

**О ПРОЕКТИРОВАНИИ СИЛОВЫХ СИСТЕМ
ПО КРИТЕРИЯМ ТРИБОФАТИКИ**¹⁾ *НПО ТРИБОФАТИКА**Гомель, Беларусь*²⁾ *НИРУП "Белавтортракторостроение"**Минск, Беларусь*³⁾ *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН**Москва, Россия*⁴⁾ *Институт проблем прочности НАН Украины**Киев, Украина*

Введение. К настоящему времени расчеты на прочность при проектировании машин и оборудования (по предельному состоянию) приобрели классическое завершение. В последние десятилетия развитие техники потребовало разработки методов оценки ресурса и живучести, и они были созданы на базе механики деформируемого твердого тела путем построения механики рассеянной поврежденности и механики трещин (механики разрушения).

Нельзя сказать, что аналогичные достижения имеются в области расчетов на трение и износ. По нашему мнению, это связано, в частности, с тем, что в основу таких расчетов положена не механика деформируемого твердого тела, а механика дискретного контакта тел с шероховатой поверхностью. Если нулевым признается линейный износ на глубину, соответствующую высоте неровностей, то очевидно, что взаимодействие тел при трении и изнашивании должно быть описано с учетом деформирования и поверхностного разрушения шероховатых поверхностей контакта.

Между тем современный этап развития машиностроения ставит перед наукой очередную – более сложную задачу: проектирование силовых систем, которые работают при сочетании контактных и внеконтактных нагрузок, например, в условиях механической усталости с одновременной реализацией процессов трения в любых его проявлениях (скольжение, качение, фреттинг и др.). Как правило, это наиболее ответственные узлы машин и оборудования; методы их расчета должны быть разработаны с учетом комплексного – износоусталостного повреждения (ИУП) и разрушения их элементов.

Ниже изложены основы таких расчетов, разрабатываемые в рамках трибофатики [1–4].

Предельное состояние. Расчетные схемы типичных силовых систем показаны на рис.1.

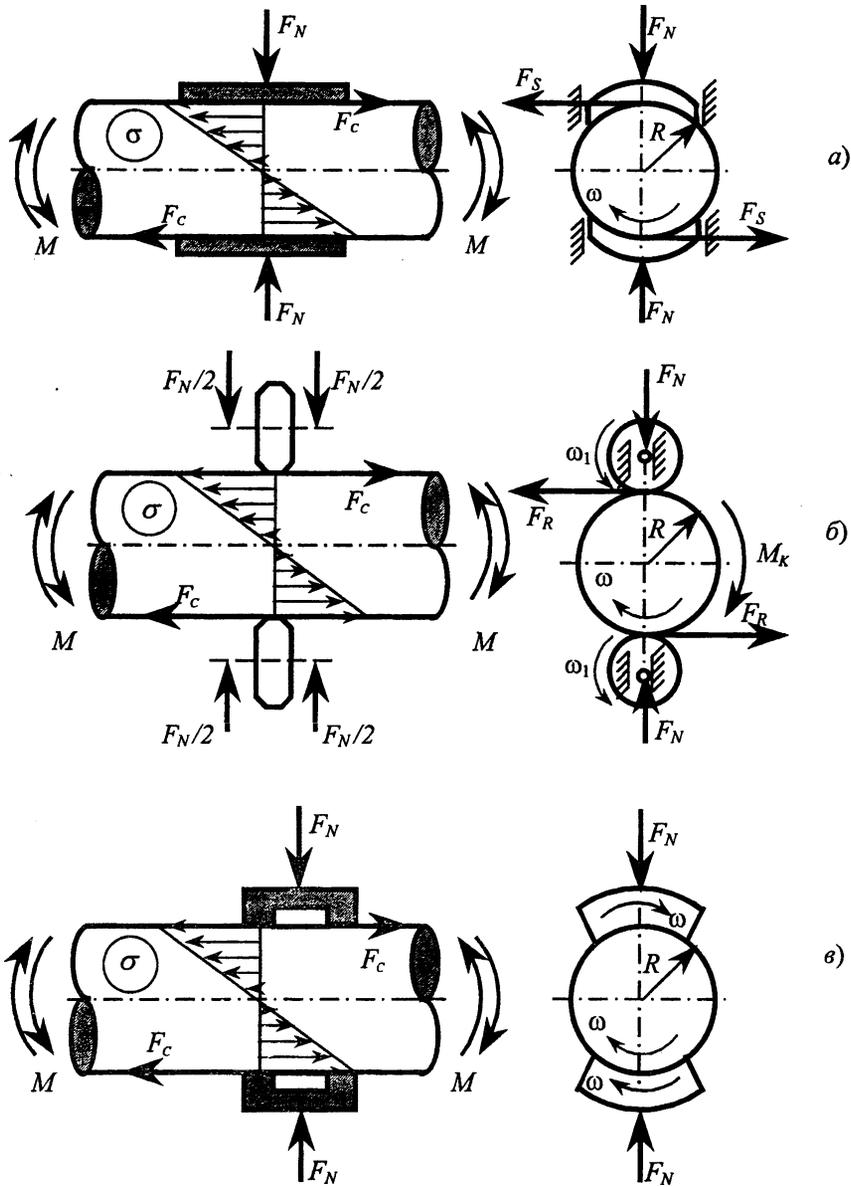


Рисунок 1 – Схемы силовых систем, работающих в условиях фрикционно-механической (а), контактно-механической (б) и фреттинг-усталости (в)

Для таких систем примем, что 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 скорости электрохимического (коррозионного) повреждения (D). Тогда критерий достижения силовой системой предельного состояния можно записать в следующем виде:

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

Если относительные меры термодинамического (ω_T), силового (ω_σ) и фрикционного (ω_τ) повреждений с учетом влияния коррозии (D)

$$\omega_T = \frac{a_T T_\Sigma}{U_0(1-D_T)}, \quad \omega_\sigma = \frac{a_\sigma \sigma^2}{U_0(1-D_\sigma)}, \quad \omega_\tau = \frac{a_\tau \tau_w^2}{U_0(1-D_\tau)}, \quad (2)$$

то мера комплексного ИУП

$$\omega_\Sigma = R_{T/M} [\omega_T + R_{\sigma/\tau} (\omega_\sigma + \omega_\tau)] \quad (3)$$

и тогда критерий (1) будет

$$\omega_\Sigma = 1. \quad (1a)$$

Здесь $R_{\sigma/\tau}$ учитывает взаимодействие эффективных частей механической энергии, обусловленных нормальными σ (от внеконтактных сил) и фрикционными τ_w (от контактной нагрузки) напряжениями, а $R_{T/M}$ – взаимодействие тепловой и механических составляющих эффективной энергии; кроме того, величины $R \geq 1$ учитывают и процессы залечивания повреждений, коков бы ни был их механизм. Коэффициенты $a \ll 1$ выделяют из полной механической и тепловой энергии их эффективные части, а U_0 – энергетическая константа вещества, не зависящая от условий деградации материала. Так, принимая во внимание физико-механические [5] и термодинамические [6] представления о процессах разрушения, запишем

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

где C_a – атомная теплоемкость; α_V – коэффициент термического расширения объема; σ_{th} – теоретическая прочность; T_s – температура плавления; k – постоянная Больцмана; Θ_D – температура Дебая; h – постоянная Планка; E – модуль упругости; s_k – коэффициент приведения.

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

$$1 - D_T = b_T (v_{ch} / v_{ch(T)})^{m_\nu(T)}; \quad 1 - D_\sigma = b_\sigma (v_{ch} / v_{ch(\sigma)})^{m_\nu(\sigma)}; \quad 1 - D_\tau = b_\tau (v_{ch} / v_{ch(\tau)})^{m_\nu(\tau)} \quad (4)$$

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 воздействии; b – коэффициенты, которые учитывают коррозионную эрозию; m_ν – параметры, определяющие интенсивность электрохимического повреждения материала при силовом (индекс σ), фрикционном (индекс τ) и термодинамическом (индекс T) нагружении.

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

$$\text{если } T_\Sigma = 0, \sigma = 0, \quad \text{то } a_\tau \tau_*^2 = U_0, \quad a_\tau = U_0 / \tau_*^2$$

$$\text{если } T_\Sigma = 0, \tau_w = 0, \quad \text{то } a_\sigma \sigma_*^2 = U_0, \quad a_\sigma = U_0 / \sigma_*^2$$

$$\text{если } \sigma = 0, \tau_w = 0, \quad \text{то } a_T T_* = U_0, \quad a_T = U_0 / T_*$$

Здесь σ_* , τ_* , T_* – пределы деструкции материала соответственно при силовом, фрикционном, термическом воздействии.

Графическое представление уравнения (1) дано на рисунке 2 в виде многокритериальных диаграмм 1-5 предельных состояний различных силовых систем. Здесь ось ординат служит прочностной шкалой, а ось абсцисс – трибологической шкалой ($\tau_w =$

Если изучается обратный эффект, то аналогично из (1) имеем

$$\tau_{f\sigma} = \tau_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}, \quad (6)$$

где должно быть

$$\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2} \geq 0.$$

Принимая во внимание формулы (5) и (6), запишем соответствующие условия прочности

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_{-1\tau} / n_{\sigma\tau}, \quad (7)$$

$$\tau_w = fp_a \leq [\tau] = \tau_{f\sigma} / n_{\tau\sigma}. \quad (8)$$

Условие (8) можно записать и по контактному давлению

$$p_a \leq [p] = p_{f\sigma} / n_{p\sigma}. \quad (9)$$

В формулах (7) – (9) $[\sigma]$, $[\tau]$, $[p]$ – допускаемые напряжения, n – соответствующие коэффициенты запаса. Используя (7) – (9), нетрудно, применяя известные процедуры сопротивления материалов, ставить и решать любую из трех задач: 1) проверка прочности, 2) выбор материалов для изготовления элементов силовой системы, 3) определение размеров их поперечного сечения.

Так, из (7) с учетом (5) получаем формулу для вычисления требуемого момента сопротивления (изгибу) вала (см. рис. 1)

$$W = \frac{Mn_{\sigma\tau}}{\sigma_{-1\tau}} = \frac{Mn_{\sigma\tau}}{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}. \quad (10)$$

А из (8) с учетом (6) получаем формулу для вычисления требуемой (номинальной) площади (контакта) контртела

$$A_a = \frac{fF_N n_{\tau\sigma}}{\tau_{f\sigma}} = \frac{fF_N n_{\tau\sigma}}{\tau_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}. \quad (11)$$

Нетрудно видеть, что расчет вала с использованием формулы (10), а контртела – формулы (11) позволяет выполнить проектирование силовой системы по основным критериям трибофатики.

Управление процессами ИУП. Общее содержание задачи управления процессами ИУП таково (рисунки 3).

Силовая система (СС) рассматривается как объект управления. Задача формирования оптимальной программы управления ставится как оптимизационная: $F(\sigma, p) \Rightarrow \min$, $C_0 \Rightarrow \min$, т. е. на основании технико-экономического расчета устанавливается параметр $\text{opt } F$ оптимизации. При эксплуатации СС измеряется множество $\{a_j\}$ параметров a_j ее состояния. По результатам измерений формируется текущая мера $\omega_\Sigma(t)$ комплексного ИУП, которая является функцией времени t и частных мер поврежденности ω_σ , ω_p , ω_{ch} , ω_T , обусловленных циклическими напряжениями (индекс σ), контактным давлением (индекс p), процессами электрохимической коррозии (индекс ch), температурой (индекс T) в зоне контактного взаимодействия элементов СС. Состояние СС в любой момент эксплуатации оценивается по интегральному параметру $F_t(\sigma, p, \omega_\Sigma(t))$. Дальнейшая цель состоит в сопоставлении (сравнении) оптимального ($\text{opt } F$) и текущего (F_t) значений интегрального параметра F . На основании получаемого рас-

согласования ΔF параметров орт F и F_i решается задача синтеза динамического или оптимального управления $U = \varphi(\Delta F)$. Физическую реализуемость управления СС обеспечивает исполнительный орган (ИО).

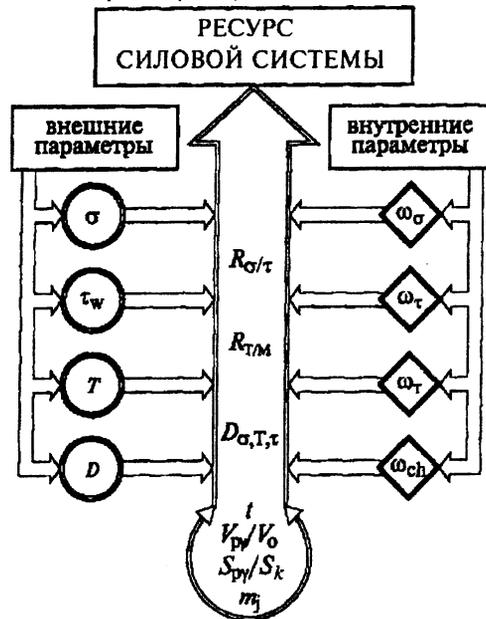


Рисунок 4 – Трибофатические каналы управления ресурсом силовой системы

Основные tf -каналы (трибофатические) управления ИУП представлены на рисунке 4, к которым относятся *а*) конструктивно-технологические параметры ($V_{Pj}/V_0, S_{Pj}/S_k$), *б*) параметры $m_j, j = 1, 2, \dots, n$, состава, строения и (механо-физико-химических свойств) материалов, *в*) нагрузочные параметры (σ, T, τ_w, D), *г*) параметр времени (t), *д*) параметры состояния (поврежденности) элементов ($\omega_\sigma, \omega_\tau, \omega_T, \omega_{ch}$), *е*) параметры взаимодействия повреждений ($R_{\sigma/\tau}, R_{T/M}, D_{\sigma,T,\tau}$).

Если с технико-экономической точки зрения задача оптимального управления процессами ИУП определена (см. рисунки 3, 4) и решена, это не означает, что проектируемая машина удовлетворяет современной концепции ее безопасности. Хотя требуемый ресурс обеспечен, но гарантии безопасности для персонала (и окружающей среды) могут быть нарушены. Отсюда вытекает необходимость реализации подхода КРН (рисунок 5). Заметим, с другой стороны, что качество, риск, безопасность могут оказаться не только недостаточными, но и избыточными, что безусловно выявляется при эксплуатации машины; поэтому управляющее воздействие записано со знаками $\pm U$.

Если мера комплексного ИУП в первом цикле нагружения силовой системы оценивается по (3), то накопление повреждений во времени можно прогнозировать по функции [7, 8]:

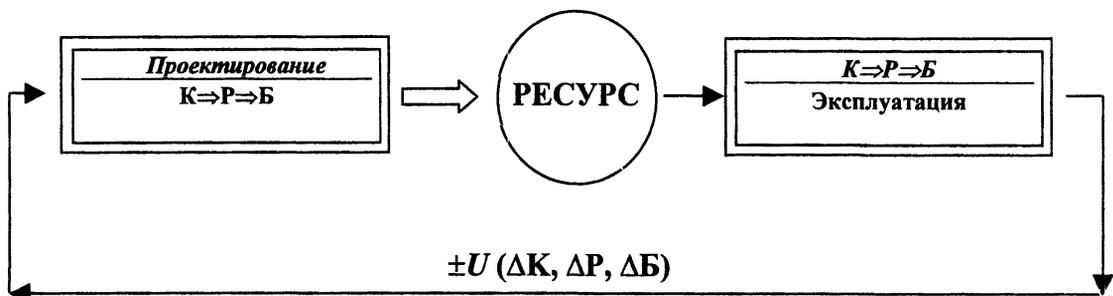


Рисунок 5 – К задаче управления ИУП с учетом подхода КРБ (качество – риск – безопасность)

$$\omega_{\Sigma n} = \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N} \right)^h \right]^q. \quad (12)$$

где $n = n(\sigma, \tau_w)$ – число циклов нагружения силовой системы, $N = N(\sigma, \tau_w)$ – число циклов до наступления ее предельного состояния по любому признаку, т. е. долговечность силовой системы, $h \geq 1$, $q \geq 1$ – параметры разупрочнения–упрочнения материала. Функция (12) прогнозирует при $h = 1$, $q = 1$ линейный закон накопления ИУП; при $q = 1$, $h \geq 1$ – нелинейное разупрочнение; при $q > 1$, $h = 1$ – нелинейное упрочнение; при $h > 1$, $q > 1$ – сложные процессы упрочнения–разупрочнения.

Мера (3) комплексного ИУП может изменяться в интервале

$$0 \leq \omega_{\Sigma n} \leq 1.$$

Следовательно, условием недостижения предельного состояния силовой системы (по любому критерию) будет

$$n_{\Sigma} = \frac{1}{\omega_{\Sigma n}} \leq [n], \quad (13)$$

при этом допустимый коэффициент безопасности устанавливается технико-экономическим расчетом и, очевидно, должен быть $[n] > 1,0$.

Для реализации подхода КРБ (см. рис. 5) используют показатель риска [9, 10]

$$\rho(x) = \frac{D(x)}{P(x)}, \quad (14)$$

где $P(x)$ и $D(x)$ – статические показатели качества и его нарушения, определяемые по данной характеристике x сопротивления ИУП, а λ_x – переходная функция, обеспечивающая тождество

$$\lambda_x \rho(x) \equiv \rho(t),$$

где риск применения силовой системы

$$\rho(t) = \frac{P(t)}{Q(t)}, \quad (15)$$

$P(t)$, $Q(t)$ – вероятность ее отказа и безопасной работы за время t . Показатель безопасности определяется как величина, дополняющая показатель риска до единицы, т. е.

$$R_p = 1 - \rho. \quad (16)$$

Процедуры оценки показателей $P(x)$ и $D(x)$ в (14) регламентирует стандарт СТБ 1234 – 2000.

Таким образом, задача управления ИУП, проиллюстрирована на рис. 3 – 5, оказывается реализуемой и расчетным путем с помощью формул (12) – (16).

Заключение. Ввиду того, что процессы трения и изнашивания существенно изменяют характеристики сопротивления усталости элементов конструкций, а циклические напряжения, в свою очередь, существенно изменяют износостойкость узлов трения [1 – 4], расчеты силовых систем необходимо вести с учетом прямого и обратного эффектов. Это означает, что пришло время для перехода от расчетов отдельных деталей к проектированию силовых систем по критериям трибофатики.

В данном докладе изложены основы такого проектирования.

По нашему мнению, применительно к силовым системам традиционная цель борьбы (любыми средствами) с усталостью или износом не может считаться рациональной, поскольку взаимодействие этих явлений в ряде случаев приводит не к деградации системы, а, наоборот, к увеличению ее несущей способности и долговечности [1 – 4]. Это означает, что основной задачей является оптимальное управление процессами износоусталостного повреждения. Конечно, эта задача является весьма сложной, но за-

то и очень практичной: речь идет об эффективном управлении эксплуатационной работоспособностью при обеспечении требуемой безопасности наиболее ответственных – силовых систем машины, что обуславливает снижение затрат труда, средств и материалов в сферах производства и эксплуатации.

В данном докладе и предложен алгоритм управления ИУП, обеспеченный основными расчетными формулами.

Литература. 1. Библиографический список работ по трибофатике (1985-2000). (Международный координационный совет по трибофатике). Составители Т.Есева, С.Тюрин.-Гомель, 2000. -26 с. 2. Л.А.Сосновский, В.Т. Трощенко, Н.А. Махутов, Гао Ван-Чжэн, А.В. Богданович, С.С. Щербаков. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 171 с. 3. Proc. of III Intern. Symposium on Tribo-Fatigue (ISTF'2000: Oct. 22-26, 2000, Beijing, China). Ed. by Gao Wanzhen and Li Jian. –Hunan University Press, China, 2000. –653 p. 4. Сосновский Л.А., Махутов Н.А. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности машин. – Москва, Гомель: 2000. – 304 с. 5. Журков С.Н. Дилатонный механизм прочности твердых тел / Физика прочности и пластичности. – Л.Наука, 1986, С. 5-11. 6. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 455 с. 7. Трибофатика-98/99: Ежегодник. Под общ. ред Л.А. Сосновского//Вып. 1: Теория накопления износоусталостных повреждений. Под ред Н.А. Махутова/ Авт.: Л.А. Сосновский, А.В. Богданович. – Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. – 60 с. 8. Сосновский Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения. - Минск: Наука и техника, 1987. - 288 с. 9. Сосновский Л.А. Показатель безопасности и оперативная характеристика риска. – Гомель: 1991. – 16с. 10. Качество материалов и силовых систем / Авт.: Жмайлик В.А., Подобедов В.Н., Сосновский Л.А. – Гомель: 1998. – 164с.

УДК 621.923.

**П.И. Ящерицын; А.П. Ракомсин; М.И. Сидоренко;
Л.Е. Сергеев; А.М. Миронов**

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОБРАБОТКИ МЕЛКОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МЕТОДОМ MAO

*Физико-технический институт НАН Беларуси, Республиканское унитарное предприятие «МАЗ», Белорусский государственный аграрный технический университет
г. Минск, Беларусь*

На сегодняшний день одним из методов получения мелко модульных зубчатых колес является холодное накатывание. Данный способ позволяет сформировать точный профиль зуба.

Во время процесса прикатки обрабатываемое зубчатое колесо и инструмент – накатник, имеющий форму цилиндрического зубчатого колеса, находятся в беззазорном зацеплении [1]. В результате взаимного относительного скольжения профилей зубьев заготовки и инструмента на противоположных сторонах зуба колеса материал припуска течёт в разных направлениях. На ведомой стороне профиля зуба колеса металл перемещается от головки и ножки зуба к делительной окружности. В результате этого на делительной окружности происходит наволакивание металла – образуется выступ. На