

УДК 629.365

В.А. Горелов, Д.А. Дубин, А.И. Комиссаров, А.Г. Иванов

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА ТОРСИОННЫХ ВАЛОВ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИНМосковский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

Представлена методика оценки ресурса торсионных валов индивидуальных систем подрессоривания транспортных машин, основанная на современных положениях теории движения наземных транспортных систем и механики разрушения материалов. Методика базируется на разработанной математической модели распространения наклоненной относительно продольной оси вала краевой трещины, расположенной на цилиндрической части торсионного вала в условиях упрощенного плоского напряженного состояния. Отличительной особенностью модели является использование оригинальных зависимостей для определения значений функции «К-тарировки» при определении коэффициентов интенсивности напряжений, а также учет влияния силовых и кинематических факторов, определяемых несоосностью, развалом опор торсионных валов и деформацией больших осей балансиров, на напряженное состояние в окрестности фронта усталостной трещины.

Ключевые слова: транспортная машина, ресурс, механика разрушения, коэффициент интенсивности напряжений, торсионный вал, система подрессоривания.

Введение

Торсионные системы подрессоривания широко применяются в конструкциях современных гусеничных и колесных транспортных машин. Надежность функционирования узлов и механизмов подвесок напрямую влияет на показатели эффективности транспортной техники. Разрушения упругих элементов подвесок существенно ухудшают плавность хода, снижают быстроходность и проходимость машины. Отказы подвесок являются внезапными и, как правило, носят усталостный характер. Весомым фактором, способствующим возникновению отказов при наработке ниже гарантированных значений, является высокая нагруженность торсионных валов, а также наличие технологических и монтажных дефектов, обусловленных технологическим процессом изготовления и сборки. Возникающие в процессе механической обработки мелкие поверхностные трещины, размеры которых могут быть ниже предела чувствительности используемых методов неразрушающего контроля, являются источником высокой концентрации напряжений. Микротрещины способствуют ускоренной инициации усталостных повреждений и, как следствие, разрушению при наработке ниже гарантированных значений. В настоящее время оценка ресурсной прочности торсионных валов на этапе проектирования проводится в качестве поверочного расчета в рамках классического подхода, основанного на теории сопротивления усталости металлов и сплавов. На сегодняшний день нет сформулированной методики по прогнозированию ресурса торсионных валов транспортных машин, в которой учитывались бы характер эксплуатационного нагружения подвесок, а также влияние возможных технологических и монтажных дефектов на процесс трещинообразования.

Описание методики

Разработанная методика предназначена для оценки ресурса торсионных валов индивидуальных систем подрессоривания транспортных машин с учетом технологических и монтажных дефектов, которые являются основной причиной преждевременного разрушения упругих элементов подвесок. Методика базируется на современных положениях теории движения

транспортных машин и теории механики разрушения материалов; она может быть использована на этапе проектирования в качестве поверочного расчета с целью анализа распределения ресурсных отказов по системе поддрессоривания, а также на этапе эксплуатации для определения остаточного ресурса торсионных валов. Разработанная методика состоит из трех основных этапов.

1. *Анализ нагруженности системы поддрессоривания.* Этап заключается в определении кинематических и силовых параметров нагружения упругих элементов каждой подвески в виде эксплуатационного спектра нагружения в функции времени на один км пути. Исследование нагруженности системы поддрессоривания базируется на использовании имитационной модели прямолинейного движения машины и должно включать в себя синтезирование дорожных условий, расчет режимов движения и, в конечном итоге, моделирование рабочих процессов машины, движущейся по трассе.
2. *Задание тарировочных функций.* Рост усталостной трещины приводит к изменению полей напряжений у ее вершины. При определении количества циклов до разрушения торсионного вала необходимо пересчитывать коэффициент интенсивности напряжений (КИН) на каждом шаге интегрирования эксплуатационного спектра нагружения, полученного на первом этапе данной методики. Второй этап заключается в определении функции «К-тарировки» и получении аппроксимирующих зависимостей для различных соотношений размеров трещины к геометрии торсионного вала заданного диаметра, а также ее углового положения относительно продольной оси торсиона.
3. *Анализ скорости распространения усталостных трещин в торсионных валах.* Данный этап заключается в определении периода эксплуатации торсионного вала с трещиной, начальные размеры которой соответствуют пределу чувствительности используемого на предприятии метода неразрушающего контроля или исходя из размеров микродефектов, характерных для используемых методов механической обработки. Анализ основан на разработанной математической модели распространения начальных технологических дефектов (поверхностных трещин) в торсионных валах индивидуальных систем поддрессоривания транспортных машин под действием циклического нагружения.

Анализ нагруженности систем поддрессоривания транспортных машин

Нагруженность систем поддрессоривания как состояние, обусловленное внешними воздействиями и условиями функционирования, для транспортных машин определяется характеристиками профиля пути и режимами движения. В настоящее время проведенные исследования в области теории движения в совокупности с применением современных средств компьютерного моделирования позволяют с высокой степенью точности оценивать эксплуатационные характеристики гусеничных и колесных машин путем проведения виртуальных экспериментов.

На практике реализуются два основных подхода к созданию компьютерных моделей транспортных средств. Первый подход основывается на использовании нелинейных математических моделей движения гусеничной или колесной машины по трассам со случайным профилем [1,2]. Модель должна отражать совместную динамику корпуса, силовой установки и ходовой части (рис. 1), а также учитывать неударивающий характер связей между опорными катками и дорожным профилем.

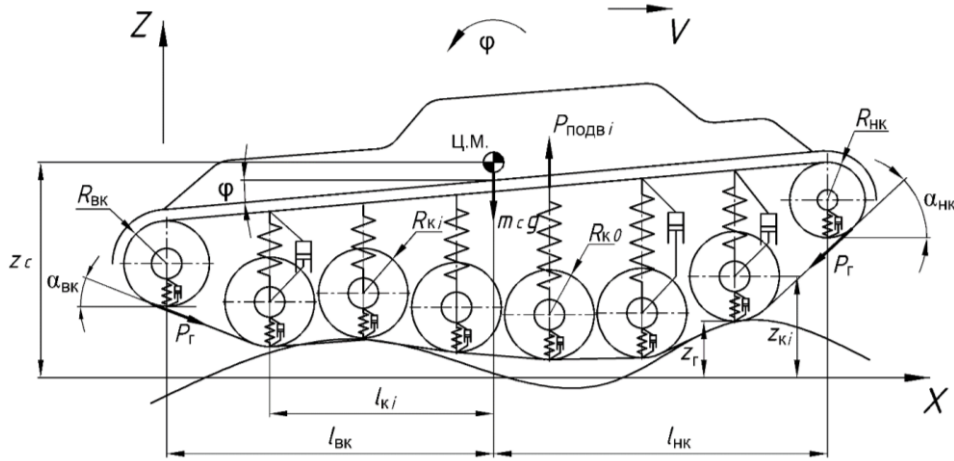


Рис. 1. Расчетная схема ГМ

Согласно расчетной схеме (рис.1), уравнения динамики исследуемой колебательной системы могут быть записаны в следующем виде (1-2):

$$m_c \ddot{z}_c = 2 \left(\sum_{i=1}^n P_{\text{подв}i} + P_{\text{шВК}} + P_{\text{шНК}} - P_{\text{Г}} (\sin \alpha_{\text{ВК}} + \sin \alpha_{\text{НК}}) \right) - m_c g, \quad (1)$$

$$\ddot{\varphi} I_{m_c} = 2 \left(\sum_{i=1}^n P_{\text{подв}i} l_{ki} + (P_{\text{шВК}} - P_{\text{Г}} \sin(\alpha_{\text{ВК}} - \varphi)) l_{\text{ВК}} + (P_{\text{шНК}} - P_{\text{Г}} \sin(\alpha_{\text{НК}} - \varphi)) l_{\text{НК}} \right) \quad (2)$$

где m_c – масса корпуса гусеничной машины; \ddot{z}_c – вертикальные ускорения центра масс корпуса; $P_{\text{подв}i}$ – усилие в подвеске i -го катка; n – число катков по борту; $P_{\text{шВК}}, P_{\text{шНК}}$ – реакции в шинах ведущего и направляющего колес, соответственно; $P_{\text{Г}}$ – сила натяжения гусеницы; $\alpha_{\text{ВК}}, \alpha_{\text{НК}}$ – углы наклона задней и передней ветвей гусеницы соответственно; l_{ki} – расстояние по горизонтали от центра масс до оси i -го опорного катка; $l_{\text{ВК}}, l_{\text{НК}}$ – расстояние по горизонтали от центра масс до оси ведущего и направляющего колес соответственно; $\varphi, \ddot{\varphi}$ – угол поворота корпуса относительно оси, проходящей через центр масс, и его вторая производная (угловое ускорение) соответственно; $\ddot{\psi}$ – угловое ускорение корпуса ГМ; I_{m_c} – момент инерции корпуса относительно поперечной оси проходящей через центр масс корпуса, g – ускорение свободного падения.

Второй подход основывается на использовании имитационных моделей, реализованных в программных комплексах автоматизированного анализа динамики систем тел. Объектами моделирования таких комплексов являются системы абсолютно твердых тел, связанных посредством шарниров и силовых элементов (рис. 2). После формирования геометрических тел, шарниров и активных сил программный комплекс автоматически синтезирует дифференциально-алгебраические уравнения с использованием формализма Ньютона-Эйлера. Анализ уравнений движения производится путем численного решения методом Парка с автоматическим контролем точности. Уравнения движения систем тел в общем случае можно представить в следующем виде [3] (3):

$$\begin{aligned} M(q, t) \ddot{q} + k(q, \dot{q}, t) &= Q(q, \dot{q}, t) + G^T(q) \lambda; \\ h(q, p) &= 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где q – обобщенные координаты объекта; p – вспомогательные координаты; M – матрица масс; G матрица коэффициентов уравнений связей; k, Q – вектор – столбцы сил инерции и обобщенных сил; λ – множители Лагранжа, соответствующие силам реакций в разрезанных шарнирах; $h(q, p)$ – алгебраические уравнения связей.

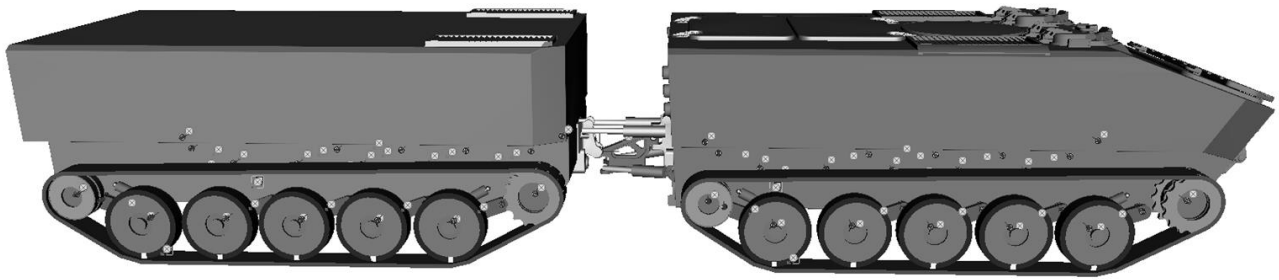


Рис. 2. Визуализация динамических моделей гусеничных машин в программном комплексе «Универсальный механизм»

Динамическая модель транспортного средства, предназначенная для анализа нагруженности системы поддрессоривания, должна включать в себя следующие отдельные подсистемы:

- модель поддрессоренной части, включающая в себя корпус с узлами и агрегатами;
- модель ходовой части, включающей траки гусеницы, ведущее колесо, индивидуальные торсионные подвески, поддерживающие катки и направляющее колесо (рис. 3);
- модель трансмиссии и силовой установки для реализации тяговых усилий на ведущих колесах.

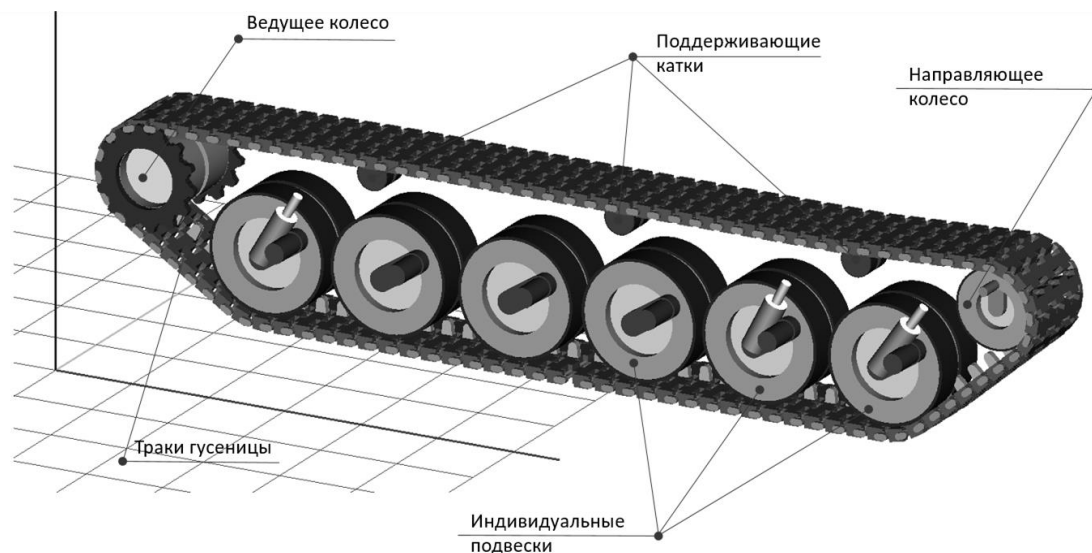


Рис. 3. Визуализация элементов ходовой части динамической модели гусеничной машины в программном комплексе «Универсальный механизм»

Основным внешним фактором, который определяет внешнее воздействие на систему поддрессоривания колесных и гусеничных машин, является профиль трассы в вертикальной плоскости. Для описания профиля дороги, одинакового под движителем левого и правого борта машины, достаточно знать корреляционную функцию высот неровностей. Наиболее распространенный тип аппроксимации корреляционных функций профиля дорожной поверхности $R(l)$ приведен в [2] и имеет следующий вид (4):

$$R(l) = D_q e^{-\alpha_T |l|} \cos(\beta_T l), \quad (4)$$

где D_q – дисперсия неровностей дорожной поверхности; l – длина пути; α_T , β_T – коэффициенты, характеризующие степень нерегулярности профиля.

Значения D_q , α_T , β_T для разных типов дорог приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения коэффициентов аппроксимации корреляционной функции микропрофиля поверхности дорог

Категория дороги	Тип дорожной поверхности	$D_q, \text{см}^2$	$\alpha_T, \text{м}^{-1}$	$\beta_T, \text{м}^{-1}$
1	Грунтовая дорога хорошего качества	47,6	0,38	0,47
2	Разбитая грунтовая дорога	134,6	0,45	0,414
3	Бездорожье	262,4	0,15	0,57

Формирование скоростного режима движения исследуемой транспортной машины по виртуальной трассе необходимо осуществлять, исходя из максимальной скорости движения, реализуемой по плавности хода и загрузке двигателя. В результате математического моделирования рабочих процессов машины, движущейся по трассе, должны быть получены кинематические и силовые параметры нагружения элементов системы поддрессоривания в функции времени (рис. 4).

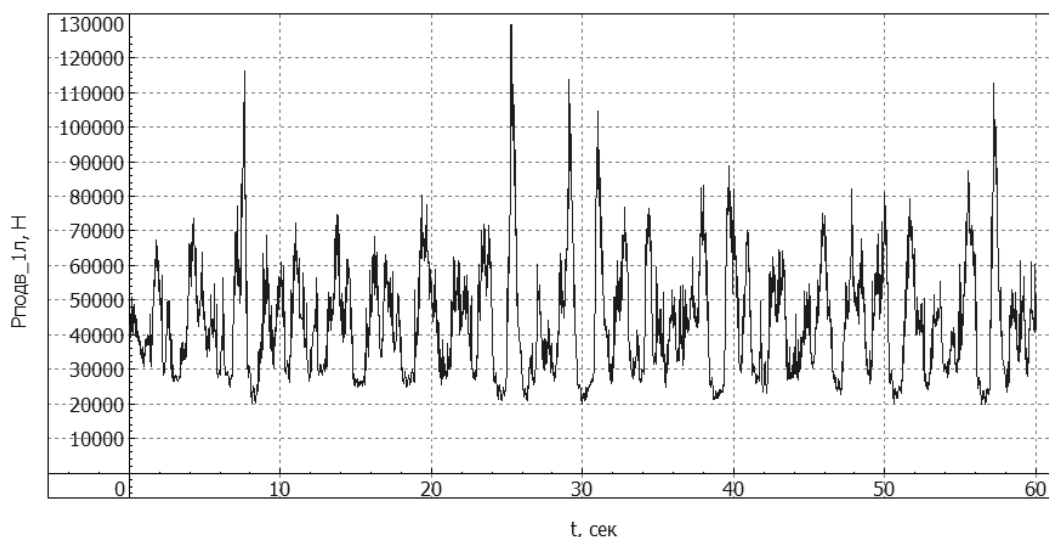


Рис. 4. Реализация силы, действующей на первую левую подвеску

Задание тарировочных функций

Существуют различные зависимости для оценки скорости роста усталостных трещин [4], и все они являются следствием формулы Пэриса (5):

$$\frac{dl}{dN} = C \Delta K^n, \tag{5}$$

где l – полудлина трещины, N – количество циклов нагружения, K – коэффициент интенсивности напряжений (КИН), C, n – эмпирические коэффициенты.

Зависимость оперирует коэффициентом интенсивности напряжений, который является мерой сингулярности напряжений в окрестности фронта трещины и в общем виде определяется следующей зависимостью (6):

$$K = \sigma \sqrt{\pi l} Y, \tag{6}$$

где σ – номинальные напряжения в области трещины; l – полудлина трещины; Y (К – тарировка) – безразмерный множитель зависящий от типа трещины, геометрических параметров и условий нагружения.

Поскольку рост трещины приводит к изменению полей напряжений у ее вершины, то при определении количества циклов до разрушения торсиона, необходимо пересчитывать КИН на каждом шаге интегрирования. При этом основной и наиболее трудоемкой задачей яв-

ляется определение безразмерного множителя Y для различных соотношений размеров трещины к геометрии вала. На практике для реализации уравнения Пэриса численными методами функция Y выражается приближенной формулой или чаще многочленами следующего вида (7):

$$Y(\lambda) = c_0 + c_1\lambda + c_2\lambda^2 + c_3\lambda^3 + \dots + c_n\lambda^n, \quad (7)$$

где $c_1 \dots c_n$ – безразмерные коэффициенты, λ – параметр выражающий зависимость размеров трещины к размерам детали.

В существующих исследованиях уделено большое внимание задачам о трещине в сплошном цилиндре, нагруженном изгибающим и крутящим моментами [5, 6]. Однако все они решались для трещин, расположенных в поперечном сечении стержней, что нехарактерно для торсионных валов, где преобладающим напряженным состоянием является чистый сдвиг и рост усталостных трещин наблюдается под углом к оси торсионного вала в направлении перпендикулярном действию главных растягивающих напряжений. Использование существующих зависимостей при оценке скорости распространения усталостных трещин в торсионных валах может привести к некорректным результатам.

Для адекватного описания напряженного состояния необходимо решить задачу о наклоненной относительно продольной оси трещине в сплошном цилиндре с использованием метода конечных элементов. Расчетная схема может соответствовать консольно-закрепленному цилиндрическому образцу заданного диаметра (рис. 5), нагруженному крутящим моментом (чистый сдвиг) или под действием крутящего и изгибающего моментов (плоское напряженное состояние).

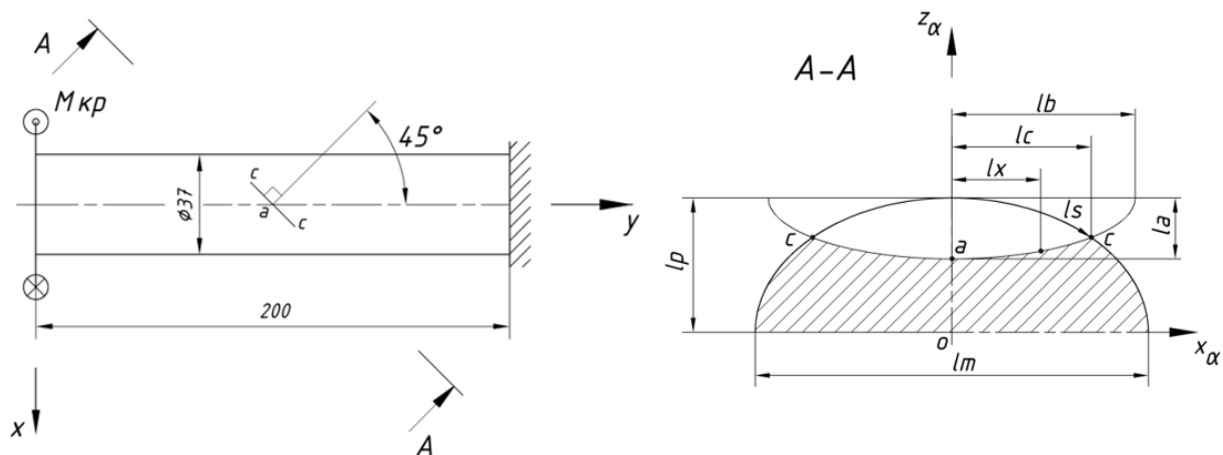


Рис. 5. Схема нагружения сплошного цилиндра с расположенной под углом к оси трещиной

Модель дефекта, в зависимости от соотношения $l_a/l_b = 0,2 \dots 1,0$, должна соответствовать полуэллиптической или краевой полукруговой трещине, расположенной в плоскости нормаль к которой образует угол γ с осью цилиндра. Анализ КИН осуществляется при последовательном перестроении сетки конечных элементов, образующих края трещины. Для создания конечно-элементной модели образца с трещиной можно использовать 10-узловые тетраэдрические конечные элементы, а для описания особенности вдоль фронта трещины необходимо использовать специальные сингулярные 15-узловые призматические конечные элементы (рис. 6).

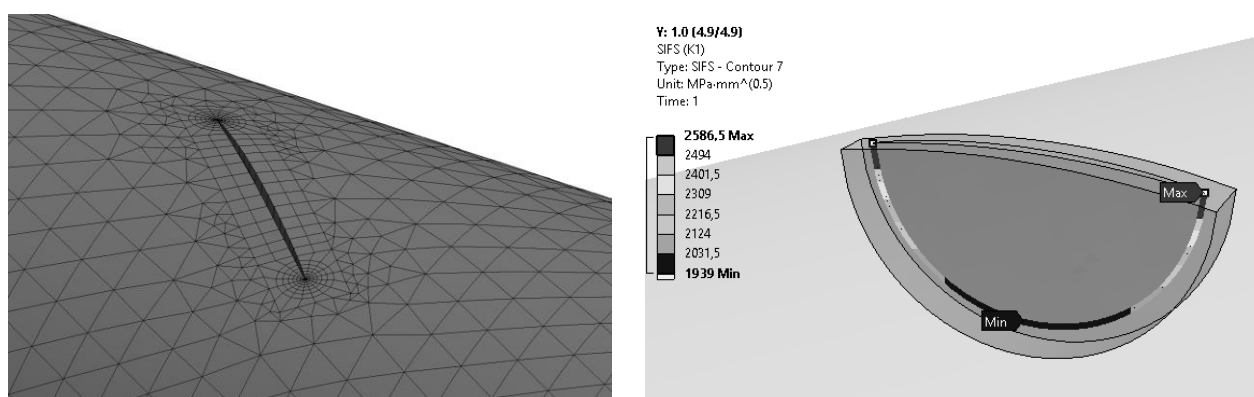


Рис. 6. Конечно-элементная модель трещины в сплошном цилиндре и распределение КИН по фронту трещины

В работе [7] авторами установлено, что усталостные трещины, расположенные на цилиндрической части торсионного вала, являются трещинами нормального отрыва. При совпадении плоскости краевой полукруговой или полуэллиптической трещин с плоскостью действия первого главного напряжения происходит растрескивание по типу I. Коэффициенты интенсивности напряжений второго типа K_{II} и третьего типа K_{III} по фронту трещины незначительны по сравнению с K_I и в расчете могут не учитываться. Значения тарировочных функций Y (табл. 2) для двух наиболее критичных точек фронта трещины, расположенной под углом $\gamma = 45$ градусов, могут быть выражены через K_I следующим образом (8):

$$Y_a = \frac{K_I}{\sigma_1 \sqrt{\pi l_a}}; \tag{8}$$

$$Y_c = \frac{K_I}{\sigma_1 \sqrt{\pi l_c}}$$

где σ_1 – первое главное напряжение, l_a – глубина трещины, l_c – длина трещины.

Таблица 2

Значения безразмерной функции Y для точек «с» и «а» фронта трещины

lc/R_T	la/lc				
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Y_c					
0,1	0,178	0,431	0,553	0,651	0,728
0,3	0,089	0,417	0,548	0,667	0,756
0,5	0,097	0,346	0,558	0,696	0,810
0,8	0,032	0,354	0,570	0,752	0,887
1,0	0,143	0,325	0,491	0,715	0,929
Y_a					
0,1	1,033	0,917	0,810	0,709	0,624
0,3	1,019	0,895	0,783	0,672	0,573
0,5	1,007	0,885	0,766	0,646	0,536
0,8	0,981	0,883	0,771	0,651	0,525
1,0	0,980	0,888	0,797	0,688	0,556

Получение полиномиальных выражений, описывающих распределение значений «К – тарировки» в зависимости от геометрических параметров трещины и размеров торсионного вала, осуществляется последующей аппроксимацией табличных данных по методу наименьших квадратов. Для трещины, расположенной под углом 45 градусов к оси торсионного вала, функции «К – тарировки» имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 Y_c &= -0,181 + 2,429\lambda - 0,577\gamma - 2,313\lambda^2 + 0,006\lambda\gamma + 0,771\gamma^2 + 0,739\lambda^3 + \\
 &+ 0,828\lambda^2\gamma - 0,546\lambda\gamma^2 - 0,238\gamma^3, \\
 Y_a &= 1,172 - 0,697\lambda - 0,033\gamma + 0,19\lambda^2 + 0,019\lambda\gamma - 0,172\gamma^2 - 0,004\lambda^3 - 0,350\lambda^2\gamma + \\
 &+ 0,350\lambda\gamma^2 + 0,083\gamma^3,
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

где $\lambda = la/lc$ ($0,2 \leq \lambda \leq 1,0$), $\gamma = lc/R$ ($0,1 \leq \gamma \leq 1,0$).

Анализ скорости распространения усталостных трещин в торсионных валах

Определение скорости роста трещины основывается на разработанной математической модели распространения наклоненной относительно продольной оси вала краевой трещины, расположенной на цилиндрической части торсионного вала в условиях упрощенного плоского напряженного состояния [8]. Разработанная математическая модель справедлива в рамках следующих основных допущений:

- начальная трещина моделируется как поверхностный полукруговой или полуэллиптический разрез нулевой толщины, расположенный на цилиндрической части торсионного вала под углом α к его продольной оси (рис. 7);

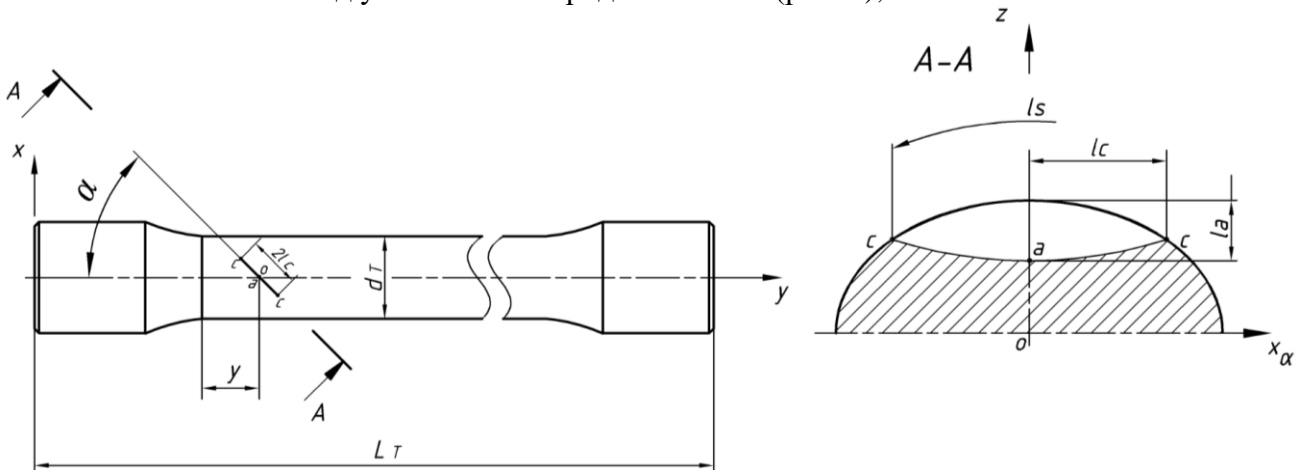


Рис. 7. Схема расположения трещины в торсионном вале

- для рассматриваемого случая квазихрупкого разрушения пластическая область при вершине трещины мала. Применима линейная механика разрушения – механическая ситуация в окрестности фронта трещины описывается коэффициентом интенсивности напряжений, который зависит от геометрических параметров вала, ориентации и размеров трещины;
- трещина располагается в плоскости действия первых главных напряжений. Коэффициенты интенсивности напряжений второго K_{II} и третьего K_{III} типов по фронту трещины равны нулю;
- при совместном нагружении торсионного вала кручением и изгибом его поверхностные слои испытывают упрощенное плоское напряженное состояние (рис. 8).

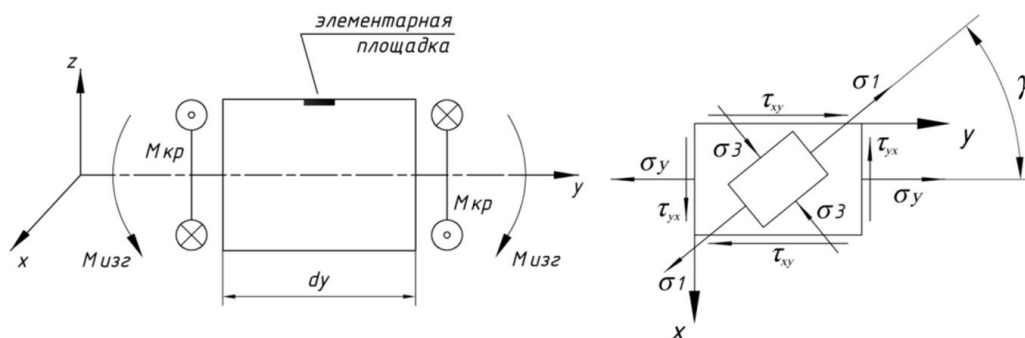


Рис. 8. Напряженное состояние поверхностных слоев торсионного вала

- максимальное первое главное напряжение в торсионном вале будет определяться по следующей зависимости (10):

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left(\sigma_y + \sqrt{\sigma_y^2 + 4\tau_{xy}^2} \right), \quad (10)$$

где $\sigma_y = M_{изг}/W_x$, $\tau_{xy} = M_{кр}/W_p$ – максимальные нормальное и касательное напряжения в плоскости поперечного сечения вала; W_x , W_p – осевой и полярный моменты сопротивления, соответственно;

- уровень остаточных напряжений от технологической операции заневоливания определяется из условия, что характер поведения материала за пределом текучести соответствует идеально упруго-пластическому материалу;
- корпус машины принимается абсолютно жестким. Изгиб валов определяется величиной несущности δ , угла развала кронштейнов χ , а также деформацией больших осей балансиров (рис. 9).

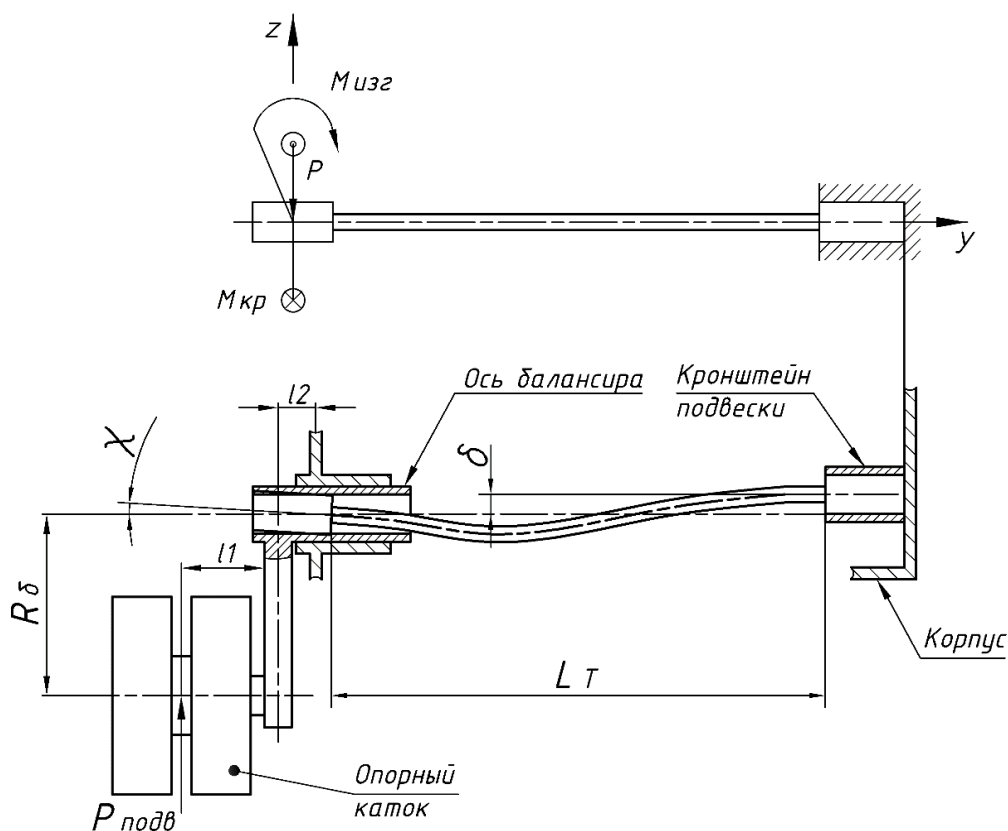


Рис. 9. Расчетная схема торсионного вала индивидуальной подвески

Уравнения скорости роста трещины, описывающие полную кинетическую диаграмму усталостного разрушения для рассматриваемой модели трещины, имеет следующий вид (11):

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dl_c}{dN} &= \frac{C(\Delta K_I^c)^n \left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_I^c}\right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_c}\right)}, \\ \frac{dl_a}{dN} &= \frac{C(\Delta K_I^a)^n \left(1 - \frac{\Delta K_{th}}{\Delta K_I^a}\right)^p}{\left(1 - \frac{K_{max}}{K_c}\right)}, \end{aligned} \right. \quad (11)$$

где N – число циклов усталостного нагружения; l_c , l_a – длина и глубина трещины ΔK_I^c , ΔK_I^a – величина амплитуды коэффициента интенсивности напряжений (КИН) в точках c и a фронта трещины; ΔK_{th} – пороговое значение амплитуды КИН; K_c – вязкость разрушения; K_{max} – максимальный КИН в цикле; C , n , p – эмпирические коэффициенты.

Значения коэффициентов интенсивности напряжений в выходящей на поверхность точке c и наиболее заглубленной точке a фронта трещины определяются по следующим зависимостям (12):

$$\begin{aligned} K_I^a &= \sigma_1 \sqrt{\pi l_a} Y_a; \\ K_I^c &= \sigma_1 \sqrt{\pi l_c} Y_c, \end{aligned} \quad (12)$$

где σ_1 – первое главное напряжение в окрестности фронта трещины, $Y_{a(c)}$ – безразмерные тарировочные функции, зависящие от типа трещины, геометрических параметров и условий нагружения.

Номинальное напряженное состояние в области рассматриваемого дефекта образуется от действия крутящего момента, как преобладающего силового фактора, и изгибающих моментов, возникающих от несоосности δ и угла развала кронштейнов χ , а так же деформации больших осей балансиров при движении машины или вследствие остаточной деформации при пробое подвески. Главные растягивающие напряжения с учетом действующих сил и моментов в торсионном вале i -ой подвески можно вычислить по следующей зависимости (13):

$$\sigma_{1-i} = \frac{1}{2} \left(\left(\frac{(M_{изг_i} - P_i y) z_i}{I_{T,x}} \right) + \sqrt{\left(\frac{(M_{изг_i} - P_i y) z_i}{I_{T,x}} \right)^2 + 4 \left(\frac{M_{кр-i} R}{I_p} - \tau_{ост} \right)^2} \right), \quad (13)$$

где $M_{изг}$ – изгибающий момент от несоосности и угла развала кронштейнов, $M_{кр}$ – крутящий момент от перемещения опорного катка по радиусу балансира, P – поперечная сила; $I_{T,x}$, I_p – осевой и полярный моменты инерции торсиона; $\tau_{ост}$ – уровень остаточных напряжений от операции заневоливания; z – положение центра трещины относительно нейтральной оси торсионного вала; y – продольная координата расположения центра трещины на цилиндрической части вала; R – радиус торсионного вала.

На основании принципа суперпозиции суммарный изгибающий момент и поперечная нагрузка от несоосности опор δ , угла развала и деформации кронштейнов подвесок χ в выражении (5) определяется следующим образом (14):

$$\begin{aligned} M_{изг-i} &= M_{\delta o, \delta i} + M_{\chi-i}^p + M_{\chi-i}^d, \\ P_i &= P_{\delta o, \delta i} + P_{\chi-i}^p + P_{\chi-i}^d, \end{aligned} \quad (14)$$

где $M_{\delta o, \delta i}$, $M_{\chi-i}^p$, $M_{\chi-i}^d$, $P_{\delta o, \delta i}$, $P_{\chi-i}^p$, $P_{\chi-i}^d$ – реактивные изгибающие моменты и силы, действующие на головку торсионного вала от несоосности, развала кронштейнов подвески и деформации оси балансира.

Для определения изгибающего момента от несоосности δ рассматривается расчетная схема торсионного вала в виде балки с одним заземленным концом (ось балансира) и неповорачивающейся опорой, имеющей одну вертикальную степень свободы (кронштейн подвески). Решение указанной, дважды статически неопределимой задачи, приводит к следующим выражениям для определения изгибающего момента (15):

$$M_{\delta_0 \delta i} = \frac{6E_T I_{T_x} \delta_i}{L_T^2}, \quad (15)$$

где E_T – модуль Юнга; L_T – длина торсионного вала; δ – несоосность кронштейнов подвески.

Изгибающий момент от угла развала кронштейнов χ_i^p и деформации оси балансира χ_i^d определялся аналогично, только рассматривалась балка, заземленная с одной стороны и закрепленная в шарнире с другой. Изгибающий момент, обеспечивающий угол поворота в шарнире χ_i^p , является величиной постоянной и определяется следующим образом (16):

$$M_{\chi_i^p}^p = \frac{4E_T I_{T_x} \chi_i^p}{L_T}. \quad (16)$$

Изгибающий момент от деформации оси балансира зависит от силы, действующей на подвеску, и определяется по следующей формуле (17):

$$M_{\chi_i^d}^d = \frac{2P_{\text{подв}_i} (l_2^2 + 2l_1 l_2) E_T I_{T_x}}{E_{\delta_0} I_{\delta_0 x} L_T}; \quad (17)$$

где $P_{\text{подв}}$ – сила, действующая на подвеску, E_{δ_0} , $I_{\delta_0 x}$ – модуль Юнга и осевой момент инерции оси балансира; l_1 – плечо силы на оси опорного катка, l_2 – расстояние от торца головки торсионного вала до подшипникового узла в корпусе машины.

Крутящий момент, являющийся основным силовым фактором, действующим на торсионный вал, можно определить по формуле (18):

$$M_{\text{кр}} = P_{\text{подв}} \cdot R_{\delta} \sin \beta, \quad (18)$$

где R_{δ} – радиус балансира; β – угловое отклонение балансира.

Эпюра касательных напряжений после возникновения пластических деформаций в материале вала имеет нелинейный характер (рис. 10). Зависимость остаточных напряжений на поверхности торсионного вала от предела текучести материала приближенно может быть выражена следующим образом (19):

$$\tau_{\text{ост}} = \tau_T \frac{1 - \left(\frac{r}{R}\right)^3}{3}, \quad (19)$$

где τ_T – предел текучести материала вала, r – радиус упругой области.

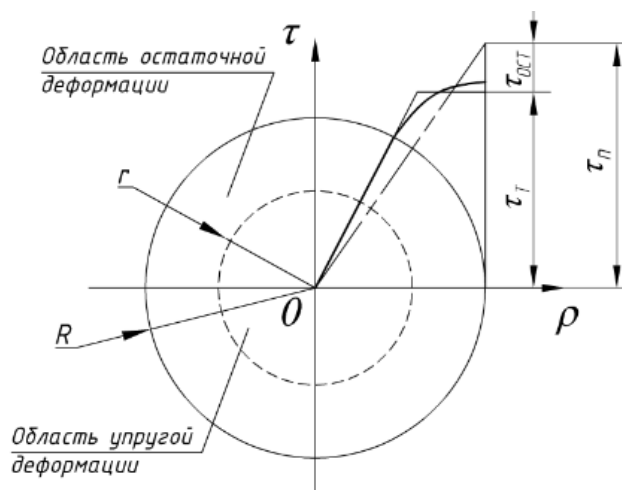


Рис. 10. Эпюра распределения напряжений при заневоливании

Алгоритм моделирования процесса распространения усталостной трещины в торсионном вале с использованием разработанной имитационной модели заключается в следующем.

1. Задаются первоначальные глубина l_a и полудлина l_c трещины, которые могут быть заданы как предел чувствительности используемого метода неразрушающего контроля или, исходя из размеров дефектов, характерных для используемых методов механической обработки.
2. По полученному эксплуатационному спектру нагружения устанавливаются значения $P_{\text{подв}}$ и β на данном цикле нагружения.
3. По формуле (18) вычисляется крутящий момент $M_{\text{кр}}$, а по формулам (14)-(17) изгибающий момент, действующий на головку торсионного вала i -ой подвески от несоосности и развала кронштейнов, а также деформации оси балансира. При этом значение δ и χ принимаются, исходя из технологического допуска на несоосность и развал кронштейнов подвесок для исследуемой машины.
4. По формуле (13) рассчитываются максимальное и минимальное первые главные напряжения за цикл.
5. По формулам (12) с использованием тарировочных функций (9) вычисляется размах КИН в точках a и c фронта трещины за цикл нагружения.
6. По формулам (11) определяется подрастание трещины в точках a и c соответственно.
7. Повторение алгоритма, начиная с п. 2.
8. Условием разрушения является выполнение критерия Ирвина, когда значение КИН в точке a или c на данном цикле нагружения достигает величины вязкости разрушения K_{Ic} .

Заключение

Разработана методика прогнозирования ресурса торсионных валов систем поддрессоривания транспортных машин, характеризующаяся учетом влияния технологических и монтажных дефектов на возникновение ресурсных отказов. Методика базируется на разработанной математической модели роста усталостных трещин и позволяет использовать данные о кинематических и силовых параметрах нагружения подвесок, получаемых экспериментальным путем или с применением методов и средств численного моделирования.

Методика может быть использована на этапе проектирования с целью анализа распределения ресурсных отказов по системе поддрессоривания и определения значений гарантированной наработки торсионных валов индивидуальных подвесок, а также на этапе эксплуатации для определения остаточного ресурса торсионов.

Библиографический список

1. **Дмитриев, А.А.** Теория и расчет нелинейных систем поддрессоривания гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
2. **Жилейкин, М.М.** Математические модели систем транспортных средств / М.М. Жилейкин, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 207 с.
3. **Погорелов, Д.Ю.** Введение в моделирование динамики систем тел / Д.Ю. Погорелов. – Брянск: Издательство БГТУ, 1997. – 156 с.
4. **Трощенко, В.Т.** Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник в 2-х ч. Ч.1. / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. – Киев: Наукова думка, 1987. – 346 с.
5. **Мураками, Ю.** Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: в 2-х томах. Т.2 / Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990. – 1016 с.
6. **Fonte, M.** Stress Intensity Factors for Femi-Elliptical Surface Cracks in Round Bars Subjected to Mode I (Bending) and Mode III (Torsion) Loading / M. Fonte, E. Gomes, M. Freitas // European Structural Integrity Society: Multiaxial Fatigue and Fracture, Vol. 25, 1999, – P. 249-260.
7. **Покровский, А.М.** Анализ трещиностойкости торсионных валов гусеничной машины при эксплуатационных нагрузках / А.М. Покровский, Д.А. Дубин. – М.: Известия вузов. Машиностроение, – 2018. – № 1(694). – С. 37-44.

8. **Покровский, А.М.** Математическая модель распространения усталостной трещины в торсионном вале системы поддресоривания быстроходной гусеничной машины / А.М. Покровский, Д.А. Дубин, Д.С. Вдовин // Вестник машиностроения. – 2019. – № 4. – С. 27-32.

*Дата поступления
в редакцию: 29.10.2019*

V.A. Gorelov, D.A. Dubin, A.I. Komissarov, A.G. Ivanov

METHOD OF EVALUATION OF SERVICE LIFE OF TORSIONAL SHAFTS WITHIN THE SUSPENSION OF TRANSPORT VEHICLES

Bauman Moscow State Technical University

Purpose: the article presents a methodology for assessing the service life of torsion shafts of individual suspension systems of transport vehicles, based on modern principles of the theory of movement of transport vehicles and fracture mechanics.

Design/methodology/approach: the technique is based on the developed mathematical model for the propagation of an edge crack inclined relative to the longitudinal axis of the shaft located on the cylindrical part of the torsion shaft under the conditions of a simplified plane stress state.

Originality/value: a distinctive feature of the model is the use of original dependencies to determine the values of the K-calibration function when determining stress intensity factors, as well as taking into account the influence of force and kinematic factors determined by misalignment, collapse of the torsion shaft bearings and deformation of large axes of the balancers on the stress state in the vicinity of the front of the fatigue crack.

Key words: transport vehicle, service life, fracture mechanics, stress intensity factor, torsion shaft, suspension system.