

УДК 371.31

В. И. СЕНЬКО, доктор технических наук, Л. А. СОСНОВСКИЙ, доктор технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Н. А. МАХУТОВ, член-корреспондент РАН, институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия, А. В. ПУТЯТО, доктор технических наук, В. В. КОМИССАРОВ, кандидат технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Республика Беларусь

ТРАНСДИСЦИПЛИНАРНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОБЪЕКТОВ И СИЛОВЫХ СИСТЕМ – КАЧЕСТВЕННО НОВЫЙ УРОВЕНЬ ПОДГОТОВКИ ИНЖЕНЕРОВ

Рассмотрены новизна и практическая значимость трансдисциплинарного проектирования объектов и силовых систем, принимаемого в рамках трибофатики – науки об износоусталостных повреждениях и разрушении указанных систем.

В Учреждении образования «Белорусский государственный университет транспорта» в 1996 году впервые в мире был введен курс «Основы трибофатики». Трибофатика (tribo-fatigue) выросла на стыке между трибологией (tribology) и механикой усталостного разрушения (fatigue). Как и всякая научная дисциплина, она имеет свой специфический объект для изучения; его называют силовой или трибофатической системой [1]. Согласно ГОСТ 30638–99, трибофатика – это наука об износоусталостных повреждениях (wear-fatigue damage) и разрушении указанных систем. Следовательно, понятие о комплексном – износоусталостном повреждении является основополагающим. Комплексное износоусталостное повреждение изучаемой силовой системы формируется двумя специфическими источниками: контактным взаимодействием элементов системы и повторно-переменным объемным деформированием одного из элементов.

Преподавание новой дисциплины вызвало большой интерес у студентов. Наряду с развитием теории, основанной на таких базовых дисциплинах, как механика материалов, трибология, механика усталостного разрушения, теория надёжности, данный курс предусматривал проведение лабораторных (экспериментальных) работ, которые всегда наиболее продуктивно воспринимаются студентами. Многие из тех студентов к настоящему времени сформировались как известные инженеры-исследователи и ученые, и уже с учетом опыта работы отмечают высокий интерес и практическую значимость занятий по трибофатике в БелГУТе.

Сегодня, спустя 20 лет, учебный курс по трибофатике читается в нескольких университетах страны; опубликовано практически полное его учебно-методическое обеспечение [1–6 и др.], в том числе изданы курсы лекций [1, 2], один из которых одобрен в установленном порядке Министерством образования Республики Беларусь и издан на русском, английском и китайском языках, на современном уровне поставлен курс лабораторных работ [6]. По нашей оценке, университеты Республики Беларусь уже выпустили более 3000 инженеров, знакомых с новыми (современными) подходами к проектированию наиболее ответственных – силовых систем машин и оборудования.

Необходимо сказать, что для каждой специальности (специализации) инженерного образования, будь то железнодорожник, автомобилестроитель или специалист по оборудованию, найдется достаточно большое количество объектов, работающих в условиях, описываемых механикой износоусталостного повреждения (трибофатикой). В качестве типичных примеров назовем системы: вал/ступица (зубчатого колеса, маховика и др.) с неподвижной либо ходовой посадкой (прессовые, шпоночные, шлицевые и др. соединения); шейка коленчатого вала/шатун с подшипником скольжения (болтовые, заклепочные и резьбовые соединения, передающие циклическую нагрузку); колесо/железнодорожный рельс и мн. др. Как правило, это наиболее ответственные и массовые узлы современных машин и оборудования. И для них характерно комплексное – износоусталостное повреждение, основными видами которого являются фрикционно-механическая, контактно-механическая, эрозионно-механическая и фреттинг-усталость. В таблице 1 приведены типичные примеры силовых систем и соответствующие виды износоусталостного повреждения. Создание номенклатуры таких объектов позволит не только обеспечить индивидуальный подход для каждого студента с учетом его специальности, но и «заставить» его думать самостоятельно, стимулировать его мышление.

Таблица 1 – Основные типы силовых систем и виды износоусталостного повреждения

Типичная силовая система	Комплексное повреждение и разрушение
Шейка коленчатого вала / шатунная головка с подшипником скольжения	Фрикционно- механическая усталость
Колесо / железнодорожный рельс Зубчатые зацепления	Контактно-механическая усталость
Шлицевой вал / втулка	Фреттинг-усталость
Вал гребного винта / морская вода	Коррозионно-механическая усталость
Труба / поток нефти	Коррозионно-эрозионная усталость

Кратко охарактеризуем новизну и практическую значимость методов расчетов, разработанных в рамках трибофатики.

В обычной практике расчетов отдельных деталей на прочность при проектировании решают две основные задачи. Из условия прочности, записанного, например, по критерию усталостного разрушения, определяют: 1) размеры поперечного сечения детали и 2) выбирают материал для ее изготовления. Методики таких расчетов разработаны давно и широко известны. В практике проектирования узлов трения подобный подход пока не применяется. Это, по нашему мнению, связано с тем, что в трибологии расчетно-экспериментальные оценки характеристик трения и изнашивания базируются преимущественно на механике дискретного контакта.

При проектировании трибофатических систем решаются более сложные задачи, чем при расчетах на прочность. Во-первых, требуется определить размеры не одного, а двух элементов системы в сложных условиях нагружения, а также выбрать материалы для их изготовления. Во-вторых, надо учесть работу системы как целого, т. е. принять во внимание и прямой, и обратный эффекты.

Рассмотрим основы проектирования и выполним сравнительный анализ различных результатов расчета трибофатических систем (а) традиционными методами (по отдельным критериям сопротивления усталости и/или износостойкости) и (б) методами трибофатики (по комплексным критериям износоусталостного повреждения). Будем рассматривать лишь простейшие трибофатические системы, схемы которых представлены на рисунке 1. Такие системы следует считать принципиальными, поскольку они находятся под воздействием как контактной, так и внеконтактной (повторно-переменной) нагрузок. Их можно считать и характерными, поскольку здесь обнаруживаются основные виды трения – при скольжении, качении, проскальзывании.

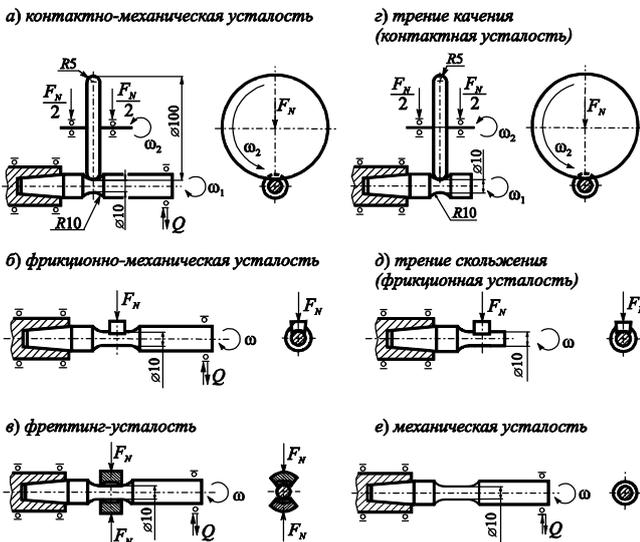


Рисунок 1 – Базовые схемы износоусталостных испытаний

1 Определение размера поперечного сечения.

Определим диаметр вала трибофатической системы, которая работает при фрикционно-механической усталости (см. рисунок 1, б). Условие прочности с коэффициентом запаса $n_{\sigma\tau}$ следует записать с учетом прямого эффекта

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

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение. Величину $\sigma_{-1\tau}$ (предела выносливости вала с учетом влияния

процессов трения и изнашивания) можно установить либо экспериментально (с помощью машин серии СИ для износоусталостных испытаний), либо расчетным методом

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

Здесь σ_{-1} – предел выносливости элемента конструкции;

$$\Phi_{\sigma}(\tau_w, \Lambda_{\sigma/\tau}) = \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}} > 0 \text{ – функция, учитыва-$$

ющая влияние не только уровня фрикционных напряжений (τ_w^2 / τ_f^2) (τ_w – действующее фрикционное напряжение, τ_f – предел фрикционной выносливости), но и параметра $\Lambda_{\sigma/\tau} \geq 1$, описывающего условия и направленность диалектического взаимодействия повреждений в условиях влияния процессов трения и изнашивания при скольжении на характеристики сопротивления усталости.

Пусть вал диаметром d изгибается моментом M . Тогда, как известно, наибольшее нормальное напряжение в нем

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\pi d^3 / 32}, \quad (3)$$

где W – момент сопротивления изгибу.

Учитывая (3) в (1), найдем, с учетом (2), необходимый диаметр вала:

$$d_{TF} \geq \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1\tau}}} = \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}}. \quad (4)$$

Таким образом, в рамках трибофатики (TF) требуемый диаметр вала (d_{TF}) можно определить либо по комплексной характеристике износоусталостного повреждения ($\sigma_{-1\tau}$), либо по отдельным характеристикам сопротивления усталости (σ_{-1}) и износостойкости (τ_f) – в зависимости от того, какими результатами экспериментов располагает расчетчик.

Графический анализ формулы (4) дан на рисунке 2, где осью ординат служит отношение d_{TF} / d_F диаметра вала, определенного по критерию износоусталостного повреждения (d_{TF}) либо по критерию механической усталости (d_F); здесь принято, что коэффициенты запаса в обоих случаях одинаковы ($n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$). Случаю $d_{TF} = d_F$ соответствует горизонтальный пунктир на рисунке 2.

Учет процессов трения и изнашивания при $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$ иллюстрируется криволинейной пунктирной линией; сплошные линии характеризуют случаи, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} > 1$ либо $\Lambda_{\sigma/\tau} < 1$.

Пусть, например, $\tau_w^2 / \tau_f^2 = 0,5$. Тогда оказывается, что $d_{TF} / d_F \approx 1,12$, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$, и $d_{TF} / d_F \approx 1,2$, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 1,2$. А в случае, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} \approx 0,5$, имеем $d_{TF} \approx 0,93d_F$. Конкретные значения параметра $\Lambda_{\sigma/\tau}$ взаимодействия повреждений определяют в зависимости от свойств упрочнения – разупрочнения материалов, принятых для элементов трибофатической системы, и условий ее эксплуатации.

Общее заключение таково: диаметр вала, определенный по критерию трибофатики, может быть существенно

меньше или больше того диаметра, который был бы определен по критерию механической усталости при условии, что изгибающий момент в обоих случаях одинаков.

2 Определение площади контакта.

Эту задачу решим для трибофатической системы, которая работает при контактно-механической усталости (см. рисунок 1, а). В таком случае условие прочности с коэффициентом запаса $n_{p\sigma}$ следует записать с учетом обратного эффекта

$$p_0 \leq [p] = p_{f\sigma} / n_{p\sigma}, \quad (5)$$

где $[p]$ – допускаемое контактное давление. Величину $p_{f\sigma}$ (предела контактной выносливости с учетом влияния циклических напряжений) устанавливают либо экспериментально (с использованием машин серии СИ), либо расчетным методом:

$$p_{f\sigma} = p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/p}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}. \quad (6)$$

Здесь p_f – предел контактной выносливости пары трения; $\varphi_p(\sigma, \Lambda_{\sigma/p}) = \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/p}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}} > 0$ – функция,

учитывающая влияние не только уровня нормальных напряжений (σ^2 / σ_{-1}^2) (σ – действующее нормальное напряжение), но и параметра $\Lambda_{\sigma/p} \geq 1$, описывающего условия и направленность диалектического взаимодействия повреждений в условиях влияния процессов повторно-переменного циклического деформирования на характеристики трения и изнашивания при качении.

Рассмотрим случай контакта вала с цилиндрическим роликом. Из (5) с учетом (6) получаем формулу для расчета требуемой (номинальной) площади контакта:

$$A_{TF} \geq \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_{f\sigma}} = \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/p}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}. \quad (7)$$

Зная величину площади контакта (7) и радиус вала, радиус ролика вычислить нетрудно (например, по соответствующему решению Герца). Анализ условия (7) аналогичен анализу условия (4) и дан на рисунке 3. Из этого рисунка следует, что в зависимости от условий работы системы и принятых материалов для изготовления ее элементов может быть $A_{TF} \geq A_T$. Иными словами, площадь контакта, определенная по критерию трибофатичности (A_{TF}), может быть существенно больше или меньше той площади, которая была бы определена по критерию «чистого» трения (A_T).

3 Выбор материала.

В качестве примера рассмотрим задачу о выборе материала для вала на основе условия (1). Перепишем его в следующем виде:

$$\sigma_{-1\tau} / n_{\sigma\tau} = [\sigma] \geq \sigma. \quad (8)$$

Из (8), с учетом (2), имеем

$$[\sigma]_{TF} = \frac{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}{n_{\sigma\tau}} \geq \sigma. \quad (9)$$

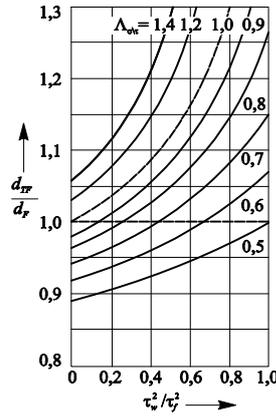


Рисунок 2 – К задаче проектирования трибофатических систем: определение диаметра вала

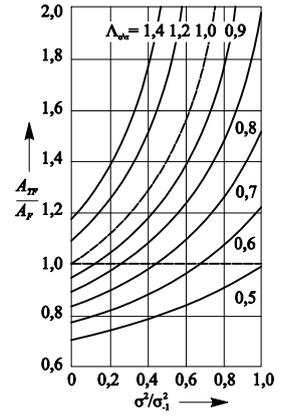


Рисунок 3 – К задаче проектирования трибофатических систем: определение площади контакта

Из (9) определяем допускаемое напряжение по критерию износоусталостного повреждения $[\sigma]_{TF}$, а по нему – конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности.

Графический анализ условия (9) представлен на рисунке 4, при условии, что коэффициенты запаса прочности $n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$.

Нормативные значения $[n]$ коэффициента запаса применительно к расчету элементов конструкций на механическую усталость приведены в таблице 2; там же даны рекомендуемые коэффициенты $n_{\sigma\tau}$ применительно к расчету элементов трибофатических систем по критерию износоусталостного повреждения. Видно, что $n_{\sigma\tau} < n$; это один из эффективных путей снижения конструктивной массы изделия при обеспечении требуемой эксплуатационной надежности его наиболее ответственных – трибофатических систем.

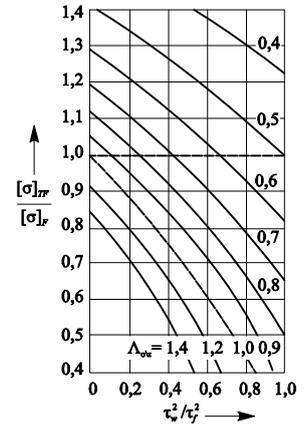


Рисунок 4 – К задаче проектирования трибофатических систем: выбор материала

Таблица 2 – Коэффициенты запаса прочности

Коэффициенты запаса	Требования к надежности	
	средние	повышенные
$[n]$	1,4–1,6	1,5–1,8
$n_{\sigma\tau}$	1,2–1,3	1,3–1,5

Далее рассмотрим аналогичную задачу о выборе материала для подшипника скольжения. Имеем

$$\tau_{f\sigma} / n_{\tau\sigma} = [\tau] \geq \tau_w. \quad (10)$$

Из (10) получаем

$$[\tau]_{TF} = \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{n_{\tau\sigma}} \geq \tau_w. \quad (11)$$

Зная допусковое напряжение по критерию износоусталостного повреждения $[\tau]_{TF}$, выбираем конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности. Если рекомендации по выбору $n_{\tau\sigma}$ отсутствуют, в первом приближении можно принять $n_{\tau\sigma} = n_{\sigma\tau}$ согласно таблице 2.

Рассмотрим еще один пример выбора материала применительно к трибофатической системе типа колесо / рельс – с учетом анализа взаимодействия повреждений, обусловленных контактными (p) и циклическими (σ) напряжениями. Сделаем это, используя относительный параметр асимметрии износоусталостного повреждения:

$$\bar{\rho} = \frac{\bar{U}_p^{eff}}{\bar{U}_\sigma^{eff}} = \left(\frac{p_{f\sigma}}{p_f} \right)^2 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1p}} \right)^2 = \frac{1}{\Lambda_{\sigma/p}} - \frac{1}{n_\sigma^2} = \frac{\Lambda_{p/\sigma}}{1} - \frac{1}{n_p^2}. \quad (12)$$

Здесь $n_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma$ и $n_p = p_f / p_0$ – обычные коэффициенты запаса прочности по отдельным критериям сопротивления механической (σ_{-1}) и контактной (p_f) усталости.

Графический анализ (12) представлен на рисунке 5, при построении которого принято, что коэффициенты запаса для обоих элементов системы должны быть одинаковыми ($n_p = n_\sigma$), а прямой эффект не принимается во внимание ($\Lambda_{\sigma/p} = 1$). Тогда согласно рисунку 5 имеем, скажем, для рельса при $n_\sigma = n_p = 1,4$, что выбор материала диктуется реализацией процессов упрочнения-разупрочнения. Требуемая величина $\bar{\rho}$ должна быть больше 1,5, если $\Lambda_{p/\sigma} \leq 0,8$, и она должна быть менее 0,7, если $\Lambda_{p/\sigma} \geq 1,2$ (показано пунктирами). Это означает, что требования к свойствам материала рельса должны быть кардинально различными для двух его характерных зон – той, где реализуется трение качения (и, следовательно, имеет место самопроизвольное упрочнение), и той, где реализуется трение скольжения (и, следовательно, реализуется самопроизвольное разупрочнение). Технологическими методами таким требованиям, по-видимому, удовлетворить можно, если, например, боковую поверхность рельса подвергнуть специальной обработке или, наоборот, обеспечить существенно разные свойства материала колеса на дорожке качения и по внутренней поверхности реборды.

Анализ, данный по рисунку 5, лишь иллюстративный, но принципиальный в методологическом отношении. Используя такой подход, можно разработать конкретные методики обоснования требований к механическим свойствам материалов для изготовления элементов трибофатических систем с обеспечением их заданной надежности.

Поскольку в практическом отношении параметр $\bar{\rho}$ достаточно сложен, сведем (12) к более простому виду:

$$\bar{\rho} \left(\frac{p_f}{\sigma_{-1}} \right)^2 = \left(\frac{p_{f\sigma}}{\sigma_{-1p}} \right)^2. \quad (13)$$

Если на основании большого массива экспериментальных данных выполнить графический анализ (рисунок 6), то можно установить индекс сопротивления сталей контактной и механической усталости:

$$p_f / \sigma_{-1} = C_{p/\sigma}. \quad (14)$$

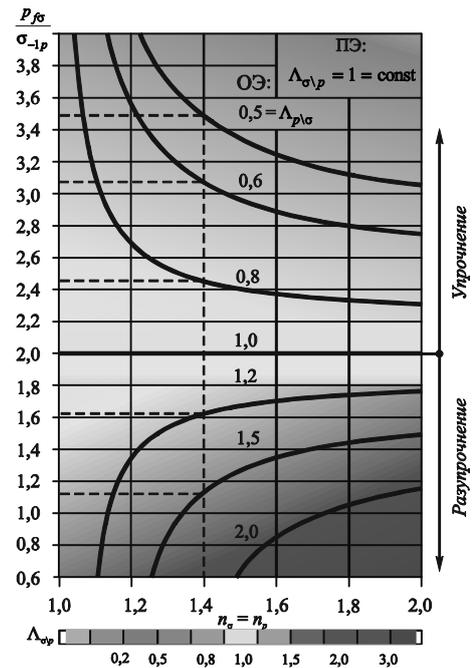


Рисунок 5 – Взаимосвязь между параметром $C_{TF} = p_{f\sigma} / \sigma_{-1p}$ сопротивления износоусталостному повреждению и коэффициентами запаса $n_\sigma = n_p$ с учетом обратного эффекта

Согласно рисунку 6 индекс (14) оказывается постоянным ($C_{p/\sigma} \approx 2$) для сталей, твердость которых не превышает ~ 400 НВ. В таком случае (13) принимает вид

$$\bar{\rho} \approx 0,25(p_{f\sigma} / \sigma_{-1p})^2. \quad (13a)$$

Таким образом, определение требуемых свойств материала согласно графикам на рисунке 5 (по параметру $\bar{\rho}$) – это, в сущности, простое требование (14) об обеспечении определенного соотношения между двумя основными характеристиками комплексного износоусталостного повреждения

$$p_{f\sigma} / \sigma_{-1p} = C_{TF}. \quad (15)$$

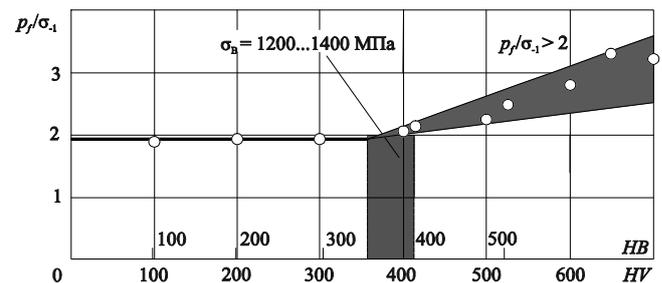


Рисунок 6 – Индекс сопротивления усталости сталей

Эти характеристики исчерпывающим образом описывают оба эффекта – и прямой, и обратный.

4 Требования к коэффициенту трения.

Коэффициент трения играет существенную роль при анализе механизмов движения. Здесь кратко рассмотрим иную задачу: какой должна быть величина коэффициента трения, чтобы в трибофатической системе обеспечивался требуемый запас прочности по критериям фрикционной и механической усталости? Тем самым признается, что

коэффициент трения, хотя бы и опосредованно, влияет на процессы изнашивания в трибофатической системе.

Запишем условие проверки прочности обычной пары трения:

$$\tau_w = fp_a \leq [\tau], \quad (16)$$

из которого применительно к трибофатической системе, работающей в условиях фрикционно-механической усталости, получим требование для выбора коэффициента трения:

$$f_{TF} \leq [\tau]_{TF} / p_a. \quad (17)$$

Из (17) с учетом (11) имеем

$$f_{TF} \leq \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{p_a n_{\sigma\tau}}. \quad (18)$$

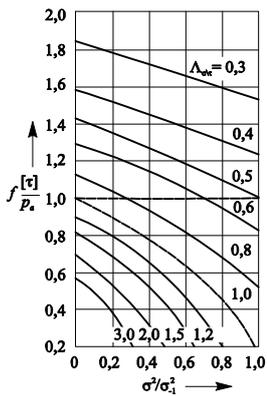


Рисунок 7 – К задаче проектирования трибофатических систем: определение коэффициента трения

Графический анализ формулы (18) дан на рисунке 7.

Подчеркнем: формула (17) или (18) дает ответ на вопрос, каким должен быть коэффициент трения в трибофатической системе, чтобы обеспечивалась ее требуемая эксплуатационная надежность. Аналогичное требование можно записать и по индексу трения в трибофатической системе

$$f_F = \frac{\sigma_a}{\tau_w} \leq f_F, \quad (19)$$

где $[f_F]$ – его допускаемое значение.

5 Ресурсное проектирование.

Если проектирование по предельному состоянию издавна является, как отмечалось, традиционным методом, то ресурсное проектирование пришло в машиностроение лишь в последние десятилетия. Оно базируется обычно на моделях оценки долговечности в заданных условиях эксплуатации. Условие прочности имеет вид

$$N \geq N_R, \quad (20)$$

т. е. расчетная долговечность N не должна быть меньше нормативного ресурса N_R , установленного в результате технико-экономического обоснования.

Поскольку применительно к трибофатическим системам разработана процедура учета взаимодействия повреждений от контактной и внеконтактной нагрузок, то для целей проектирования можно использовать не условие (20), а, например, формулу для расчета требуемого диаметра вала

$$d_R \geq \sqrt[3]{\frac{32MK_R}{\pi\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}}, \quad (21)$$

где параметр ресурса

$$K_R = \left(\frac{N_R}{N_{G\sigma}} \right)^{\frac{1}{m_{\sigma\tau}}}. \quad (22)$$

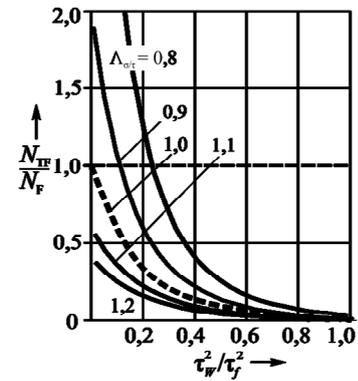


Рисунок 8 – Сравнение результатов ресурсного проектирования пары трения и трибофатической системы

Пусть для заданной трибофатической системы каким-либо нормативным документом установлен требуемый технический ресурс N_R . Тогда по (22) вычисляют величину параметра K_R , а, зная его, по (21) находят диаметр вала, который обеспечивает требуемую величину N_R . В (22) $N_{G\sigma}$ и $m_{\sigma\tau}$ – параметры кривой усталости (в соответствующих условиях), которые определяют либо экспериментально (например, на машинах серии СИ), либо расчетным методом.

Сравнение результатов расчета долговечности трибофатических систем методами трибофатики (N_{TF}) и традиционными методами (N_F) показывает (рисунок 8), что неучет взаимодействия необратимых повреждений, обусловленных контактной и внеконтактной нагрузками, приводит к большой погрешности.

6 Проектирование с учетом надежности.

Обобщенную систему условий надежности построим на базе статистической модели деформируемого твердого тела с опасным объемом.

Система базируется (таблица 3) на основополагающем представлении, что опасный объем равен нулю, если поле действующих напряжений оказывается неповреждающим, так что, следовательно, вероятность отказа $P = 0$. И, напротив, вероятность отказа наступает лишь при условии, что в том или ином элементе трибофатической системы с некоторой вероятностью обнаруживается соответствующий опасный объем $V_{P\gamma}, S_{P\gamma}$ (см. таблицу 3); это равносильно возникновению ненулевого повреждения ($\omega > 0$). Комплексный опасный объем $W_{P\gamma}$ при износоусталостном повреждении определяется как соответствующая функция частных опасных объемов $V_{P\gamma}$ и $S_{P\gamma}$ с учетом взаимодействия повреждающих явлений.

Условие надежности имеет вид

$$P(\sigma, \tau_w) \leq [P] \quad (23)$$

либо

$$Q(\sigma, \tau_w) = 1 - P(\sigma, \tau_w) \geq [Q], \quad (24)$$

где $[P]$ – нормативное значение вероятности отказа и $[Q]$ – нормативное значение вероятности безотказной работы $Q(\sigma, \tau_w)$.

Здесь V_0, S_k, V – полные (рабочие) объемы соответственно элемента конструкции, пары трения и трибофатической системы.

Заметим, что, имея функцию вероятности отказа типа $P(\sigma, \tau_w)$, можно решить задачу оптимизации системы:

$$\left. \begin{aligned} P(\sigma, \tau_w) &\Rightarrow \min; \\ C_0(\sigma_{-1\min}, \sigma_w, m_V; \tau_d, \tau_{fj}^{(1)}, m_S) &\Rightarrow \min, \end{aligned} \right\} (25)$$

где $C_0(\sigma_{-1\min}, \sigma_w, m_V; \tau_d, \tau_{fj}^{(1)}, m_S)$ – совокупные затраты труда, средств и материалов в сферах ее производства и эксплуатации. Конечно, дополнительно к целевой функции (25) следует записать соответствующие ограничения всех параметров и величин, на базе которых формируется задача оптимизации.

Таблица 3 – Система условий надежности

Повреждение	Опасный объем	Условие безотказной работы	Мера поврежденности	Условия повреждения и разрушения с вероятностью P
Механическая усталость	$V_{P\gamma} = \iiint_{\sigma(x,y,z) > \sigma_{-1\min}} dx dy dz$	$V_{P\gamma} = 0$	$\omega_{VP} = \frac{V_{P\gamma}}{V_0}$	$0 < \omega_{VP} \leq 1$
Трение и изнашивание	$S_{P\gamma} = \iint_{\tau_w(x,y,z) > \tau_{f\min}} dx dy dz$	$S_{P\gamma} = 0$	$\omega_{SP} = \frac{S_{P\gamma}}{S_k}$	$0 < \omega_{SP} \leq 1$
Износостойкое повреждение	$W_{P\gamma} = (V_{P\gamma} + S_{P\gamma})\phi_{SV}$	$W_{P\gamma} = 0$	$\omega_{WP} = \frac{W_{P\gamma}}{V}$	$0 < \omega_{WP} \leq 1$

Как уже отмечалось, выше изложены лишь принципы проектирования трибофатических систем, базирующиеся на простейших характеристиках (2) и (6) их сопротивления износоусталостным повреждениям. Конечно, должны быть разработаны соответствующие методики расчета конкретных трибофатических систем, работающих в разнообразных условиях (учет влияния среды, температуры и т. д.).

Таким образом, содержание учебного курса по трибофатике дает основание утверждать, что его изучение в университетах страны существенно повышает качество подготовки инженеров-механиков и механиков-математиков. Поэтому совершенствование методики его преподавания продолжается.

В последние года пришло понимание того, что требуется разработка принципиального подхода к изучению курса по трибофатике – его можно назвать трансдисциплинарным.

Многолетний опыт преподавания, подкрепленный постоянно пополняющимися новыми научными знаниями в области износоусталостного повреждения силовых систем, закономерно привел к необходимости рассмотрения комплексного проектирования инженерных объектов, в особенности наиболее ответственных, с учетом взаимовлияния повреждений, обусловленных нагрузками разной природы. Рассмотрим реализацию предлагаемого трансдисциплинарного подхода на примере расчета коленчатого вала (объект) двигателя внутреннего сгорания локомотива (силовая система).

На рисунке 9 приведена обобщенная иерархическая структура предлагаемого трансдисциплинарного подхода, построенная по принципу обучения в любом техническом вузе: от простого к сложному. Так, на первом этапе, в рамках изучения черчения, начертательной

геометрии студентам предлагается рассмотрение специфического для их специальности (специализации) объекта силовой системы, например, коленчатого вала, колесной пары и т.п. Применение навыков, полученных при изучении стандартных учебных программ указанных дисциплин для создания чертежа, 3D-модели, сечений сложной геометрии станет основой для эффективной реализации последующих стадий расчета. По мере накопления знаний из дисциплин математического и физического циклов, в рамках второго этапа, при изучении теоретической механики и теории механизмов и машин, необходимо предусмотреть дальнейшую реализацию расчетов исследуемого объекта: определение нагрузок, исследование его кинематики и динамики как абсолютно твердого тела. Это целесообразно реализовать при выполнении соответствующих расчетно-графических и курсовых работ (проектов). С полученным «багажом» знаний и уже имеющимся массивом данных студент переходит на следующий этап (курс, семестр) для изучения таких дисциплин, как механика материалов, материаловедение, где наряду с получением базовых, общих знаний реализуются соответствующие практические расчеты для рассматриваемых объектов. Решение задач механики деформируемого твердого тела, термообработки, химического и микроструктурного анализа позволяет на следующем, четвертом этапе выполнить расчет конструкции по критериям механической усталости (пределу выносливости) и трибологии (износостойкости, пределам контактной и фрикционной усталости), а также определить требуемые размеры изделия, что в конечном итоге позволяет создать соответствующую конструкторскую документацию. Цикл специальных дисциплин на старших курсах позволит подробно познакомиться с особенностями эксплуатации исследуемых объектов (действующие напряжения и их характер) и выявить их слабые стороны. Дальнейшее изучение дисциплин, связанных с учетом статистических данных о нагруженности и поврежденности анализируемых систем, позволит учесть вероятностные отклонения при определении параметров сопротивления усталости и износа, оценить качество производства и эксплуатации изделия, а также выполнить прогнозирование ресурса объекта расчета по отдельным критериям работоспособности.

Завершающим этапом мы видим приложение основных понятий и законов трибофатике к объекту расчета, учитывающих комплексные условия нагружения при эксплуатации. В трибофатике реализуется концепция управления процессами износоусталостного повреждения, с целью оптимизации системы и по техническим и по экономическим параметрам. В результате будущие инженеры-механики изучают алгоритм управления (рисунок 10), на базе которого строится трансдисциплинарная методика оценки ресурса силовой системы (рисунок 11). Таким образом, при реализации предлагаемого подхода расчета ресурса принимаются во внимание следующие явления и факторы: 1) конструкция $V_{P\gamma}/V_0$, $S_{P\gamma}/S_0$; 2) материалы и время $m_j, j=1,2,\dots,t$; 3) повреждения от контактной $[\omega_c(\tau_w)]$, циклической $[\omega_c(\sigma)]$, тепловой $[\omega_T(T_\Sigma)]$ и электрохимической $[\omega_{ch}(D)]$ нагрузок; 4) взаимодействие повреждений $\Lambda_{\sigma/\tau}$, $\Lambda_{T/M}$, $D_{\sigma,T,\tau}$.



Рисунок 9 – Обобщенная иерархическая структура трансдисциплинарного подхода при изучении работоспособности объектов техники: от простого к сложному

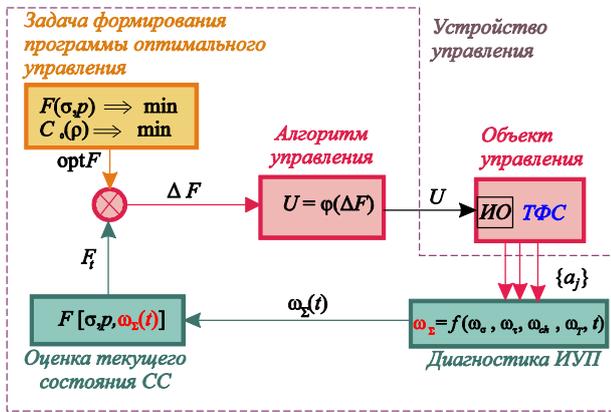


Рисунок 10 – Содержание задачи оптимизации динамической силовой системой

Очевидно, что предлагаемый трансдисциплинарный подход к оценке ресурса силовых систем применим и к системам различного типа, которые работают в многообразных и сложных условиях.

Следует отметить, что перед глазами уже практического сформировавшегося специалиста будет полная эволюция получаемых результатов, степени их уточнения в зависимости от применения той или иной теории в инженерной практике. Здесь важно показать, и реализация предлагаемого трансдисциплинарного подхода это сделать позволяет, к чему может привести и в какой степени оказать влияние учет (или не учет) тех или иных факторов.

Поскольку трибофатика в известной мере является обобщающей дисциплиной, по нашему мнению, она естественно оказывается и завершающей ступенью процесса обучения инженеров-механиков. В этой связи целесообразно поставить вопрос о ее введении в основную часть учебного плана для механических специ-

Получено 22.01.2016

V. I. Senko, L. A. Sosnovskiy, N. A. Makhutov, A. V. Putyato, V. V. Komissarov. Transdisciplinary design of objects and active systems – a new level of training of engineers.

The paper considers the novelty and practical importance of transdisciplinary design of facilities and active systems applied in the framework of Tribo-Fatigue – the science of wear-fatigue damage and destruction of these systems.

альностей университетов, что приведет к качественному скачку подготовки высококвалифицированных специалистов.

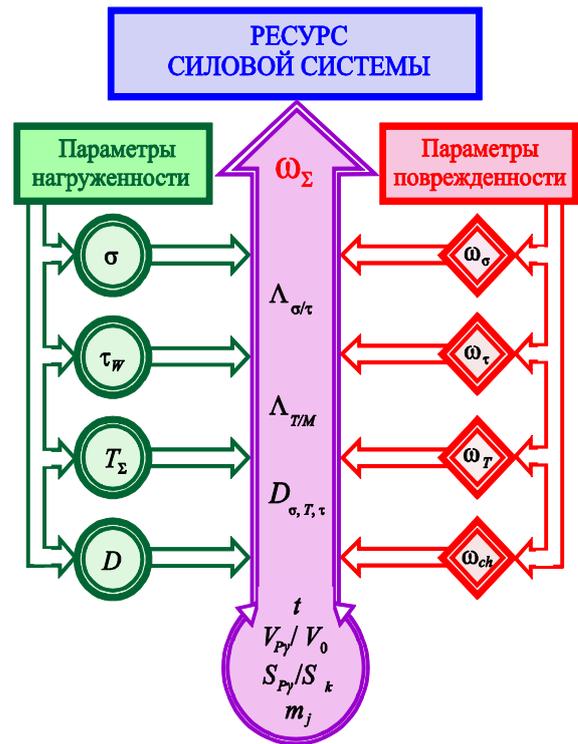


Рисунок 11 – Основные трибофатические каналы (tf-каналы) управления ресурсом силовой системы

Список литературы

- 1 **Сосновский, Л. А.** Основы трибофатика : учеб. пособие : [доп. Мин-вом образования Респ. Беларусь для студентов технических высших учебных заведений] / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2003. – Т. 1. – 246 с.; Т. 2. – 234 с.; **Sosnovskiy, L. A.** Tribo-Fatigue. Wear-Fatigue Damage and Its Prediction / L. A. Sosnovskiy // Series : Foundations of Engineering Mechanics, Springer, 2005. – 424 p.; 摩擦疲劳学 磨损 – 疲劳损伤及其预测. L. A. 索斯洛夫斯基著, 高万振译 – 中国矿业大学出版社, 2013. – 324 p.
- 2 **Сосновский, Л. А.** Фундаментальные и прикладные задачи трибофатика : курс лекций / Л. А. Сосновский, М. А. Журавков, С. С. Щербаков. – Минск : БГУ, 2010. – 488 с.
- 3 **Сенько, В. И.** Основные идеи трибофатика и их изучение в техническом университете : учеб. пособие / В. И. Сенько, Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2005. – 191 с.
- 4 **Сосновский, Л. А.** Основы трибофатика : пособие к лекционному курсу / Л. А. Сосновский, В. В. Комиссаров. – Гомель : БелГУТ, 2005. – Ч. 1. – 164 с.
- 5 **Сосновский, Л. А.** Основы трибофатика : пособие к лекционному курсу : в 2 ч. / Л. А. Сосновский, В. В. Комиссаров, С. С. Щербаков. – Гомель : БелГУТ, 2008. – Ч. 2. – 216 с.
- 6 **Комиссаров, В. В.** Определение характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям : учеб.-метод. пособие по выполнению работ по дисциплине «Основы трибофатика» / В. В. Комиссаров. – Гомель : БелГУТ, 2013. – 47 с.