

Ю. А. Корнейчук

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА СУДОВОГО СРЕДНЕБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Пределное состояние коленчатого вала среднеоборотного дизеля наступает вследствие влияния трех основных факторов – кинематической погрешности, изнашивания подшипников скольжения и усталости материала. Кинематическая погрешность вызывает деформацию коленчатого вала, неравномерное изнашивание подшипников и усталостные явления. Деформация контролируется измерением биения рамовых шеек и изменением расстояния между щеками. Допустимые значения деформации определены изготовителем и проверены на практике. По данным литературных источников проведен анализ результатов исследований процесса изнашивания подшипников скольжения коленчатого вала. Основным видом является абразивное изнашивание подшипников скольжения. Неравномерное изнашивание шеек коленчатого вала приводит к появлению овальности и конусности. Нецилиндричность шеек является основной причиной отказов подшипников скольжения. Исследовано явление усталости коленчатого вала. При превышении значений предельной длины трещины и зоны ее расположения на поверхности шейки, указанных в инструкциях по техническому обслуживанию и ремонту среднеоборотного дизеля, рекомендовано менять коленчатые валы с трещинами шеек. Выявлены разные виды усталостного разрушения коленчатого вала. Исследован процесс развития трещин внутри коленчатого вала. Предложены оценки предельной глубины растрескивания шеек по результатам изучения структуры аварийного усталостного излома коленчатого вала с учетом рекомендаций фирм-изготовителей и опыта ремонта. Даны оценки средней скорости растрескивания внутри шеек коленчатого вала на основе изучения аварийных ситуаций. Приведен пример успешного восстановления коленчатого вала с глубокими трещинами. После цветной и магнитопорошковой дефектоскопии для локализации трещины рекомендуется применять электропотенциальный трещиномер RMG 4015. Рассмотрен опыт управления процессом растрескивания поверхности коленчатого вала на дизеле 8NVD48A2-U путем снижения нагрузки на дизель.

Ключевые слова: дизель, коленчатый вал, отказ, излом.

Введение

Пределное состояние коленчатого вала (КВ) среднеоборотного дизеля (СОД) определяется тремя основными факторами – кинематической погрешностью, изнашиванием подшипников скольжения и усталостью материала.

Изнашивание подшипников скольжения КВ. В ходе исследования изнашивания подшипников скольжения получены достоверные результаты предельных значений износа и неравномерного износа шеек в виде овальности и конусности [1]. Основной причиной отказов подшипников скольжения коленчатых валов является абразивное изнашивание, которое обусловлено наличием абразивных частиц в моторном масле. Наибольшее влияние на возникновение задир оказывает величина овальности шеек. При величине овальности 0,14 мм вероятность задир составляет 100 % [1].

У шатунных шеек формируется преимущественно конусообразность, достигающая 0,10 мм. Рамовые шейки в результате износа приобретают по большей части овальную форму. Наиболее опасны катастрофические виды изнашивания: заедание, задир и схватывание. При задире или схватывании шеек с вкладышем, а также расплавлении антифрикционного слоя вкладышей, как правило, происходит деформация коленчатого вала, реже – поломка вала.

Контроль зазора между вкладышем и шейкой дает информацию об износе и смазке подшипников. Применение многослойных вкладышей подшипников скольжения с гальваническим покрытием не допускает измерений зазоров щупом из-за вероятности повреждения рабочей поверхности. Вопрос о простом и эффективном способе измерения этого зазора пока не решен.

Кинематическая погрешность. Кинематическая погрешность вызвана отклонениями формы и размеров КВ, вкладышей и постелей подшипников, фундаментной рамы дизеля и судового фундамента. Контроль кинематической погрешности сводится к оценкам деформации КВ путем измерения биений рамовых шеек, упругого и жесткого расцепов. Нецилиндричность шеек в виде овальности и конусности является следствием неравномерного изнашивания. Предельное значение кинематической погрешности прописано в инструкции каждого конкретного дизеля.

Усталостное разрушение. Отсутствуют исследования предельного состояния КВ СОД с учетом появления и развития трещин. С развитием и появлением новых методов восстановления деталей существует возможность продлить ресурс КВ.

Объекты, цель, средства и методы исследований

Для упрощения разделим трещины по факту их расположения на поверхностные и глубокие. Глубокие усталостные трещины шеек обычно проходят в плоскости под углом около 45° к оси вала. Глубокие трещины шеек наблюдаются в местах слияния их с шейками. Поверхностные трещины шеек расположены вдоль оси вала в упрочненном слое.

С появлением приборов и способов контроля глубоких трещин появилась возможность наблюдений за процессом растрескивания. При определенных условиях трещины растут очень медленно. Длительный период подрастания трещины позволяет планировать оптимальный срок службы КВ, его замены или восстановления. Этот принцип контролируемой деградации положен в основу современной концепции проектирования и эксплуатации с допускаемым повреждением *damage-tolerant design* (DTD). Для применения DTD необходимо знать скорость роста и предельные размеры трещины.

В инструкциях по техническому обслуживанию и ремонту СОД оговариваются максимальная длина поверхностной трещины и зона ее расположения. Небольшие трещины шлифуют до следующего ремонтного размера, одновременно восстанавливая цилиндричность шеек. При превышении указанных значений рекомендовано менять валы с трещинами шеек.

Цель исследования состоит в определении значений показателей предельного состояния КВ СОД с учетом новых технологий диагностирования, ремонта и восстановления КВ.

Усталостные разрушения КВ СОД наблюдаются редко. Количество контролируемых СОД ограничено. Большие размеры КВ СОД затрудняют выполнение испытаний образцов на выносливость. Эти предпосылки обуславливают проведение натурных испытаний и наблюдения за процессом естественной деградации КВ. При усталостном разрушении деталей применяется фрактографический анализ изломов для выявления причин отказов.

Средства дефектоскопии. Электропотенциальный метод определения глубины трещины основан на измерении электрического сопротивления переменному току между двумя точками на поверхности металлических объектов. Трещиномер RMG 4015 фирмы «Karl Deutsch» измеряет падение напряжения по поперечному контуру трещины. В отличие от обычного мультиметра, в трещиномере используется переменный ток высокой частоты, поэтому ток течет по поверхности проводника под действием скин-эффекта. Стабилизированный переменный ток подается к объекту по двум крайним контактным электродам. Глубина трещины определяется разностью потенциалов между двумя внутренними электродами. Для измерения глубины наклонных трещин частота переменного тока автоматически снижается (для того, чтобы электрический ток покрывал большую площадь контролируемого объекта), и устанавливается дополнительный внешний электрод (рис. 1).

Прибор измеряет глубину трещины, ранее обнаруженной средствами магнитопорошковой или цветной дефектоскопии. Внутренний дефект им не обнаруживается. Быстродействие соответствует одному измерению в секунду.

Гриффитс А. предложил теорию усталостного растрескивания листовых материалов на основе экспериментальных исследований стеклянных и металлических пластин, в которой ключевым параметром является длина трещины l [2].



Рис. 1. Измерение наклона трещины по шаблону

Использование формулы Гриффитса-Орована позволяет определить предельные размеры трещин, при которых материал может работать без разрушения:

$$\sigma = \sqrt{\frac{2\gamma_p E}{l}}, \quad (1)$$

где γ_p – энергия, затрачиваемая на пластическую деформацию слоя материала, прилегающего к новой поверхности трещины.

При заданном внешнем напряжении σ трещина длиной меньше l расти не будет.

Пэрис П. на основании анализа опытных данных [3] выявил, что скорость роста поверхностной трещины определяется размахом коэффициента интенсивности напряжений у вершины трещины $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$ и свойствами материала:

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (2)$$

где C и m – опытные характеристики свойств материала; dl/dN – дифференциал длины трещины l по числу циклов нагружения N .

Для многих конструкционных материалов $\frac{dl}{dN} = 10^{-10} C(\Delta K)^3$, мм/цикл.

Для коленчатых валов разрушающимися в ряде случаев оказались не поверхностные, а глубокие трещины. Здесь скорость роста глубокой трещины определяется площадью зоны растрескивания или просто глубиной трещины. Для исследования усталостных разрушений коленчатых валов при большом числе испытаний можно получить регрессионную зависимость вида

$$\sigma_1^m N = \sigma_2^m N_0 = \text{const}. \quad (3)$$

Кривую многоциклового усталости (рис. 2) описывают степенным уравнением (3), где N_0 – базовое число циклов при пределе выносливости σ_2 ; N – число циклов разрушающих знакопеременных нагрузок σ_1 ; m – экспериментальный параметр, характеризующий крутизну кривой усталости.

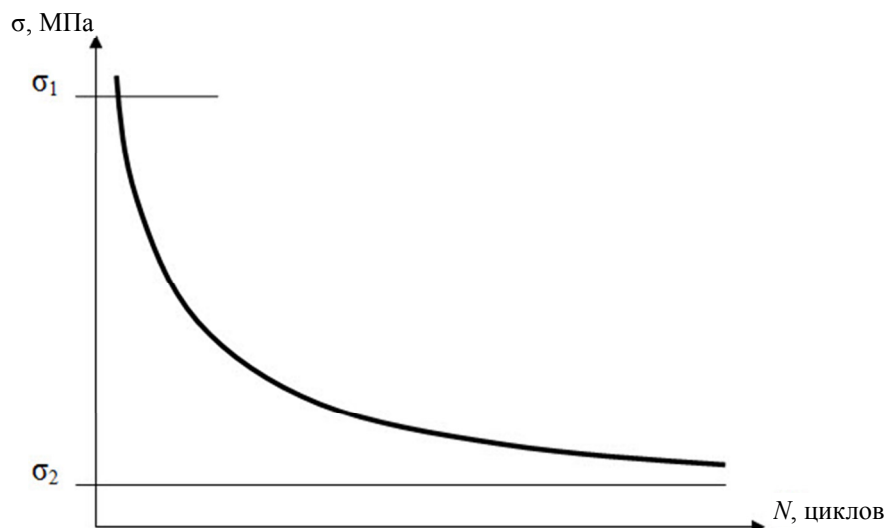


Рис. 2. Кривая выносливости испытаний образцов

Формулы (1)–(3) получены экспериментальным путем. В них определены пороговые значения параметров, при которых трещины стабилизированы и не сказываются на прочности конструкции.

Опыт управления процессом растрескивания шеек коленчатого вала

На шейках КВ главного двигателя 8NVD48A-2U сейнер-траулера рефрижераторного проект 503 (СТР-503) наблюдались трещины. После протачивания шеек до ремонтного размера и замены вкладышей дизель отработал 6000 часов. В ходе заводского ремонта магнитным дефектоскопом обнаружены едва заметные трещины на шейках КВ. Их решили оставить без обработки, при условии снижения нагрузки на 20 %. В течение последующих 5 лет трещины не изменились по форме и размерам. Отметим, что восстановление цилиндрической формы шеек КВ и замена вкладышей не решила проблему появления трещин.

Исследование усталостного разрушения коленчатого вала дизеля 8NVD48A-2U

Шестицилиндровый дизель 6NVD48-U (295 кВт при 275 мин⁻¹) обладал достаточной надежностью. После добавления двух цилиндров и применения наддува частота вращения дизеля 8NVD48A-U увеличилась до 375 мин⁻¹ при мощности 736 кВт. Все основные детали остались без конструктивных изменений, что привело к превышению допустимых норм нагрузок по многим показателям. Надежность дизеля значительно снизилась. Фирма SKL (ГДР)¹ фактически признала конструктивные дефекты и запустила новую модификацию дизеля NVD48. При этом были усилены все основные детали. Например, дизель 8NVD48A-2U имеет коленчатый вал с толщиной щеки 98 мм и шириной 395 мм; рамовые и шатунные шейки диаметром 215 мм, тогда как у ранее выпущенных дизелей 8NVD48-U и 8NVD48A-U толщина щеки 93 мм, ширина щеки 380 мм, диаметр рамовых шеек 210 мм и диаметр шатунных 200 мм. В 2015 г. произошло аварийное разрушение КВ главного двигателя 8NVD48A-2У СТР «Иван Мошляк». Усталостное разрушение КВ произошло из-за действия знакопеременных нагрузок при скручивании и изгибе КВ. Для дизелей NVD характерны отказы КВ, вызванные крутильными колебаниями вала. Часть усталостных разрушений – 60 % – приходится на шейки, остальные 40 % – на разрушение щеки в районе галтели [4].

На рис. 3 показаны зоны усталостного разрушения рамовой шейки КВ дизеля 8NVD48A-2U.

¹ В настоящее время фирма SKL-Motoren-und Systemtechnik GmbH (Германия).



Рис. 3. Усталостное разрушение рамовой шейки КВ

Направление гребня по оси излома и характерные усталостные бороздки (рис. 4) говорят о том, что очаг зарождения трещины находится на поверхности рамовой шейки, а не в зоне галтели, где наблюдаются максимальные напряжения.

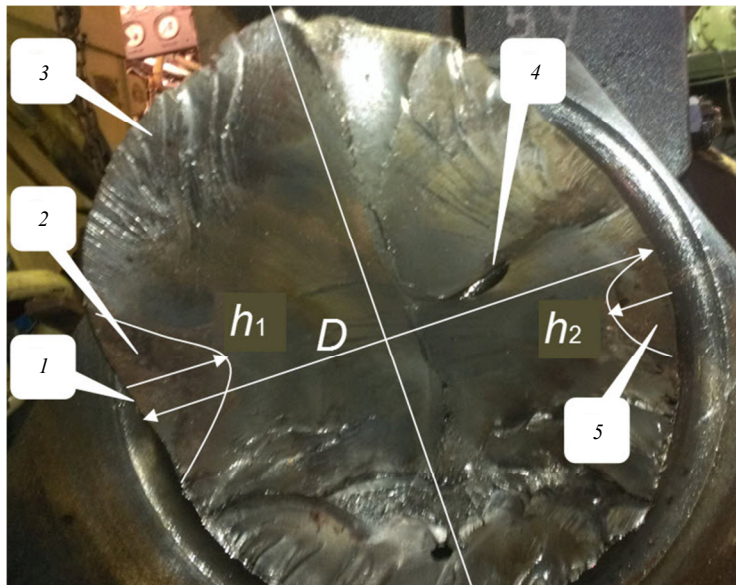


Рис. 4. Структура излома рамовой шейки коленчатого вала:
1 – очаг зарождения первой усталостной трещины; 2 – волнообразные следы развития трещины;
3 – зона удара; 4 – отверстие для смазки; 5 – зона второй усталостной трещины

Это указывает на наличие концентратора напряжений на поверхности шейки в виде задирки или поверхностной трещины [5].

Усталостное разрушение во времени можно разбить на три зоны:

- зарождение трещины в результате дефекта материала (концентратора напряжений) или фреттинг-коррозии в местах соединений с натягом;
- развитие трещины на поверхности шейки или вглубь в результате действия знакопеременных нагрузок;
- разрушение по критерию снижения площади рабочего сечения;
- разрушение по критерию повышенных динамических нагрузок.

На рис. 4 представлена структура излома рамовой шейки КВ главного двигателя СТР «Иван Мошляк», на котором довольно сложно определить зону зарождения усталостной трещины. Следует определить границы продвижения усталостной трещины, цвета побежалости, зону хрупкого излома, очаг зарождения трещины, фреттинг-коррозию. Место зарождения трещины шейки должно находиться в зоне максимальных напряжений – у галтели. Очевидно, для данного случая (см. рис. 3) у галтели структура излома не соответствует критериям обычной усталостной трещины.

Если предположить наличие следов фреттинг-коррозии и обычной коррозии в районе усталостной трещины, то в левой части снимка (рис. 4) можно обнаружить очаг зарождения усталостной трещины. Это подтверждается мелкозернистой структурой материала, расхождением волновых линий от зоны зарождения трещины и коричневым налетом от фреттинг-коррозии. Для этой стадии усталостного излома (рис. 4, зона I) характерно наличие волнообразных полос, представляющих собой ряд границ ее последовательного распространения.

Наличие коррозии указывает на долгую историю существования этой трещины. На изломе шейки (рис. 4) имеются два источника усталостных трещин с противоположных сторон поверхности излома. Зоны развития трещин несколько смещены по оси вала. Этим объясняется наличие гребня в изломе шейки вала.

Диаметр рамовой шейки $D = 205$ мм. Глубина первой трещины $h_1 = 41$ мм. Глубина второй трещины $h_2 = 22$ мм. Доля двух трещин от диаметра шейки D

$$100(h_1 + h_2)/D = 100(41 + 22)/205 = 30 \text{ \%}.$$

Остаточная толщина вала 70 %. По данным наблюдений можно сделать вывод о предельном значении относительной глубины трещины $[h \text{ \%}] = 25 \text{ \%}$, с 5 %-м запасом.

Не имея точных данных о зарождении трещины, предположим, что она появилась в результате задира шейки при проворачивании вкладыша в предыдущем рейсе. От ремонта до ремонта наработка дизеля составила $t = 6000$ ч. Тогда максимальная скорость роста трещины, мкм/ч, определится как

$$v_{\max} = h_1/t = 41/6000 = 6,8.$$

Минимальную скорость роста трещины, мкм/ч, определим из назначенного ресурса КВ СОД ($R = 80\,000$ ч)¹:

$$v_{\min} = h_1/R = 41/80\,000 = 0,5.$$

На шейке КВ СОД СТР «Иван Мошляк» (рис. 4) трещина глубиной 41 мм; частота вращения дизеля 8NVD48A-2U 375 мин⁻¹ (6,25 с⁻¹). Минимальная скорость растрескивания 0,5 мкм/ч. Если допустить, что трещина растет с начала эксплуатации судна, то средняя скорость роста $v = 41/(18 \cdot 10^8) = 2,28 \cdot 10^{-8}$ мм/цикл.

Опыт восстановления коленчатого вала дизеля 6ЧН40/46

На большом автономном морозильном траулере (БМРТ) проекта 1288 «Oriental Discoverer» установлены два дизеля Pielstik 6ЧН40/46. Через 120 000 часов наработки обнаружены 134 трещины шеек КВ. Применялись магнитопорошковая и ультразвуковая дефектоскопия. Обычно такой дефект ведет к замене КВ. В силу ряда обстоятельств решено было произвести ремонт в Южной Корее. В соответствии с технологией все шейки КВ проточили в заводских условиях и наварили поверхность шеек до номинального размера. Для упрочнения поверхности шеек проведены операции кузнечной наклепки и прокатки роликом в станке по всей ширине по нагретому металлу (до бордового цвета). Капитальный ремонт КВ провели за 9 суток. Слож-

¹ Скорость развития трещины постоянно меняется с изменением нагрузки, о чем говорит волновая структура прироста трещины (рис. 4), поэтому оценки v_{\max} и v_{\min} являются средними и приближенными.

ность ремонта заключалась в выравнивании поверхности несущего блока цилиндров и в подгонке новых рамовых постелей. Максимальная глубина трещины достигала 70 мм. После ремонта дизель работает при обычной нагрузке по настоящее время. По факту КВ не подвергся окончательному разрушению при наличии глубокой – 70 мм – трещины и диаметре шейки 315 мм. Доля глубины трещины от диаметра КВ составила 22 %.

Через 20–30 тыс. часов меняются вкладыши подшипников. В ТУ на ремонт дизелей 6ЧН 40/46 предельное состояние КВ определяется износом шеек КВ и наличием трещин. Поверхностные трещины удаляют шлифованием под ремонтный размер 0,5–2,5 мм. На рис. 5 показан коленчатый вал дизеля 6ЧН40/46 после протачивания и восстановления шеек.

На шейке КВ СОД БМРТ «Oriental Discoverer» обнаружена трещина глубиной 70 мм. Частота вращения дизеля Pielstik 6ЧН 40/46 $n = 520 \text{ мин}^{-1}$ ($8,67 \text{ с}^{-1}$). Минимальная скорость расщепления $70 \text{ 000 мкм} / 100 \text{ 000 ч} = 0,7 \text{ мкм/ч}$. Если допустить, что трещина растет с начала эксплуатации судна, то средняя скорость ее роста $v = 70 / (31,2 \cdot 10^8) = 2,24 \cdot 10^{-8} \text{ мм/цикл}$.



Рис. 5. Восстановленный коленчатый вал дизеля 6ЧН40/46

Отметим, что на дизелях Pielstik 6ЧН40/46 устанавливается один и тот же КВ как для рядного, так и для V-образного дизеля. Диаметр шеек увеличен с 285 до 315 мм. Для рядного дизеля это ведет к дополнительному запасу прочности КВ в случае появления трещин.

Заключение

Предельные значения показателей состояния КВ определены на основании анализа результатов исследований литературных источников, данных фирм-изготовителей и опытным путем. Критические значения глубин трещин шеек коленчатых валов определены опытом естественного разрушения КВ и опытом его восстановления при глубоких трещинах.

Основным видом предельного состояния КВ является неравномерный износ шеек (90 %). Реже встречается предельная деформация КВ, контролируемая по раскепам и биениям шеек рамовых подшипников (8 %). Доля аварийных усталостных разрушений КВ составляет 2 %. Среди усталостных отказов КВ СОД 65 % приходится на шатунные и рамовые шейки и 35 % на разрушение шеек.

По результатам двух наблюдений на разных конструкциях дизелей минимальная средняя скорость роста трещины внутрь шейки составила 0,5–0,7 мкм/ч. Если учесть разную частоту вращения наблюдаемых дизелей, то средняя скорость роста трещин оказалась одинаковой: $v = 2,2 \cdot 10^{-8} \text{ мм/цикл}$.

Экспериментально доказана возможность управления процессом растрескивания шеек КВ путем снижения нагрузки на дизель. Расширена классификация трещин КВ. Трещины разделяются на поверхностные и глубокие. Поверхностная трещина может со временем стать глубокой.

Изучение отказов коленчатых валов СОД выявило необходимость учитывать не только длину трещины на поверхности КВ, но и ее глубину. В ходе изучения аварийных разрушений КВ на основании полученных данных установлено предельное значение глубины трещины: $h_{\text{пред}} = 0,25D$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Леонтьев Л. Б., Леонтьев А. Л., Макаров В. Н. Влияние эксплуатационных факторов на отказы подшипников скольжения коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей и пути повышения их надежности // Вестн. Гос. ун-та мор. и речн. флота им. адм. С. О. Макарова. 2016. № 1 (35). С. 129–138.
2. Griffith A. A. The phenomenon of rupture and flow in solids // Philosophical Transactions of the Royal Society A. 1920. Vol. 221. P. 163–198.
3. Парис П., Си Дж. Анализ напряженного состояния около трещин // Прикладные вопросы вязкости разрушения. М.: Мир, 1968. С. 64–142.
4. Соболенко А. Н. Исследование причин повреждений рамовых подшипников при вибрации и деформации упругих систем фундаментных рам ВДГ // Науч. тр. Дальрыбвтуза. 2015. Т. 35. С. 97–103.
5. Маницын В. В., Соболенко А. Н. Анализ повреждений рамовых подшипников двигателей 8NVD48A-2U на промысловых судах // Вестн. Гос. ун-та мор. и речн. флота им. адм. С. О. Макарова. 2016. № 6 (40). С. 150–155.

Статья поступила в редакцию 05.06.2017

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Корнейчук Юрий Алексеевич – Россия, 690087, Владивосток; Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет; канд. техн. наук; доцент кафедры судовых энергетических установок; korneych@mail.ru.



Y. A. Korneychuk

RESEARCH OF THE LIMITING STATE OF THE MARINE MEDIUM-SPEED DIESEL CRANKSHAFT

Abstract. The limiting state of the marine medium speed diesel engine crankshaft occurs as a result of the influence of three basic factors: kinematics error, plain bearings wear, and fatigue of material. A kinematics error causes deformation of the crankshaft, uneven wear of bearings and material fatigue. The crankshaft deformation is monitored by radial runout of the crank journal and change of distance between crankwebs. The legitimate values of deformation are defined by the manufacturer and tested in practice. According to the data taken from the literature, there has been analyzed the process of the crankshaft bearings wearing. The main reason is found an abrasive wear of plain bearings. The uneven wear of crankshaft necks results in their ovality and conicity. Non-cylindrical shape of the neck is the principal reason of plain bearings faults. The phenomenon of the crankshaft fatigue has been studied. Exceeding warning limits of crack length and area on the neck surface, which is mentioned in diesel technical service and repair manual, will result in changing crankshafts with cracked necks. The different types of diesel crankshaft fatigue destruction have been educed. The problem of crack development inside a crankshaft has been studied. The es-

timations of limiting depth of neck cracking are offered based on the results of emergency fatigue fracture of crankshaft, taking into account recommendations of firms-manufacturers and experience of repair. The estimations of crankshaft neck cracking average speed have been given on the basis of study of emergency situations. An example of successful renewal of crankshaft with deep cracks has been demonstrated. After magnetic particle or dye penetrant testing it has been recommended to use the crack depth gauge RMG 4015. Crack control experience has been investigated in the course of the process of 8NVD48A2-U diesel crankshaft neck surface cracking by a decreasing of diesel load.

Key words: diesel, crankshaft, failure, fracture.

REFERENCES

1. Leont'ev L. B., Leont'ev A. L., Makarov V. N. Vliianie ekspluatatsionnykh faktorov na otkazy podshipnikov skol'zheniia kolenchatykh valov sudovykh sredneoborotnykh dizelei i puti povysheniia ikh nadezhnosti [The influence of operational factors on failure of crankshaft bearings of marine medium-speed diesels and ways to improve their reliability]. *Vestnik GUMRF*, 2016, no. 1 (35), pp. 129-138.
2. Griffith A. A. The phenomenon of rupture and flow in solids. *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, 1920, vol. 221, pp. 163-198.
3. Paris P., Si Dzh. Analiz napriazhennogo sostoianiia okolo treshchin [Analysis of the stress state around the cracks]. *Prikladnye voprosy viazkosti razrusheniia*. Moscow, Mir Publ., 1968. Pp. 64-142.
4. Sobolenko A. N. Issledovanie prichin povrezhdenii ramovykh podshipnikov pri vibratsii i deformatsii uprugikh sistem fundamentnykh ram VDG [The study of bedplate bearing damage during vibration and deformation of elastic systems of diesel generator bed frames]. *Nauchnye trudy Dal'rybvtuza*, 2015, vol. 35, pp. 97-103.
5. Manitsyn V. V., Sobolenko A. N. Analiz povrezhdenii ramovykh podshipnikov dvigatelei 8NVD48A-2U na promyslovykh sudakh [Analysis of bedplate bearings damage of 8NVD48A-2U engines on fishing vessels]. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota im. adm. S. O. Makarova*, 2016, no. 6 (40), pp. 150-155.

The article submitted to the editors 05.06.2017

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Korneychuk Yury Alekseevich – Russia, 690087, Vladivostok; Far Eastern State Technical University of Fisheries; Candidate of Technical Sciences; Assistant Professor of the Department of Ship Power Plants; korneych @mail.ru.

