

Сравнительные испытания на усталость образцов, вырезанных из ободьев, колес проведены на стандартной машине фирмы «Шенк» при частоте 10 Гц и коэффициенте асимметрии $R=0,2$. База испытаний $N=3 \cdot 10^6$ (рис.4).

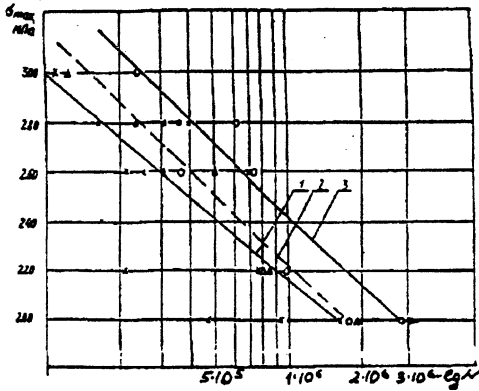


Рис.4. Долговечность модельных образцов обода колеса карьерного самосвала после различных видов термообработки: 1(X) – серийное исполнение обода (металл в состоянии поставки); 2(Δ) – нормализация обода; 3(O) – нормализация обода,нагрев до 550°C охлаждение в воде

Таким образом, полученные результаты свидетельствуют о том, что прошедшие в материале изменения привели к устранению неоднородной пластической деформации Людерса-Чернова, определяющей склонность материала к зарождению усталостного и хрупкого разрушения.

Проведенный комплекс исследований позволил предложить для внедрения в промышленности новые методы повышения работоспособности деталей машин, основанные на управлении внутренней химической и структурной однородностью стали.

Литература. 1.Моисеенко В.И., Мариев П.Л. О локализации пластической деформации в сталях // ДАН БССР. - 1989. - N7.- С.625-627. 2.Мак Лин Д. Границы зерен в металлах. - М.: Металлургиздат.- 1960. - 322 с. 3.Гуляев А.П. Металловедение: Учебник для вузов. 6-е изд., перераб. и доп. -М.: Металлургия. -1986. -544 с. 4.Гудремон Э. Специальные стали. В 2 т., -М.: Металлургия. -1966. -736 с. 5.Орлов Л.Г. Образование дислокаций на границах зерен как составная часть механизма ранних стадий пластической деформации. Тез. докл. I ВК "Структура и свойства границ зерен". – Уфа. –1983. - С.13-14. 6.Орлов А.Н., Перевезенцев В.Н., Рыбин В.В. Границы зерен в металлах. - М.: Металлургия.- 1980. - 154 с.

УДК 621. 81: 621 - 192

Почтенный Е.К., Капуста П.П.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СЛУЧАЙНОГО НАГРУЖЕНИЯ И ПОСТРОЕНИЕ НАГРУЗОЧНЫХ БЛОКОВ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь*

Постановка задачи. Важной задачей машиностроения при создании мобильных машин, например автотранспортных средств, является проблема обеспечения требуемых ресурса элементов конструкций с учетом их эксплуатационного нагружения, кото-

рое как правило является случайным. Важнейшим недостатком экспериментальной оценки нагруженности является то, что ее возможно провести только на уже спроектированных и изготовленных реальных объектах, что увеличивает сроки создания и стоимость машин. Расчетная оценка эксплуатационной нагруженности и составление нагрузочных блоков на ранних этапах проектирования обязательна для проектной оценки их усталостной долговечности.

Для реализации поставленных задач необходима разработка методики расчетного прогнозирования нагруженности в механических напряжениях с учетом реальных условий эксплуатации создаваемых машин.

1. Прогнозирование эксплуатационного нагружения с использованием имитационного моделирования [1 - 3]. При этом моделируются дорожные условия (статистически задается микропрофиль дорог для проектируемого класса АТС, например – спектральная плотность неровностей), жесткие элементы машины (деформациями которых можно пренебречь в рассматриваемой задаче) и демпферы колебаний (шины; упругие элементы подвески; рамы и другие крупномасштабные конструкции – как гибкие тела), значимость которых на точность оценки нагруженности несущих систем и их элементов определяется в результате соответствующего исследования всей машины. Проектируемая конструкция машины представляется с использованием прямого имитационного моделирования в виде полномасштабной виртуальной модели, способной “эволюционировать” при прохождении стадий проектного цикла, включающих: предварительную оценку нагруженности в наиболее тяжелых условиях эксплуатации, статическую доводку конечноэлементных моделей конструкций по критериям прочности и жесткости, статистическую оценку эксплуатационной нагруженности опасных в смысле усталости локальных зон, элементов или сечений, расчетное или расчетно-экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости и их рассеяния в опасных элементах конструкции, вероятностный расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали для проектируемых условий реального многорежимного (в т. ч. - с учетом многократности) нагружения. Имитационная модель проектируемой машины, например АТС, рассматривается как сложная механическая несущая система взаимосвязанных и взаимозависимых подсистем (рамные конструкции, мосты, оси, рессоры и т.п.), состоящих из крупных (детали), средних (наиболее нагруженные зоны, в т. ч. - вблизи концентраторов механических напряжений) и малых (“точки” концентрации максимальных разрушающих напряжений) элементов.

Для расчетной оценки эксплуатационной нагруженности на стадии проектирования используется многоуровневый подход [1 - 3], включающий динамический (с применением колебательных моделей, основанных на использовании обобщенного уравнения Лагранжа) и численный (например, конечноэлементный) анализ модели и/или отдельных несущих систем и элементов машины.

Известные положения теории упругости и механики деформируемого твердого тела позволяют рассматривать несущие конструкции АТС, как гибкие тела состоящие из малых элементов, способных получать небольшие по величине линейные деформации относительно локальной системы координат тела. При этом, локальная система координат гибкого тела подвергается вращениям и перемещениям на большие величины. В связи с трудностью оценки при расчетах перемещения отдельных узлов элементов, они представляются совокупностью модальных перемещений:

$$u(t) = \sum [\Phi_i] u_i(t).$$

где i - число степеней свободы системы; $u(t)$ - физическое перемещение; $[\Phi_i]$ - i -я форма колебаний; q_i - i -е перемещение соответствующее данной i -й форме колебаний.

$[\Phi_i]$ может быть разделена на два подмножества форм:

$$[\Phi_i] = [\Phi_n \Phi_s],$$

где $[\Phi_n]$ - нормальные формы колебаний (количество выбранных форм); $[\Phi_s]$ - статические формы колебаний.

Собственные значения и формы определяют с помощью метода конечных элементов:

$$\{[K] - \omega^2[M]\}[\Phi_n] = 0,$$

где ω^2 - частота собственных колебаний; $[K]$ - матрица жесткости; $[M]$ - матрица масс.

Статические формы можно получить, решая статическую задачу с помощью МКЭ:

$$[K]\{u_s\} = \{F_s\},$$

где $\{u_s\}$ - вектор статических перемещений; $\{F_s\}$ - вектор прикладываемых нагрузок.

Матрицы жесткости и масс определяются соответственно по формулам:

$$[K^*] = \{u_s\}^T [K] \{u_s\} \quad \text{и} \quad [M^*] = \{u_s\}^T [M] \{u_s\}.$$

Статические собственные формы определяют по уравнениям

$$\{[K^*] - \omega^2[M^*]\}[\Phi_s^*] = 0 \quad \text{и} \quad [\Phi_s] = \{u_s\}[\Phi_s^*].$$

Далее подмножество собственных форм $[\Phi_i] = [\Phi_n \Phi_s]$ ортонормируется и импортируется в обобщенное динамическое уравнение Лагранжа

$$M\xi'' + M'\xi' - 1/2[\partial M / \partial \xi \xi']^T \xi' + K\xi + f_g + D\xi' + [\partial \psi / \partial \xi]^T \lambda = Q,$$

где ξ, ξ', ξ'' - обобщенные координаты гибкого тела и их производные; M, M' - матрица масс и ее производная; $dM/d\xi$ - частная производная матрицы масс в обобщенных координатах; K - обобщенная матрица жесткости; f_g - обобщенная сила гравитации; D - матрица демпфирования; ψ - уравнение связи; λ - множитель Лагранжа; Q - вектор прикладываемых нагрузок.

Приведенная схема расчетного анализа нагруженности АТС может быть использована (при наличии достаточно мощных программных и аппаратных вычислительных средств) для получения сходимости проектируемой механической системы исходя из оптимальной точности проектной оценки нагруженности (в перемещениях, силах или напряжениях) всех ее элементов - как функций реального времени движения.

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается предложенными авторами соответствующими моделью (случайный процесс эксплуатационного нагружения схематизируется и заменяется блоком из убывающего ряда эквивалентных по повреждению напряжений, который может быть аппроксимирован распределением Вейбулла) и критерия нагруженности, позволяющего вести сравнительные оценки тяжести нагруженности элементов конструкций [4 - 6].

2. Анализ случайного нагружения и обоснование метода схематизации.

Схематизация - совокупность правил и допущений, на основе которых реальный процесс нагружения заменяется схематизированным процессом применительно к методу суммирования повреждений, предполагая, что схематизированный процесс эквивалентен исходному по величине повреждения. Регистрация и анализ нагруженности регламентированы ГОСТ 25.101-83 "Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов". В стандарте основное внимание уделено методу полных циклов и методу "падающего дождя". Основные недостатки рекомендованных методов: не учитывается многочастотность случайных процессов нагружения; метод приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению симметричным (уравнение 13 стандарта) базируется

на уравнении, справедливом для значений пределов выносливости. Для преодоления указанных недостатков разработана методика схематизации случайного нагружения с использованием метода анализа полуциклов напряжений и результатов исследований двухчастотного нагружения [7, 8]. Методика позволяет: выделять циклы напряжений всех действующих частот нагружения; приводить случайные асимметричные циклы напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным; воспроизводить для каждой частоты нагрузочные блоки в форме, требуемой для суммирования усталостных повреждений с учетом снижения предела выносливости.

3. Схематизация случайного нагружения [9]. Рассмотрим выделение циклов напряжений всех действующих частот нагружения на примере схематизации фрагмента случайного процесса нагружения (рис. 1).

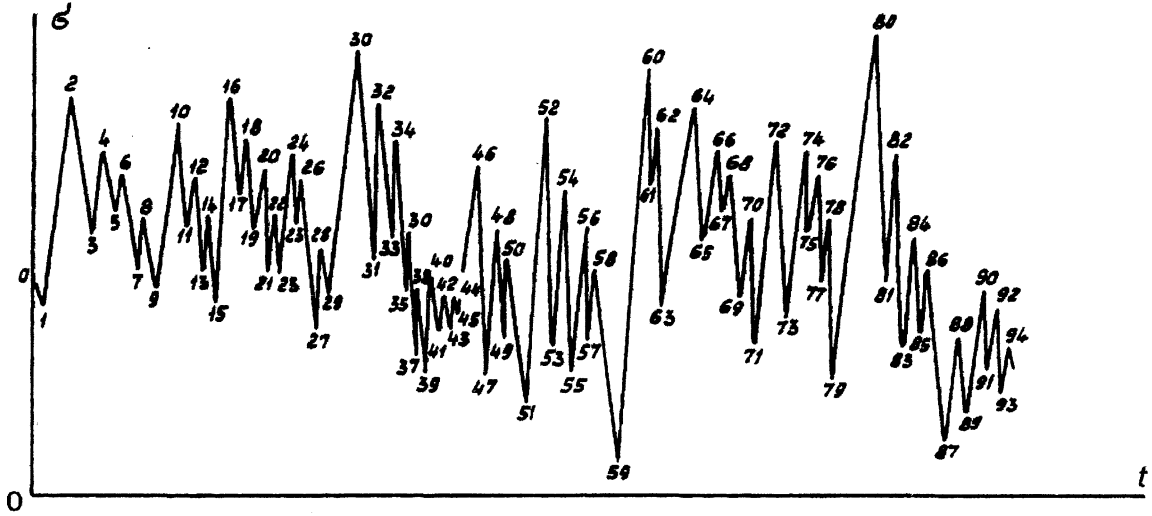


Рис. 1. Схема случайного нагружения

По методу анализа полуциклов напряжений выделяются полуциклы наиболее высокой частоты: 1 – 2, 3 – 4, 5 – 6, 93 – 94. Затем выделяются максимумы наиболее высокой частоты: 2, 4, 6, 8 и т.д., которые в виде огибающей образуют циклы напряжений более низкой частоты. Далее еще раз используется метод анализа полуциклов напряжений. Полуциклы напряжений второй частоты: 0 – 2, 8 – 10, 14 – 16, 22 – 24, 28 – 30, 44 – 46, 50 – 52, 58 – 60, 70 – 72, 78 – 80, 88 – 90. На следующем этапе выделяются максимумы напряжений второй частоты: 2, 10, 16, 24, 30, 46, 52, 60, 72, 78, 80, 90, которые в виде огибающей образуют циклы напряжений следующей частоты. Полуциклы напряжений для третьей частоты: 10 – 16, 24 – 30, 46 – 60, 72 – 80. Процесс выделения циклов более низких частот продолжается до тех пор, пока колебания максимумов остается значимым. В конечном итоге значимость определяется в процессе суммирования усталостных повреждений под действием циклов напряжений всех частот.

4. Приведение асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным или отнулевым [10]. При анализе случайного нерегулярного нагружения, которое характеризуется переменным коэффициентом асимметрии цикла $R = \left(\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \right)$, для построения нагрузочных блоков и расчета ресурса несущих

систем мобильных машин требуется приведение циклов с переменным коэффициентом асимметрии к эквивалентным по повреждению циклам с постоянным коэффициентом асимметрии. Предпочтительным, но не обязательным, является приведение к симметричным циклам, но рассматриваемый ниже подход может быть использован для приведения циклов с переменным коэффициентом асимметрии к циклам с постоянным коэффициентом асимметрии в диапазоне $-1 \leq R < 1$, например, к отнулевым циклам. Необ-

ходимость приведения к отнулевым циклам возникает, например, в случаях конструкций, работающих в условиях пульсирующего давления, где симметричные циклы не реальны. Для целей приведения к эквивалентным циклам предлагается использовать уравнения кривых усталости.

Рассмотрим использование уравнения кривой усталости для регулярного нагружения (1) $N = N_0 \cdot \ln \left[1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_R}{V_R} \right) - 1 \right]^{-1} \right]$, где N - число циклов до предельного

повреждения; N_0 - число циклов до точки перегиба кривой усталости; σ_{max} и σ_R - максимальное напряжение цикла и предел выносливости при коэффициенте асимметрии R ; V_R - характеристика угла наклона кривой усталости при том же коэффициенте асимметрии. Уравнение приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению симметричным для данной функции имеет вид (2) $\sigma = b \cdot \sigma_{max} - (a \cdot b - 1) \cdot \sigma_{-1}$, где σ_{-1} - предел выносливости при симметричном цикле напряжений. Уравнение справедливо для области: 1) $\sigma_{max} > 0$; при $\sigma_{max} \leq 0$, $\sigma = 0$; 2) $-1 \leq R < 1$; при $R < -1$, $\sigma = \sigma_{max}$.

В настоящем уравнении обозначены: $a = \frac{2}{[2 - (1 - \psi) \cdot (1 + R)]}$, $b = \frac{V_2}{V_R} = \frac{1}{\frac{V_1}{V_2} + \left(\frac{V_1}{V_2} - 1 \right) \cdot R}$, где V_1 и

V_2 - параметры уравнения кривой усталости соответственно при отнулевом и симметричном циклах напряжений. Недостатком использования уравнения (2) является зависимость эквивалентных напряжений от предела выносливости элементов конструкций, что затрудняет создание банка данных по нагруженности конструкций, так как любые изменения элемента и его материала требуют повторного использования уравнения.

Уравнение приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению отнулевым (3) имеет вид: $\sigma = b_0 \cdot \sigma_{max} - (a_0 \cdot b_0 - 1) \cdot \sigma_0$, где σ_0 - предел выносливости при отнулевом цикле нагружения. Уравнение (3) справедливо в той же области, что и уравнение (2).

При проектных расчетах распространение получило степенное уравнение

(4) $N = N_G \cdot \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_R} \right)^{-m}$, где N - число циклов до предельного повреждения; N_G - число циклов до перелома кривой усталости; σ_R - предел выносливости при коэффициенте асимметрии R ; m - показатель степени; σ_{max} - максимальное напряжение цикла. В этом случае уравнение приведения асимметричных циклов к симметричным имеет вид (5):

$\sigma = \sigma_{max} \cdot \left[1 - \frac{(1 - \psi) \cdot (1 + R)}{2} \right]$. Уравнение приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению отнулевым (6):

$\sigma = \sigma_{max} \cdot \left[\frac{2 - (1 - \psi) \cdot (1 + R)}{1 + \psi} \right]$, где коэффициент чувствительности материала к асимметрии циклов нагружения $\psi = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_0} - 1$.

5. Анализ вариационных рядов напряжений нагрузочного процесса. В результате регистрации случайного процесса нагружения, его схематизации по рассмотренной ранее схеме и приведения асимметричных к эквивалентным по повреждению симметричным циклам получают массивы эквивалентных напряжений для каждого выделенного типового режима и для каждой выделенной частоты действующих напряжений. Эквивалентные напряжения для каждого выделенного режима и для каждой частоты выстраиваются в убывающие вариационные ряды действующих напряжений: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > \dots > \sigma_n$. Для анализа вариационных рядов предлагается использовать функ-

цию Вейбулла в записи: $\frac{i}{n} = \exp\left[-\left(\frac{\sigma_i - \check{\sigma}}{\sigma_w}\right)^w\right]$, где n - число напряжений в вариаци-

онном ряду, i - порядковый номер σ_i в убывающем ряду, $\check{\sigma}$ - минимальное аппроксимированное значение напряжений, σ_w - параметр распределения с размерностью напряжения, w - показатель степени [4 - 6].

Уравнение Вейбулла представляется в виде уравнений прямой: $Y_i = a_0 + a_1 \cdot x_i$, где

$Y_i = \sigma_i$, $x_i = \left(\ln \frac{n}{i}\right)^{\frac{1}{w}}$, $a_0 = \check{\sigma}$, $a_1 = \sigma_w$. Для определения параметров этого уравнения предлагается перебирать значение m , используя метод наименьших квадратов:

$$a_0 = \frac{\left(\sum_{i=1}^n X_i^2\right)\left(\sum_{i=1}^n Y_i^2\right) - \left(\sum_{i=1}^n X_i \cdot Y_i\right)\left(\sum_{i=1}^n X_i\right)}{n \cdot \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2 - \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2}, \quad a_1 = \frac{n\left(\sum_{i=1}^n X_i Y_i\right) - \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)\left(\sum_{i=1}^n Y_i\right)}{n \cdot \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2 - \left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2}.$$

По найденным параметрам, задавая рядом значений i от 1 до n , определяется ряд значений $\sigma_{ip} = \check{\sigma} + \sigma_w \left(\ln \frac{n}{i}\right)^{\frac{1}{w}}$ и разница экспериментальных и расчетных значений

$$Y_i - Y_{ip} = \sigma_i - \sigma_{ip}.$$

Перебор m ведется начиная с 1. Знак шага перебора «+» или «-» ориентируется в сторону уменьшения суммы квадратов разностей экспериментальных и расчетных значений: $\sum_{i=1}^n (\sigma_i - \sigma_{ip})^2 = \min$, а с целью уточнения результата, после достижения минимума, шаг переборки уменьшается на порядок.

При известном m параметры аппроксимирующей функции определяются методом наименьших квадратов. Таким образом, предлагаемый метод аппроксимации дает возможность определить параметры распределения Вейбулла: w , $\check{\sigma}$, σ_w .

Следует отметить, что данный метод необходимо применять для определения достаточности протяженности записи случайного сигнала нагружения. Запись следует прекращать после того, как параметры распределения Вейбулла стабилизируются в пределах заданной точности.

6. Обоснование метода схематизации многочастотной эксплуатационной нагруженности [11 - 13]. Как показывает проведенный выше анализ случайного нагружения элементов конструкций, реальная реализация нагружающих напряжений представляет собой многочастотный процесс, что необходимо учитывать при разработке метода схематизации случайного эксплуатационного нагружения.

При эксплуатации машин имеет место, как правило, многократное повторение транспортных или технологических процессов, которые при анализе делят на операции. В свою очередь, каждая из них может рассматриваться как типовой, многократно повторяющийся режим эксплуатации. При типовом режиме эксплуатации в опасных в смысле усталости зонах конструкций регистрируется с использованием имитационного моделирования нагруженности машины [1 - 3]. Продолжительность регистрации, как показано выше, должна быть достаточной для анализа циклов напряжений всех частот, имеющих место в процессе эксплуатации данного транспортного средства.

• Система регистрации расчетных массивов должна быть укомплектована фильтром высоких частот, исключаяющим шумы двигателя и других элементов силового агрегата автомобиля. Для грузовых автомобилей в качестве частоты среза рекомендуется выбрать частоту не более 50 Гц. Учитывая, что для получения характеристик исследуемых процессов избран метод локальных экстремумов, то на гармонику выс-

шей частоты достаточно выбрать не более 4-х отсчетов. Тогда: $\Delta t = \frac{1}{1f_b} = 5$ мс. Сис-

тема ориентирована на обработку числовых расчетных или экспериментальных данных, записанных в виде файла. Два массива данных, размерность каждого равна N , содержащие измеренные в процессе эксперимента величины напряжений x_i и соответствующие им временные значения t_i , на диске в файле с номером k . Далее проводят: анализ экспериментального массива x_i с целью выделения локальных минимальных и максимальных точек в соответствии с условиями (если $x_{i-1} - x_i > 0$, а $x_i - x_{i+1} < 0$, то x_i – точка *min*; если $x_{i-1} - x_i < 0$, а $x_i - x_{i+1} > 0$, то x_i – точка *max*); анализ экспериментального массива t_i с целью установления соответствия временного значения t , минимальному либо максимальному значению x . В результате получают два массива данных на диске, первый из которых содержит пары (*min*, *max*), а второй соответствующие им временные значения; массив минимумов–максимумов подготовить к графическому отображению и выводу на печать. Проводят преобразование массива (*min*, *max*) в массив частот, для чего необходимо: вычислить длину l -го полупериода, равную временному интервалу между парой значений (*min*, *max*) по формуле $t_l = (N_{l\max} - N_{l\min}) \cdot \Delta t$, где N_l – номер ординаты нагружения, соответствующей локальному *min* или *max*, l – номер пары (*min*, *max*), Δt – время дискретизации; опреде-

лить частоту f_l l -го цикла нагружения по формуле $f_l = \frac{1}{2t_l}$. Далее строится гистограмма распределения частот, в результате анализа которой строятся числовые ряды (массивы) напряжений “отсортированные” по частотам. На основании полученной информации производится оценка повреждающего действия нагрузочных блоков каждой частоты методом суммирования усталостных повреждений с учетом снижения предела выносливости в условиях многократного воздействия каждого нагрузочного блока. В результате расчета оценивается циклическая долговечность при нагружении блоками отдельных частот и возникает необходимость оценки циклической долговечности при суммарном воздействии всех блоков при многочастотном нагружении. Анализ многочастотного нагружения предлагается выполнить так же, как и анализ двухчастотного нагружения, с использованием кинетической теории механической усталости.

7. Программное обеспечение разработанной системы методов прогнозирования нагруженности и построения нагрузочных блоков. Для автоматизации применения разработанных методов и системы прогнозирования нагруженности созданы соответствующие программы для ЭВМ, интегрированные в программный комплекс современных средств САПР.

8. Пример применения метода построения нагрузочных блоков. Результаты проведенных исследований использованы для разработки методик ресурсного проектирования несущих систем (осей, рам, элементов подвесок) и при проектировании автотранспортных средств Минского автомобильного завода.

Применение разработанных подхода и методики кратко проиллюстрируем на примере ресурсного проектирования прицепа-самосвала (см. рис. 2) и его основных несущих систем и элементов (на примере оси, см. рис. 3).

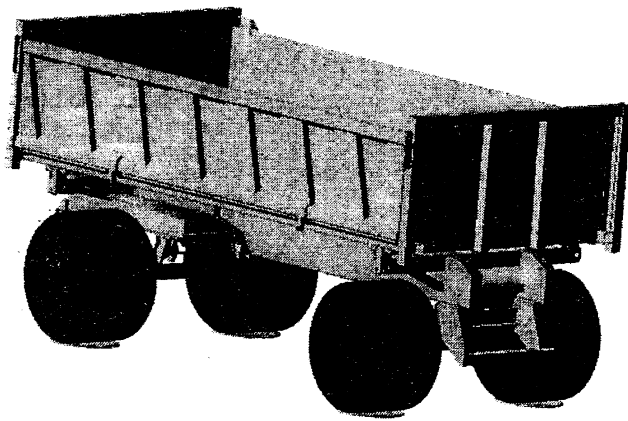


Рис. 2. Динамическая виртуальная трехмерная модель прицепа-самосвала

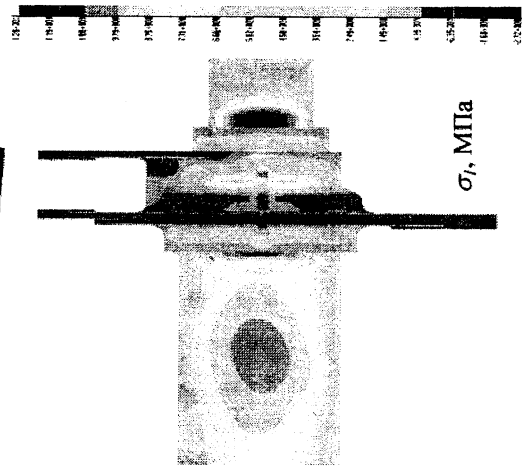


Рис. 3. Опасные зоны оси по максимальным растягивающим напряжениям σ

На первом этапе исследования прогнозируемой эксплуатационной нагрузки проектируемого прицепа создавались трехмерные модели его основных систем: платформы, рамы, тележки, балок осей, колес, гидроцилиндра и т.д.

Разработка конечноэлементных моделей и исследование статической нагруженности и напряженно-деформированного состояния (НДС) основных несущих систем и элементов прицепа производилась по соответствующим методикам. Были созданы конечноэлементные модели и произведена оценка НДС рамы и оси проектируемого прицепа.

Модели создавались в пакете трехмерного моделирования, далее созданные файлы импортировались в специальный формат для получения файлов, содержащих информацию об инерционных характеристиках описанных элементов проектируемого прицепа, импортировались в пакет динамического моделирования. В описанном пакете производилась дальнейшая сборка модели и ее динамический расчет, целью которого ставилось определение динамических нагрузок на несущие элементы прицепа в условиях его движения с заданной скоростью в заданных дорожных условиях.

Нагрузки в этих точках получены в пакете динамического моделирования.

Картина распределения напряжений в оси при статически действующей полной нагрузке приведена на рис. 3. Наиболее нагружен локальный элемент – галтель в месте изменения диаметра основной трубной заготовки из стали 45 и напрессовки литого тормозного суппорта из стали 40Л. По этому элементу определялась зависимость напряжений от времени при случайном процессе нагружения, реализованному в пакете динамического моделирования и представляющему расчет нагрузок при движении прицепа по неровной дороге.

В качестве примеров, иллюстрирующих результаты расчетов нагруженности несущих систем прицепа, получены реализации процессов случайного нагружения в реальном времени в ряде характерных мест приложения динамических усилий при движении прицепа-самосвала с полной массой по дорожному полотну (камень брусчатка - плохое состояние) с постоянной скоростью 40 км/час в реальном времени движения.

Результаты проектной расчетной оценки нагруженности переданы в виде цифровых файлов в специальный расчетный модуль для вычисления случайного процесса эксплуатационной нагруженности в напряжениях, ее схематизации, вычисления параметров распределения Вейбулла и критерия нагруженности, характеризующего степень тяжести нагрузочных режимов в опасных с точки зрения усталости локальных зонах рассчитываемых конструкций. Характеристики нагруженности наиболее опасных ло-

кальных зон несущих систем проектируемого прицепа-самосвала получены в результате использования для обработки расчетных нагрузочных спектров (в напряжениях) метода схематизации с учетом многочастотности нагружения и с последующей аппроксимацией убывающих рядов напряжений (нагрузочных блоков) с использованием разработанной системы прогнозирования нагруженности и построения нагрузочных блоков.

Основные результаты для случая движения по брусчатке с грузом со скоростью 40 км/час приведены на рисунках 4, 5 и в таблице 1.

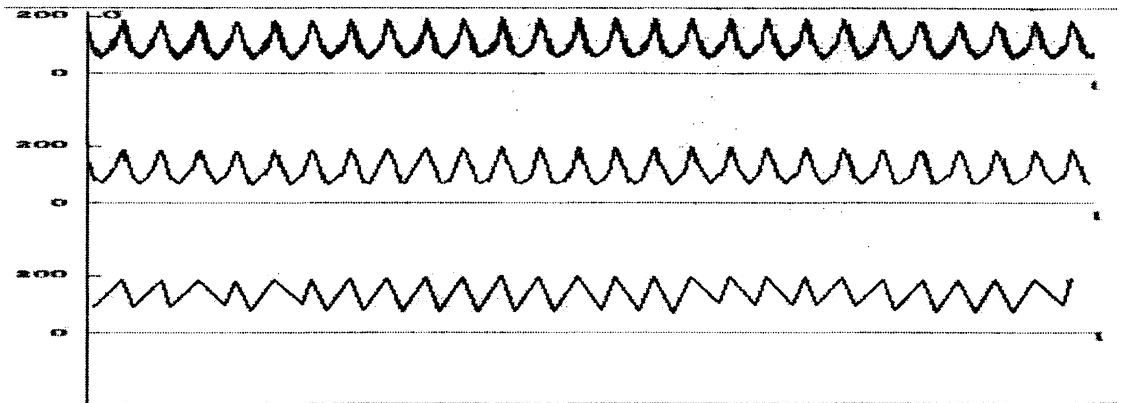


Рис. 4. Пример разложения случайного нагружения по частотам

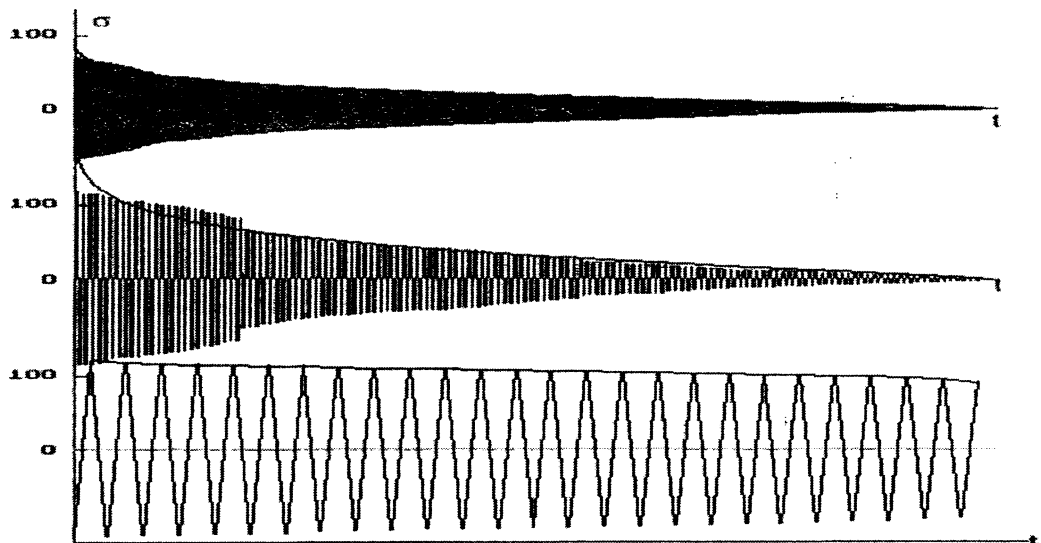


Рис. 5. Нагрузочные блоки циклов симметричных напряжений различных частот

Основные результаты прогнозирования нагруженности в виде информации о параметрах нагрузочных блоков опасных по усталости локальных элементов осей и рамы прицепа для случая движения по брусчатке с грузом со скоростью 40 км/час приведены в таблице.

Характеристики нагруженности опасных в смысле усталости элементов несущих систем прицепа-самосвала

Объект	Номер частоты	n, циклов	$\hat{\sigma}$, МПа	$\check{\sigma}$, МПа	σ_w , МПа	w
Ось передняя	1	821/590	84,905/ 114,247	0 / 0	33,744/ 31,475	1,914/ 1,691
	2	293/177	76,291/ 133,525	0 / 0	38,905/ 41,487	2,579/ 1,406
	3	48/26	82,191/ 106,239	40,483/ 82,226	26,150/ 14,776	2,899/ 2,432
Ось задняя	1	609/434	87,866/ 75,614	0 / 0	33,286/ 26,019	1,914/ 1,691
	2	205/70	101,850/ 121,021	0 / 0	38,587/ 51,330	1,723/ 1,687
	3	- /19	- /93,802	- /31,463	- /45,765	- /3,494
Рама (лонжерон)	1	583	138,61	69,47	39,17	3,258
	2	179	144,67	81,14	30,46	2,239
	3	37	145,70	95,73	32,39	2,962

Примечание. В числителе приведены данные для левой, а в знаменателе – для правой частей осей.

8. Рекомендации по применению предложенных методов для прогнозирования нагруженности конструкций на стадиях создания машин. Полученные характеристики нагруженности использованы для расчетной проектной оценки ресурса несущих систем проектируемого прицепа-самосвала в наиболее опасных с точки сопротивления усталости локальных зонах.

Результаты прогнозирования нагруженности АТС по предложенной методике могут применяться для проектной расчетной вероятностной оценки ресурса любого элемента конструкции с использованием разработанных автором экспериментально обоснованной теоретической модели зависимости сопротивления усталости для регулярного и нерегулярного нагружения и соответствующих методик.

Область применения полученных результатов: автомобилестроение, конструкторские разработки и исследовательские испытания конструкций и деталей мобильных машин, в т.ч. – несущих систем АТС, на различных стадиях проектирования.

Заключение. Разработана система расчетного прогнозирования нагруженности машин и их элементов на ранних стадиях проектирования.

Литература. 1. Капуста П.П. Методология обеспечения требуемой надежности несущих систем и элементов машин на ранних стадиях проектирования// В сб. Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. - Минск: УП "Технопринт", 2001. – С. 244 – 249. 2. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС// Автомобильная промышленность. – 2001. - № 11. - С. 15-18. 3. Капуста П.П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. - Мн.: "Технопринт", 2001. - 97 с. 4. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Оценка нерегулярного нагружения деталей машин// Колебания и волны в экологии, технологических процессах и диагностике: Тез. докл. междунар. конф.: - Минск, 1993.– С.107. 5. Капуста П.П. Проектная вероятностная оценка долговечности деталей машин при нерегулярном нагружении// Автореферат дисс. на соиск. ученой. степ. канд. техн. наук. – Мн., 1997. - 19 с. 6. Капуста П.П. Моделирование эксплуатационной нагруженности и расчет надежности деталей машин

на стадии проектирования// В сб. Материалы V международной научно-технической конференции “Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века” (8-11 сентября 1998 г., г. Севастополь)/ Ред. коллегия Михайлов А. Н., Калафатов Л. П., Бузенко В. И. и др.– Донецк: ДонГТУ. – Т2. Вып. 6, 1998. – С.38-41. 7. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. - Мн.: Наука и техника, 1983, 246 с.ил. 8. Высоцкий М.С., Почтенный Е.К., Парфенович Е.О. Сопротивление усталости элементов конструкций при двухчастотном нагружении. – Вестник машиностроения, 1995, № 1, с. 3-6. 9. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Схематизация случайного нагружения// В сб. Материалы международной 54-й научно-технической конференции профессоров, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА/ В 10 – ти частях. – Минск, –2000. – Ч. 6. – С. 107. 10. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Приведение асимметричных циклов к эквивалентным по повреждающему воздействию симметричным или отнулевым// Весці НАН Беларусі: Серыя фізіка-тэхнічных навук.- 2000. - №2. - С. 59 – 61. 11. Почтенный Е.К., Кадолко Л.И., Парфенович Е.О. Анализ случайного многочастотного нагружения// Весці НАН Беларусі: Серыя фізіка-тэхнічных навук.- 1997. - №4. - С. 26 – 30. 12. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Анализ сопротивления усталости конструкций при случайном многочастотном и многорежимном нагружении// В сб. Материалы международной 54-й научно-технической конференции профессоров, преподавателей, научных работников и аспирантов БГПА. - В 10 – ти частях. – Минск, –2000. – Ч. 6. – С. 14. 13. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Суммирование усталостных повреждений при реальном многорежимном нагружении// Тез. докл. Международной научно-технической конференции “Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций”/ Отв. ред. В.Т. Трощенко: В 2 томах. – Киев, 2000. – Т. 1. – С. 195 – 196.

УДК 621.585 — 192

В.Б. Альгин, А.В. Вербицкий, Суровцев А.И.

СХЕМЫ ПРЕДЕЛЬНЫХ СОСТОЯНИЙ И РАСЧЕТ РЕСУРСА МАШИН

*Институт механики машин Национальной академии наук Беларуси
Минск, Беларусь*

Введение. В теории надежности используется *структурная схема надежности*, которая служит для графической интерпретации структурной формулы надежности системы. Сама сема имеет вид сети, а элементы могут принимать два состояния: работоспособное и неработоспособное (отказ). Упомянутые схемы используются и для расчета вероятности предельного состояния машин [1, 2]. При многих вариантах предельных состояний подобная схема становится громоздкой и трудноформируемой. В работе [3] для определения вероятности безотказной работы используется не структурная схема надежности, а схема объекта, структура которой отображает *топологическую связь между элементами системы*, при этом каждый элемент может иметь несколько состояний с определенной вероятностью. Возможные состояния элемента составляют полную группу событий (сумма соответствующих вероятностей равна единице). Разработанный метод расчета вероятности безотказной работы позволяет избежать построения громоздких схем, описывающих на графическом уровне все возможные варианты отказа системы.