

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

*В.К. Румб, к.т.н., зав. каф., В.В. Медведев, к.т.н., доцент;  
Санкт-Петербургский Государственный морской технический университет*

Методические предпосылки для расчета долговечности деталей основываются на сочетаниях физических моделей уменьшения ресурса и теории случайных процессов.

Основным критерием для повторного использования деталей судовых дизелей является их остаточный ресурс, который можно прогнозировать по критериям усталостной прочности и износа.

Поддержание в рабочем состоянии двигателей, имеющих большую наработку, требует проведения различных ремонтов. Часто эффективность этих ремонтов зависит от качества и наличия запасных деталей. Получение новых запасных деталей непосредственно от производителя судовых дизелей зачастую оказывается экономически нецелесообразным из-за слишком высокой их цены. Еще более высокие цены имеют запасные детали для двигателей, которые сняты с производства. Во многом проблема запасных частей может быть решена путем реновации. Объясняется это тем, что детали и узлы двигателя, подлежащего реновации, имеют различные уровни технического состояния: в некоторых случаях они достигают предельного состояния и подлежат утилизации, а иногда могут иметь большой остаточный ресурс и поэтому их можно вторично использовать в новых жизненных циклах даже без восстановительного ремонта.

Принятие решения о повторном использовании деталей производится после оценки их технического состояния с использованием неразрушающих методов дефектации. По результатам дефектации делается заключение о проведении восстановительного ремонта или использовании детали в дальнейшем без каких-либо технологических операций. Выбор метода восстановительного ремонта зависит от большого количества факторов, включая такие, как характер и размеры повреждений, возможность обеспечения заданных геометрических параметров точности и свойств поверхностного слоя, наличия соответствующего станочного оборудования и материалов, а также себестоимость и трудоемкость. При любом варианте реновационной технологии основным критерием для повторного использования деталей остается гарантированный остаточный ресурс. Сред-

ди методов оценки остаточного ресурса наиболее перспективными являются расчетные, так как только они позволяют представлять искомую величину количественно.

Причинами утраты ресурсных показателей судовых ДВС служат необратимые физические процессы, происходящие на поверхности и в объеме материала деталей. В этих процессах лидерство принадлежит усталостному накоплению повреждений и изнашиванию. Напомним, процесс усталостного накопления повреждений обусловлен длительным действием циклических (переменных) напряжений. Данный процесс идет скрыто, без видимых признаков изменения свойств материала и в конечном итоге может приводить деталь к предельному состоянию, которое характеризуется или ее поломкой, или появлением трещин недопустимых размеров. Под изнашиванием подразумевают процесс постепенного изменения размеров и формы деталей, образующих пару трения. Количественной мерой изнашивания служит скорость изнашивания и ее интегральная величина — износ. Предельный износ определяется максимально допустимым зазором в паре трения, например в подшипнике.

Понятно, что упомянутые процессы и усталость материала, а также изнашивание подшипников по своей сути не являются детерминированными: они сопровождаются множеством случайных факторов. По этой причине расчетная оценка ожидаемого ресурса может быть выполнена корректно лишь с привлечением теории случайных функций. И даже в этом случае главными составляющими расчета остаются математические модели, которые отражают физические закономерности уменьшения ресурса во времени. Как показывает практический опыт, только сочетание физических моделей с теорией случайных функций позволяет наиболее полно отразить расчетом реальную долговечность. Подобный подход к определению остаточной долговечности деталей судовых ДВС в настоящее время находится в стадии разработок. Ниже рассматриваются некоторые методические предпосылки и основные положения метода расчета остаточного ресурса.

### **Прогнозирование остаточной долговечности по критерию усталостной прочности**

Усталостное разрушение деталей представляет довольно сложный процесс, который зависит от

многих факторов. Весь этот длительный процесс условно делят на несколько периодов. Первый период — это процесс усталостного накопления повреждений; он заканчивается появлением микротрещины, которая может быть обнаружена неразрушающим методом контроля. Второй период — докритический период роста трещины. Для данного периода характерно увеличение размеров трещины до критических. На данном этапе кинетика роста трещины принципиально отличается от закономерностей, свойственных периоду усталостного накопления. По этой причине расчетные положения прогнозирования остаточной долговечности этих двух периодов различны. Третий период — закритический рост трещины, характеризующийся быстрым развитием трещины до опасного состояния, после которого дальнейшая эксплуатация детали становится весьма рискованным делом. На этом основании остаточную долговечность определяют именно до развития трещины до опасного состояния. Другими словами, третий период, как правило, серьезно не рассматривают.

Возвращаясь к теоретическому описанию двух первых периодов образования и роста трещины, следует отметить следующее. Во-первых, первый период образования трещины является самым длительным. Время до появления видимой трещины зависит от величины и характеристики действующих напряжений, структуры материала, технологии получения заготовки и механической обработки детали. Для деталей судовых дизелей с коэффициентом запаса прочности в среднем 2,5 время первого периода колеблется в пределах от  $10^{10}$  до  $10^{14}$  циклов нагружения (числа оборотов). Во-вторых, длительность второго периода —  $10^4$ – $10^6$  циклов нагружения. Это свидетельствует о том, что детали с видимой трещиной обладают определенным запасом долговечности и могут эксплуатироваться, не представляя опасности для двигателя в целом. На рис. 1 представлена укрупненная блок-схема алгоритма расчета остаточной долговечности деталей судовых двигателей по усталостной прочности.

#### Расчетная оценка долговечности до появления микротрещины

Прогнозирование долговечности первого периода усталостного разрушения предусматривает расчет на выносливость, в результате которого определяются коэффициент запаса прочности и его минимально допустимое значение. Сопоставление этих коэффициентов позволяет определить долговечность детали, пользуясь гипотезой линейного суммирования повреждений.

Коэффициенты запаса прочности  $n_\sigma$ ,  $n_\tau$  вычисляют по формулам С.В. Серенсена и

Р.С. Кинасошвили. Для знакопеременных циклов

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} k_y}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} + \phi_\sigma \sigma_m}; n_\tau = \frac{\tau_{-1} k_y}{\tau_a \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} + \phi_\tau \tau_m}. \quad (1)$$

В случае знакопостоянных циклов

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T k_y}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta_\sigma} + \sigma_m}; n_\tau = \frac{\tau_T k_y}{\tau_a \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} + \tau_m}, \quad (2)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  — пределы выносливости лабораторных образцов с базой испытания  $10^7$ – $10^8$  циклов;  $\sigma_T$  и  $\tau_T$  — пределы текучести лабораторных образцов;  $k_y$  — коэффициент упрочнения;  $\varepsilon_\sigma$  и  $\varepsilon_\tau$  — масштабные факторы;  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  — эффективные коэффициенты концентрации напряжений;  $\beta_\sigma$  и  $\beta_\tau$  — коэффициенты качества поверхности;  $\phi_\sigma$  и  $\phi_\tau$  — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла.

Суммарный коэффициент запаса прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений следующий:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}. \quad (3)$$

Точность определения коэффициентов запаса прочности во многом зависит от достоверности вышеперечисленных коэффициентов.

Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности зависит от рассеивания прочности и напряжений. Известно, что характеристики прочности материала являются случайными величинами. Их разброс объясняется



Рис. 1. Укрупненная блок-схема алгоритма оценки долговечности деталей судовых ДВС по усталостной прочности

различиями в микроструктуре и свойствах поверхностного слоя, которые в свою очередь связаны со случайными вариациями металлургических, термических и механических факторов. Напряжения, действующие в деталях ДВС, также имеют случайную природу вследствие нестабильности параметров рабочего процесса за счет колебаний цикловой подачи топлива, степени сжатия, частоты вращения и т. д. В этих условиях оправданно вычислять минимальное значение запаса прочности для заданной вероятности отсутствия усталостных разрушений за базовое число циклов нагружения путем решения уравнения

$$u_0 = \frac{n_\sigma - 1}{\sqrt{v_{\sigma-1}^2 n_\sigma^2 + v_\sigma^2}}, \quad (4)$$

где  $n_\sigma$  — искомый коэффициент запаса прочности;  $n_\sigma = \mu_{\sigma-1}/\mu_\sigma$ ;  $v_{\sigma-1}$  и  $v_\sigma$  — коэффициенты вариации прочности и напряжений;  $v_{\sigma-1} = s_{\sigma-1}/\mu_{\sigma-1}$ ,  $v_\sigma = s_\sigma/\mu_\sigma$ ;  $u_0$  — квантиль, соответствующий заданной вероятности;  $\mu_\sigma$  и  $s_\sigma$ ,  $\mu_{\sigma-1}$  и  $s_{\sigma-1}$  — математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение напряжений и прочности соответственно.

В случае одновременного действия нормальных и касательных напряжений уравнение принимает вид [3]

$$u_0 = \frac{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} - 1}{n_\sigma n_\tau} \cdot \sqrt{v_{\sigma-1}^2 + \frac{n_\tau^2 v_\sigma^2}{n_\sigma^2 (n_\sigma^2 + n_\tau^2)} + \frac{n_\sigma^2 v_\tau^2}{n_\tau^2 (n_\sigma^2 + n_\tau^2)}}. \quad (5)$$

Строго говоря, приведенные уравнения справедливы для нормального закона распределения прочности и напряжений. Однако с некоторыми допущениями они могут быть применимы и для других распределений или их различных сочетаний. В качестве примера рассмотрим случай, когда прочность описывается законом распределения Вейбулла, а напряжение подчиняется нормальному закону. Такая композиция довольно хорошо описывает усталостное разрушение деталей. Плотность распределения Вейбулла

$$f(\sigma_{-1}) = \left[ \frac{b}{(a-c)^b} \right] (\sigma_{-1} - c)^{b-1} \exp \left[ - \left( \frac{\sigma_{-1} - c}{a-c} \right)^b \right], \quad (\sigma_{-1} \geq c)$$

где  $b$  — параметр формы;  $(a-c)$  — параметр масштаба;  $c$  — параметр усечения, часто полагают  $c = 0$ .

Математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение этого распределения определяются по формулам

$$\mu_{\sigma_{-1}} = c + (a-c) \Gamma(b^{-1} + 1)$$

$$s_{\sigma_{-1}} = (a-c) \sqrt{\left\{ \Gamma(2b^{-1} + 1) - \left[ \Gamma(b^{-1} + 1) \right]^2 \right\}},$$

где  $\Gamma(m) = \int_0^\infty e^{-z} z^{m-1} dz$  — гамма-функция.

Предыдущие рассуждения справедливы для долговечности, при которой ресурс детали измеряется базовым числом циклов нагружения  $N_B$ . Оно соответствует точке перелома кривой усталости (рис. 2) и делит ее на две ветви, каждая из которых описывается своим уравнением:

$$\sigma^{m_1} N = \sigma_{-1}^{m_1} N \quad \text{при } N > N_B;$$

$$\sigma^{m_2} N = \sigma_{-1}^{m_2} N \quad \text{при } N < N_B,$$

где  $N$  — текущее число циклов нагружения;  $m_1$  и  $m_2$  — коэффициенты наклона ветвей.

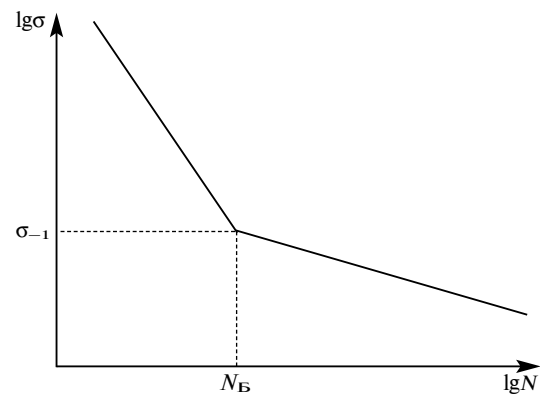


Рис. 2. Кривая усталости

Во время эксплуатации двигателя в его деталях происходит накопление усталостных повреждений. Этот необратимый процесс сопровождается уменьшением коэффициента запаса прочности. На основании последних уравнений изменение запаса прочности во времени можно представить так:

$$n_{\sigma t} = \frac{n_\sigma}{n_{\sigma \min}} \left( \frac{t_B}{t} \right)^{\frac{1}{m_1}}, \quad \text{при } t < t_B;$$

$$n_{\sigma t} = \frac{n_\sigma}{n_{\sigma \min}} \left( \frac{t_B}{t} \right)^{\frac{1}{m_2}}, \quad \text{при } t < t_B.$$

К обозначениям, принятым ранее, здесь добавляются:  $n_\sigma$  — коэффициент запаса прочности для новой детали, подсчитываемый по уравнениям (1)–(3);  $t$  — текущая наработка в часах;  $t_B$  — наработка, соответствующая  $N_B$  циклам нагружения.

Для реальной эксплуатации двигателя характерно нерегулярное нагружение деталей. Вид нагрузочного цикла определяется спецификой работы. Так, для судовых главных ДВС продолжительность эксплуатационных режимов составляет:

полный ход — 65–75 %; средний ход — 5–12 %; малый ход — 1–5 %. Иными словами, эти дизели 75–90 % времени работают на ходовых режимах мощностью 0,6–0,85 от номинальной. Остальное время (10–15 %) — режимы маневрирования. Учитывать переменность режимов при расчете долговечности детали до усталости удается наиболее просто с помощью линейной гипотезы накопления повреждений. Суть гипотезы заключается в том, что доля поврежденности при любом уровне нагруженности прямо пропорциональна отношению  $n_{\sigma i} / n_{\sigma \min}$ . Такая формулировка дает следующую зависимость для долговечности детали [8]:

$$t = \frac{t_B}{\sum_{i=1}^p \frac{x_i}{(n_{\sigma i} / n_{\sigma \min})^{m_1}}}, \quad (6)$$

где  $p$  — количество режимов нагрузочного цикла;  $x_i$  — доля времени работы двигателя на  $i$ -м режиме,  $\sum_{i=1}^p x_i = 1$ .

#### Расчетная оценка долговечности детали с трещиной

Проблема оценки долговечности детали с трещиной заключается в том, чтобы правильно определить геометрию трещины, подсчитать ее критический размер и располагать информацией о закономерностях ее роста. Для оценки скорости роста трещины и увеличения ее начального размера до критической величины чаще всего используют расчетные модели, в основе которых лежит описание поведения трещины в рамках линейной теории упругости. Между тем установлено, что напряжения у вершины трещины обычно превышают предел текучести и обуславливают локальную пластическую зону (рис. 3); ее размеры по сравнению с трещиной малы. Учет малой зоны пластичности у вершины трещины осуществляется поправочным коэффициентом.

Таким образом, трещина создает свое собственное поле напряжений, которое определяется коэффициентом интенсивности напряжений  $K$ .

По существу, коэффициент  $K$  характеризует концентрацию напряжений у вершины трещины. Этот коэффициент зависит от действующей нагрузки, геометрии детали, размера трещины, а в случае анизотропного материала — еще и от характеристики упругости.

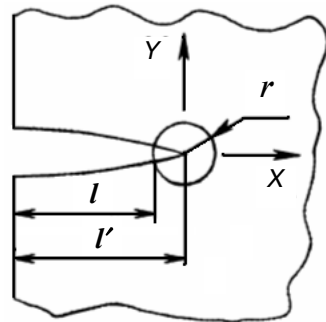


Рис. 3. Пластическая зона у вершины трещины

Для определения коэффициентов интенсивности напряжений в принципе годятся все известные методы решения задач теории упругости.

По величине коэффициента интенсивности напряжений судят об устойчивости или неустойчивости трещины. Трещина называется устойчивой, если она не увеличивается или ее рост линейно зависит от нагрузки. Естественно, развитием устойчивой трещины можно управлять путем выбора соответствующего эксплуатационного режима двигателя и таким способом можно добиться того, чтобы трещина не увеличивала свои размеры. Неустойчивой будет такая трещина, распространение которой мало зависит от нагрузки. Даже с уменьшением нагрузки наблюдается рост неустойчивой трещины.

Отмеченные особенности распространения трещин получили соответствующее экспериментальное подтверждение. Диаграмма усталостного роста трещины показана на рис. 4, где по оси ординат откладывается скорость роста трещины  $V = dl/dN$ ; по оси абсцисс — размах коэффициента интенсивности напряжений  $\Delta K$  или наибольшее его значение  $K_{\max}$ . Между ними существует очевидная зависимость  $\Delta K = K_{\max}(1 - R)$ , где  $R$  — коэффициент асимметрии цикла.

На диаграмме можно выделить три участка с различными механизмами развития трещины. Для первого участка характерны низкие скорости роста трещины. Второй участок — прямолинейный; он характеризуется средними скоростями увеличения размера трещины. На этих участках трещина относится к классу устойчивых. Третий участок отличают высокие скорости и неустойчивый рост трещины. Долговечность каждого участка диаграммы также различна. Например, для сталей 40X и 12ХН3А долговечность первого участка составляет около 25–30 % от общего ресурса детали. На долю второго участка приходится 70–75 % общей долговечности, а продолжительность третьего участка составляет несколько

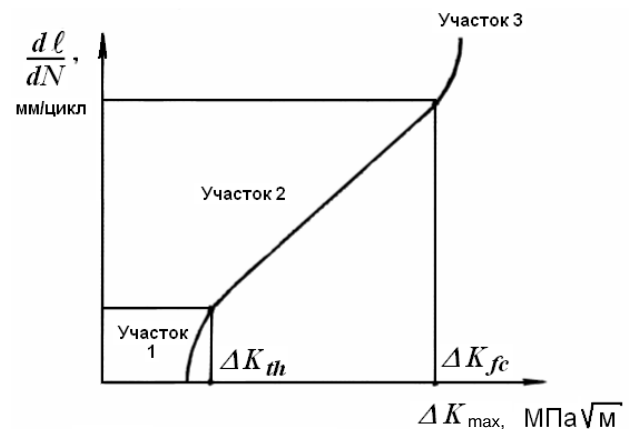


Рис. 4. Кривая роста усталостной трещины

десятих процента. Таким образом, самым долговечным является второй участок диаграммы роста трещины. Этот участок заключен между пороговым коэффициентом интенсивности напряжений  $K_{th}$  и его критическим значением  $K_{fc}$ . Собственно отношение между этими коэффициентами составляет основу прогнозирования остаточного ресурса детали.

В общем случае пороговый коэффициент интенсивности напряжений вычисляется по формуле

$$K_{th} = Y_1 \sigma_{-1} \sqrt{\pi \ell_1}.$$

Исходя из прямолинейности второго участка диаграммы величина критического коэффициента интенсивности напряжений

$$K_{fc} = \sqrt{(V_{fc} - V_{th}) \frac{\pi \sigma_m E}{2 \cdot 10^{-3} Y} + K_{th}^2},$$

где  $V_{fc}$  и  $V_{th}$  — скорости роста трещины, соответствующие граничным коэффициентам интенсивности напряжений.

Для аналитического описания скорости роста трещины предложено более 60 формул. Из них наиболее известной является формула Пэриса:

$$\frac{d\ell}{dN} = C (\Delta K)^m,$$

где  $C$  и  $m$  — постоянные материала.

При известных значениях  $C$  и  $m$  остаточная долговечность (число циклов нагружения) детали с трещиной рассчитывается по формуле [5, 9]

$$N = \frac{1}{C} \int_{\ell_1}^{\ell_2} \frac{d\ell}{(\Delta K)^m}, \quad (7)$$

где  $\ell_1$  — первоначальная длина трещины;  $\ell_2$  — критический размер трещины, соответствующий ее неустойчивому распространению.

Еще раз напомним, что все рассуждения долговечности деталей с трещинами осуществлялись в рамках линейной механики разрушения. Между тем, и это отмечено ранее, концентрация напряжений у вершины трещины приводит к возникновению зоны пластичности. Радиус этой зоны в случае объемного напряженного состояния определяют зависимостью

$$r = \frac{K^2}{6 \pi \sigma_m^2}.$$

С учетом радиуса пластической зоны эффективная длина трещины, эквивалентная фактической поврежденности материала, составит  $l' = l + r$ .

Таким образом, пластическую зону у вершины трещины можно учитывать достаточно просто, если в формулах для коэффициентов интенсив-

ности напряжений заменить длину трещины ее эффективной величиной. В этом заключается так называемая поправка на пластичность. Однако, если радиус пластической зоны велик, то погрешность оценки долговечности становится большой. В этом случае требуется использовать методы упругопластического разрушения.

### Прогнозирование остаточной долговечности по критерию износа

Износ является функцией времени, в связи с чем одним из основных показателей износа является скорость изнашивания  $v_{и}$ , которая определяется отношением

$$v_{и} = \frac{И}{t},$$

где  $t$  — время, в течение которого наблюдается износ;  $И$  — линейный износ.

При известной величине износа остаточный ресурс детали будет

$$T = \frac{И_{пр} - И}{v_{и}},$$

где  $И_{пр}$  — предельный износ, при котором дальнейшая эксплуатация детали должна быть прекращена во избежание аварийной ситуации.

Представленные рассуждения справедливы для деталей, не образующих пар трения. Более актуальной является оценка остаточного ресурса для пар трения — подшипников ДВС. Соответственно, предельным износом подшипника является предельный зазор, который задается, прежде всего, из технических условий безопасной эксплуатации и экономических соображений. Предельный зазор в подшипнике связан с предельным износом деталей, входящих в сопряжение зависимостью

$$И_{з.пр} = З_{нач} + \Delta З_{п},$$

где  $З_{нач}$  — начальный зазор;  $\Delta З_{п}$  — предельный зазор, равный сумме износов рабочих поверхностей деталей, составляющих кинематическую пару трения  $\Delta З_{п} = И_1(t) + И_2(t)$ .

По сути изложенное выше можно рассматривать в виде упрощенной модели для приближенной оценки изнашивания пар трения и прогнозирования их остаточной долговечности. В общем случае зависимость для износа детали во времени может быть представлена в виде

$$И(t) = a t^\beta,$$

где  $a$  и  $\beta$  — эмпирические коэффициенты.

В соответствии с приведенными формулами зависимость для определения ресурса подшипника запишется в виде

$$t = \left( \frac{И_{з.пр}}{a} \right)^{\frac{1}{\beta}}. \quad (8)$$

Коэффициенты  $a$  и  $\beta$  уточняются на основании данных о характере нагружения подшипника, условий эксплуатации двигателя, качества обслуживания и ремонта. Естественно, эти коэффициенты являются случайными аргументами, зависящими не только от предыстории эксплуатационного периода, но и факторов, которые могут оказывать свое влияние в будущем. Данный факт вынуждает говорить о среднем значении  $m_t$  и дисперсии  $D_t$  ресурса подшипника. Приближенно значения  $m_t$  и  $D_t$  могут быть получены путем разложения функции (8) в ряд Тейлора и применении теоремы о числовых характеристиках случайных величин. В окончательном виде эти зависимости принимают вид [1]

$$m_t = \left( \frac{I_{з.нр}}{m_a} \right)^{\frac{1}{\beta}} \left[ 1 + \frac{(\beta + 1) D_a}{2\beta^2 m_a^2} \right];$$

$$D_t = \frac{I_{з.нр}^{\frac{1}{\beta}} D_a}{\beta^2 (m_a)^{\frac{1}{\beta} + 2}} \left[ 1 + \frac{(\beta + 1)^2 D_a}{2\beta^2 (m_a)^2} \right];$$

где  $m_a$  — среднее значение коэффициента  $a$ ;  $D_a$  — дисперсия коэффициента  $a$ .

Более точно математическое ожидание и дисперсия могут быть подсчитаны по интегральным зависимостям

$$m_t = \int_0^{\infty} t(a) f(a) da; \quad D_t = \int_0^{\infty} [t(a)]^2 f(a) da - m_t^2,$$

где  $f(a)$  — плотность вероятности распределения коэффициента  $a$ , как правило,  $f(a)$  подчиняется усеченному нормальному закону распределения.

Практически все характеристики износа могут быть вычислены с помощью метода Монте-Карло. При этом процесс вычисления сводится к многократным расчетам искомого ресурса  $t$  согласно зависимости (8). Для каждого такого

расчета (часто называемого статистическим испытанием) численные значения  $a$  и  $\beta$  выбираются случайным образом из заданного предела их возможных изменений с учетом заданных законов распределения. Для совокупности полученных дискретных значений  $t$  подсчитывают  $m_t$  и  $D_t$ . Данный алгоритм реализован в программе определения остаточного ресурса главного судового двигателя, разработанной авторами настоящей статьи.

#### Литература

1. Волков Д.П., Николаев С.Н. Надежность строительных машин и оборудования. — М.: Высшая школа, 1979. — 400 с.
2. Гусев А.С. Сопротивление усталости и живучесть конструкций при случайных нагрузках. — М.: Машиностроение, 1989. — 245 с.
3. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. — М.: Машиностроение, 1977. — 231 с.
4. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. — М.: Машиностроение, 1985. — 224 с.
5. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение. — М.: Мир, 1984. — 624 с.
6. Муравьев А.Н., Фасолько О.Ю., Пляка Р.В. Основы технологии ремонта и реновации судового энергетического оборудования: Учебное пособие. — СПб.: ГМТУ, 2003. — 130 с.
7. Пестриков В.М., Морозов Е.М. Механика разрушения твердых тел: Курс лекций. — СПб.: Профессия, 2002. — 320 с.
8. Румб В.К., Медведев В.В. Прочность судового оборудования. Ч. 1. Конструирование и расчеты прочности судовых двигателей внутреннего сгорания: Учебник. — СПб.: ГМТУ, 2006. — 536 с.
9. Троценко В.Т., Покровский В.В., Прокопенко А.В. Трещиностойкость материалов при циклическом нагружении. — Киев: Наукова думка, 1987. — 256 с.

### ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ

#### ОРИЕНТИРОВОЧНЫЕ ТАРИФЫ НА 1 ПОЛУГОДИЕ 2007 ГОДА

Первая страница обложки	Полноцветная	16000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	14000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	15000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	14000 руб.
	Черно-белая	12000 руб.