DOI: 10.24143/2073-1574-2018-3-58-69
УДК 621.436-833:543.647

М. А. Минасян, Аунг Мьо Тхант, А. М. Минасян

ПОВЫШЕННАЯ ВИБРАЦИЯ НА РЕФРИЖЕРАТОРНЫХ СУДАХ ПРОЕКТА В437/11 И ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРЕДЛОЖЕНИЯ ПО ЕЁ СНИЖЕНИЮ

Рассматриваются причины повышенной вибрации четырёх вспомогательных дизель-генераторных установок типа «Sulzer» 5AL25 на рефрижераторных судах проекта В437/11 после длительной эксплуатации в течение 15 лет. Из предложенного широкого спектра возможных мероприятий для решения проблемы повышенной вибрации дизель-генераторных установок и теплоходов в целом были реализованы модернизированные кронштейны турбокомпрессора, подмоторная рама и опорные спирально-тросовые виброизоляторы в системе амортизации дизель-генератора. Представлены четыре оригинальных запатентованных технических решения, из которых одно решение реализовано в системах амортизации дизель-генератора 5AL25 и дизеля 2Ч8,5/11. Предлагается широкое применение не только канатных виброизоляторов, но и комбинированных, в которых в качестве упругих элементов применяются негорючие материалы. Канатные виброизоляторы сочетают высокую несущую способность (охватывают диапазон статических нагрузок от 1 Н до 50 кН) с высокой податливостью при динамических воздействиях, их собственные частоты могут опускаться до 2,5 Гц. При самых худших условиях перемещение на 75 % свободного хода ослабляет удар до значений, обеспечивающих необходимую безопасность объекта. Опыт проектирования виброизолирующих систем позволяет установить предельно допустимый диапазон максимальных нагрузок от 15 до 25*g*. Виброизоляторы из стального каната практически не подвержены воздействию окружающей среды, изготовлены из нержавеющей стали. Они эффективно работают при температурах от –200 до +370 °С и при наличии масла, грязи, песка, соляного тумана и т. д. Обычно они имеют срок службы, сопоставимый со сроком службы самого изолируемого объекта. Канатные и комбинированные виброизоляторы могут применяться практически во всех областях современной техники: в судостроении, энергомашиностроении, автомобилестроении, авиации и космонавтике и в других отраслях промышленности.

Ключевые слова: снижение вибрации, спирально-тросовые виброизоляторы, устранение трещин рамных конструкций, кронштейн турбокомпрессора, подмоторная рама, несущая рама, опорные виброизоляторы, неопорные виброизоляторы, вибрационная эффективность.

Введение

К компонентам судовых дизель-генераторов (ДГ) относятся несущие конструкции (общий подрамник дизеля и генератора, кронштейны опорных виброизоляторов и турбокомпрессоров (ТК) и т. д.), опорные и неопорные виброизоляторы (боковые и торцевые упоры ДГ, муфты, упругие вставки трубопроводов, компенсаторы ТК и трубопроводов, подвески трубопроводов газоотводящей системы, успокоители поперечных колебаний, страховочные элементы и т. д.).

Для поддержания судовых ДГ в работоспособном состоянии требуются определённые затраты на техническое обслуживание и ремонт. Одни только плановые ремонты за весь срок службы судна приводят к простоям общей продолжительностью до 25 % эксплуатационного времени. Эти затраты могут значительно возрасти из-за недостаточной надёжности судового оборудования или отсутствия запасных частей.

При применении поршневых двигателей в составе судовых дизель-электрических агрегатов, помимо дизельных проблем, возникают многогранные задачи, среди которых и решение вопросов виброустойчивости и ударостойкости агрегатов.

Совершенствование судовых ДГ и их компонентов как в части повышения их надёжности в целом, так и по части их виброакустической надёжности и долговечности обычно продолжается вплоть до снятия с производства.

Исходя из анализа тенденций развития мирового дизелестроения, в ближайшей перспективе ресурсные показатели судовых дизелей будут составлять:

– для малооборотных двигателей – 100–120 тыс. ч;
– для среднеоборотных двигателей – 80–100 тыс. ч;
– для высокооборотных двигателей – 40–60 тыс. ч.

Статистика показывает, что более 2/3 поломок и аварий машин происходит по причине вибрации.

Нормы, регламентирующие виброактивность конструкций машин и качество их изготовления, являются критерием оценки уровней вибрации серийно изготовленных машин и механизмов.

Другой вид норм – эксплуатационные нормы допустимой вибрации – устанавливается главным образом с целью контроля по вибрационным параметрам технического состояния машин в процессе работы.

Продолжающееся наращивание мощностей энергетических установок судов при снижении их веса обусловливает рост уровней шума на судах и усложняет задачу удовлетворения требованиям по шуму и вибрации.

В ряде случаев проблема, вызванная повышением уровня вибрации от двигателей, была связана с ошибками при акустическом проектировании и строительстве судов.

Исследованиями вибрации от вспомогательных дизелей, находящихся в эксплуатации на судах, занимаются многие отечественные и зарубежные специалисты, например, С. А. Худяков, Н. И. Николаева, K. Tanida, Y. Ochi и др., однако проблемы остаются актуальными, поскольку широкое внедрение акустического проектирования на судах сдерживается отсутствием достаточно полного представления о его основных принципах.

Научная новизна статьи заключается в комплексном подходе к решению проблем повышенной вибрации на рефрижераторных судах проекта В437/11 и в оригинальности запатентованных технических решений.

Цель исследования – анализ основных причин повышенной вибрации четырёх вспомогательных дизель-генераторных установок типа «Sulzer» 5AL25 на рефрижераторных судах проекта В437/11 после длительной эксплуатации в течение 15 лет.

Достижение поставленной цели осуществляется путём решения следующих задач:

- разработка и реализация оригинального кронштейна ТК дизеля 5AL25/30;
- разработка и реализация подмоторной рамы ДГ 5AL25;
- разработка и реализация оригинальных опорных виброизоляторов в системе амортизации ДГ 5AL25.

Методы и результаты исследования

Методом патентных исследований обоснован технический уровень средств снижения виброактивности. Экспериментальные исследования были осуществлены на опытных образцах, на судах в реальных условиях эксплуатации. Замеры производились по стандартной методике с использованием современных измерительных средств и приборов.

Разработанные теоретические положения и новые технические решения прошли апробацию многократными экспериментами. В исследованиях нашли широкое применение расчёты на ЭВМ.

Обсуждение результатов

Излагаются причины повышенной вибрации четырёх вспомогательных дизель-генераторных установок типа «Sulzer» 5AL25 на девяти рефрижераторных судах проекта В437/11 после длительной эксплуатации в течение 15 лет.

Предложен широкий спектр возможных мероприятий для решения проблемы повышенной вибрации дизель-генераторных установок и теплоходов в целом, из которых выбраны экономически целесообразные.

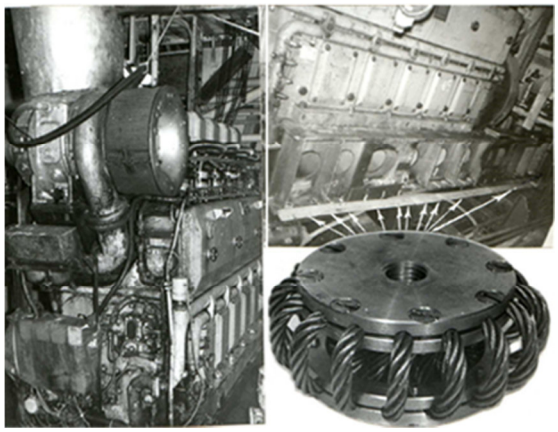
Отмечается, что несмотря на то что предложенные мероприятия были реализованы при ремонте теплоходов разрознено, наиболее эффективными оказались модернизированные кронштейны турбокомпрессора, подмоторная рама, а также применение 30 опорных спирально-тросовых виброизоляторов в системе амортизации дизель-генераторной установки.

Рассмотрены оригинальные запатентованные примеры усовершенствования спирально-тросовых виброизоляторов.

Квалификационная оценка вибрационной ситуации на рефрижераторных судах проекта В437/11 (рис. 1) после длительной (15 лет) эксплуатации показала, что вибрация четырёх вспомогательных дизель-генераторных установок типа «Sulzer» 5AL25 (рис. 1, 2) и их элементов превышает нормы морского регистра судоходства [1].



а



б *в*

Рис. 1. Рефрижераторное судно проекта В437/11 (*а*), ДГ 5AL25 (*б*)
и опорный торообразный канатный виброизолятор (*в*)

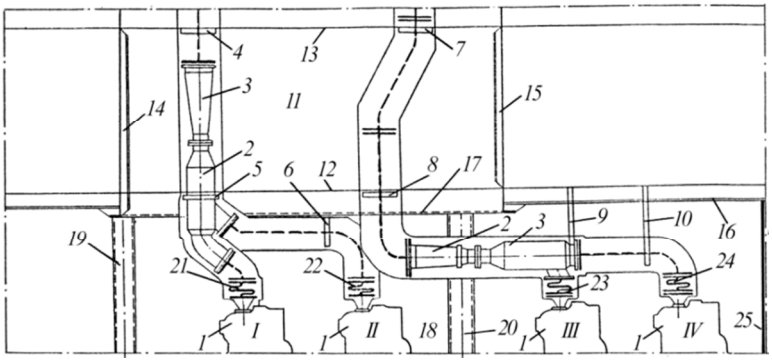


Рис. 2. Схема системы выпуска ДГ 5AL 25/30 и крепления
выпускного патрубка ТК дизелей судов типа «Николай Коперник»:
1 – ДГ; *2* – диффузор; *3* – сопло; *4–8* – хомут (бугель); *9*, *10* – растяжка;
11 – центральный пункт управления (ЦПУ); *12* – палуба ЦПУ; *13* – палуба А;
14, *15* – переборка ЦПУ; *16*, *17* – стрингер; *18* – машинное отделение;
19, *20* – пиллерс; *21–24* – компенсатор ТК; *25* – шпангоут № 95

Перечислим ряд негативных моментов, выявленных в ходе обследования девяти теплоходов:

1) эксплуатация ДГ (рис. 2) осуществляется при расслабленных гайках болтов крепления лап дизеля к полке подмоторной рамы, в т. ч. когда в отверстиях (чаще в районе маховика) отсутствовал болт, который с гайкой был обнаружен между полкой фундамента и опорного виброизолятора. Аналогичная картина – с болтами крепления виброизоляторов. Обнаружены сквозные отверстия по всей высоте (толщине) двухпластинчатых виброизоляторов вместо резьбовых гнёзд в пределах толщины соответствующих металлических пластин. Установлены факты необоснованного, чрезмерного и неравномерного поджатия неопорных (боковых и торцевых) ограничителей, обнаружены трещины и разрывы упругого элемента (резины двухпластинчатых виброизоляторов), частный или полный обрыв в местах вулканизации, а также нарушения центровки дизеля с генератором, дисбаланс генератора, ТК и т. д.;

2) вибрационная эффективность виброизоляторов неудовлетворительная. Замена виброизоляторов произведена после 2-х лет эксплуатации на новые, причём разных типов. Имеются расхождения в равномерности нагружения виброизоляторов как по длине подмоторной рамы, так и по бортам без учёта их реальной жёсткости и рационального расположения относительно центра тяжести ДГ. Регулярное поджатие болтов виброизоляторов и других крепежей не производится;

3) установлено влияние вибрации двух ДГ с общей газоотводящей системой даже при режимах работы только одного из двух, особенно после замены сильфонного компенсатора на линзовый компенсатор. Найдены трещины в компенсаторах ТК и кронштейнов *10* (рис. 3) [2] крепления трубопроводов *11* (рис. 3) газоотводящей системы, срезы и обрывы крепёжных шпилек (болтов) кронштейнов выпускного патрубка ТК ДГ;

4) выявлены трещины подмоторных рам *5* (рис. 3) ДГ в районе маховика дизеля [3];

5) присутствует факт нарушения рекомендуемого зазора (1–1,5 мм) между торцевой поверхностью болта страховочного упора и поверхностью нижней полки подмоторной рамы;

6) налицо обрывы шатунных болтов с разрушением деталей шатунно-поршневой группы, изгиб и скручивание по вращению коленчатого вала с остаточной деформацией. Кривошипная шейка получила механические повреждения в виде забоин и вмятин, картер и блок цилиндров двигателя в районе аварийного цилиндра получили пробоины, что привело к выходу дизеля из строя;

7) обнаружен обрыв шпилек крепления головок цилиндров;

8) установлено превышение нормы морского регистра [1] амплитуд вибросмещения на девяти судах:

– на верхней полке максимальные амплитуды вибросмещения в вертикальном направлении составили 0,63 мм со стороны генератора и 0,530 мм со стороны дизеля, а в горизонтально-поперечном направлении – 0,365 мм со стороны генератора и 0,3 мм со стороны дизеля;

– на нижней полке максимальные амплитуды вибросмещения в вертикальном направлении 0,64 мм со стороны генератора и 0,49 мм со стороны дизеля, а в горизонтально-поперечном 0,36 мм со стороны генератора и 0,46 мм со стороны дизеля;

– на полках судового фундамента (после виброизоляторов) максимальные амплитуды вибросмещения в вертикальном направлении с носовой стороны 0,47 мм, в районах задних лап генератора 0,15 мм, передних лап дизеля 0,25 мм, задних лап дизеля 0,95 мм;

– на кронштейне ТК максимальные амплитуды вибросмещения в продольном направлении – 1,0 мм, в поперечном – 1,05 мм, а в вертикальном – 0,93 мм;

– на блоке дизеля максимальные амплитуды вибросмещения в поперечном направлении – 0,5 мм, а в вертикальном – 0,3 мм;

– на верхней части корпуса генератора максимальные амплитуды вибрационного смещения в поперечном направлении – 0,7 мм, а в вертикальном – 0,37 мм.

Возникновение указанных ситуаций, на наш взгляд, вызвано рядом причин:

1) на ранних стадиях проектирования рефрижераторных судов проекта В437/11 вопросам учёта акустических требований и акустического проектирования судна было уделено недостаточное внимание. Так, например, выбранный приводной вспомогательный дизель 5ЧН25/30 (см. рис. 1) является неуравновешенным. Соединение труб выпускных газов после газотурбинных нагнетателей (ГТН) двух ДГ I, II и III, IV в одну общую трубу (рис. 3–5) образуют сложную коммуникацию элементов системы выпуска, причём с жёстким креплением к корпусным конструкциям судна.

2) длительный период эксплуатации судов данной серии привёл к заметному «ослаблению» и неравномерной усадке фундамента, т.е. уменьшение его жёсткости в результате разрыва сварных швов, расшатывания соединительных элементов и появления возможности смещения одной части по отношению к другой;

3) судовые фундаменты *7* (рис. 3) под двумя ДГ I, II и III, IV, подмоторные несущие рамы *5* (рис. 3) ДГ оказались недостаточно жёсткими [3].

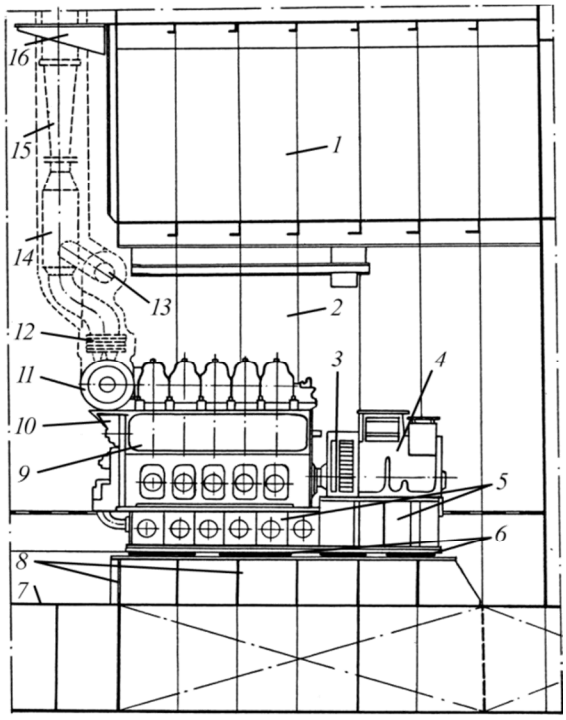


Рис. 3. Дизель-генератор ДГ 5AL 25/30: *1* – ЦПУ;
2 – машинное отделение; *3* – маховик; *4* – генератор; *5* – подмоторная рама; *6* – виброизоляторы ДГ;
7 – второе дно; *8* – судовой фундамент; *9* – дизель; *10* – кронштейн ТК;
11 – ТК VTR250M; *12* – компенсатор; *13, 14*, *15* – газоотводящая система; *16* – кронштейн с хомутом

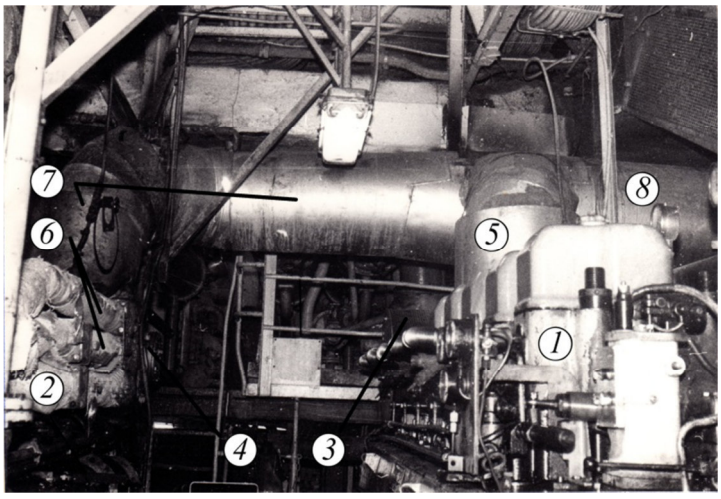


Рис. 4. Выпускные трубы ДГ III и IV: *1* – ДГ III; *2* – ДГ IV; *3* – ГТН ДГ III; *4* – ГТН ДГ IV;
5 – выпускная труба ДГ III; *6* – выпускной коллектор;
7 – выпускная труба ДГ IV; *8* – общая труба

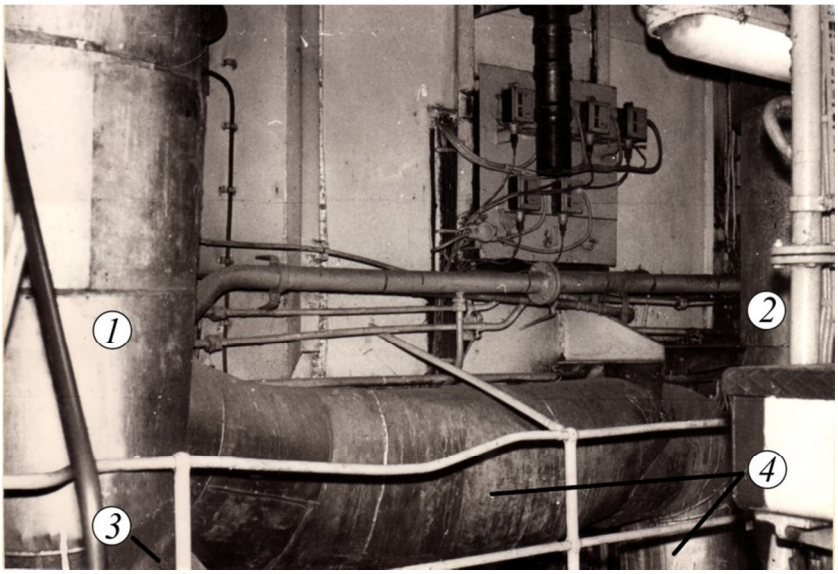


Рис. 5. Трубы выпускных газов (общие и от ДГ II) дизель-генераторов: *1* – общая труба от ДГ I и II; *2* – общая труба от ДГ III и IV; *3*, *4* – выпускная труба ДГ II

Таким образом, есть основание полагать, что при проектировании и постройке теплоходов для снижения уровней вибрации судовых конструкций, а также воздушного шума принимались недостаточные меры.

Следует отметить, что средства снижения вибрации и воздушного шума, принимаемые после окончания общего проектирования судов, во многих случаях лишь частично решают поставленную задачу и требуют больших затрат [4, 5]. Акустические средства, устанавливаемые на построенных судах, обходятся в 3,5 раза дороже по сравнению с предусмотренными в процессе проектирования [4].

Значительный эффект снижения уровней вибрации и шума с меньшими затратами можно получить, если уже на ранних стадиях проектирования судов учитывать акустические требования и предусмотреть выполнение акустического проектирования судна.

Поэтому, исходя из экономической целесообразности, для решения проблемы снижения вибрации на теплоходах были предложены следующие мероприятия:

1) применение вибродемпфирующего мастичного покрытия типа АДЕМ к подмоторной раме судового фундамента под ДГ и второго дна судна [6];

2) применение специальных успокоителей поперечных колебаний ТК ДГ;

3) замена линзовых компенсаторов после ТК на сильфонные;

4) установка упругих подвесок в первом и втором кронштейнах крепления труб газоотводящих систем;

5) установка линзовых компенсаторов в общих газоотводящих системах двух ДГ;

6) применение медных прокладок при креплении труб хомутами к корпусным конструкциям судна;

7) модернизация конструкции кронштейна ТК и способа его крепления к блоку дизеля [2];

8) модернизация подмоторной рамы ДГ [3];

9) замена резинометаллических виброизоляторов на спирально-тросовые [3, 7, 8].

Однако, возможности пароходства в полной реализации указанных предложений на одних и тех же ДГ конкретного теплохода были ограничены. В связи с этим при установке на ремонт теплоходов предложенные мероприятия были реализованы разрознено.

Оценка эффективности применения вибродемпфирующего мастичного покрытия типа АДЕМ осуществлялась только применительно к подмоторной раме одного ДГ [6]. Поэтому в решении проблемы повышенной вибрации данное предложение оказалась не вполне целесообразным, учитывая также стоимость мастики, сложность и трудоёмкость её нанесения, длительность высыхания и т. д., особенно в эксплуатационных условиях судна.

Специальный успокоитель поперечных колебаний между ТК ДГ и пиллерсом был применен только у второго ДГ и обеспечил снижение амплитуды вибросмещения в пределах допустимой нормы (0,3 мм).

Предложение по замене линзовых компенсаторов после ТК на сильфонные не было реализовано.

Остальные мероприятия: применение медных прокладок при креплении труб хомутами к корпусным конструкциям судна, установка упругих подвесок в первом и втором кронштейнах крепления труб газоотводящих систем и линзовых компенсаторов в общих газоотводящих системах двух ДГ, модернизация конструкции кронштейна ТК и способа его крепления к блоку дизеля и подмоторной рамы ДГ, замена резинометаллических виброизоляторов на спирально-тросовые – были осуществлены на одном теплоходе и дали удовлетворительные результаты по вибрационному состоянию судна в целом.

При этом наиболее эффективными оказалось использование модернизированных кронштейнов ТК и подмоторной рамы, опорных спирально-тросовых виброизоляторов в количестве 30 шт. в системе амортизации ДГ (рис. 1*в*). В соответствующих зарубежных источниках информации применение спирально-тросовых виброизоляторов для тяжёлого оборудования не рекомендуется.

Однако опыт использования спирально-тросовых виброизоляторов в системе амортизации дизель-генератора массой 17 т показал, что их применение возможно (рис. 1).

Спирально-тросовый виброизолятор (СТВ) круглой формы (рис. 1, 6) включает в себя две пары металлических дисков, состоящих из верхнего и нижнего опорных фланцев и прижимных колец, на внутренних поверхностях каждой из которых имеются радиальные прорези для обхвата и фиксирования витков спирали упругого элемента, выполненной из стального троса и имеющей торообразную форму. Опорные фланцы с прижимными кольцами и витками спирали, уложенными в радиальных прорезях, обжимаются винтами.

На рис. 6 представлены спектры виброускорений на нижней полке подмоторной рамы ДГ и на судовом фундаменте за виброизолятором.

Трёхлетний испытательный срок СТВ подтверждает их вибрационную эффективность, работоспособность и перспективность работ по дальнейшему их усовершенствованию.

Примерами усовершенствования СТВ служат оригинальные-запатентованные виброизолирующие опоры судовых дизельных энергетических установок [7, 8], представленных на рис. 7, 8.

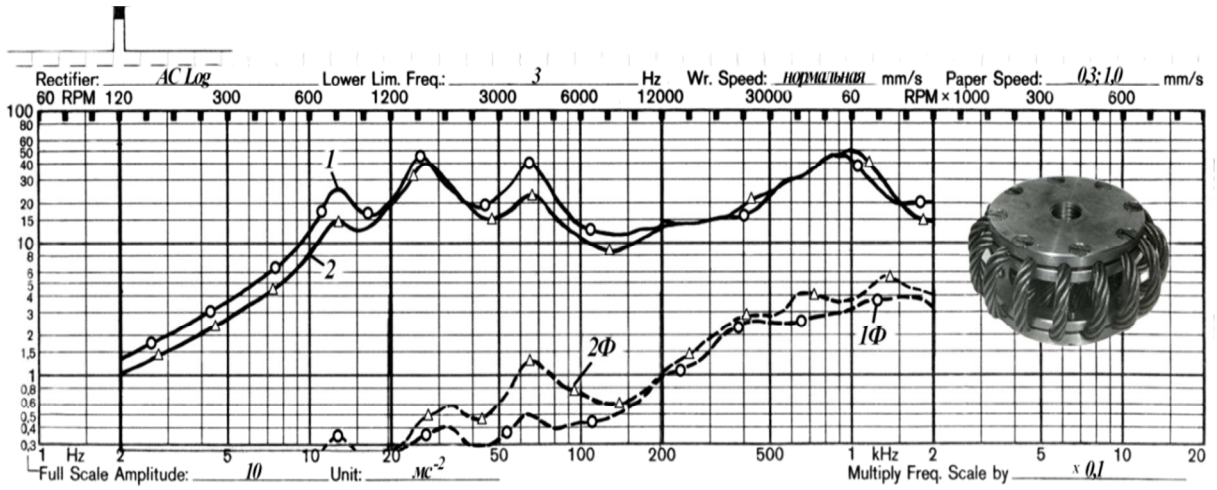


Рис. 6. Спектры виброускорений на нижней полке подмоторной рамы ДГ 5AL25 перед спирально-тросовым виброизолятором и на судовом фундаменте за виброизолятором:
1, *2* – на нижней полке подмоторной рамы (*1* – левый, *2* – правый борта);
1Ф, *2Ф* – на судовом фундаменте за виброизолятором

Учитывая, что проблемы снижения вибрации и шума на судах остаются актуальными [5] поиски новых эффективных методов и средств решения данной проблемы, а также усовершенствование существующих, продолжаются.

В рамках данного направления представляем четыре оригинальных запатентованных технических решения [2, 3, 7, 8], из которых ниже рассмотрены два [7, 8].

Виброизолирующая опора [7] (рис. 7) содержит торообразный упругий элемент из стального каната *1*, навитого по спирали с зазором между внутренними смежными полувитками, планки-диски *2–5* с пазами-отверстиями, в которых размещены и зафиксированы крепёжными средствами *6* и *7* витки стального каната.

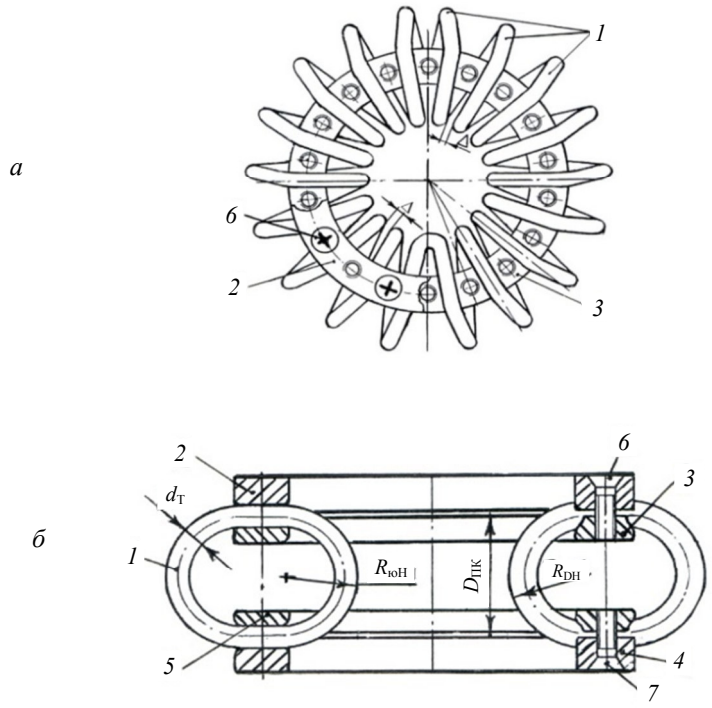


Рис. 7. Виброизолирующая опора (вид сверху (*а*) и его продольное сечение (*б*)):
1 – стальной канат; *2–5* – планки-диски; *6*, *7* – крепёжные средства

Независимо от характера возникновения ударов или сотрясения, расчётный зазор обеспечивает свободный ход виброизолирующей опоры и тем самым эффективную защиту от ударов с последующим демпфированием и гашением колебательного процесса, благодаря структуре стального каната. Кроме того, выбор индекса витка в пределах от 10 до 20 обеспечивает не только эффективную защиту от ударов, но и живучесть стального канатного упругого элемента, а также срок службы опоры до 10 и более лет.

Согласно [7]:

– отношение диаметра витка (или полувитка) к диаметру стального каната упругих элементов – индекс упругих элементов составляет

$$C_{ПК} = \frac{D_{ПК}}{d_Т} = 10 - 20; \quad (1)$$

– свободный ход виброизолятора S составляет 75 % от диаметра витка (или полувитка)

$$S = 0,75 D_{ПК}; \quad (2)$$

– зазор Δ (мм) между внутренними смежными полувитками, обеспечивающий свободный ход виброизолятора, рассчитывается по формуле:

$$\Delta = \frac{2\pi R_{\text{DH}}}{i_{\text{E}}} - d_{\text{T}}, \tag{3}$$

где $D_{\text{ПК}}$ – диаметр витка; d_{T} – диаметр каната; S – свободный ход виброизолятора; R_{DH} – наружный радиус витка (или полувитка); i_{E} – число витков канатного упругого элемента.

Виброизолирующая опора по второму техническому решению [8] (рис. 8) судовых дизельных энергетических установок содержит торообразный упругий элемент *1*, выполненный из двух *A* и *B* частей стального каната, навитый по спирали, опорные элементы *2–5* в виде дисков-колец, выполненных составными или неразъёмными с пазами-отверстиями *C*, в которых размещены и зафиксированы витки троса. Каждая часть (*A* и *B*) упругого элемента *1* в середине изогнута с образованием петель *D* и *E*. Одна половина каждой части стального каната от петель *D* и *E* навита по направлению часовой стрелки, а другая – против. При этом упругий торообразный элемент *1* образован из четырёх противоположно направленных по кругу групп витков *H*, *J*, *K*, *L*. Крепёжные элементы опорных пластин для сборной опоры обозначены позицией *6*.

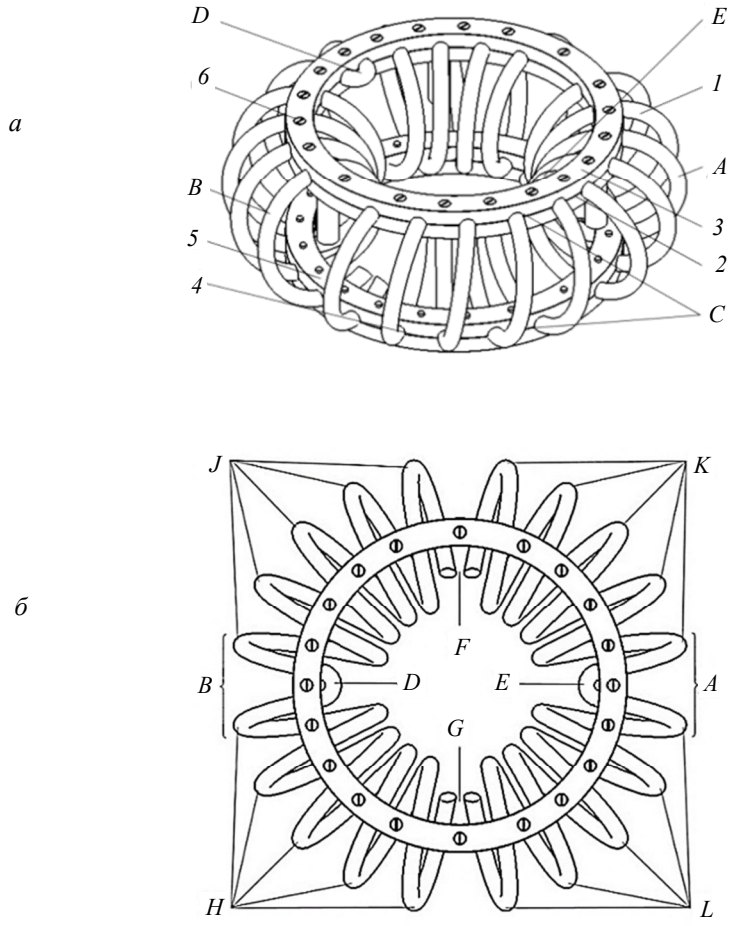


Рис. 8. Виброизолирующая опора (общий вид (*а*) и вид сверху (*б*)):
1 – упругий элемент; *2–5* – диски-кольца; *6* – крепёжный элемент

Благодаря предложенной схеме ориентаций витков упругого элемента *1* относительно опорных элементов *2–5* и сокращению количества внутренних полувитков, т. е. снижению уплотнённости групп полувитков и возможности увеличения свободного хода, достигается достаточная устойчивость в горизонтальной плоскости и увеличение свободного хода опоры.

Симметричная несущая способность и величина свободного хода являются важными свойствами виброизолирующей опоры по обеспечению расчётной вибрационной эффективности, что непосредственно связано с увеличением срока службы судовой дизельной энергетической установки.

Предлагаемая конструкция виброизолирующей опоры технологична в изготовлении и сборке, надёжна и долговечна.

Выводы

Учитывая, что проблемы снижения вибрации и шума на судах ещё остаются, предложенный широкий спектр возможных мероприятий для решения проблемы повышенной вибрации дизель-генераторных установок и теплоходов в целом является актуальным. Следует подчеркнуть возможность широкого применения не только канатных виброизоляторов, но и комбинированных.

В условиях вероятного воздействия различных агрессивных сред и в других специфических условиях эксплуатации оптимальным представляется использование канатных и комбинированных виброизоляторов, в которых в качестве упругих элементов применяются негорючие материалы.

Канатные виброизоляторы сочетают высокую несущую способность (охватывают диапазон статических нагрузок от 1 Н до 50 кН) с высокой податливостью при динамических воздействиях, их собственные частоты могут опускаться до 2,5 Гц.

При самых неблагоприятных условиях перемещение на 75 % свободного хода виброизолятора ослабляет удар до значений, обеспечивающих необходимую безопасность объекта. Канатные виброизоляторы могут работать в различных климатических условиях, храниться в течение 50 и более лет. Опыт проектирования виброизолирующих систем позволяет установить максимально допустимый диапазон максимальных нагрузок от 15 до 25*g*.

Виброизоляторы из стального каната практически не подвержены воздействию окружающей среды, изготовлены из нержавеющей стали. Они эффективно работают при температурах от –200 до +370 °С и при наличии масла, грязи, песка, соляного тумана и т. д. Обычно они имеют срок службы, сопоставимый со сроком службы самого изолируемого объекта.

Канатные и комбинированные виброизоляторы могут применяться практически во всех областях современной техники: в судостроении, энергомашиностроении, автомобилестроении, авиации и космонавтик, а также в других отраслях промышленности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *НД № 2-020101-104*. Правила классификации и постройки морских судов. Ч. IV. Остойчивость. СПб., 2018. 82 с.

2. *Пат. 178347* Российская Федерация, МПК F02M 26/00, F04B 37/00. Кронштейн турбокомпрессора судового дизеля / Минасян М. А., Минасян А. М., Аунг Мьо Тхант. Опубл. 30.03.2018, Бюл. № 10.

3. *Заявка* 2017.137.877 Российская Федерация, МПК F02M26/00, F04B 37/00. Рама амортизированного судового дизель-генератора / Минасян М. А., Минасян А. М., Аунг Мьо Тхант.

4. *Никифоров А. С*. Акустическое проектирование судовых конструкций: справ. Л.: Судостроение, 1990. 200 с.

5. *Ионов А. В*. Средства снижения вибрации и шума на судах. СПб.: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 2000. 348 с.

6. *Минасян М. А., Медведев В. В*. Снижение вибрации дизель-генераторов и судовых конструкций за счет демпфирования мастичным покрытием // Судостроение. 2006. № 3. С. 36–38.

7. *Пат. 157094* Российская Федерация, МПК F16F 7/14. Виброизолирующая опора судовой дизельной энергетической установки / Минасян М. А., Минасян А. М., Аунг Мьо Тхант. Опубл. 20.11.2015, Бюл. № 32.

8. *Пат. 156758* Российская Федерация. МПК F16F 7/14. Виброизолирующая опора судовой дизельной энергетической установки / Минасян М. А., Минасян А. М., Аунг Мьо Тхант. Опубл. 20.11.2015, Бюл. № 32.

Статья поступила в редакцию 22.05.2018

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Минасян Минас Арменакович – Россия, 190008, Санкт-Петербург; Санкт-Петербургский государственный морской технический университет; д-р техн. наук, профессор; профессор кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок; mamsar@mail.ru.

Аунг Мьо Тхант – Россия, 190008, Санкт-Петербург; Санкт-Петербургский государственный морской технический университет; аспирант кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания и дизельных установок; tinkokotun999@gmail.com.

Минасян Армен Минасович – Россия, 198262, Санкт-Петербург; канд. техн. наук; инженер ООО «Центр информационных технологий «МЁБИУС»; mamsar@mail.ru.

M. A. Minasyan, Aung Myo Thant, A. M. Minasyan

INCREASED VIBRATION ON REFRIGERATOR SHIPS OF B437/11 PROJECT AND TECHNICAL PROPOSALS ON ITS REDUCTION

Abstract. The paper considers the causes of increased vibration of four auxiliary diesel-generator sets of "Sulzer" 5AL25 type on board nine refrigerated vessels of B437 / 11 project after 15 years of operation. The proposed wide range of possible applications to address the problem of high vibration of diesel generators and motor vessels there were generally implemented upgraded turbocharger brackets, engine sub-frame and supporting spiral-rope vibration isolators in the shock absorption system of the diesel-generator. Four original patented technical solutions have been presented, among which one solution is implemented in 5AL25 diesel generator and 2H 8.5/11 diesel damping systems. There has been offered wide application both wire rope vibration isolators and combined isolators, in which elastic elements are made of nonflammable materials. Wire rope vibration isolators combine high bearing capacity (static loads within 1 N - 50 kN) with high elasticity under dynamic effects; their natural frequencies can drop to 2.5 Hz. Under the worst conditions 75% of the free moving weakens the impact to values that ensure the necessary safety of the object. Experience in designing vibration isolation systems allows to set the maximum range of loads within 15 - 25 g. The vibration isolators made of steel wire rope are practically not affected by the environment, they are made of stainless steel. They effectively operate at temperatures -200°C - +370°C in the presence of oil, dirt, sand, salt fog, etc. They usually have a service life comparable with the service life of the insulated object. Wire rope vibration isolators and combined vibration isolators can be used in all fields of modern technology: shipbuilding, power engineering, automotive, aviation and space industries, etc.

Key words: vibration reduction, helical wire rope isolators, elimination of cracks in frame structures, turbocharger bracket, engine sub-frame, base frame, supported vibration isolators, unsupported vibration isolators, vibration efficiency.

REFERENCES

1. *ND № 2-020101-104. Pravila klassifikatsii i postroiki morskikh sudov. Ch. IV. Ostoichivost'* [RD № 2-020101-104. Regulations for classification and building sea-going vessels. Part IV. Stability]. Saint Petersburg, 2018. 82 p.

2. Minasian M. A., Minasian A. M., Aung M'o Tkhant. *Kronshtein turbokompressora sudovogo dizelia* [The ship diesel turbocharger bracket]. Patent RF, no. 178347, 30.03.2018.

3. Minasian M. A., Minasian A. M., Aung M'o Tkhant. *Rama amortizirovannogo sudovogo dizel'-generatora* [The frame of the damped ship diesel generator]. Zaiavka RF, no. 2017.137.877.

4. Nikiforov A. S. *Akusticheskoe proektirovanie sudovykh konstruktsii* [Acoustic design of ship constructions]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1990. 200 p.

5. Ionov A. V. *Sredstva snizheniia vibratsii i shuma na sudakh* [Techniques of reducing vibration and noise on board vessels]. Saint Petersburg, Izd-vo TsNII im. akad. A. N. Krylova, 2000. 348 p.

6. Minasian M. A., Medvedev V. V. Snizhenie vibratsii dizel'-generatorov i sudovykh konstruktsii za schet dempfirovaniia mastichnym pokrytiem [Reducing vibration of diesel-generators and vessel structures due to putty coatings damping]. *Sudostroenie*, 2006, no. 3, pp. 36-38.

7. Minasian M. A., Minasian A. M., Aung M'o Tkhant. *Vibroizoliruiushchaia opora sudovoi dizel'noi energeticheskoi ustanovki* [Vibration isolating support of the ship diesel generating unit]. Patent RF, no. 157094, 20.11.2015.

8. Minasian M. A., Minasian A. M., Aung M'o Tkhant. *Vibroizoliruiushchaia opora sudovoi dizel'noi energeticheskoi ustanovki* [Vibration isolating support of the ship diesel generating unit]. Patent RF, no. 156758, 20.11.2015.

The article submitted to the editors 22.05.2018

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Minasyan Minas Armenakovich – Russia, 190008, Saint Petersburg; Saint Petersburg State Marine Technical University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Ship Internal Combustion Engines and Diesel Engines; mamsar@mail.ru.

Aung Myo Thant – Russia, 190008, Saint Petersburg; Saint Petersburg State Marine Technical University; Postgraduate Student of the Department of Ship Internal Combustion Engines and Diesel Engines; tinkokotun999@gmail.com.

Minasyan Armen Minasovich – Russia, 198262, Saint Petersburg; Candidate of Technical Sciences; Engineer of "Center of information technologies "MEBIUS", LLC; mamsar@mail.ru.