

УДК 629.124.72

А.Н. Соболенко

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ПОВРЕЖДЕНИЙ РАМОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ПРИ ВИБРАЦИИ И ДЕФОРМАЦИИ УПРУГИХ СИСТЕМ ФУНДАМЕНТНЫХ РАМ ВДГ

В эксплуатации ВДГ 6NVD48A2 имели место трещины фундаментной рамы и повреждения рамовых подшипников с весьма серьезными последствиями.

Для оценки жёсткости конструкции и возможности повреждений от резонансных колебаний проводились измерения вибрации вспомогательного дизель-генератора и фундаментной рамы.

Вибрация измерялась в трёх взаимно перпендикулярных направлениях по отношению к диаметральной плоскости судна: вертикальном, горизонтальном траверзном и горизонтальном продольном.

На основании записи виброграмм был сформирован массив ординат вибрационного процесса. Далее расчёт производился с помощью программы гармонического анализа. Получен амплитудно-частотный спектр колебаний фундаментной рамы.

Сравнение частот собственных колебаний конструкций, на которых установлены ВДГ с частотами колебаний, возбуждаемых работой дизель-генераторов, показывает, что они лежат вне резонансных зон.

Характер повреждений, выполненные расчёты и измерения вибрации позволяют предположить, что повреждение ВДГ объясняется неправильным выбором материала для заливки рабочей поверхности подшипников скольжения.

Ключевые слова: фундаментная рама, рамовый подшипник, повреждения, вибрация.

A.N. Sobolenko

THE INVESTIGATION OF REASONS OF BEDPLATE BEARING DAMAGES WHEN VIBRATION AND DEFORMATIONS ARE ACTING ON ELASTIC SYSTEM OF AUXILIARY ENGINE BEDPLATES

Cracks of the bedplate and bearing damages with grave consequences took place in operation of 6NVD48A2 auxiliary engine.

Measurements of vibration of 6NVD48A2 auxiliary engine and bedplate were made to examine construction rigidity and probability of damages due to resonance vibration.

Measurements of vibration were made in three mutually perpendicular directions concerning ship's diametric plain: vertical, horizontal traverse and horizontal fore-and-aft.

On the base of vibration records the file of vibration process ordinates was generated. The subsequent calculation was made using harmonic analysis program. The amplitude-time characteristic of bedplate vibration was got.

The comparison of frequencies of natural vibrations of constructions on which diesel generator installed with frequencies provoked by diesel generator operation indicates that they are out of resonance ranges.

The character of damages, calculations and vibration measurements make allow to assume the damages of diesel generators are result of wrong material for the working surface of journal bearing.

Key words: bedplate, bearing, damages, vibration.

Введение

На приемно-транспортных рефрижераторах типа «Пролив Лаперуза» установлено четыре дизель-генератора 6NVD48-A2 в машинно-котельном отделении, расположенном в кормовой части судна. В эксплуатации было зафиксировано несколько случаев повреждения фундаментных рам ВДГ.

На дизель-генераторе № 2 было проворачивание вкладышей рамового подшипника № 5, что привело к разрушению фундаментной рамы, блока цилиндровой втулки, шатуна цилиндра № 5, повреждению коленчатого вала. Была произведена замена дизель-генератора.

Спустя полтора года на дизель-генераторе № 1 на опоре рамового подшипника № 5 имело место проворачивание вкладышей рамового подшипника с разломом крышки подшипника в направлении оси вала. Был произведен капитальный ремонт с заменой коленчатого вала и вкладышей расовых подшипников.

Спустя четыре года на дизель-генераторе № 1, который с момента постройки отработал 27300 ч, а после капитального ремонта – 5142 ч, при мойке картера для замены масла на поперечной балке картера опоры рамового подшипника № 5 была обнаружена трещина. Трещина расположена от верхней опоры с обеих сторон вниз примерно по окружности концентрической окружной постели (рис. 1).

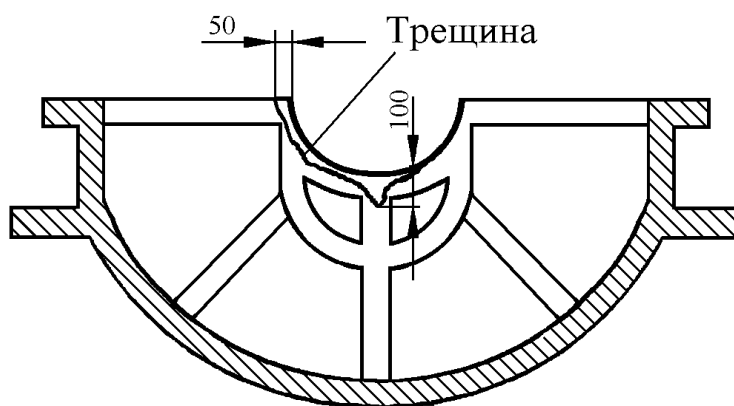


Рис. 1. Трещина опоры рамового подшипника № 5 в фундаментной раме ВДГ № 1 т/х «Пролив Лаперуза»: сверху начало трещины на расстоянии 50 мм от постели рамового подшипника, внизу – на расстоянии 100 мм от постели рамового подшипника

Fig. 1. The crack of the bedplate bearing № 5 support in Auxiliary engine № 1 on m/v «Proliv Laperuza»: the beginning of the crack from the top is 50 mm from the bearing bed, at the bottom – on the distance 100 mm from the bearing bed

После обнаружения трещины было проверено крепление коленчатого вала, обжатие болтов фундаментной рамы и рамового подшипника № 5, натяг вкладышей рамового подшипника № 5. Рамовый подшипник № 5 был демонтирован, осмотрены вкладыши подшипников и рамовая шейка. Дефектов не обнаружено. Для восстановления дизель-генератора № 1 фундаментная рама была заменена.

Все эти повреждения доказывают, что отказы и аварии фундаментных рам, подшипников коленчатых валов, блоков цилиндров являются следствием общих конструктивных недостатков, свойственных рассмотренному дизелю, а также технологических и эксплуатационных факторов [1].

Объекты и методы исследований

Дизель 6NVD48A1 (мощность $N_e = 294$ кВт при частоте вращения $n = 275$ мин⁻¹) был раньше одним из самых надёжных на флоте. Затем этому дизелю конструкторы применили более высокий наддув, увеличили частоту вращения коленвала, получив, таким образом, дизель 6NVD48A2 (мощность $N_e = 736$ кВт при частоте вращения $n = 428$ мин⁻¹). При этом все основные детали практически остались без конструктивных изменений, т.е. не были

усилены. Естественно, что по многим показателям при этом были превышены допустимые нормы нагрузок.

Фирма SKL фактически признала конструктивные недостатки и выпустила новую модификацию дизеля 6NVD48A-2U. В этой новой модификации дизеля были усилены все основные детали. Диаметр рамовых шеек увеличен с 210 до 215 мм, диаметр шатунных шеек увеличен с 200 до 215 мм; ширина щек увеличена с 380 до 395 мм.

Причин повреждения коленчатых валов может быть несколько: производственные дефекты материала, конструктивные недостатки и эксплуатационные факторы. Одним из отрицательных факторов, влияющих на ресурс подшипников, является деформация корпуса судна, который под влиянием груза, на волнении при подъёме на слип видоизменяется, получая при этом остаточные деформации. Вместе с корпусом деформируется фундамент двигателя и двигатель. Кроме этого, на работающем двигателе, вследствие разности температур остова и судового фундамента, возникает деформация фундаментной рамы дизеля стрелой прогиба вверх. Происходит перераспределение нагрузок на рамовые подшипники, что отрицательно влияет на их работу.

Остаточная деформация корпуса судна и фундаментов под дизель была обнаружена во время разборки дизель-генератора № 1 при его замене на т/х «Пролив Лаперуза». При отдаче анкерных связей блок отходил от фундаментной рамы дизеля, при этом зазор со стороны носа судна составил 0,68 мм, со стороны кормы – 0,45 мм. После отдачи фундаментных болтов фундаментная рама отходила от судового фундамента. При этом зазор между рамой дизеля и судовым фундаментом достигал 0,4 мм со стороны носа и 0,1 мм – со стороны кормы. Как правило, остаточные деформации корпуса судна сопровождаются отказами рамовых подшипников, падением давления масла.

Влияние деформаций, возникающих в корпусе судна, на дизель можно проследить по изменению положения коленчатого вала при различных нагрузках судна.

Было также обнаружено несоответствие между длиной рамовой шейки коленчатого вала двигателя 6NVD48A-2 и рабочей шириной рамового подшипника. Согласно фирменному чертежу коленчатого вала двигателя общая длина рамовой шейки должна составлять $124 \pm 0,2$ мм. Если вычсть из неё радиусы двух галтелей по 15 мм, то рабочая длина шейки составит 94 мм. Следует учесть, что коленчатый вал имеет допустимый осевой зазор в упорном подшипнике 0,4–0,6 мм. Фактический осевой зазор в эксплуатации составляет от 1 до 2 мм, поэтому рабочая длина рамового подшипника должна быть 93–92 мм.

Согласно фирменному чертежу рамового подшипника дизеля 6NVD48A-2 рабочая длина подшипника составляет 96 мм, а без двух фасок по 0,5 мм – 95 мм. Таким образом, получается, что длина рамовой шейки на 2–3 мм меньше рабочей ширины рамовых подшипников. Это является конструктивным недостатком. Он приводит к тому, что при осевом смещении вала, особенно при износе упорного подшипника, вал постепенно наползает своими галтелями на рамовые подшипники и на какое-то время имеет место перекосяк. В этих условиях масляный клин разрушается, подшипники испытывают на краях повышенное давление вала. Баббитовая заливка быстро осаживается, что способствует образованию первичных трещин по краям рамовых подшипников, их провороту и повреждениям фундаментной рамы и коленчатого вала дизеля.

Фирма SKL обнаружила этот конструктивный дефект и устранила его, увеличив рабочую длину рамовой шейки на 10 мм за счёт выполнения галтелей на щёках коленчатого вала.

Ещё одним отрицательным фактором, влияющим на надёжность работы рамовых подшипников, является вибрация фундаментной рамы [2]. Опыт работы на судне «Пролив Лапе-

руза» свидетельствует о значительной вибрации кормовой оконечности, особенно при следовании судна в балласте.

Для оценки возможной причины повышенной вибрации было проведено расчётно-экспериментальное исследование возможности резонансных колебаний.

Первоначально был выполнен динамический расчёт для определения частот колебаний основного (первого) тона свободных колебаний системы перекрёстных связей фундамента ВДГ. Цель расчёта – убедиться в отсутствии резонанса этого колебания с действующей на перекрытие известной возмущающей силой.

Результаты расчёта показали, что ни одна из частот собственных колебаний не совпадает с частотой вынуждающих колебаний от действия сил ПДМ в ВДГ.

На втором этапе были проведены экспериментальные измерения вибрации ВДГ и его фундаментной рамы.

Вибрация измерялась в трёх взаимно перпендикулярных направлениях по отношению к диаметральной плоскости судна: вертикальном, горизонтальном траверзном и горизонтальном продольном. Эти измерения проводились прибором ВИП-2 с целью определения направления по максимальной вибрации. Измерения показали, что продольная и траверзная вибрация очень мала, примерно в 10 раз меньше, чем вертикальная вибрация ВДГ. Основное внимание было уделено изучению вертикальной вибрации.

Измерения производились виброизмерительной установкой ИШВ-001 с пьезоэлектрическим датчиком. Производилась запись виброграмм для визуализации. Пример образца виброграмм приведён на рис. 2.

На основании записи виброграмм был сформирован массив ординат вибрационного процесса. Далее расчёт производился с помощью программы гармонического анализа. Получен амплитудно-частотный спектр колебаний фундаментной рамы.

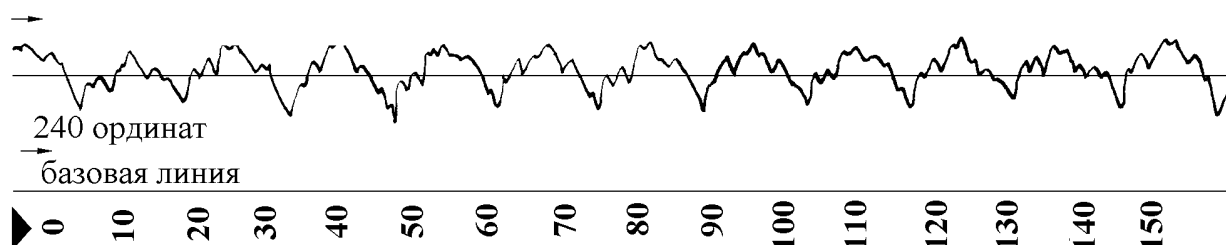


Рис. 2. Образец виброграммы. Вертикальная вибрация фундамента ВДГ т/х «Пролив Лаперуза». Скорость $N_e = 370$ кВт

Fig. 2. Vibrorecord example. Vertical vibration of the foundation of the m/v «Proliv Laperuza» Auxiliary engine. Speed $N_e = 370$ kilowatt

Результаты и их обсуждение

Результаты гармонического анализа измерений вибрации показаны на рис. 3, 4. Связь между порядком выявленных колебаний и их частотами приведена в таблице. Как следует из рис. 3, 4, наибольшие амплитуду и ускорение имеет первый порядок, который соответствует номинальной частоте вращения.

Сравнение частот собственных колебаний конструкций, на которых установлены ВДГ с частотами колебаний [3], возбуждаемых работой дизель-генераторов, показывает, что они лежат вне резонансных зон.

Полученные максимальные амплитуды колебаний не превышают допустимых норм [4, табл. 1.5.3.4].

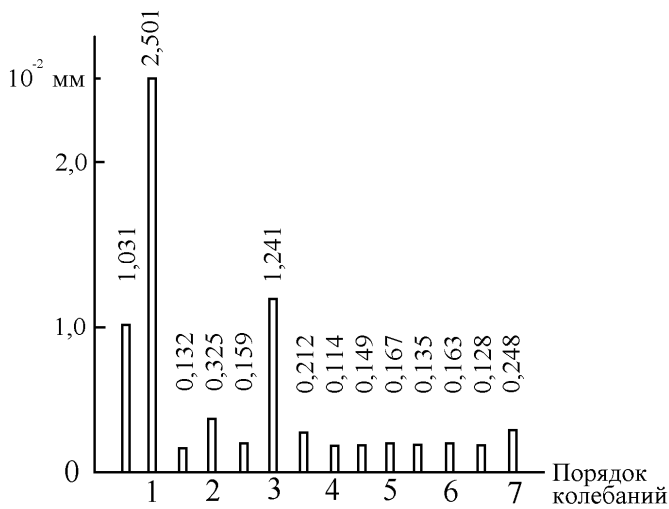


Рис. 3. Амплитуда колебаний
Fig. 3. Vibration amplitude

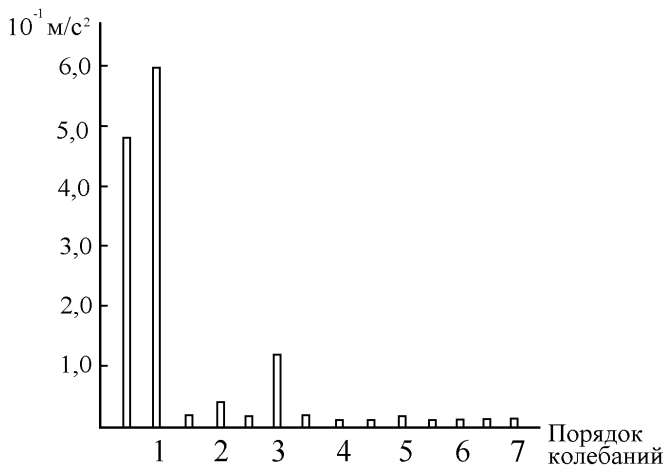


Рис. 4. Ускорение от вибрации
Fig. 4. Acceleration due to vibration

Связь между порядком и частотой колебаний
The connection between order of oscillation and vibration frequency

Порядок колебаний	Частота колебаний, Гц	Порядок колебаний	Частота колебаний, Гц
1	7,143	5	35,71
2	14,29	6	42,86
3	21,43	7	50,0
4	28,57		

Заклучение

Характер повреждений, выполненные расчёты и измерения вибрации позволяют предположить, что повреждение ВДГ объясняются неправильным выбором материала для заливки рабочей поверхности подшипников скольжения.

С целью предупреждения повреждений фундаментных рам, подшипников не следует допускать работу дизелей 6NVD48A2 на повышенных нагрузках. Эксплуатационная мощность дизелей не должна превышать 90 % от номинальной мощности. При работе дизеля не допускать падения давления масла в масляной системе после фильтра ниже 0,12–0,15 МПа, так как в противном случае возникает высокая вероятность отказа рамовых подшипников.

Температура смазочного масла до холодильника не должна быть выше 60 °С. После отработки дизелем 500 ч необходимо производить промывку масляных холодильников с целью сохранения их эффективности.

Через каждые 5000 ч наработки проверять крепление к судовому фундаменту и к подмоторной раме, чтобы исключить влияние остаточных деформаций корпуса на положение коленчатого вала.

Вести постоянный контроль за режимом работы рамовых подшипников, либо путём замера раскёпов в статическом положении, либо путём измерения упругих динамических прогибов валов непосредственно на работающем дизеле с помощью специальных электроизмерительных устройств.

Список литературы

1. Соболенко, А.Н. Теоретические основы безопасной эксплуатации судовых дизелей / А.Н. Соболенко. – Владивосток: Дальнаука, 2001. – 278 с.
2. Ефремов, Л.В. Надёжность и вибрация дизельных установок промысловых судов / Л.В. Ефремов, Э.Р. Черняховский. – М.: Пищ. пром-сть, 1980. – 232 с.
3. Соболенко, А.Н. Динамический расчёт фундаментной рамы ВДГ 6NVD48A2 на т/х «Пролив Лаперуза» / А.Н. Соболенко // Науч. тр. Дальрыбвтуза. – Владивосток: Дальрыбвтуз, 2015. – Т. 34. – С. 98–105.
4. Правила классификации и постройки морских судов. Т. 1. НД № 2-0201001-072. – СПб.: Российский Морской Регистр судоходства, 2013. – 502 с.

Сведения об авторе:

Соболенко Анатолий Николаевич, доктор технических наук, профессор,
e-mail: sobolenko_a@mail.ru.