

## НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕСУЩИХ СИСТЕМ И ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь*

*Актуальность разработки методов ресурсного проектирования несущих систем и деталей вновь создаваемых машин сегодня не вызывает сомнения. Обеспечение требуемой надежности деталей и конструкций на стадии проектирования является одним из наиболее важных и современных научно-технических требований практики и методологии проектного этапа при создании новых мобильных, в частности – транспортных, машин. Решения, стоящих перед проблемой ресурсного проектирования задач, позволяют оптимизировать конструкцию, ее массу, габариты, назначить оптимальную технологию и режимы изготовления и упрочнения, обработки и сборки деталей в узлы; сокращают проектный цикл, уменьшают количество стендовых и эксплуатационных испытаний. Все это ведет к повышению надежности и снижению себестоимости проектируемых машин.*

**1. Ресурсное проектирование - системная методология обеспечения заданной надежности деталей на стадиях создания машин.** Разработан научный подход и расчетная методология вероятностной оценки нагруженности и усталостного ресурса несущих систем и элементов машин (в особенности - мобильных) на стадии проектирования, интегрирующиеся с современными программно-аппаратными средствами САПР, все более широко применяемыми на предприятиях, занимающихся проектированием и производством мобильных машин.

Подход и методика расчетного прогнозирования нагруженности в механических напряжениях и характеристик сопротивления усталости для последующей оценки ресурса на стадии проектирования несущих систем и элементов машин состоят в следующем. Моделируются условия эксплуатации, например, - дорожные (статистически задается микропрофиль дорог для проектируемого класса машин, например для мобильных транспортных машин – 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 [1 - 3], вероятностный расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали для проектируемых условий реального многорежимного (в т.ч. - с учетом многочастотности) нагружения [4, 5].

## 2. О научных основах ресурсного проектирования механических систем и деталей машин.

**2.1. Анализ нагруженности и определение опасных по усталости элементов машин.** Имитационная модель проектируемой машины, например автотранспортного средства (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. Подсистемы (узлы, сборочные единицы) состоят из крупных элементов (например: для рамы – лонжероны, поперечины и т.д.; для оси – основная трубная деталь, полуоси, тормозные кронштейны-муфты и т.д.). При их моделировании исследуются значимость различных конструктивных факторов и сборочных операций на этапах динамического системного анализа всей машины и численного анализа ее отдельных конструкций. Крупные, средние и малые элементы по предложенной классификации состоят из большого количества конечных элементов различной формы и размеров, зависящих от степени геометрической сложности рассматриваемой конструкции. Количество степеней свободы любого элемента определяется комбинацией внутренних степеней свободы и степеней свободы от закрепления. На начальной стадии исследования модели машины все внутренние силы приравниваются к нулю, т.е. – крупные элементы (кроме специальных устройств демпфирования колебаний: шины, рессоры и т.п.) принимаются абсолютно жесткими. Если, в результате сравнительного системного комплексного динамического и численного анализа установлено, что жесткие составляющие элементы системы подвергаются относительно большим деформациям и значимо влияют на конечный результат оценки нагруженности, то их заменяют гибкими телами, учитывая в последующих вариантах расчета динамические матрицы жесткости последних.

Для расчетной оценки эксплуатационной нагруженности на стадии проектирования используется многоуровневый подход, 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 [6]. Положения теории упругости и механики деформируемого твердого тела позволяют рассматривать несущие конструкции машин, 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. Последние учитывают число степеней свободы системы; физические перемещения; формы колебаний и соответствующие им перемещения. Собственные значения и формы определяются с помощью метода конечных элементов (МКЭ) с учетом частот собственных колебаний, матриц жесткости и масс. Далее подмножество собственных форм ортонормируется и импортируется в обобщенное динамическое уравнение Лагранжа (1), включающее: обобщенные координаты гибкого тела и их производные -  $\xi, \xi', \xi''$ ; матрицу масс и ее производную -  $M, M'$ ; частную производную матрицы масс в обобщенных координатах -  $\partial M / \partial \xi$ ; обобщенную матрицу жесткости -  $K$ ; обобщенную силу гравитации -  $F_g$ ; матрицу демпфирования -  $D$ ; уравнение связи -  $\psi$ ; множитель Лагранжа -  $\lambda$ ; вектор прикладываемых нагрузок -  $Q$ .

$$M\xi'' + M'\xi' - 1/2[\partial M / \partial \xi]^T \xi' + K\xi + F_g + D\xi' + [\partial \psi / \partial \xi]^T \lambda = Q \quad (1)$$

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается предложенными соответствующими моделью (случайный процесс эксплуатационного нагружения схематизируется и заменяется блоком из убывающего ряда эквивалентных по повреждению напряжений (см. рис. 1) [4, 6], аппроксимированного распределением Вейбулла в записи

$$P = \frac{i}{n} = \exp \left[ - \left( \frac{\sigma_i - \hat{\sigma}}{\sigma_w} \right)^w \right] \quad \text{и критерием нагруженности} \quad K_w = \frac{\hat{\sigma}_w}{\sigma - \hat{\sigma}},$$

позволяющим вести сравнительные оценки тяжести нагруженности элементов конструкций используя уравнение

$$\frac{\sigma_i - \hat{\sigma}}{\sigma - \hat{\sigma}} = K_w \cdot \exp \left[ \ln(K_w^{-1}) \cdot \frac{\ln \ln \left( \frac{n}{i} \right)}{\ln \ln(n)} \right] \quad [7]. \quad \text{Значение параметра}$$

распределения  $w$  определяется по формуле

$$w = \frac{\ln \ln(n)}{\ln \left[ (K_w)^{-1} \right]}$$

В уравнениях приняты следующие обозначения:  $i$ - порядковый номер  $\sigma_i$ - го напряжения в нагрузочном блоке;  $n$ - количество напряжений в нагрузочном блоке;  $\sigma_i$ - величина  $i$ - го напряжения нагрузочного блока в МПа;  $\hat{\sigma}$  - минимальное напряжение нагрузочного блока в МПа;  $\hat{\sigma}$  - максимальное напряжение нагрузочного блока в МПа;  $\sigma_w$ - параметр распределения Вейбулла, имеющий размерность напряжений, МПа. На рис. 2 приведены области режимов нерегулярного нагружения при значениях  $K_w$  - от 0,1 и менее до 1 (при  $K_w = 1$  - режим нагружения - регулярный). Предложенное описание всего возможного спектра нагружения позволяет вести сравнение нагруженности любых элементов.

Приведенная схема расчетного анализа нагруженности 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.

Полученные по предложенной методике характеристики нагруженности являются вероятностными и могут быть использованы для последующего вероятностного прогнозирования усталостного ресурса опасных или любых других элементов несущих систем машин [1, 8].

**2.2. Диаграммы прочности и прочностной надежности.** При проектном назначении характеристик прочности, в т.ч. - сопротивления усталости, удобно пользоваться диаграммами (рис. 3 и 4) прочности [9, 10] (графики 1) и прочностной надежности (графики 2). На рис. 3 и 4 приведены различные наиболее характерные типы кривых прочности (графики 1), основанные на ряде гипотез: об эквидистантности горизонтальной и наклонных ветвей кривой (много- и малоцикловой) усталости для различных вероятностей неразрушения. Так как рассеяние временного сопротивления  $\sigma_B$  значительно (примерно в 1,5 - 2 и более раз) превышает рассеяние предела текучести  $\sigma_T$ , то принята гипотеза о горизонтальности верхней ветви кривой усталости [11].

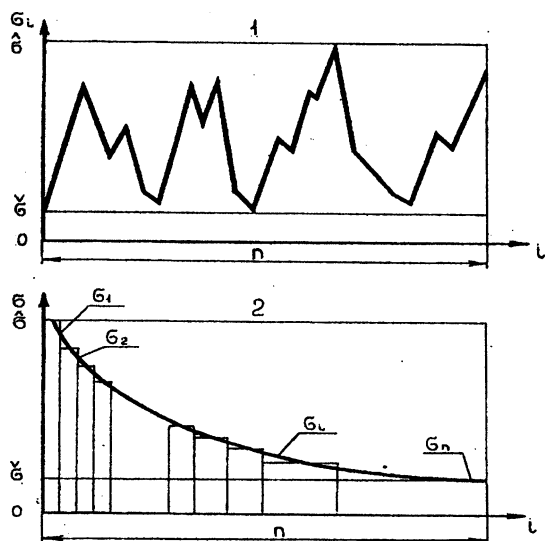


Рис. 1. Случайное нагружение (1) и нагрузочный блок (2)

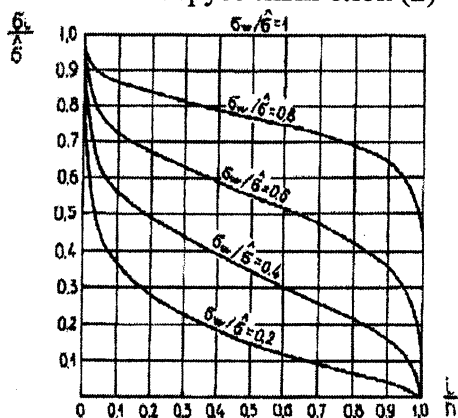


Рис. 2. Области нерегулярного нагружения деталей машин

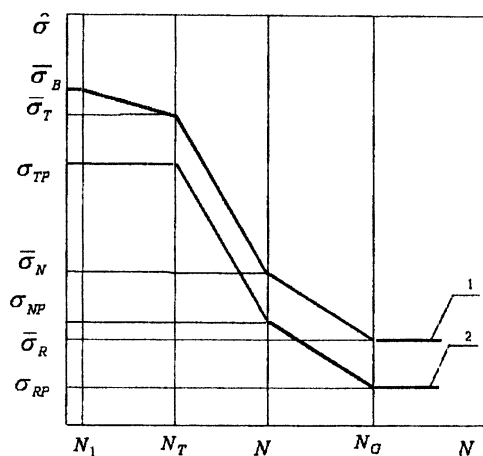


Рис. 3. Диаграммы прочности (график 1) и прочностной надежности (график 2)

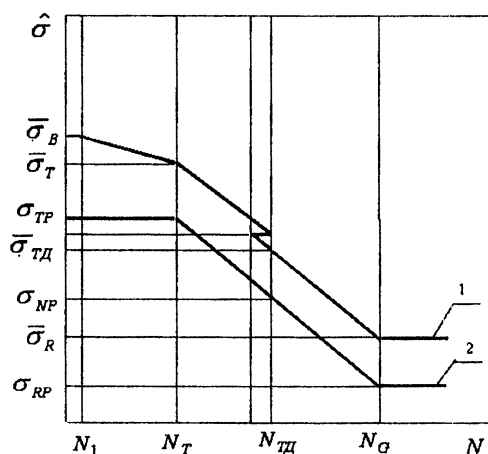


Рис. 4. Диаграммы прочности (график 1) и прочностной надежности (график 2)

На рисунках 3 и 4 приняты следующие обозначения:  $\hat{\sigma}$  - максимальные действующие напряжения;  $N_-$  - число циклов нагружения;  $\bar{\sigma}_B$  - среднее значение временного сопротивления;  $\bar{\sigma}_T$  - предел текучести (среднее значение);  $\sigma_{TP}$  - значение предела текучести для вероятности неразрушения  $P$ ;  $\sigma_N$  и  $\sigma_{TD}$  - циклический (динамический) предел текучести (среднее значение);  $\sigma_{NP}$  и  $\sigma_{TD}$  - динамический предел текучести для вероятности неразрушения  $P$ ;  $\bar{\sigma}_R$  - среднее значение предела выносливости;  $\sigma_{RP}$  - значение предела выносливости для вероятности неразрушения  $P$ ;  $N_1$  - число циклов нагружения равно однократному нагружению;  $N_T$  - число циклов нагружения, соответствующее пределу текучести;  $N_G$  - число циклов нагружения, соответствующее точке перелома нижней ветви кривой усталости;  $N_{TD}$  - число циклов нагружения, соответствующее динамическому пределу текучести.

Совместный анализ рисунков 3 и 4 позволяет предложить использовать на стадиях проектирования диаграмму прочностной надежности в виде графика 2 по рис. 4, обеспечивающую более надежные запасы прочности в экстремальных условиях эксплуатации машины. Характерным примером здесь может служить нагруженность и сопротивление усталости несущих систем и элементов (рам, осей, рессор и т.д.) карьерных самосвалов, эксплуатируемых, как правило, в условиях многоциклового усталости. Однако, в режимах движения с грузом из карьера при плохом состоянии

дорожного покрытия, случаются усталостные поломки, особенно рамных конструкций, связанных с малоцикловой усталостью.

**2.3. Краткие сведения о результатах статистического анализа гипотез о вариации характеристик статической прочности и сопротивления усталости (параметров кривой усталости).** Для подтверждения положенных в основу построения диаграмм прочности и прочностной надежности гипотез проведен соответствующий статистический анализ на результатах многочисленных экспериментов, выполненных различными исследователями и собственных [1 – 3, 12 – 13].

На рис. 5 показаны результаты аппроксимации экспериментальных кривых [14] усталостных испытаний большой выборки более 500 образцов из стали 35 CD4, статистически подтверждающие гипотезы о постоянстве  $m$  и  $N_G$ .

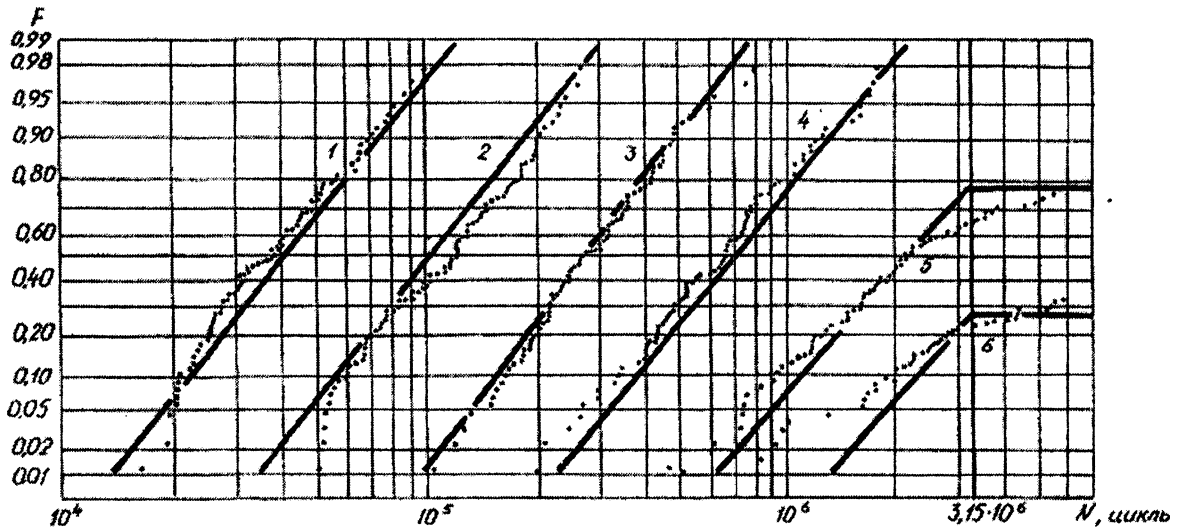


Рис. 5. Зависимость вероятности разрушения  $F$  от числа циклов образцов из стали 35 CD4 для разных уровней максимального напряжения нагрузочного цикла: 1 -  $\sigma_1=540$ ; 2 -  $\sigma_2=510$ ; 3 -  $\sigma_3=480$ ; 4 -  $\sigma_4=450$ ; 5 -  $\sigma_5=420$ ; 6 -  $\sigma_6=400$  МПа

Аналогичные выводы получены на примерах обработки результатов испытания малых выборок натуральных конструкций, например рам прицепов [14].

На основании проведенных исследований предложены методы построения полных вероятностных диаграмм усталости образцов, натуральных конструкций и их опасных по усталости локальных элементов (см., например, рис. 6).

**Экспериментальная проверка гипотез о постоянстве  $m$  и  $N_G$  в процессе снижения предела выносливости [15]** (см. рис. 7 и 8) показала следующие результаты. Циклическим испытаниям подвергались 7 серий одинаковых образцов из Стали 45: 3 серии - с начальными надрезами для получения различной степени исходного повреждения  $D_0$ ; 4 серии испытывались при текущем фиксировании кинетики роста усталостных трещин  $D$ . При обработке результатов испытаний принимали  $m = 5,39 = \text{const}$  и  $N_G = 5,665 = \text{const}$ .

В результате проведенного анализа показано, что при уровне значимости  $\alpha=0,05$  нет оснований отвергать гипотезу о постоянстве коэффициента вариации предела выносливости в процессе снижения последнего. Таким образом, установлено, что с ростом степени повреждения образцов  $D$ , текущее значение предела выносливости  $\sigma_R$

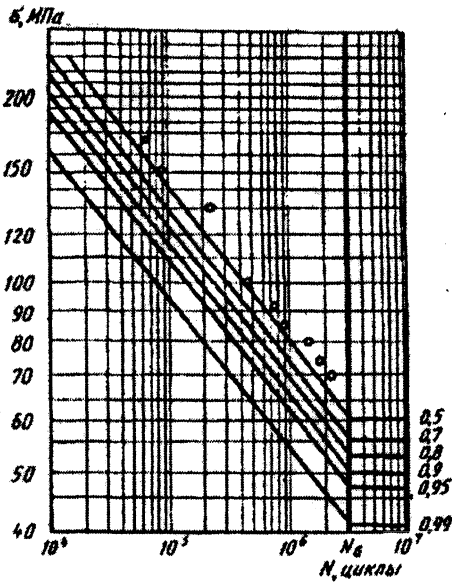


Рис. 6. Вероятностная диаграмма усталости рам прицепов

снижается, а при расчетах можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости  $N_G$  и показатель наклона ее левой ветви в логарифмической системе координат  $m$ . Полученные результаты можно рекомендовать использовать для построения кинетических диаграмм усталости и суммирования усталостных повреждений при нерегулярном нагружении деталей машин. Справедливость гипотез о постоянстве  $m$  и  $N_G$  в процессе снижения предела выносливости [13] (см. рис. 7 и 8) подтверждает правильность применения гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений на стадии проектирования при использовании степенного уравнения кривой усталости [12]

$$N_{\Sigma} = \sum_{j=1}^k \left( \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\Delta N_i} \right)^{-1},$$

где  $n$  – число повреждающих уровней напряжений;

$k$  – число ступеней снижения предела выносливости;

$\beta_i$  – относительная продолжительность действия  $i$ -ого напряжения в блоке;

$\Delta N_i$  – число циклов, по истечении которых предел выносливости снижается на

величину  $\Delta \sigma_R = \sigma_{Rj} - \sigma_{R(j+1)}$ ;

$j$  – число ступеней снижения предела выносливости.

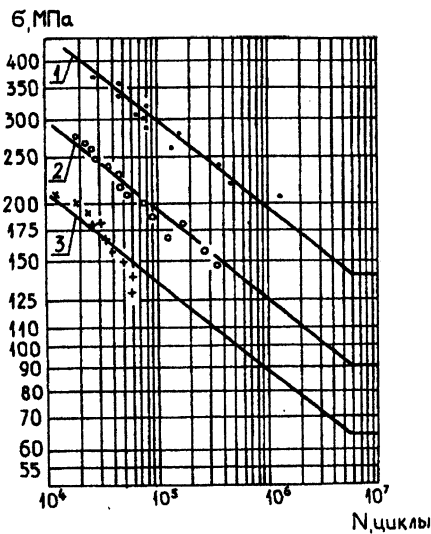


Рис. 7. Кинетическая диаграмма усталости образцов из стали 45 с разной начальной степенью повреждения  $D_0$  при  $m = \text{const}$ : 1 -  $D_0=0,058$ ; 2 -  $D_0=0,223$ ; 3 -  $D_0=0,437$  ( $m = 5,39 = \text{const}$ )

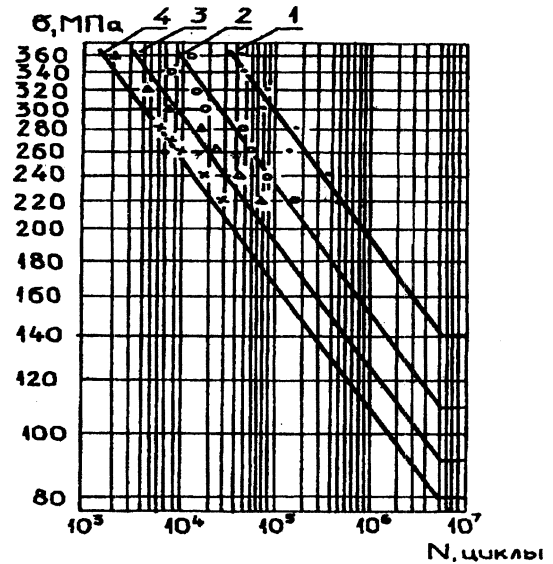


Рис. 8. Кинетическая диаграмма усталости образцов из стали 45 с разной начальной степенью повреждения  $D_0$  при  $m = \text{const}$ : 1 -  $D = 0,058$ ; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4 ( $m = 5,39 = \text{const}$ )

**Основные результаты и выводы по проверке гипотез о вариации характеристик сопротивления усталости.** При вероятностных проектных расчетах на долговечность можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости  $N_G$  и показатель наклона ее левой ветви  $m$  для разных уровней напряжений нагрузочного блока  $\sigma_i$  и вероятности неразрушения  $P$ . Разработана методика построения полных вероятностных диаграмм усталости на примерах большой и малой выборок. Экспериментально подтверждено, что с ростом степени повреждения  $D$  можно считать справедливой гипотезу о постоянстве коэффициента вариации предела выносливости  $v_{\sigma_R}$  в процессе снижения предела выносливости. С ростом степени повреждения  $D$  можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости  $N_G$  и показатель наклона ее левой ветви  $m$ .

**2.3. Расчетное прогнозирование усталостного ресурса несущих конструкций и принципы управления им на ранних стадиях проектирования.** Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается величиной критерия  $K_w$ .

Проектная расчетная оценка ресурса любого сечения модели конструкции осуществляется с использованной предложенной автором зависимости сопротивления усталости для регулярного и нерегулярного нагружения, которую удобно представить в координатах  $K_w = f(N_{Gomn})$ , где  $N_{Gomn} = N_{GH}/N_G$  - относительная долговечность ( $N_{GH}$  и  $N_G$  - число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат при нерегулярном и регулярном нагружении соответственно).

Зависимость (рис. 9.) пригодна для проведения проектных расчетов деталей машин на долговечность в зависимости от тяжести их эксплуатационного нагружения. Регулярному нагружению, при  $K_w = 1$ , соответствует отношение  $N_{GH}/N_G = 1$ .

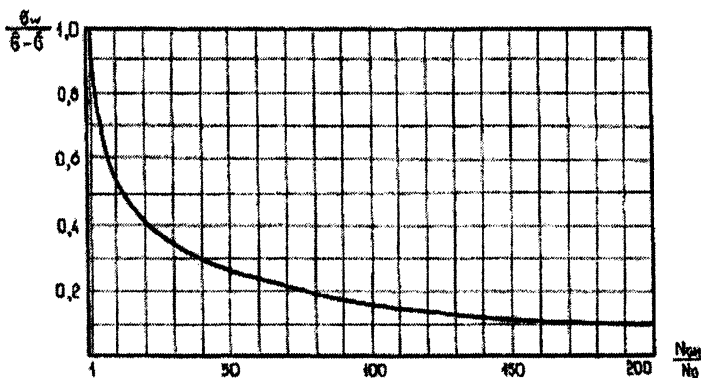


Рис. 9. Зависимость критерия нагруженности от относительной долговечности (получена в результате обработки результатов нагруженности и стендовых усталостных испытаний рамных конструкций прицепного состава АТС)

При известном проектном режиме нерегулярного нагружения детали по величине  $K_w$  определяют отношение  $N_{GH}/N_G = N_{Gomn}$ . Затем, по известному значению числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при регулярном нагружении  $N_G$ , вычисляют число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при нерегулярном нагружении  $N_{GH} = N_G \cdot N_{Gomn}$ .

Для расчета долговечности несущих деталей машин, подверженных в эксплуатации нерегулярному нагружению, используя их характеристики сопротивления усталости при регулярном нагружении, автором предложено уравнение, описывающее кривые усталости при нерегулярном нагружении в записи

$$N_{\Sigma i} = N_{GH} \cdot \left( \frac{\sigma_{RP}}{\sigma_i} \right)^m$$
, где  $N_{GH}$  - число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости, соответствующее определенному нагрузочному режиму (величине  $K_w$ );  $\sigma_{RP}$  -

предел выносливости детали, соответствующий заданной вероятности неразрушения  $P$ , определённый экспериментально или расчётным путём при регулярном нагружении ( $\sigma_{RP} = \sigma_{Rmin} - t \cdot S_{\sigma_{Rmax}}$ ), МПа;  $m$  - показатель наклона левой ветви кривой усталости, определённый экспериментально или расчётом, для регулярного нагружения детали;  $\sigma_{Rmin}$  - минимальное значение предела выносливости при  $P=0,5$ , соответствующее нижнему доверительному интервалу (например 95%-ному) для  $\bar{\sigma}_R$ ;  $S_{\sigma_{Rmax}}$  - максимальное значение среднего квадратического отклонения предела выносливости, соответствующее верхнему доверительному интервалу (например 95%-ному) для  $\bar{\sigma}_R$ ;  $t$  - квантиль нормального распределения, соответствующая заданной вероятности неразрушения.

Экспериментальное определение  $\sigma_{RP}$  по данному методу позволяет учесть погрешность определения  $\bar{\sigma}_R$  и  $\bar{S}_{\sigma_R}$  в случае малых объемов выборок в запас прочности, что имеет важное значение при проектных расчетах долговечности. Расчетное определение параметров уравнения степенной функции кривой усталости можно проводить, например, по ГОСТ 25.504-82 и [16].

Учитывая, что реальное нагружение конструкций - это комбинация различных типовых режимов нерегулярного нагружения, ресурс детали в течение всего периода эксплуатации определяется с учетом относительной продолжительности различных проектных типовых режимов эксплуатации по уравнению  $\frac{1}{N_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{N_i}$ , где  $N_{\Sigma}$  - суммарное число циклов до предельного повреждения при действии комбинированного режима нагружения;  $N_i$  - число циклов до предельного повреждения при  $i$ -том режиме нагружения;  $\beta_i$  - относительная продолжительность  $i$ -го режима.

На рис. 10 приведено семейство кривых усталости при регулярном (кривая 1) и нерегулярном (кривые 2, 3, 4, 5) нагружении, соответствующих различным значениям критерия нагруженности  $K_w$ : 1-1,0; 2-0,8; 3-0,6; 4-0,4; 5-0,2.

При оценке ресурса в часах работы, километрах пробега и т.п., вводят коэффициент  $I$ , показывающий количество циклов в сумме  $N_{\Sigma}$ , приходящихся на 1 час работы, 1 км. пробега и т.п. В случае несоответствия элементов конструкции требуемому ресурсу и вероятности неразрушения, производится корректирование их геометрии, назначение обрабатывающей и/или упрочняющей технологий, замена материала, изменение схемы нагружения и т.д.

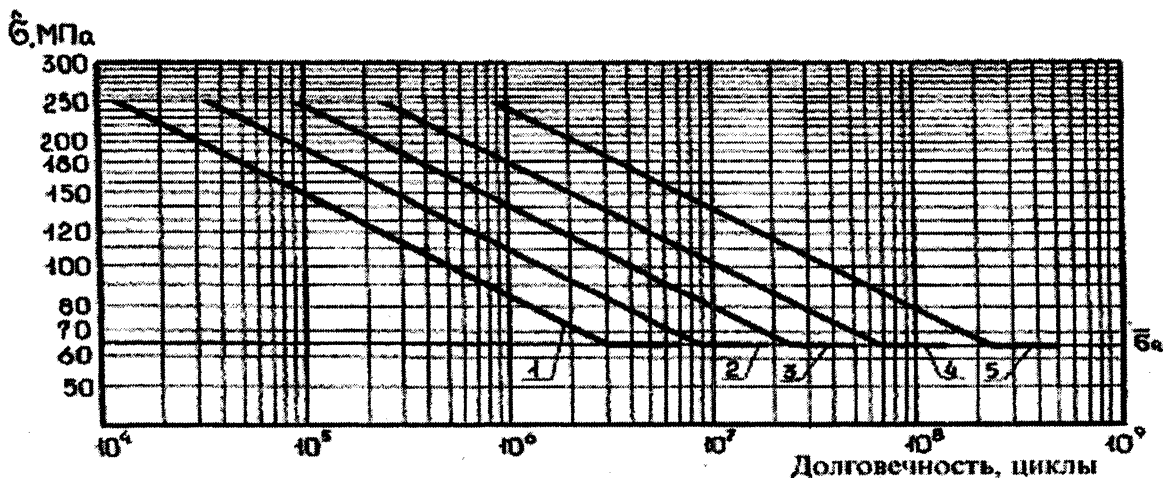


Рис. 10. Семейство кривых усталости при регулярном (кривая 1) и нерегулярном (кривые 2, 3, 4, 5) нагружении



**3. Основные этапы ресурсного проектирования деталей машин заданной надежности.** Основой разработанного подхода является системность выполнения основных стадий ресурсного проектирования, обеспечивающая решение задач надежности и безопасности машин на всех, в т.ч. - и на ранних, стадиях проектирования.

Важнейшие научные и инженерные положения методологии ресурсного проектирования несущих систем и элементов машин, изготовленных из металлических (преимущественно из сталей) материалов, включают следующие основные этапы:

- этап 1. Моделирование функциональной схемы машины (как сложной системы), ее подсистем и элементов; назначение основных требуемых показателей надежности проектируемой машины;
- этап 2. Начальный структурный анализ системной модели машины по ранее предложенной классификации, включающий предварительное разбиение всех элементов машины (деталей, конструкций, сборочных единиц) на абсолютно твердые (жесткие), гибкие (жесткость которых невелика и может повлиять на динамику машины в целом и собственно рассматриваемых элементов) и демпферы (подсистемы специально предназначенные для снижения динамических нагрузок в машине);
- этап 3. Геометрическое трехмерное моделирование всех основных (предположительно значимых с точки зрения динамики проектируемой машины) элементов (с учетом принятого разделения в этапе 2) и их кинематических и динамических связей;
- этап 4. Численное (например, с использованием метода конечных элементов - МКЭ) моделирование и вычисление матриц жесткости гибких элементов, требующих дополнительного анализа к уточнению класса по этапу 2;
- этап 5. "Виртуальная сборка" модели машины из элементов, полученных на этапах 3, 4;
- этап 6. Моделирование внешних рабочих возмущающих нагрузок на несущую систему машины и проектное назначение режимов эксплуатации машины;
- этап 7. Исследование нагруженности модели системы машины, ее подсистем и элементов в силах и/или перемещениях в реальном времени эксплуатации;
- этап 8. Анализ случайной нагруженности конструкций в механических напряжениях в реальном времени имитационной эксплуатации; выбор опасных по усталости элементов конструкций;
- этап 9. Вероятностная расчетная или расчетно-экспериментальная оценка характеристик сопротивления усталости опасных элементов конструкций;
- этап 10. Вероятностная расчетная оценка ресурса опасных по усталости элементов конструкций при всех эксплуатационных типовых и обобщенном режиме нагружения;
- этап 11. Внесение изменений в материалы, конструкции, технологию изготовления, назначения управляющих технологий и т.п.;
- этап 12. Экспертная расчетная и/или расчетно-экспериментальная оценка надежности проектируемых систем и их элементов.

Для реализации всех указанных этапов разработаны оригинальные методики, методы и программные средства.

**4. Имитационное компьютерное моделирование машин и методы исследования статической и динамической нагруженности и ресурса несущих систем и элементов на стадиях проектирования.** Для реализации этапов ресурсного проектирования 3 – 8 по п. 3 настоящей статьи создаются виртуальные модели машин. Причем на виртуальную сборку поступают их модели - трехмерные элементы (детали), имеющие характеристики близкие к реальным физическим объектам. Соответствие указанных характеристик достигается с использованием конечноэлементных моделей деталей и путем адекватного моделирования контактных взаимодействий (связей) между дета-

лями машины в эксплуатации. В качестве примера приведем созданную под научным руководством автора в рамках договоров о научно-техническом сотрудничестве между Белорусским национальным техническим университетом и Минским автомобильным заводом динамическую модель магистрального автопоезда в составе двухосного тягача МАЗ 5440 и трехосного полуприцепа МАЗ 9758 (см. рис. 11 - 14).

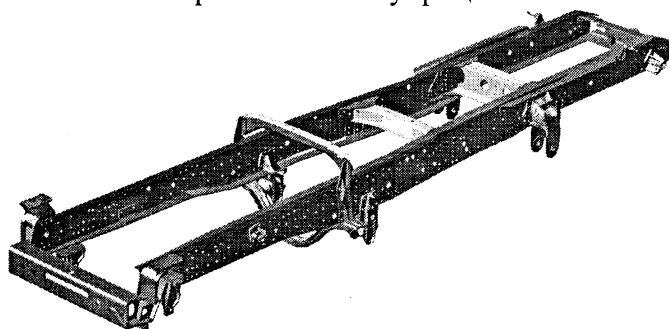


Рис. 11. Трехмерная модель рамы тягача

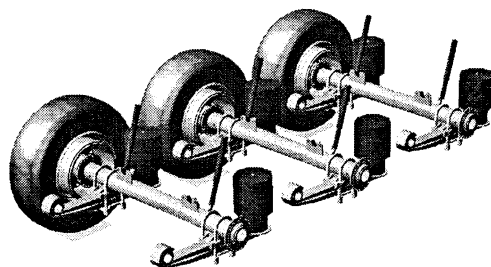


Рис. 12. Моделирование подвески полуприцепа

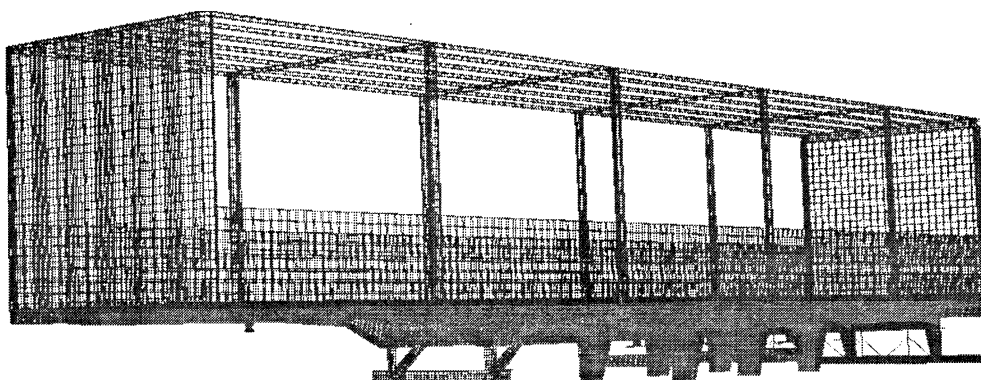


Рис. 13. Конечноэлементная модель рамы полуприцепа с установленными полом, стойками и бортами

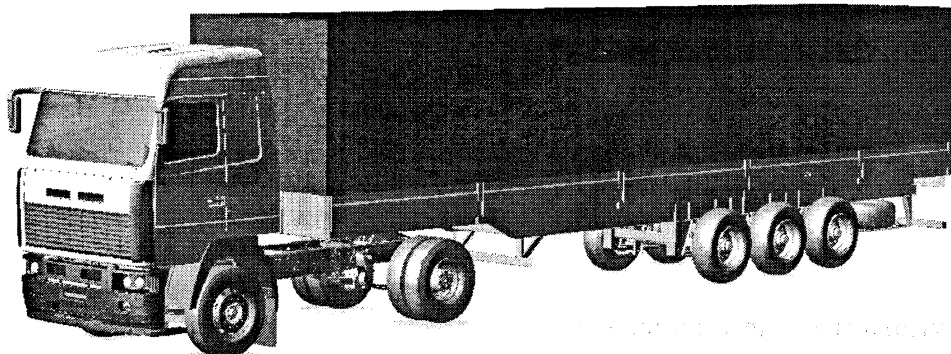


Рис. 14. Виртуальная визуализированная динамическая модель автопоезда семейства МАЗ

Разработанные автором методики и принципы ресурсного проектирования [2, 8] и совместно со специалистами Управления главного конструктора РУП МАЗ модели позволяют вести исследование нагруженности и прочностной надежности всей машины и ее элементов. В случае несоответствия элемента требуемому ресурсу производится корректировка конструкции, материала, назначение изменений в обрабатывающей или/и упрочняющей технологии и т.д. Расчетный анализ проводится до достижения всеми элементами конструкций требуемого ресурса и вероятности неразрушения. При проведении данного анализа достаточно просто применять методы математического

планирования эксперимента (в данном случае - имитационного) и оптимизации решения проектных задач.

**5. О создании компьютерных экспериментальных баз данных для учета различных материалов и технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин.** Применительно к изложенной выше системе методов прогнозирования ресурса разработаны специальный алгоритм, программное обеспечение и постоянно пополняющаяся компьютерная база экспериментальных данных для учета технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин [16].

**6. О некоторых задачах развития методологии учета технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин.**

Практика расчетноэкспериментальной прогнозирующей вероятностной оценки

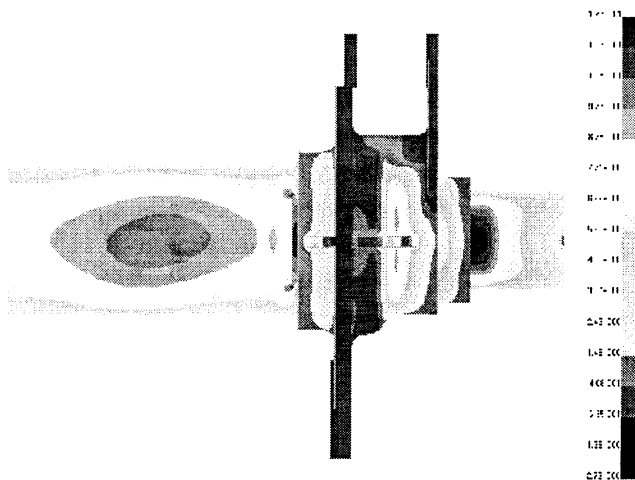


Рис. 15. Опасные зоны оси по максимальным растягивающим напряжениям  $\sigma_1$

ресурса выявила значительные сложности в правильном учете остаточных напряжений, связанных с технологией получения заготовок и деталей (литье, штамповка и т.д.) и проблемой управления напряженным состоянием (по остаточным напряжениям), а также – учета монтажных (сборочных) напряжений (например, для клепаных и сварных рам, рессор и других конструкций мобильных транспортных средств и других машин). Наглядным примером служит распределение полей напряжений в балке оси автомобильного прицепа (см. рис. 15). Основные конструктивные элементы

оси: полуось из стали 40Х запресована в тормозной литой суппорт из стали 40Л, в который устанавливается с натягом и сваривается по сегментам трубная деталь из стали 45.

Наличие соответствующих методик расширит применение большого количества разработанных и разрабатываемых технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин заданной надежности. Реальные перспективы в решении этих сложных задач дают не только полномасштабная система контроля качества на всех производственных этапах изготовления машиностроительной продукции, но и интегрированная с ней автоматизированная система ресурсного проектирования конструкций, в основу которой должны быть положены имитационные модели машин, учитывающие не только технологии их изготовления и упрочнения, но и реальные условия эксплуатационного нагружения создаваемых конструкций.

**7. Основные результаты и выводы.** Разработаны научные основы надежности и ресурсного проектирования по критериям сопротивления усталости деталей на стадиях (в т.ч. и на ранних) проектирования машин. Подход состоит в имитационном моделировании машины и условий ее эксплуатации. При этом обеспечивается расчетное определение локальных опасных по усталости элементов деталей по их нагруженности (по местам локализации наибольших значений полей напряжений). Системный подход реализуется как при расчетно-экспериментальном, так и при расчетном прогнозировании. Последнее, при этом, имеет ряд преимуществ: обеспечивается определение характеристик сопротивления усталости деталей на ранних стадиях проектирования машин, уменьшаются сроки проектирования и стоимость, повышается конкурентоспособность

создаваемых машин. Разработанный на основании многолетних исследований комплекс методик и программных средств, интегрирующихся с современными пакетами автоматизированного проектирования, позволяет решать задачи ресурсного проектирования машин и деталей заданной надежности с учетом технологий изготовления и упрочнения [8].

Предложенный подход и методология прошли расчетно-экспериментальную проверку и успешно внедряются на стадиях проектирования несущих систем и элементов мобильной техники Минского автомобильного завода, что позволяет с высокой достоверностью обеспечивать их требуемые надежность и безопасность при одновременном сокращении сроков создания и стоимости.

**Литература:** 1. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Соппротивление усталости металлов и сплавов. Справочник: в 2 т., Киев: Наукова думка, 1987. - 1331 с. 2. Капуста П.П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. - Мн.: "Технопринт", 2001. - 97 с. 3. Капуста П.П. Расчеты на сопротивление усталости. - Мн.: Изд. ПП БелНИИТИ, 1989 г., 98 с. 4. 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.; 5. 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. 6. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС// Автомобильная промышленность. – 2001. - № 11. - С. 15-18. 7. Капуста П.П. Уравнения нерегулярной нагруженности деталей машин// В сб. Машиностроение: Сб. научн. трудов. Вып. 17. Под ред. И.П. Филонова. – Мн.: УП "Технопринт", 2001. - С. 323-327. 8. Капуста П.П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС// Автомобильная промышленность. - 2000. - №2. - С. 59 - 61. 9. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие: 4 т./Под общей ред. Панасюка В.В. – Киев: Наук. думка, 1988 – 1990. 10. Гребеник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник. – М.: Металлургия, 1989. 592 с. 11. Кузнецов А.А., Алифанов В.И., Ветров В.И. и др. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов и размеров сортамента (Справочник). М., изд «Машиностроение», 1970., 567 с. 12. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. – Минск: Наука и техника, 1983. – 246 с. 13. Капуста П.П., Рыжков Е.П., Почтенный Е.К. Оценка вариации характеристик кривой усталости в процессе снижения предела выносливости// Машиностроение. – Мн., 2002. – Вып. 18. – С. 388 – 394. 14. Бастенэр Ф., Бастьен М., Помэ Ж. Статистический анализ результатов новых усталостных испытаний// Сб. Усталость, и выносливость металлов. М., 1963. – 390 с. 15. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. - М.: Машиностроение, 1985.- 224 с. - (Основы проектирования машин). 16. Капуста П.П. Учет технологий изготовления и упрочнения деталей при ресурсном проектировании машин заданной надежности// Технология, оборудование, автоматизация, неразрушающий контроль процессов нагрева и упрочнения деталей на машиностроительных предприятиях: Сб. научн. трудов под ред. П.С. Гурченко. – Мн.: УП «Технопринт», 2002., 163 с.