

Л. А. СОСНОВСКИЙ, доктор технических наук, профессор; В. И. СЕНЬКО, доктор технических наук, профессор, ректор; Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

## ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ И ПРЕДЕЛЬНОЕ СОСТОЯНИЕ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ ТИПА КОЛЕСО–РЕЛЬС

Система колесо–рельс рассматривается как силовая, для которой характерно комплексное износосталостное повреждение. Получен общий критерий достижения предельного состояния системы и дан его анализ.

Силовой называют всякую механическую систему, которая воспринимает и передает рабочую повторно-переменную нагрузку и в которой одновременно реализуется процесс трения в любом его проявлении: при скольжении, качении, проскальзывании, ударе и др. В качестве типичной для железнодорожного транспорта укажем на систему колесо–рельс. Проблема оценки её надежности остается весьма актуальной на протяжении многих десятилетий [1, 2 и др.]. Как правило, эта оценка ведется на основании предположения, что процессы механической усталости, с одной стороны, а также процессы трения и изнашивания, с другой стороны, являются независимыми; следовательно, принимается, что износосталостные повреждения не взаимодействуют между собой. Между тем указанные повреждения реализуются в одной и той же области системы колесо–рельс. Было показано [3 – 5], что в таком случае имеет место комплексное износосталостное повреждение (ИУП). И оказалось [3 – 5], что величина предела выносливости в сильной степени зависит от условий трения и изнашивания (прямой эффект), а износосталостность в значительной мере определяется уровнем циклических напряжений (обратный эффект).

Примем эту новую концепцию для анализа ИУП и предельного состояния силовой системы типа колесо–рельс. В наиболее общем случае ИУП обусловлено следующими воздействиями:

а) контактной нагрузкой – в первом приближении будем характеризовать ее удельной силой трения  $\tau_w = fp_a$ , где  $p_a$  – номинальное контактное давление;  $f$  – коэффициент трения;

б) повторно-переменной нагрузкой – в первом приближении будем характеризовать ее циклическими напряжениями  $\sigma$ ;

в) термодинамической нагрузкой – интегрально будем характеризовать ее температурой  $T_\Sigma$ , обусловленной всеми источниками тепла;

г) электрохимической нагрузкой – опосредованно будем характеризовать ее параметром коррозионного повреждения ( $D$ ), при этом следует различать коррозию под напряжением ( $D_\sigma$ ), коррозию

при трении ( $D_\tau$ ) и термическую коррозию ( $D_T$ ).

Рассматриваемый случай мы называем общим в том смысле, что в силовой системе реализуется практически весь комплекс повреждающих явлений. С другой стороны, как нетрудно видеть, приняты два упрощающих положения: не пространственная система контактных и циклических напряжений, а лишь их "линейные эквиваленты". Однако такая схематизация нагрузок остается принципиальной, поскольку в силовой системе учтены все типы нагрузок, определяющих ее повреждение.

Пусть эффективная (т. е. расходуемая на образование и накопления разнообразных ИУП) энергия в силовой системе пропорциональна квадрату нормальных напряжений ( $a_\sigma \sigma^2$ ), квадрату фрикционных напряжений ( $a_\tau \tau_w^2$ ), температуре в зоне контакта ( $a_T T_\Sigma$ ), обусловленной всеми источниками тепла, и относительной скорости электрохимического (коррозионного) повреждения ( $1 - D$ ). Тогда критерий достижения силовой системой предельного состояния можно записать в следующем виде:

$$R_{T/M} \left[ \frac{a_T}{1 - D_T} T_\Sigma + R_{\sigma/\tau} \left( \frac{a_\sigma}{1 - D_\sigma} \sigma^2 + \frac{a_\tau}{1 - D_\tau} \tau_w^2 \right) \right] = U_0. \quad (1)$$

Критерий (1) гласит: предельное состояние силовой системы наступит, когда сумма эффективных составляющих энергии от силового, фрикционного и термического воздействий (с учетом процессов коррозии под напряжением, термической коррозии и трибохимической коррозии) достигнет критической величины  $U_0$ .

Параметры  $a \ll 1$  в (1) выделяют из полной механической и тепловой энергии их эффективные части, а  $R_{\sigma/\tau}$  учитывает взаимодействие эффективных частей механической энергии, обусловленных нормальными  $\sigma$  и фрикционными  $\tau_w$  напряжениями,  $R_{T/M}$  – взаимодействие тепловой и механических составляющих эффективной энергии; кроме того, величины  $R$  учитывают и процессы залечивания повреждений, каков бы ни был их механизм. Параметр электрохимической

повреждаемости  $0 \leq D \leq 1$  имеет следующее содержание: его увеличение эквивалентно росту эффективной (расходуемой на образование и накопление ИУП) энергии в системе. А  $U_0$  – энергетическая константа вещества, не зависящая от условий деградации материала.

Методики определения этих параметров и коэффициентов таковы. Принимая во внимание физико-механические [6] и термодинамические [7] представления о процессах разрушения, запишем

$$U_M = s_k \frac{\sigma_{th} C_a}{E \alpha_V} = U_0 = kT_s \ln \frac{k\Theta_D}{h} = U_T, \quad (2)$$

где  $s_k$  – коэффициент приведения;  $C_a$  – атомная теплоемкость;  $\alpha_V$  – коэффициент термического расширения объема;  $\sigma_{th}$  – теоретическая прочность;  $T_s$  – температура плавления;  $k$  – постоянная Больцмана;  $\Theta_D$  – температура Дебая;  $h$  – постоянная Планка;  $E$  – модуль упругости. Из равенства (2) следует, что  $U_0$  – энергия активации данного вещества, по порядку величины равная  $1 \dots 10$  эВ в расчете на одну частицу, атом или молекулу ( $\approx 10^2 \dots 10^3$  кДж/моль), т.е. величина, близкая к энергии разрыва межатомной связи в твердом теле. И ее уровень не зависит от того, каким способом он достигается – механическим, тепловым либо их совокупным действием ( $U_M = U_0 = U_T$ ). Методики экспериментального определения  $U_0$  разработаны и хорошо известны.

Вклад процессов коррозии в ИУП силовой системы характеризуют параметры  $0 \leq D \leq 1$ , которые можно определить так:

$$1 - D_T = b_T \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(T)}} \right)^{m_{v(T)}}; \quad 1 - D_\sigma = b_\sigma \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(\sigma)}} \right)^{m_{v(\sigma)}}; \quad (3)$$

$$1 - D_\tau = b_\tau \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(\tau)}} \right)^{m_{v(\tau)}},$$

где  $v_{ch}$  – скорость коррозии в данной среде;  $v_{ch(T)}$ ,  $v_{ch(\sigma)}$ ,  $v_{ch(\tau)}$  – скорость коррозии в той же среде соответственно при термическом, силовом, фрикционном воздействиях;  $b$  – коэффициенты, которые учитывают процессы коррозионной эрозии,  $m_v$  – параметры, определяющие интенсивность электрохимического повреждения материалов при силовом (индекс  $\sigma$ ), фрикционном (индекс  $\tau$ ) и термодинамическом (индекс  $T$ ) нагружениях.

Параметры  $a$  в (1) находят из граничных условий при отсутствии коррозии ( $D = 0$ ):

$$\left. \begin{aligned} \text{если } T_\Sigma = 0, \sigma = 0, \text{ то } a_\tau \tau_*^2 = U_0, \quad a_\tau = U_0 / \tau_*^2 \\ \text{если } T_\Sigma = 0, \tau_w = 0, \text{ то } a_\sigma \sigma_*^2 = U_0, \quad a_\sigma = U_0 / \sigma_*^2 \\ \text{если } \sigma = 0, \tau_w = 0, \text{ то } a_T T_* = U_0, \quad a_T = U_0 / T_* \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Здесь  $\tau_*$ ,  $\sigma_*$ ,  $T_*$  – пределы разрушения материала соответственно при фрикционном, силовом, термическом воздействиях [8].

Коэффициент  $R_{\sigma/\tau}$  определяют по результатам соответствующих износоусталостных испытаний либо из критерия (1) при условии, что  $T_\Sigma = 0$ ,  $D = 0$  и  $R_{T/M} = 1$ :

$$\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} = \frac{a_\sigma \sigma^2}{U_0} (1 + \rho_{\tau/\sigma}), \quad (5)$$

где

$$\rho_{\tau/\sigma} = a_\tau \tau_w^2 / a_\sigma \sigma^2. \quad (6)$$

Согласно (5), коэффициент  $R_{\sigma/\tau}$  есть функция соотношения (6) эффективных составляющих фрикционной и силовой энергий, поэтому  $\rho_{\tau/\sigma}$  – показатель асимметрии механизмов фрикционного (путем сдвига) и циклического (путем отрыва) повреждений.

Аналогично нетрудно найти:

$$\frac{1}{R_{T/M}} = \frac{a_T T_\Sigma}{U_0} (1 + \rho_{M/T}), \quad (7)$$

где

$$\rho_{M/T} = \frac{R_{\sigma/\tau} (a_\sigma \sigma^2 + a_\tau \tau_w^2)}{a_T T_\Sigma} = R_{\sigma/\tau} \frac{a_\sigma \sigma^2}{a_T T_\Sigma} (1 + \rho_{\tau/\sigma}). \quad (8)$$

Согласно (7), коэффициент  $R_{T/M}$  есть функция соотношения (8) эффективных составляющих механической (в числителе) и тепловой (в знаменателе) энергий, поэтому  $\rho_{M/T}$  – показатель асимметрии механизмов термодинамического и механического повреждений.

Критерий (1) имеет весьма общий характер, он считается справедливым при любых режимах и условиях нагружения в широком диапазоне изменения величин  $\sigma \geq 0$ ,  $\tau_w \geq 0$ ,  $T \geq 0$ ,  $D \geq 0$ .

Если в (1) принять  $\sigma = \sigma_{lim}$ , то нормальные предельные напряжения вычисляют с учетом влияния процессов трения, изнашивания и коррозии при заданной температуре (прямой эффект):

$$\sigma_{lim} = \left[ \frac{U_0 \frac{1}{R_{T/M} R_{\sigma/\tau}} - \frac{1}{R_{\sigma/\tau}} \frac{a_T}{1 - D_T} T_\Sigma - \frac{a_\tau}{1 - D_\tau} \tau_w^2}{a_\sigma / (1 - D_\sigma)} \right]^{1/2}. \quad (9)$$

Если в (1) принять  $\tau_w = \tau_{lim}$ , то предельные фрикционные напряжения вычисляют с учетом влияния циклических напряжений и процессов коррозии при заданной температуре (обратный эффект):

$$\tau_{lim} = \left[ \frac{U_0 \frac{1}{R_{T/M} R_{\sigma/\tau}} - \frac{1}{R_{\sigma/\tau}} \frac{a_T}{1 - D_T} T_\Sigma - \frac{a_\sigma}{1 - D_\sigma} \sigma^2}{a_\tau / (1 - D_\tau)} \right]^{1/2}. \quad (10)$$

Графическое представление уравнений (1), (9) и (10) дано на рисунке 1 в виде многокритериальных диаграмм 1–5 предельных состояний различных силовых систем.

Здесь ось ординат служит прочностной шкалой, а ось абсцисс – трибологической шкалой.

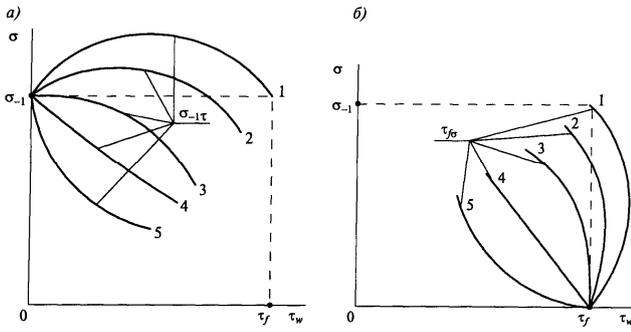


Рисунок 1 – Диаграммы предельных состояний различных силовых систем

В результате обычных испытаний на усталость (трение отсутствует, так что  $\tau_w = 0$ ) определяют предел выносливости  $\sigma_{-1}$  элемента конструкции (см. рисунок 1). При износоусталостных испытаниях силовой системы его значение изменяется вследствие влияния процессов трения и изнашивания (на рисунке 1, а обозначено  $\sigma_{-1\tau}$ ). Это изменение определяет основные закономерности прямого эффекта. Они могут быть описаны характерными кривыми 1—5 (см. рисунок 1, а) в зависимости от типа силовой системы и условий ее эксплуатации (уровень контактной нагрузки, температура, свойства окружающей среды и т. д.).

В результате обычных испытаний пары трения (циклические напряжения отсутствуют, т. е.  $\sigma = 0$ ) находят предельную величину фрикционного напряжения  $\tau_f$ , которую называют также *пределом фрикционной усталости* (либо предельную величину контактного давления  $p_f$ , которая соответствует значению  $\tau_f$ ) (см. рисунок 1). При износоусталостных испытаниях силовой системы его значение изменяется вследствие влияния уровня циклических напряжений (на рисунок 1, б обозначено  $\tau_{f\sigma}$ ). Это изменение определяет основные закономерности обратного эффекта. Они аналогично могут быть описаны характерными кривыми 1—5 (см. рисунок 1, б) в зависимости от типа силовой системы и условий ее эксплуатации (уровень циклической нагрузки, температура, свойства окружающей среды и др.) Здесь кривые 1—5 имеют тот же смысл, что и кривые 1—5 на рисунке 1, а. Существенное различие состоит в том, что при прямом эффекте, как уже отмечалось, предельное состояние системы достигается по критериям сопротивления механической усталости (объемное разрушение), тогда как при обратном эффекте предельное состояние достигается по критериям трения и изнашивания (поверхностное разрушение).

Наиболее важные выводы, которые можно сделать при анализе уравнений (1), (3), (9), (10) и рисунке 1, таковы:

1 Процессы трения и изнашивания, в зависимости от условий их реализации, могут не только значительно снижать (см. кривые 3, 4 и 5 на рисунке 1, а), но и существенно повышать (см. кри-

вые 1 и 2 на рисунке 1, а) сопротивление усталости силовой системы. Это означает, что в определенных условиях ее эксплуатации трение и изнашивание полезны. И еще: изменяя условия трения и изнашивания должным образом, можно эффективно управлять процессами ИУП конкретной силовой системы.

2 Циклические напряжения, в зависимости от условий испытания, могут не только значительно снизить (см. кривые 3, 4 и 5 на рисунке 1, б), но и существенно повышать (см. кривые 1 и 2 на рисунке 1, б) износостойкость силовой системы. Это означает, что в определенных условиях ее эксплуатации циклические напряжения благоприятны. И еще: изменяя условия циклического нагружения должным образом, можно эффективно управлять процессами ИУП конкретной силовой системы.

В обоих случаях — при прямом и обратном эффектах — *управляющим параметром* ИУП служит соотношение

$$\Psi = \sigma / \tau_w, \quad (11)$$

которое имеет критическое значение

$$\Psi_K = \sigma_{-1} / \tau_f. \quad (12)$$

При  $\Psi > \Psi_K$  реализуется прямой эффект, а при  $\Psi < \Psi_K$  — обратный эффект. Легко видеть, что управляющий параметр  $\Psi$  связан с показателями (6) и (8) асимметрии ИУП:

$$\rho_{\tau/\sigma} = \frac{a_\tau}{a_\sigma} \frac{1}{\Psi^2}; \quad \rho_{M/T} = R_{\sigma/\tau} \frac{a_\sigma \sigma^2}{a_T T_\Sigma} \left( 1 + \frac{a_\tau}{a_\sigma} \frac{1}{\Psi^2} \right).$$

Имея (1), (3), (9) и (10), нетрудно рассмотреть и проанализировать ряд частных случаев [9].

Пусть изучается прямой эффект в случае, когда  $\tau_w = \text{const}$  и  $T = \text{const}$ ,  $D = 0$ . Тогда из критерия (1) имеем следующее выражение для предела выносливости по критерию образования магистральной усталостной трещины (объемное разрушение):

$$\sigma_{-1\tau} = \left[ \frac{(U_0 / R_{T/M} - a_T T) / R_{\sigma/\tau} - a_\tau \tau_w^2}{a_\sigma} \right]^{1/2} = \sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}. \quad (13)$$

В случае обратного эффекта, когда  $\sigma = \text{const}$ ,  $T = \text{const}$  и  $D = 0$ , из (1) аналогично получаем формулу для предела выносливости по критерию достижения предельного состояния вследствие контактной усталости (поверхностное разрушение):

$$\tau_{f\sigma} = \tau_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}. \quad (14)$$

По (13) и (14) можно построить в относительных координатах  $\sigma/\sigma_{-1}$  (либо  $\sigma_{-1\tau}/\sigma_{-1}$ ) —  $\tau_w/\tau_f$  (либо  $\tau_{f\sigma}/\tau_f$ ) диаграммы предельных состояний типичных силовых систем (рисунок 2, а). На рисунке 2, б даны соответствующие им зависимости коэффициента  $R_{\sigma/\tau}$  от относительной величины управляющих парамет-

ров (11) и (12).

Анализ рисунка 2, а и б приводит к следующим заключениям [9].

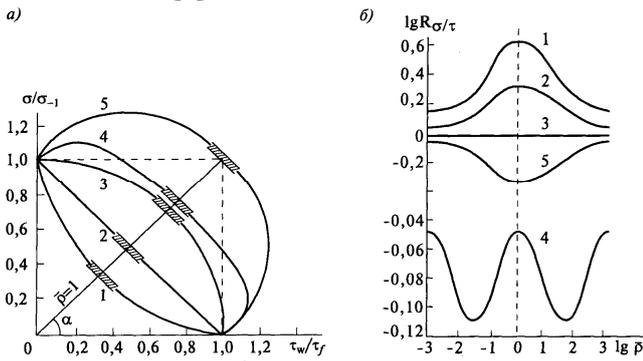


Рисунок 2 – Схемы: а – пяти типов (1-5) возможных диаграмм предельных состояний силовых систем; б – соответствующих им пяти типов (1-5) зависимостей  $R_{\sigma/\tau}(\bar{\rho})$

Линии 1 – 3 отвечают тем силовым системам и условиям их эксплуатации, в которых во всем диапазоне  $0 \leq \tau_w \leq \tau_f$  изменения фрикционных напряжений предел выносливости  $\sigma_{-1\tau}$  снижается, а процессы разупрочнения при ИУП преобладают. Кривая 1 на рисунке 2, а характеризует высокую степень разупрочнения силовой системы при ИУП – имеет место резкое снижение предельных напряжений  $\sigma_{-1\tau}$  по мере увеличения  $\tau_w$ . Заметим, что для указанной зависимости характерным является то, что  $R_{\sigma/\tau} \geq 1 = var$  во всем диапазоне  $0 \leq \tau_w \leq \tau_f$  изменения  $\tau_w$ , а связь  $R_{\sigma/\tau}(\bar{\rho})$  в двойных логарифмических координатах (см. рисунок 2, б) представляет собой экспоненциальную функцию с одним максимумом (при  $\bar{\rho} = 1$ ); при этом  $R_{\sigma/\tau} = 1$ , когда  $\bar{\rho} = 0$  или  $\bar{\rho} = \infty$ . Аналогичной функцией описывается и связь  $R_{\sigma/\tau}(\bar{\rho})$  для силовой системы с обратно пропорциональной линейной зависимостью 2 на диаграмме (см. рисунок 2, а и б); для нее также  $R_{\sigma/\tau} \geq 1 = var$  при  $0 \leq \tau_w \leq \tau_f$ . Характерной является кривая 3 на диаграмме, для которой  $R_{\sigma/\tau} = 1,0 = const$  в заданном диапазоне изменения  $\tau_w$ . В этом случае процессы упрочнения и разупрочнения, протекающие в системе при ИУП, взаимно уравновешивают друг друга.

Кривая 4 на диаграмме (см. рисунок 2, а) характеризует ИУП таких силовых систем и условий их эксплуатации, для которых процессы упрочнения превалируют на одном участке заданного интервала изменения  $\tau_w$ , а процессы разупрочнения – на другом. Первые имеют место при увеличении  $\tau_w$  от 0 до  $\sim 0,45\tau_f$ . Можно также отметить, что для рассматриваемого случая связь  $R_{\sigma/\tau}(\bar{\rho})$  представляет собой сложную экспоненциальную функцию с одним максимумом (при  $\bar{\rho} = 1$ ) и двумя минимумами, соответствующими максимально возможным значениям предельных напряжений. Величина  $R_{\sigma/\tau} \leq 1$  во всем заданном диапазоне изменения  $\tau_w$ , причем

$R_{\sigma/\tau} = 1,0$  при  $\bar{\rho} = 0$  и  $\bar{\rho} = \infty$ .

Кривая 5 на диаграмме (см. рисунок 2, а) отличается тем, что во всем диапазоне  $0 \leq \tau_w \leq \tau_f$  в силовой системе доминируют процессы упрочнения. Поэтому зависимость  $R_{\sigma/\tau}(\bar{\rho})$ , ей соответствующая (кривая 5 на рисунке 2, б), описывается функцией, обратной зависимости  $R_{\sigma/\tau}(\bar{\rho})$  для силовых систем, в которых имеют место процессы разупрочнения (см. кривые 1, 2 на рисунке 2).

На основе критерия (1) и с учетом (3) можно получить уравнение для оценки долговечности исследуемой системы, выраженной в единицах времени:

$$t_{lim} = R_{\tau/M} \left[ \frac{b_T}{a_T} \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(T)}} \right)^{m_{v(T)}} \frac{T_i^{m_T}}{T^{m_T-1}} \frac{N_{GT}}{k_T} + R_{\sigma/\tau} \left( \frac{b_\sigma}{a_\sigma} \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(\sigma)}} \right)^{m_{v(\sigma)}} \frac{\sigma_{-1}^{m_\sigma}}{\sigma^{m_\sigma-2}} \frac{N_{G\sigma}}{k_\sigma} + \frac{b_\tau}{a_\tau} \left( \frac{v_{ch}}{v_{ch(\tau)}} \right)^{m_{v(\tau)}} \frac{\tau_f^{m_\tau}}{\tau_w^{m_\tau-2}} \frac{N_{G\tau}}{k_\tau} \right) \right] U_0. \quad (15)$$

Здесь параметры  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_f$ ,  $T_i$ ,  $m$ ,  $N_G$  определяют по соответствующей кривой усталости (рисунок 3), а размерные коэффициенты  $k$  переводят число циклов  $N_G$  во время  $t_G = N_G/k$ . При расчетах по уравнению (15) определяют время  $t_{lim}$  до наступления предельного состояния силовой системы по любому из возможных критериев (усталостное разрушение, предельный износ и т.д.), однако заранее не удается предсказать, каким именно критерием лимитируется долговечность  $t_{lim}$ .

Согласно уравнению (15), долговечность системы уменьшается, если растут нагрузки ( $\sigma$ ,  $\tau_w$ ,  $T$ ,  $v_{ch(\sigma,\tau,T)}$ ), либо снижаются (ухудшаются) характеристики сопротивления разрушению ( $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_f$ ,  $T_i$ ,  $N_G$ ,  $V_0$ ). Влияние параметров  $m$  на долговечность сложное, оно зависит от соотношения величин нагрузочных и предельных параметров ( $\sigma_{-1}/\sigma$ ,  $T_i/T$ ,  $\tau_f/\tau$ ) и, следовательно, может приводить как к ее увеличению, так и к снижению. Подробный анализ уравнения (15) выходит за рамки данной работы.

Таким образом, критерий (1) позволяет прогнозировать условия перехода силовой системы в предельное состояние, характеризующееся недопустимым повреждением трущихся и деформируемых элементов системы и/или их разрушением. А уравнения (9), (10) и (15) позволяют оценить ее сопротивление повреждению и разрушению при воздействии комплекса внешних нагрузок.

Следовательно, можно ставить и успешно решать задачу оптимального (динамического) управления долговечностью силовой системы с учетом взаимодействия повреждений различной природы (рисунок 4), разрабатывая соответствующие *tf*-каналы управления.

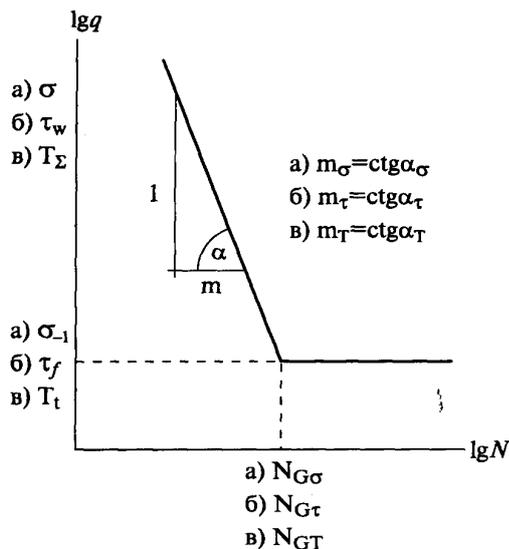


Рисунок 3 – Схема кривых механической (а), фрикционной (б) и термической (в) усталости, построенные в двойных логарифмических координатах

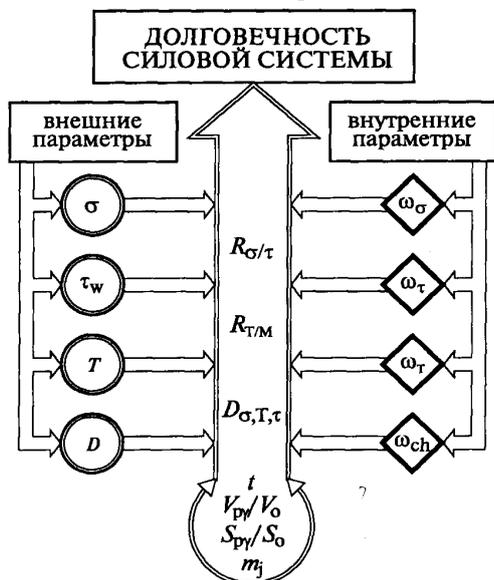


Рисунок 4 – Основные параметры управления долговечностью силовой системы:  $V_p/V_0$ ,  $S_p/S_0$  – конструктивно-технологические и геометрические параметры системы;  $m_j$  – параметры состава и строения (механо-физико-химических свойств) материалов;  $\sigma$ ,  $\tau_w$ ,  $T$ ,  $D$  – нагрузочные параметры;  $\omega_\sigma$ ,  $\omega_\tau$ ,  $\omega_T$ ,  $\omega_{ch}$  – параметры состояния (поврежденности) элементов;  $R_{\sigma/\tau}$ ,  $R_{T/M}$ ,  $D_{\sigma, T, \tau}$  – параметры взаимодействия повреждений

Заметим, что в общем критерии (1) не было наложено никаких ограничений на определяющие параметры  $\sigma$ ,  $\tau_w$ ,  $T_\Sigma$ , поэтому полученные решения могут быть применены в весьма широком диапазоне их изменения, в том числе в упругопластической

Получено 08.11.2001

L. A. Sosnovskiy, V. I. Senko. Wear-Fatigue Damage and Limiting State of an Wheel-Rail Type Active System

Friction pair wheel-rail is considered as an active system for which complex wear-fatigue damage is characteristic. A general criterion and its analyses is given in the paper.

области. Для анализов случаев сложного напряженно-деформированного состояния вместо циклических и фрикционных напряжений можно принять соответствующие эквивалентные (приведенные) напряжения, определяемые в соответствии с известными теориями прочности.

Более подробно сведения по механике комплексного (износоусталостного) повреждения силовых систем современных машин можно найти в работах [3–5, 9–14 и др.].

#### Список литературы

- 1 Шахуняц Г. М. Расчеты верхнего строения пути. – М.: Трансжелдориздат, 1959. – 264 с.
- 2 Лысюк С. В., Каменский В. Б., Башкатова Л. В., Желнин Г. Г., Тейтель А. М., Кузнецов В. В. Основы создания нормативной базы надежности пути // Путь и путевое хозяйство. 2001. № 10. – С. 6-10.
- 3 Сосновский Л. А., Махутов Н. А., Шуринов В. А. Фрикционно-механическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) // Заводская лаборатория. 1992. № 9. С. 46 – 63.
- 4 Сосновский Л. А., Махутов Н. А., Шуринов В. А. Контактномеханическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) // Заводская лаборатория. 1992. № 11. С. 44 – 61.
- 5 Сосновский Л. А., Махутов Н. А. Коррозионно-механическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) // Заводская лаборатория. 1993. № 7. С. 33 – 34.
- 6 Журков С. Н. Дилатонный механизм прочности твердых тел / Физика прочности и пластичности. – Л.: Наука, 1986. – С. 5 – 11.
- 7 Иванова В. С., Терентьев В. Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 456 с.
- 8 Сосновский Л. А. Надежность и долговечность элементов силового металлополимерного трибосопряжения в процессе износоусталостных испытаний // Надежность и долговечность машин и сооружений. 1996. № 9. С. 93 – 103.
- 9 Сосновский Л. А., Богданович А. В. Теория накопления износоусталостных повреждений // Трибофатика-98/99: Ежегодник. Вып. 1; Под ред. Н. А. Махутова. – Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. – 60 с.
- 10 Proceedings of III International Symposium on Tribo-Fatigue (ISTF'2000, October 22 – 26, 2000, Beijing, China). Ed. By Gao Wanzhen and Li Jian. — Hunan University Press, China, 2000. — 653 pp.
- 11 Сосновский Л. А., Сенко В. И., Матвеев В. И. Что может дать трибофатика? // Железнодорожный транспорт. 1993. № 3. С. 49 – 52.
- 12 Трибофатика. Термины и определения (ГОСТ 30638-99). – М.: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. – 17 с.
- 13 Сосновский Л. А., Махутов Н. А. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности. – Москва-Гомель: ФЦНТП «Безопасность», НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. – 304 с.
- 14 Сосновский Л. А., Троценко В. Т., Махутов Н. А., Гао Ван-Чжэн, Богданович А. В., Щербаков С. С. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование. – Гомель-Москва-Киев-Ухань: НПО "ТРИБОФАТИКА", 2001. – 170 с.