g	20 000
Частотный диапазон, не менее	кГц	10 000

В процессе натурной апробации был собран и проанализирован большой объем данных фактических измерений, произведенных при различных ледовых условиях при различных скоростях и видах маневрирования судна, таких как: прямолинейное движение «ход вперед» на чистой воде; прямолинейное движение «ход вперед» в условиях сплошного льда; прямолинейное движение «ход вперед» в условиях битого льда; «ход вперед» по траектории циркуляции в условиях битого льда. Результаты анализа данных фактических измерений требуют отдельного представления, что выходит за рамки задач данной статьи. Однако следует констатировать, что средства измерений (тензорезисторы, акселерометры, АЦП), выбранные для опытного образца системы мониторинга с учетом массивов данных, полученных путем предварительного компьютерного моделирования, обладали высокой чувствительностью к любым даже незначительным изменениям внешних условий ледовой обстановки и режимов маневрирования судна, полностью обеспечили требуемую оперативность и достоверность получаемой в процессе мониторинга информации. Единственным узким местом, выявленным в процессе натурной апробации, явилась необходимость идентификации характера ударных процессов – упругого (низкочастотного) и

жесткого (высокочастотного) удара, что характерно для взаимодействия баллера с подшипником в условиях эксплуатации судна на «чистой воде» и в условиях битого, а при определенных скоростях движения и сплошного льда соответственно. Данная особенность была выявлена путем дополнительного спектрального анализа на этапе постобработки данных измерений, что показало необходимость проведения дополнительных работ по более детальному исследованию ударных процессов, в том числе и путем компьютерного моделирования.

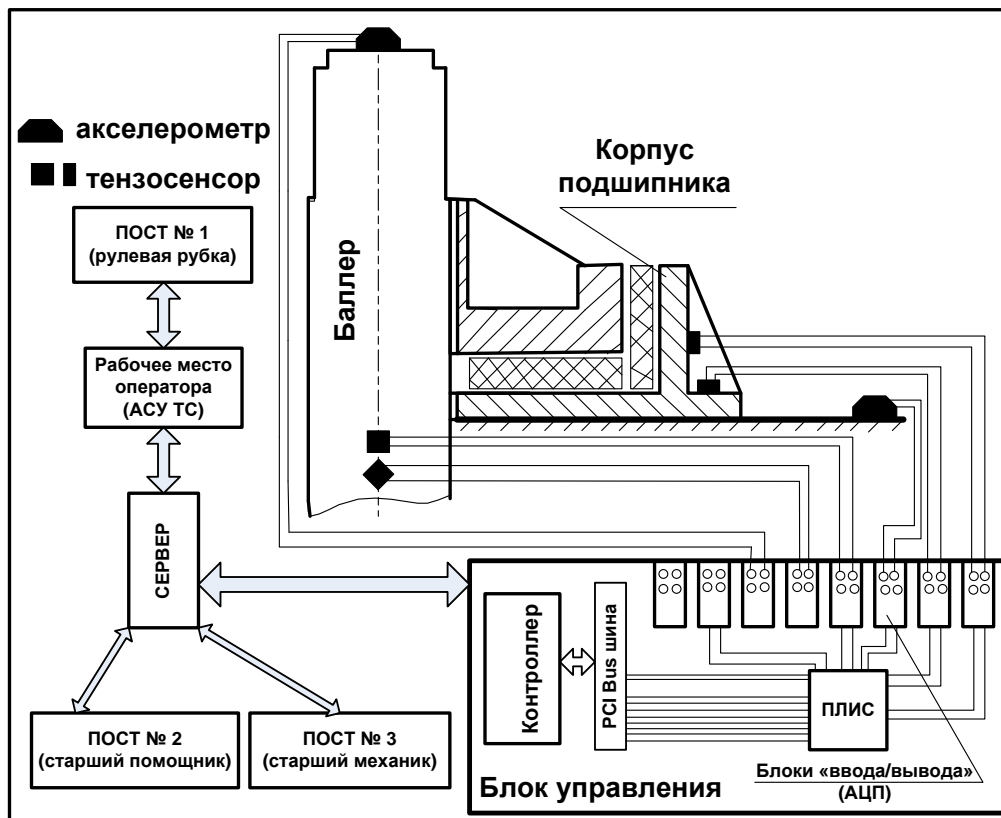


Рис. 20. Состав и взаимосвязь компонентов системы мониторинга состояния судового руля

Заключение

Основным результатом проведенных исследований в соответствии с поставленной целью является сформированный комплекс исходных данных для выработки основных требований к средствам измерений, которые могут быть использованы при создании автоматизированной системы real-time мониторинга состояния судового руля при нахождении судна на плаву в ледовых условиях.

Исходные данные представляют собой полученный путем компьютерного моделирования и представленный в графическом виде массив численных значений абсолютных деформаций и напряжений в корпусе подшипника баллера (параметров, подлежащих измерениям в процессе мониторинга), распределенных по трем координатам относительно точки контакта баллера с подшипником и по временной координате, в зависимости от уровней (в рамках диапазона граничных условий, определенного исходя из данных статического прочностного расчета) нагрузок, испытываемых пером руля при суммарных ледовых и

гидравлических воздействиях. Дополнительно в состав исходных данных включены смоделированные численные зависимости напряжений в корпусе подшипника от величины зазора при условии воздействия на перо руля внешних нагрузок различных уровней в рамках выше указанного диапазона граничных условий. Полученная в процессе исследований информация, содержащаяся в массиве, дает детальное представление не только о численных амплитудных значениях вышеуказанных параметров, но и о характере динамических процессов в конструкции судового руля в целом и подшипнике баллера в частности, связанных с внешним воздействием и изменениями НДС корпуса подшипника. Практическое предварительное формирование основных требования, которым должны удовлетворять средства измерений ИИС системы мониторинга (тензодатчики, акселерометры и первичные преобразователи), показало необходимость и достаточность информации, содержащейся в массивах, полученных в результате моделирования, для решения поставленной задачи по выбору средства измерений. Полученные данные моделирования и выявленные в процессе исследований закономерности являются новыми и существенно расширяют общую базу знаний в области эксплуатации судов ледового плавания.

Несмотря на то, что массив численных значений параметров процессов, подлежащих мониторингу, получен для конкретной конструкции судового руля конкретного судна, результаты моделирования подтвердили правомочность предварительно разработанного в рамках исследований концептуального подхода к реализации технологии мониторинга состояния судового руля при воздействии внешних факторов на основе измерений параметров НДС корпуса подшипника баллера и параметров колебаний головки баллера. Данные real-time измерений фактических значений параметров деформаций (напряжений) на корпусе подшипника баллера и параметров колебаний головки баллера (линейных ускорений) могут быть приняты в качестве диагностических параметров для оценки состояния судового руля, а их отклонения от номинально установленных значений – косвенными признаками отклонений состояния руля от нормального или допустимого для его эксплуатации. Наличие данной измерительной информации позволяет оперативно фиксировать наличие: увеличенного зазора в подшипнике и его топологию, сквозные повреждения пера руля, заклинивания руля (например, при попадании и заклинивании льда между гребным винтом и пером руля) и др. отклонения. Технология мониторинга, основанная на способе диагностики состояния судового руля по уровню параметров НДС на корпусе подшипника, также является научной новизной результата исследований. Ее новизна подтверждается полученным патентом № RU 2655611 «Способ безразборной диагностики изменений технического состояния судовых рулевых устройств в результате воздействия ледовых нагрузок и устройство для его реализации» [20].

Кроме этого, данные измерений, получаемые в процессе real-time мониторинга судового руля, могут служить в качестве информационной поддержки принятия решений судоводителя по корректировке, при необходимости, режимов движения судна в определенных экстремальных условиях плавания, что показано разработанной в рамках исследований описательной моделью пара-

метрических взаимосвязей между состоянием рулевого устройства и режимами движения судна. Данная модель построена на основании проведенных комплексных аналитических исследований и также является принципиально новым научным результатом. Вопросы безопасного маневрирования судна во льдах во взаимосвязи с параметрами НДС рулевого устройства ранее другими исследователями не рассматривался, результаты анализа данных взаимосвязей в научно-технических публикациях не представлены.

Дальнейшая практическая значимость результатов проведенных исследований заключается в следующем:

- предложенная технология мониторинга состояния судового руля является универсальной и может использоваться при создании систем мониторинга рулевых устройств на любых судах;
- методический подход к формированию требований к средствам измерений, исходя из данных о численных значениях параметров динамических процессов, непосредственно подлежащих измерениям, с использованием инструментов компьютерного моделирования показал свою эффективность, является универсальным и может использоваться при создании любых видов ИИС;
- описательная модель параметрических взаимосвязей между состоянием рулевого устройства и режимами движения судна может служить основанием для включения ИИС мониторинга состояний судовых рулей в составе комплексных интеллектуальных систем поддержки принятия решений (СППР) Судоводителя в качестве одной из подсистем.

В дальнейшем, на основе уже полученных результатов, автором планируется реализация работ по более детальному моделированию спектральных характеристик ударных процессов в трибосопряжении «баллер – подшипник».

Литература

1. Правила классификации и постройки морских судов. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2018. – 807 с.
2. Правила технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2017. – 346 с.
3. Правила классификации и постройки судов (ПКПС). – СПб.: Российский речной регистр, 2019. – 302 с.
4. International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS-74) (with changes for 2016). London: International Maritime Organization (IMO), 2017. 621 p.
5. Официальный сайт компании «Wärtsilä» [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.wartsila.com/marine/build/propulsors-and-gears/energy-saving-devices/wartsila-energopac> (дата обращения 27.11.2021).
6. Официальный сайт компании «Becker Marine Systems» [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.becker-marine-systems.com/> (дата обращения 14.09.2021).

7. Методические рекомендации по техническому наблюдению за ремонтом морских судов. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2016. – 144 с.

8. Чалий А.В. Метод и технология определения технического состояния судовых рулей без их разборки: дис. ... кандидата технических наук: 05.08.04. – Калининград: Калининградский технический университет, 1991. – 211 с.

9. Liu J. Mathematical Modeling of inland vessel Maneuverability Considering Rudder Hydrodynamics. – Cham: Springer, 2020. – 269 p.

10. Weipeng Zhang, Chongge Chen, Zibin Wang, Yinghong Li, Hang Guo, Jian Hu. Numerical simulation of structural response during propeller-rudder interaction // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2021. Vol. 15. № 1. P. 584-612. DOI: 10.1080/19942060.2021.1899989.

11. Turnock S., Wright A. Directly coupled fluid structural model of a ship rudder behind a propeller // Marine Structures. January 2000. Vol. 13. № 1. P. 53-72. DOI: 10.1016/S0951-8339(00)00009-5.

12. Haowei Zhao, Guifeng Liu, Jiangui Han. Simulation analysis of underwater working condition of ship rudder blade based on Fluent // Journal of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 2108. No 1. P. 2 – 32. DOI: 10.1088/1742-6596/2108/1/012006.

13. Feng Song, Donghua Jiang, Tianling Dai. Rudder Blade Selection and Adaptive Parameter Optimization // Ship Standardization Engineer. 2019. Vol. 52. № 4. P. 76-81.

14. Yang Yong, Wang Zaigao, Huang Chao. Analysis of Hydrodynamic Characteristics of Balanced Rudder Based on Fluent // Ship Materials & Market. 2021. Vol. 29. № 5. P. 27-31.

15. Baker A.J. Finite Elements: Computational Engineering Sciences. New York: Wiley, 2012. 288 p.

16. Буркова Е.Н., Кондрашов А.Н., Рыбкин К.А. Система автоматизированных расчетов Comsol: учебное пособие. – Пермь: Издательство Пермского государственного национального исследовательского университета, 2019. – 133 с.

17. ГОСТ Р ИСО 13373-3-2016. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 3. Руководство по диагностированию по параметрам вибрации. – М.: Стандартинформ, 2017. – 32 с.

18. ГОСТ ИСО 7902-1-2001. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Круглоцилиндрические подшипники. Часть 1. Метод расчета. – М.: Изд. стандартов, 2002. – 28 с.

19. Лейбович М.В. Теория удара в задачах и примерах: учебное пособие. – Хабаровск: Издательство Тихоокеанского государственного университета, 2016. – 236 с.

20. Куркова О.П., Углов А.В., Углова Ю.Н., Горювая О.Н., Мокрый Г.О. Способ безразборной диагностики изменений технического состояния судовых рулевых устройств в результате воздействия ледовых нагрузок и устройство

для его реализации // Патент на изобретение № 2655611 С2, опублик. 29.05.2018, бюл. № 16.

References

1. *Rules of classification and construction of sea vessels*. St. Petersburg, Russian Maritime Register of Shipping Publ., 2018. 807 p. (in Russian)
2. *Rules of technical supervision over the construction of ships and the manufacture of materials and products for ships*. St. Petersburg, Russian Maritime Register of Shipping Publ., 2017. 346 p. (in Russian)
3. *Rules of classification and construction of ships*. St. Petersburg, Russian River Register Publ., 2019. 302 p. (in Russian)
4. International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS-74) (with changes for 2016). London: International Maritime Organization (IMO), 2017. 621 p.
5. Official website company «Wärtsilä». Available at: <https://www.wartsila.com/marine/build/propulsors-and-gears/energy-saving-devices/wartsila-energopac> (accessed 27 November 2021).
6. Official website company «Becker Marine Systems». Available at: <https://www.becker-marine-systems.com/> (accessed 14 September 2021).
7. *Methodological recommendations for the technical supervision of the repair of ships*. St. Petersburg, Russian Maritime Register of Shipping Publ., 2016. 144 p.
8. Chaliy A.V. *Method and technology for determining the technical condition of ship rudders without disassembly*. Dis. cand. tehn. nauk. Kaliningrad, Kaliningrad Technical University, 1991. 211 p. (in Russian).
9. Liu J. *Mathematical Modeling of inland vessel Maneuverability Considering Rudder Hydrodynamics*. Cham, Springer Publ., 2020. 269 p. Available at: <https://seatracker.ru/viewtopic.php?t=44461> (accessed 15 August 2021).
10. Weipeng Zhang, Chongge Chen, Zibin Wang, Yinghong Li, Hang Guo, Jian Hu. Numerical simulation of structural response during propeller-rudder interaction. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2021, vol. 15, no. 1, pp. 584-612. DOI: 10.1080/19942060.2021.1899989.
11. Turnock S., Wright A. Directly coupled fluid structural model of a ship rudder behind a propeller. *Marine Structures*, January 2000, vol. 13, no. 1, pp. 53-72. DOI: 10.1016/S0951-8339(00)00009-5.
12. Haowei Zhao, Guifeng Liu, Jiangui Han. Simulation analysis of underwater working condition of ship rudder blade based on Fluent. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, vol. 2108, no. 1, pp. 2-32. DOI: 10.1088/1742-6596/2108/1/012006.
13. Feng Song, Donghua Jiang, Tianling Dai. Rudder Blade Selection and Adaptive Parameter Optimization. *Ship Standardization Engineer*, 2019, vol. 52, no. 4, pp. 76-81.
14. Yang Yong, Wang Zaigao, Huang Chao. Analysis of Hydrodynamic Characteristics of Balanced Rudder Based on Fluent. *Ship Materials & Market*, 2021, vol. 29, no. 5, pp. 27 – 31.

15. Baker A.J. *Finite Elements: Computational Engineering Sciences*. New York, Wiley Publ., 2012. 288 p.
16. Burkova E.N., Kondrashov A.N., Rybkin K.A. *Comsol automated calculation system. Textbook*. Perm, Publishing house Perm State National Research University, 2019. 133 p. (in Russian).
17. State Standard R ISO 13373-3-2016. Condition monitoring and diagnostics of machines. Vibration monitoring of the condition of machines. Part 3. Diagnostic manual for vibration parameters. Moscow, Standartinform, 2017. 32 p. (in Russian).
18. State Standard ISO 7902-1-2001. Hydrodynamic radial plain bearings operating in stationary mode. Round-cylinder bearings. Part 1. Calculation method. Moscow, Standartoy Publ., 2002. 28 p. (in Russian).
19. Leibovich M.V. *Theory of impact in problems and examples. Textbook*. Khabarovsk, Publishing house Pacific Ocean State University, 2016. 236 p. (in Russian).
20. Kurkova O.P., Uglov A.V., Uglova Yu.N., Gorovaya O.N., Mokry G.O. *Method of non-selective diagnostics of changes in the technical condition of ship steering devices as a result of exposure to ice loads and a device for its implementation*. Patent Russia, no. 2655611, 2018.

Статья поступила 03 апреля 2022 г.

Информация об авторе

Куркова Ольга Петровна – доктор технических наук. Профессор кафедры конструирования и технологий электронных и лазерных средств. Санкт-Петербургский государственный университет аэрокосмического приборостроения. Область научных интересов: системный анализ и моделирование сложных технических систем и процессов. E-mail: aljaskaolga@mail.ru

Адрес: 190000, г. Санкт-Петербург, ул. Большая Морская, д. 67А.

Numerical computer simulation of the dynamics of changes in stress-strain states as a tool for generating initial data for creating a ship rudder monitoring system

O. P. Kurkova

Problem statement and specific task: *The maneuverability of the vessel, safety and efficiency of its operation depend on the condition of the ship's rudder. The task of constant operational control of the rudder condition (especially important for ice-class vessels) is solved by creating real-time monitoring systems. The technical capabilities of the measuring instruments included in the monitoring systems should correspond to the nature of the physical processes accompanying changes in the state of the steering wheel structure under the influence of external factors. The discrepancy will cause unreliability of monitoring data, erroneous decisions of the crew and dangerous situations when operating the vessel. The primary task in creating monitoring systems is to determine the requirements for measuring instruments, which contains a large number of uncertainties due to the stochastic nature of external ice and hydraulic impacts on the steering wheel. A computer simulation of the dynamics of changes in the stress-strain state of the main structural elements of the steering wheel can be a tool for solving this problem. **The aim of the research was formation***

of initial data for establishing requirements for measuring instruments of the monitoring system by modeling the stress-strain state of structural elements of the ship's rudder. **Methods and technologies used:** to achieve this goal, the method of finite element modeling using the software platform "Comsol Multiphysics 5.0" with the software environment "Simulink" was used. **Novelty of the result:** the results of the research, which have scientific and technical novelty, are: the technology of monitoring the ship's rudder, based on the method of diagnosing its condition according to the parameters of the stress-strain state of the bearing housing and the oscillations of the baller head; an array of initial data for developing requirements for measuring instruments in the form of dependencies of the parameters of the stress-strain state of the bearing housing on the loads experienced by the rudder pen, and the size of the gap in the tribo-coupling baller bearing; descriptive model of parametric relationships between the state of the steering device and the modes of movement of the vessel. **Practical significance:** the results of the research were used to create a prototype of an automated system for real-time monitoring of the ship's rudder; the proposed monitoring technology and methodological approach to the formation of requirements for measuring instruments using computer modeling tools are universal and can be used to create systems for monitoring steering devices on any ships; a descriptive model of parametric interactions between the state of the steering device and the ship's movement modes can serve as a basis for including a system for monitoring the state of ship's rudders as part of integrated intelligent decision support systems of the Boatmaster as one of the subsystems.

Keywords: ship rudder, bearing, baller, monitoring, deformations, stresses, ice impacts, hydraulic impacts, vibrations, shock, strain gauge, accelerometer, converter.

Information about Author

Olga Petrovna Kurkova – holder of an Advanced Doctorate in Engineering Sciences, Professor of the Department of Design and Technology of Electronic and Laser Facilities. St. Petersburg State University of Aerospace Instrumentation. Fields of research: system analysis and modeling of complex technical systems and processes. E-mail: aljaskaolga@mail.ru

Address: Russia, 190000, St. Petersburg, Bolshaya Morskaya str., 67, letter A.