

УДК 629.12.565.3

Молодцов Н.С., Журавлёв Ю. И.
ОНМА**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО
ВАЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ, РАЗРАБОТАННЫХ В
MATHCAD**

Нагрузка на коленчатый вал поршневого двигателя в условиях эксплуатации, как правило, носит случайный характер, так как большую часть времени двигателя эксплуатируются на неустановившихся режимах. Кроме того, характеристики сопротивления усталости материалов, из которых изготавливаются коленчатые валы, также являются случайными величинами. Поэтому трактовка условий прочности должна основываться на вероятностных представлениях [1].

Большинство конструктивных элементов судна работает в условиях циклического нагружения, что создает благоприятные условия для развития усталостных трещин.

Анализ результатов разрушения коленчатых валов в условиях эксплуатации свидетельствует, что наибольшее их количество происходит по щеке с зарождением усталостной трещины в галтели сопряжения шатунной шейки и щеки в плоскости кривошипа. Основной причиной таких поломок является высокая концентрация напряжений в галтелях.

На рис. 1 показан излом вала. Видно, что излом типичен для усталостного разрушения и имеет фокусы излома (1-3) - очаги зарождения трещин, зону излома (4), участок ускоренного развития трещины и зоны долома (5).

Весь процесс развития усталостного разрушения не может быть описан одним критериальным уравнением. Большинство существующих критериев базируются на зависимостях теории линейной механики разрушения, которая не может быть применена к описанию кинетики роста малых трещин [4-6].

Законы линейной механики разрушения справедливы только для линейного участка (участок III, рис. 2) S-образной кривой скорости роста трещины.

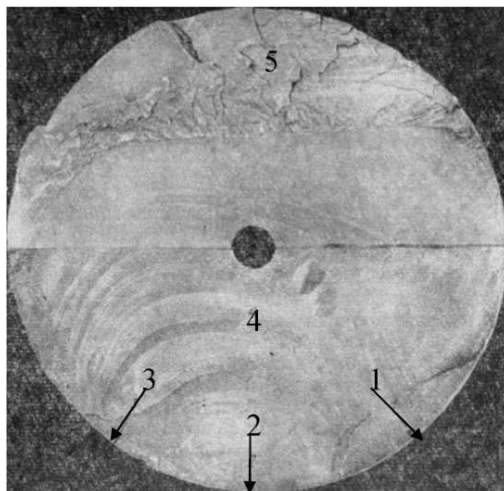


Рис. 1 Излом вала

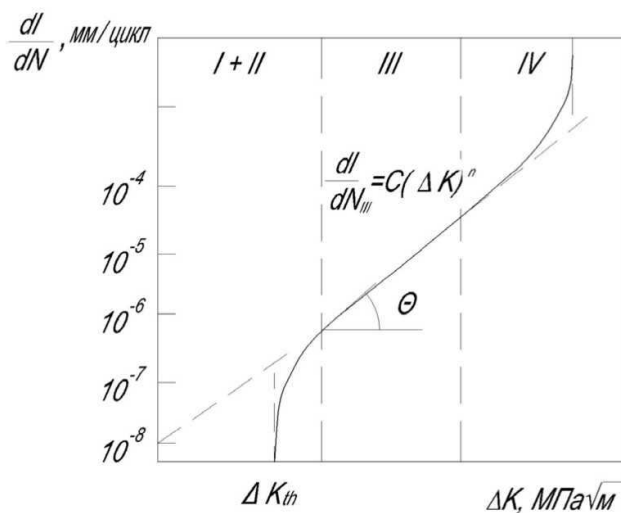


Рис. 2 Кривая скорости роста трещины (S-образная диаграмма).

Рост трещины является стадийным процессом, однако деление этого процесса на стадии различно. Одним из таких вариантов является следующий [7]:

- первый этап - число циклов нагружения, которым подвергается элемент конструкции, вплоть до возникновения в нем малой тре-

щины, способной развиваться;

- второй этап - число циклов нагружения, в течение которых возникшие малые трещины развиваются вплоть до появления макротрещины;

- третий этап - число циклов нагружения, в течение которых происходит развитие макротрещин вплоть до разрушения конструктивного элемента.

Весь процесс усталостного разрушения углеродистых сталей можно разделить на несколько стадий:

$$N_p = N_i + N_{ii} + N_{iii} + N_{iv}$$

где N_p - общая долговечность элемента конструкции; N_j - число циклов, соответствующее зарождению микротрещин и их росту в пределах одного зерна микроструктуры; N_{ij} - число циклов, соответствующее развитию трещины от размеров, соответствующих диаметру зерна, до появления макротрещины; N_{jij} - число циклов, соответствующее развитию макротрещины; N_{jy} - число циклов, соответствующее процессу долома.

Первая стадия усталостного разрушения связана с зарождением микротрещины и ее ростом в пределах одного зерна микроструктуры материала, в данном случае речь идет о микротрещине порядка одного - двух десятков микрометров, и для каждого конкретного материала будет определяться средним диаметром зерна микроструктуры.

Вторая стадия - стадия развития малой трещины, как показывает практика [5,8], именно на вторую стадию усталостного разрушения приходится порядка 40 - 60% общей долговечности, а для некоторых материалов эта цифра может доходить до 80 - 90% [20]. При этом наблюдаются скачкообразное изменение скорости трещин, что связано с влиянием барьеров микроструктуры на рост трещин. Размеры трещин на второй стадии достигают порядка 0,5 - 1 мм, что соответствует возможности обнаружения при помощи цветной или магнитной дефектоскопии.

Третья стадия, которая, как правило, также является довольно длительной, связана с процессом развития макротрещины, т.е. трещины, на рост которой не оказывают влияние микроструктурные барьеры, и описывается уравнениями линейной механики разрушения. Трещины на данной стадии, как правило, видимы невооруженным взглядом и могут иметь различные размеры, в зависимости от

габаритов и геометрических параметров исследуемого конструктивного элемента.

Четвертая стадия связана с процессом усталостного долома конструктивного элемента, данная стадия может протекать очень быстро, практически мгновенно. Возможно отсутствие четвертой стадии для некоторых материалов или конструктивных элементов с определенными геометрическими параметрами и режимами эксплуатационных нагрузок, при этом характерно отсутствие второго вертикального участка на кривой скорости роста трещины (рис. 2).

Таким образом, можно отметить, что для ряда ответственных деталей и конструктивных элементов (таких как коленчатые валы) морских судов, эксплуатация которых с наличием трещин запрещается согласно требованиям морского регистра судоходства, наиболее актуальным является вопрос определения продолжительности протекания первой и второй стадий, а не вопрос прогнозирования общей долговечности элемента. Поэтому для вопроса обеспечения безопасности работы морских судов особенно важно изучение процесса зарождения и роста именно малых трещин. Наличие в коленчатом вале макротрещины, рост которой описывается посредством линейной механикой разрушения, позволяет сделать вывод, о необходимости срочной замены такого вала.

Необходимо учесть, что зарождение трещины в галтелях в сечении перехода от шатунной шейки к щеке возникают максимальные напряжения не только при изгибе, но и при кручении. На рис. 3 и 4 приведены графики эффективных коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении с учетом влияния абсолютных размеров сечения $(K_{\sigma})_D = K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ и $(K_{\tau})_D = K_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$ в зависимости от отношения радиуса галтели к толщине щеки h или диаметру шейки d . Здесь K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении; ε_{σ} и ε_{τ} - коэффициенты влияния абсолютных размеров также при изгибе и кручении.

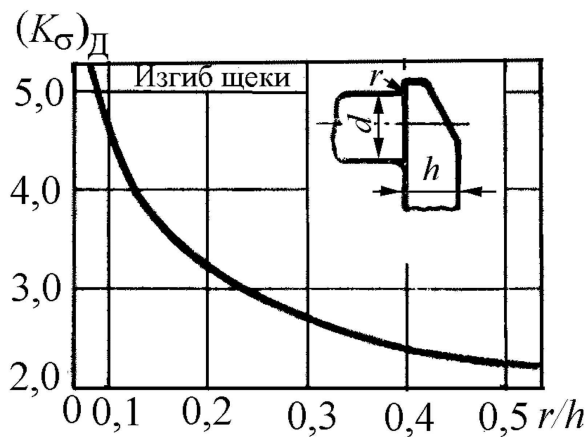


Рис. 3. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для коленчатых валов при изгибе щеки с учетом влияния абсолютных размеров сечения

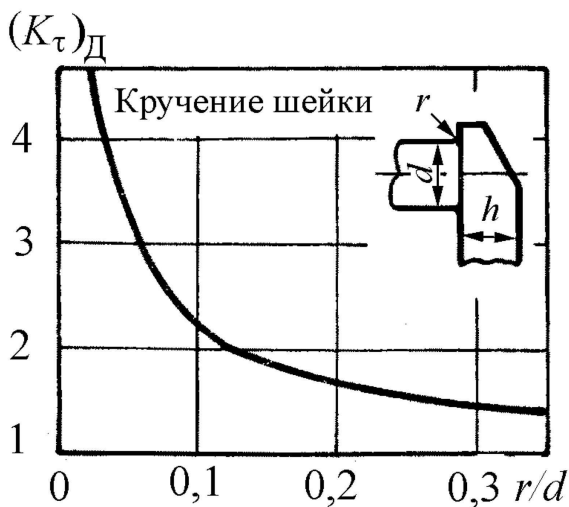


Рис. 4. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для коленчатых валов при кручении шейки с учетом влияния абсолютных размеров сечения

Для расчета коэффициентов предложены модели [3]:

$$(K_{\sigma})_D = 1,6878 \cdot [(r/h) - 0,05338]^{0,3333}$$

и

$$(K_{\tau})_{Д} = 0,4599 \cdot 3,1207^{(r/d)} (r/d)^{-0,6487}$$

Поломки при кручении часто начинаются с трещин, возникающих в зоне отверстия для смазки шейки вала или в зоне галтелей из-за крутильных колебаний. В этих случаях разрушение проходит по сечению шейки.

Усталостная долговечность коленчатого вала измеряется числом циклов нагружения до появления трещины определённого размера или полного разрушения. Поломки в условиях эксплуатации происходят, в основном от действия циклического переменного изгибающего момента.

При нагружении каждого кривошипа чистым изгибом в его плоскости с моментом $M_{изг}$ разрушение должно произойти по сечению наименьшей жесткости - от галтели сопряжения шатунной шейки со щекой с выходом на галтель сопряжения коренной шейки и щеки.

Для получения кривой выносливости в логарифмических координатах $lgN - lgM_{max}$ (рис. 5) (N - число циклов нагружения до разрушения коленчатого вала; M_{max} - максимальное значение изгибающего момента, он же равен амплитудному значению, так как изгиб происходит по симметричному циклу) необходимо провести испытания коленчатого вала не менее чем на трёх уровнях нагружения, что позволит определить значение M_{max} в точке перелома усталостной кривой при числе циклов $N_0 = 10^6 \dots 10^7$. В данном случае в качестве детерминированной модели усталостной долговечности для коленчатого вала принимается зависимость [1]:

$$M_{max i}^m \bar{N}_i = C, \quad (1)$$

где $M_{max i}^m$ - амплитуда или максимальный изгибающий момент при действии переменных напряжений; \bar{N}_i - среднее число циклов до разрушения; C и m - параметры элемента конструкции, зависящие от материала, технологии изготовления и ряда других факторов.

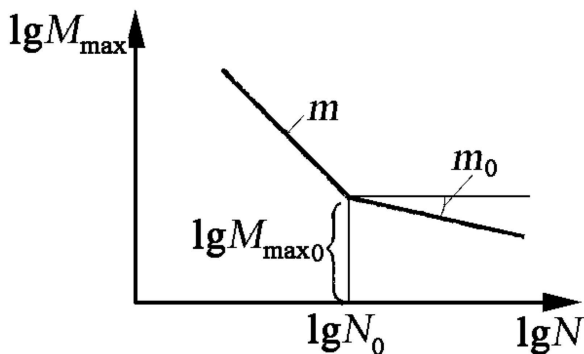


Рис. 5. Кривая выносливости в логарифмических координатах

По данным экспериментальных исследований [2, 3] для коленчатого вала, изготовленного из стали 45Х, дизеля Д-144 значения $m = 5,93$ и $C = 6,14 \cdot 10^{16}$.

Для определения ресурса коленчатого вала в часах предположим, что за время t_i работы двигателя в условиях эксплуатации на одном из режимов, характеризуемом величиной крутящего момента M_{maxi} и угловой скоростью вращения вала ω_i в течение всего срока службы (до разрушения) T , на него будет произведено n_i циклов нагружения, которое для четырехтактных двигателей равно:

$$n_i = \frac{30\omega_i}{2\pi} 60t_i = \frac{900\omega_i}{\pi} f_i T, \quad (2)$$

где $t_i = f_i T$; f_i - плотность вероятности работы на данном режиме.

Из уравнения (1) кривых выносливости $lg N - lg M_{max}$ коленчатого вала определяем количество циклов нагружения, необходимое для его разрушения, из равенства; $M_{maxi}^m N_i = M_{max0}^m N_0$,

$$N_i = \left(\frac{M_{max0}^m}{M_{maxi}^m} \right)^m N_0, \quad (3)$$

где M_{maxi} - амплитуда максимального изгибающего момента при i -м режиме нагружения.

Таким образом, за время t_i коленчатым валом будет накоплена определенная мера повреждения:

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{900\omega_i f_i T}{\pi \left(\frac{M_{\max 0}}{M_{\max i}} \right)^m \cdot N_0} \quad (4)$$

Согласно корректированной линейной гипотезе накопления усталостных повреждений, разрушение вала произойдет тогда, когда сумма накопленных повреждений будет равна:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} = \frac{900T}{\pi \cdot N_0} \sum_{i=1}^{i=k} \omega_i f_i \left(\frac{M_{\max 0}}{M_{\max i}} \right)^m = a_p \quad (5)$$

где k - режимы работы двигателя в условиях эксплуатации.

Следуя [7, 8] и учитывая, что напряжения заменены предельными изгибающими моментами, величина a_p при стендовых ускоренных испытаниях [1] определяется также по формуле

$$a_p = \frac{\xi M_{\max i} - 0,5M_{\max 0}}{M_{\max i} - 0,5M_{\max 0}} \quad (6)$$

$$\xi = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{0i}}{v_m} \quad (M_{\max i} > 0,5M_{\max 0}), \quad (7)$$

где $v_m = \sum_{i=1}^{i=k} v_{0i}$ - общее число циклов нагружения; v_{ai} - число циклов повторения амплитуд $M_{\max i}$ в блоке нагружения.

При использовании ограниченного предела выносливости следует полагать:

$$a_p = \xi = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{0i}}{v_m} \quad (8)$$

где суммирование распространяется по всем амплитудам нагружения без отбрасывания малых амплитуд.

Согласно линейной гипотезе накопления усталостных повреждений, разрушение коленчатого вала произойдет тогда, когда $a_p = 1$.

Из выражения (4) может быть найдена долговечность коленчатого вала по условию усталостного сопротивления:

$$T = \frac{\pi \cdot N_0 \cdot a_p}{900 \sum_{i=1}^{i=k} \omega_i f_i \left(\frac{M_{\max 0}}{M_{\max i}} \right)^m} \quad (9)$$

Следовательно, для прогнозирования долговечности коленчатого вала необходимо располагать информацией о пределе усталостной прочности $M_{\max 0}$, вероятностно-статистической нагруженности f_i двигателей в условиях эксплуатации, а также нагрузками $M_{\max i}$ на коленчатый вал.

Зависимость между уровнем максимального изгибающего момента $M_{\max i}$ и числом циклов нагружения N_i до разрушения даже при самом строгом соблюдении идентичности испытаний коленчатых валов на усталостную прочность в силу неоднородности самого материала имеет ярко выраженный случайный характер. Чтобы учесть это обстоятельство, надо положить, что параметры кривой усталости - случайные величины, подчиняющиеся некоторым статистическим распределениям. В связи с этим долговечность коленчатого вала будет определяться выражением

$$T = \bar{T} \chi^m$$

где \bar{T} - средняя долговечность коленчатого вала, вычисляемая по формуле (9); χ - случайный параметр, плотность распределения которого имеет вид:

$$f(\chi) = \frac{1}{v(1-\varepsilon)} \left(\frac{\chi - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{\frac{1}{v}} \exp \left[- \left(\frac{\chi - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right)^{\frac{1}{v}} \right] \quad (10)$$

где v - коэффициент вариации; $\varepsilon = 0,6$ - доля от среднего предела усталости $M_{\max 0}$, ниже которого не происходит накопление усталостных повреждений.

С учетом указанных факторов вероятность отказа коленчатого вала из-за усталостного разрушения за время работы T определяется из выражения

$$F(T) = 1 - \exp \left\{ - \left[\frac{(T/\bar{T}) - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right] \right\} \quad (11)$$

Разработанная методика прогнозирования долговечности коленчатого вала предусматривает выполнение следующих этапов работ: экспериментально определяется предел выносливости коленчатого

вала M_{max0} , а по данным обработки условий нагруженности коленчатого вала в эксплуатации - величин M_{maxi} и число блоков нагружения; по формуле (9) вычисляется средняя долговечность \bar{T} ; по формуле (10) при заданном ресурсе T находится вероятность отказа коленчатого вала из-за усталостного разрушения.

Учитывая значительную трудоёмкость выполнения указанных расчётов предлагается использовать современные средства вычислительной техники при решении задач прогнозирования за счёт сосредоточения внимания на анализе причинно-следственных связей, исключения из поля зрения рутинные, нетворческие операции. Резкое повышение производительности операций выбора и расчёта позволяет ставить на этапе разработки и исследования качественно новые задачи сравнительного анализа и оптимизации принятых решений.

Тут имеется возможность отслеживания процедуры расчётов, что можно использовать для демонстрации правильной последовательности при выборе исходных данных и расчёте. Кроме того, заложенные в программе множественные процедуры контроля позволяют выявить ошибки при неправильном или несогласованном назначении исходных параметров.

Интерфейс пользователя, включающий графическое представление результатов расчёта интуитивно понятен и значительно упрощает процедуры ввода-вывода. С помощью Mathcad можно решать сложные задачи, анализировать результаты расчета. Выбор Mathcad в качестве средства решения задач объясняется его простотой и наглядностью. Ведь все математические выражения в Mathcad выглядят так же, как в книге или тетради и можно решать задачи как численно, так и аналитически.

пульсующий цикл нагружения. Среднее поле напряжений по длине трещины до критической длины $L_{кр}$. Установлена экспериментально найденная зависимость

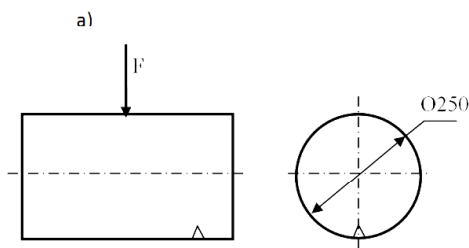
$$\frac{dL}{dN} = 1,5 \cdot 10^{-13} (\Delta K)^3 \quad \Delta K \text{ изменение коэффициента интенсивности напряжений}$$

+

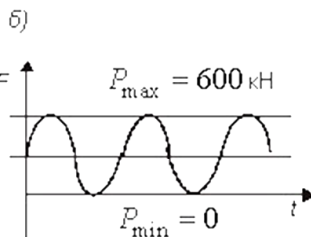
Исходные данные

Шейка вала с трещиной

Пульсующий цикл нагружения шейки вала



Пульсующий цикл нагружения шейки вала



Размерности

$m := m$ $mm := mm$ $N := N$ $kN := kN$ $MPa := MPa$

$\sigma_c := 600 \cdot MPa$ $K_{Ic} := 40 \cdot MPa \cdot \sqrt{m}$

Определение критической длины трещины

Размер сечения: $d := 250 \cdot mm$ $F := 6000 \cdot kN$

Поправка для K_{Ic} $f := 1.12$
 $L0 := 1 \cdot mm$ $A := \pi \cdot \frac{d}{2} \cdot \left(\frac{d}{2} - L0 \right)$

Номинальные напряжения: $\sigma := \frac{F}{A}$ $\sigma = 123.22 \text{ MPa}$

Критическую длины трещины $L_{кр}$ найдём из условия разрушения: $K_I = \sigma_{ном} \sqrt{\pi L_{кр}} \cdot f = K_{Ic}$
 $(K_{Ic})^2 = 1$

Рис.6. Задание исходных данных в Mathcad

Пример представляет собой программу для решения определенного класса задач и позволяет, задавая диапазоны изменения различных параметров, анализировать результаты расчета, способствуя выбору рациональной и оптимальной конструкции.

Критическую длины трещины $L_{кр}$ найдём из условия разрушения: $K_I = \sigma_{нсм} \sqrt{\pi L_{кр}}$

$$L_{кр} := \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma} \right)^2 \cdot \frac{1}{\pi} \quad L_{кр} = 33.55 \text{ мм}$$

Расчёт долговечности шейки коленчатого вала

Формула Пэриса: $\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^n$

Для заданной стали: $n := 3 \quad C := 1.5 \cdot 10^{-13} \cdot \text{М} \cdot (\text{МПа} \cdot \sqrt{\text{м}})^{-3}$

Размах изменения коэффициента интенсивности напряжений:

$$\Delta K = K_{I(\text{от } F_{\max})} - K_{I(\text{от } F_{\min})} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \sqrt{\pi L} \cdot f$$

При пульсирующем цикле

$$\Delta K(L) := \sigma \cdot f \cdot \sqrt{\pi \cdot L} \quad N(L_0) := \int_{L_0}^{L_{кр}} \frac{1}{C \cdot \Delta K(L)^n} dL$$

$$LL := 1 \cdot \text{мм}, 1.1 \cdot \text{мм} \dots L_{кр}$$

$$N(L_0) = 2.38 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

Долговечность шейки коленчатого вала при исходной длине трещины LL

Рис.7. Пример расчёта долговечности шейки коленчатого вала

$N(LL)$

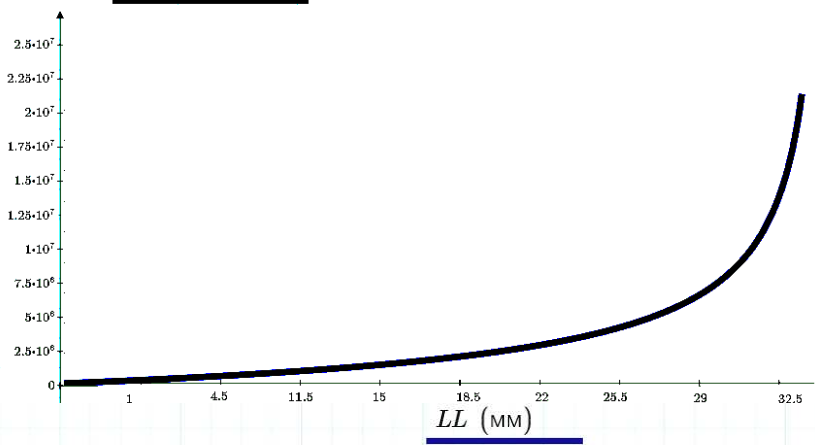


Рис.8. Графическая зависимость роста трещины (LL) от количества циклов нагружения N

Выводы и перспективы дальнейших исследований

1. Учитывая значительную трудоёмкость выполнения указанных расчётов предлагается использовать современные средства вычтехники при решении задач прогнозирования и надёжности в среде Mathcad.

2. Исходя из анализа и классификации основных сопрягаемых судовых деталей охарактеризовать основные физические методы сопряжения деталей «вал-подшипник скольжения»

3. Произвести анализ судовых технологий по обеспечению сопряжений деталей «вал-подшипник скольжения» без вывода судна из эксплуатации и при нахождении судна в доке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Владимир, 2004. – 32 с.

2. Burok S. Przyczyny pekania walow korbowych silnikow spalipowych // Motoryzacja. – 1982. – Т. 37, № 2. – Р. 51–55.

3. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 140 с.

4. Гоц А.Н. Способ испытания коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания // Дизельные двигатели: сб. докладов V национальной науч.-техн. конф. Т. 2. ФНТО Болгарии. – Варна, 1989. – С. 580–585.

5. Gots A.N. Modeling Maximum Cycle Pressure at Design Stage // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады XII научно-техническа конференция с международно участие. – Варна: Изд-во ТУ, 2006. – Т. 13. – С. 220–223.

6. Гоц А.Н., Куделя И.Н., Некрасов С.И. Прогнозирование долговечности коленчатых валов ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 3. – С. 23–25.

7. Гоц А.Н. Метод расчета коленчатого вала по данным усталостных испытаний // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады XII научно-техническа конференция с международно участие. – Варна: Изд-во ТУ, 2006. – Т. 13. – С. 223–227.

8. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с. .