

УДК 620.178

Л. А. СОСНОВСКИЙ, доктор технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, М. А. ЖУРАВКОВ, доктор физико-математических наук, Министерство образования Республики Беларусь, Минск, С. С. ЩЕРБАКОВ, кандидат физико-математических наук, Белорусский государственный университет, Минск, Н. А. МАХУТОВ, член-корреспондент РАН, Институт машиноведения им. А. А. Благоднарова РАН, Москва, Россия, В. И. СЕНЬКО, доктор технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, А. В. БОГДАНОВИЧ, доктор технических наук, Белорусский государственный университет, Минск, О. М. ЕЛОВОЙ, кандидат технических наук, Объединенный институт машиностроения НАНБ, Минск, В. В. КОМИССАРОВ, кандидат технических наук, Белорусский государственный университет транспорта, Гомель

## НОВЫЙ РАЗДЕЛ МЕХАНИКИ

Усталость – грозный бич современной техники; трение – удивительный феномен природы; изнашивание – коварный враг движущихся и деформируемых систем. А трибофатика – единое целое, мыслимое как многое: трение, изнашивание, усталость.

В статье дается краткий обзор некоторых исследований на пути от механики усталостного разрушения и трибологии к трибофатике, новому и перспективному разделу механики.

**В**ступление. Всякая научная дисциплина призвана и имеет своей целью понять и описать те или иные закономерности и особенности развития определенных явлений, ситуаций, событий, обусловленных существованием некоторых реальных или мыслимых объектов, которые обнаруживают специфические свойства [1]. Исходя из того соображения, что изучение нового объекта, как правило, порождает новую научную дисциплину, применительно к механике можно построить, следуя работам [1–3], иерархию объектов, ею исследуемых; на рисунке 1 представлена ее сильно упрощенная схема (достаточно сказать, что здесь отсутствуют жидкая и газообразная среды и мн. др.). Цель построения – указать место (и, следовательно, охарактеризовать значение) механики усталостного разрушения [1–10], трибологии и трибофатики [11–26] в системе научных дисциплин, с ними связанных.

во времени по любой траектории и в любом направлении, – потребовалось рождение *теоретической механики*, чтобы понять и описать все многообразие движения такого физически нереального объекта. Представление о «масштабе точки» сделало теоретическую механику полезной наукой: стал возможным правильный анализ движения, например, точек-планет или точек-электронов, т. е. и огромных объектов Вселенной, и невообразимо малых объектов микромира. Если «большие точки» наделить массой, удается установить, например, законы взаимодействия небесных тел в процессе их движения и т. д. *Механика космического полета, механика механизмов и машин* и др. – все, что движется, подвластно анализу методами теоретической механики.

Совокупность точек, связанных между собой определенным образом, есть *сплошная среда*; одним из частных ее видов является *твердое тело*, которое обладает особыми (специфическими) свойствами: *жесткостью и прочностью*. Когда было обнаружено, что под воздействием многообразных нагрузок точки твердого тела способны двигаться или смещаться относительно друг друга, появилось представление о новом объекте – *деформируемом твердом теле*. Естественно, что потребовалось создание *механики деформируемого твердого тела*, чтобы научиться исследовать его напряженно-деформированное состояние в любой точке и, в конечном счете, понять и описать закономерности и особенности изменения размеров и искажения формы тела как целого. Деформируемое твердое тело стали называть просто *материалом*, или *образцом*, или *элементом конструкции* – в зависимости от конкретных целей исследования. И специфические свойства подобных объектов изучают в таких разделах, как *механика материалов, конструкций, композитов, грунтов* и т. д.; *механика повреждений и разрушения* (при статическом, ударном, циклическом и т. д. нагружении); *мезомеханика, микромеханика* и др. При этом познают закономерности, особенности и последствия обратимого (*теория упругости*) и необратимого (*теория пластичности*) движения точек деформируемых тел; последние наделяются и многообразными специфическими свойствами, например, *вязкоупругости, упруговязкопластичности* и др. Механика деформируемого твердого тела стала, таким образом, одним из мощнейших инструментов исследования поведения объектов в различных условиях эксплуатации или испытаний.



Рисунок 1 – Упрощенная иерархическая структура некоторых объектов, изучаемых в механике: от простого к сложному

Когда некий материальный объект был мысленно представлен в виде безразмерной и бесструктурной точки, наделенной лишь способностью двигаться в пространстве и

Применение ПЭВМ и развитие методов компьютерного моделирования привело к резкому повышению эффективности расчетов – и сформировалась *компьютерная механика*.

Со временем в механике деформируемого твердого тела особое значение получили исследования по деформированию и разрушению образцов и элементов конструкций под воздействием повторно-переменных нагрузок. Это объясняется тем, что внезапные поломки наиболее ответственных деталей машин приводят не только к значительному материальному ущербу, но и к нарушению гарантий безопасности для людей. И тогда появилась научная дисциплина, которая получила название *механика усталостного разрушения*.

Деформируемое твердое тело – лишь один из компонентов многочисленных и разнообразных *механических систем*. Уже простейший случай *сжатия двух неподвижных твердых тел* вызвал развитие нового подхода в теории упругости – его назвали *контактной задачей*. Она стала началом *механики контактного взаимодействия тел* (компонентов) при статическом, ударном, циклическом и других нагружениях.

Очередной объект – *пара трения*, главной особенностью которой является *относительное движение двух твердых тел*, находящихся под действием контактной нагрузки. И появилась специальная научная дисциплина – *трибология*, основной задачей которой стало изучение закономерностей и особенностей трения и поверхностного повреждения различных материалов при скольжении, качении, проскальзывании, ударе и т. д. [27–38]. По существу, любая пара трения – *многокомпонентная система*: в ней неизбежно организуется так называемое *третье тело* [39, 40], формируемое в области подвижного контакта за счет смазочного материала и/или продуктов трибодеструкции тонких поверхностных слоев контактирующих тел.

Более сложным, чем пара трения, является своеобразный объект – *силовая система*, представление о которой введено совсем недавно (в конце XX века) [41, 42]. Так называют всякую механическую систему, которая *воспринимает и транзитно передает рабочую циклическую нагрузку и в которой одновременно реализуется процесс трения в любом его проявлении* [43–45]. Другими словами, силовая система – это пара трения, хотя бы один из элементов которой подвергается объемному повторно-переменному деформированию. Для таких систем характерно *комплексное – износоусталостное повреждение* (ИУП); оно обусловлено кинетическим взаимодействием явлений механической усталости, трения, изнашивания, эрозии, коррозии и др. [18, 46–50]. Поэтому силовую систему называют *трибофатической* (ТФС) [24, 51, 52]. Естественно, что обнаружение нового и специфического объекта привело к возникновению очередной научной дисциплины, которая получила краткое название: *трибофатика* [11, 15, 18, 19, 21–23].

Таким образом, *трибофатика* – это наука о комплексном износоусталостном повреждении и разрушении силовых (трибофатических) систем [45, 53]. Поскольку речь идет о механике износоусталостного повреждения [40], то термин *трибофатика* вполне, хотя и очень кратко, отражает ее содержание: *tribo* символизирует современную трибологию, в том числе и трибологическую надежность, а *fatigue* символизирует современную механику усталостного разрушения, в том числе и прочностную надежность. Как видно, термин «трибофатика» состоит из двух слов (понятий), которые совершенно равноправны. Если же говорить о физико-механических процессах, определяемых указанными понятиями, то следует принять во внимание их *диалектическое взаимодействие и взаимовлияние*:

Трение (и износ)  $\leftrightarrow$  Усталость = Трибофатика.

Поскольку трибофатика – это новый раздел механики [1, 19, 23, 45, 54], ее можно определить и как *механику трибофатических систем* [24].

Следует указать на фундаментальность понятия усталости при объемном нагружении и трении. Авторы современных книг описывают *механическую усталость* как процесс постепенного накопления повреждений материала под действием переменных напряжений или деформаций, что вызывает изменения в структуре и свойствах, зарождение и распространение трещин и разрушение. «Термин *усталость металлов* означает, таким образом, поведение металлов, подвергаемых повторным напряжениям», – таково *обобщение* исследуемого понятия, «далекого от идеала, слишком неопределенного и неясного», но тем не менее «общепринятого», «широко распространенного» – дал Н. J. Gough (Г. Дж. Гаф) в 1926 г. [10].

Здесь под *поведением материала* можно понимать все что угодно: и повреждение, и трещины, и разрушение и т.д. *независимо от физических механизмов*, обнаруженных при определенных условиях нагружения того или иного конкретного материала, в том числе на разных масштабных уровнях (атомном, субмикро-, микро-, мезо-, макроуровне). Определение, данное Н. J. Gough, оказалось применимым и тогда, когда И. В. Крагельский установил усталостный механизм износа при скольжении (1939). В течение последующих десятилетий стали говорить об *объемной* или *механической усталости* и *поверхностной* или *фрикционной усталости*. Новые приложения, используемые со «старым» термином, ничего не изменили в его значении; они только конкретизировали условия возникновения и зоны, где происходят процессы усталости. И, наконец, когда в конце прошлого века возникла *механика комплексного* или *износоусталостного повреждения* (*трибофатика*), термин *усталость* вновь стал востребованным.

В таблице 1 дан сравнительный анализ методов исследования и расчета объектов, изучаемых в механике усталостного разрушения, трибологии и трибофатике [23, 55, 56].

Таблица 1 – Методы исследования объектов в трех смежных дисциплинах

Дисциплина	Объект для изучения	Основные методы исследования		Масштаб повреждения
		экспериментальные	теоретические	
<b>Т</b> (Трибология)	Пара трения	Испытания на трение	Механика контактного взаимодействия	Поверхностное повреждение (износ, питтинг и др.)
<b>Ф</b> (Механика усталостного разрушения)	Элемент конструкции	Испытания на усталость	Механика деформирования и разрушения	Объемное (усталостное) разрушение
<b>ТФ</b> (Трибофатика)	Трибофатическая система	Износоусталостные испытания	Механика комплексного износоусталостного повреждения и разрушения	Комплексное поверхностное повреждение и объемное разрушение

В 80-е годы XX столетия были разработаны методологические, теоретические и экспериментальные основы трибофатики. И за 30 лет в этой новой и перспективной области знания опубликовано более 800 работ [1, 15, 17, 23, 25, 26, 52, 56–67]; за последние 15 лет проведено 6 Международных симпозиумов по трибофатике [26, 68–73].

Как известно, всякий обзор является субъективным вследствие естественных причин: он пишется конкретными людьми. Но мы надеемся, что наш краткий обзор достаточно информативен со следующим ограничением: физические механизмы повреждения, усталости и разрушения здесь не анализируются; в статье обсуждается только механика износоусталостного повреждения и разрушения.

**Концепция прямого и обратного эффектов.** В трибофатике установлены и изучаются два главных эффекта: *прямой (ПЭ)* – влияние условий и процессов трения и изнашивания на изменение характеристики усталостной прочности (рисунок 2), его называют эффектом Сосновского – Серенсена [1]; и *обратный (ОЭ)* – влияние условий и процессов усталостного повреждения, обусловленного объемным циклическим деформированием, на изменение характеристик трения и изнашивания (параметров износостойкости) (рисунок 3), его называют эффектом Сосновского – Шарая [1, 74]. Анализ этих эффектов позволил получить ряд новых результатов как в механике усталостного разрушения (см. рисунок 2), так и в трибологии (см. рисунок 3).

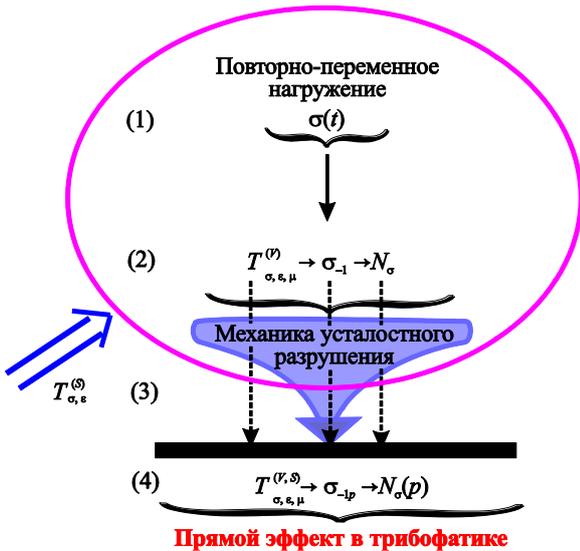


Рисунок 2 – Прямой эффект: влияние поля поверхностного (контактного) деформирования (тензор  $T_{\sigma, \epsilon}^{(S)}$ ) на изменение характеристик сопротивления усталости ( $\sigma_{-1}$  – предел выносливости,  $N_\sigma$  – усталостная долговечность,  $T_{\sigma, \epsilon, \mu}^{(V)}$  – тензор напряжений (деформаций) при объемном (циклическом) нагружении)

Комбинация обоих эффектов может быть описана так:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_\sigma(\eta) \\ f_\sigma \end{array} \right\} \rightarrow T_{\sigma, \epsilon, \mu}^{(V, S)} \rightarrow i_\sigma \rightarrow N_s(\sigma); \quad (1)$$

$$T_{\sigma, \epsilon, \mu}^{(V, S)} \rightarrow \sigma_{-1p} \rightarrow N_\sigma(p),$$

где  $T_{\sigma, \tau, \mu}^{(V, S)}$  – объединенный (совмещенный) тензор напряжений (деформаций), обусловленный контактной и внеконтактной (объемной) нагрузками (одновременно и в единой области деформирования, называемой опасным объе-

мом в трибофатической системе);  $\sigma_{-1p}$  и  $N_\sigma(p)$  – предел выносливости и усталостная долговечность объекта с учетом влияния условий трения и изнашивания (индекс  $p$ );  $F_\sigma(\eta)$  и  $f_\sigma$  – сила и коэффициент трения, определенные с учетом условий циклического нагружения (индекс  $\sigma$ );  $i_\sigma$ ,  $N_s(\sigma)$  – износ и долговечность по критерию износостойкости, установленные с учетом влияния  $\sigma$ .

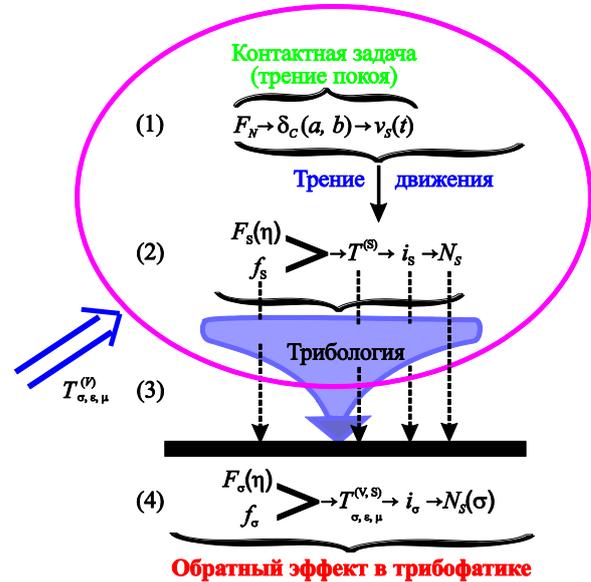


Рисунок 3 – Обратный эффект: влияние поля объемного деформирования (тензор  $T_{\sigma, \epsilon, \mu}^{(V)}$ ) на изменение характеристик трения, изнашивания и ресурса ( $F_s, f_s$  – сила и коэффициент трения,  $i$  – износ,  $N_s$  – износостойкость,  $T_{\sigma, \epsilon}^{(S)}$  – тензор напряжений (деформаций) при контактном взаимодействии)

Конкретные примеры анализа прямого и обратного эффектов приведены ниже.

Таким образом, путь от трибологии и механики износоусталостного разрушения к трибофатике характеризуется двумя обобщениями [55]. Когда было осознано, что работа подвижных узлов машин обусловлена условиями трения, изнашивания и смазки в совокупности, родилась объединенная научная дисциплина – трибология (*первое обобщение*). Далее было установлено, что ряд наиболее ответственных узлов трения работает при одновременном действии сил объемного (усталостного) деформирования, и тогда, как уже отмечалось, родилась новая и специфическая дисциплина – трибофатика (*второе обобщение*).

**Типичные трибофатические системы и условия их работы.** Простейшие типы трибофатических систем показаны на рисунках 4 и 5. В них, как уже отмечалось, возникает комплексное – износоусталостное повреждение; оно обусловлено кинетическим взаимодействием явлений усталости, трения, изнашивания и (или) эрозии. Классификация основных видов таких повреждений приведена на рисунке 6. А в таблице 2 даны определения указанных видов износоусталостного повреждения для типичных реальных систем. Нетрудно видеть, что это – наиболее ответственные и массовые узлы современных машин и оборудования. Для краткого описания износоусталостных повреждений используется шесть терминов, в том числе четыре новых [1, 18, 41, 42, 44–46, 49]: ФМУ, КМУ, ЭМУ, КЭУ; термины ФУ и КорМУ давно и хорошо известны [47, 50].

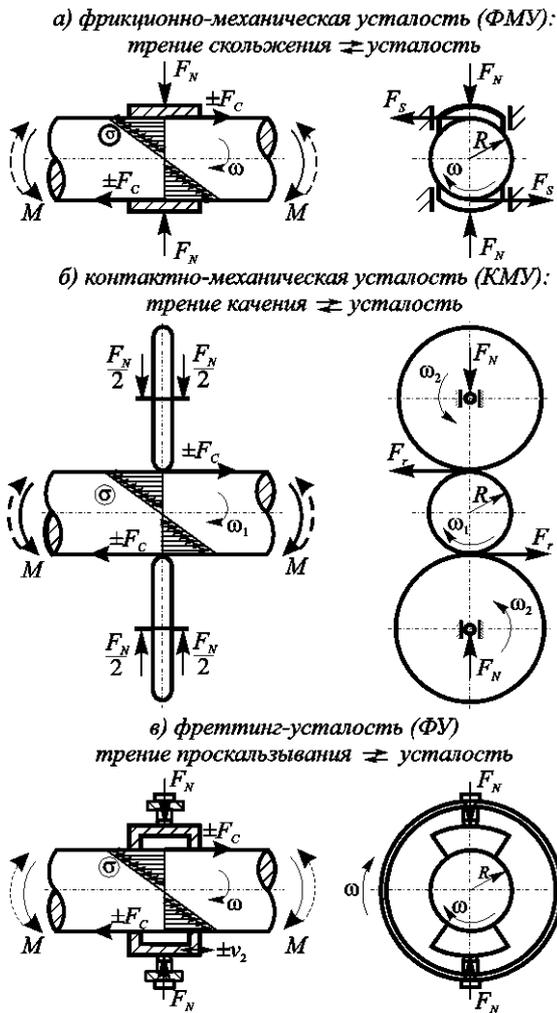


Рисунок 4 – Простейшие принципиальные схемы типичных трибофатических систем *твердое тело / твердое тело*, в рабочих зонах которых возникают характерные износоусталостные повреждения

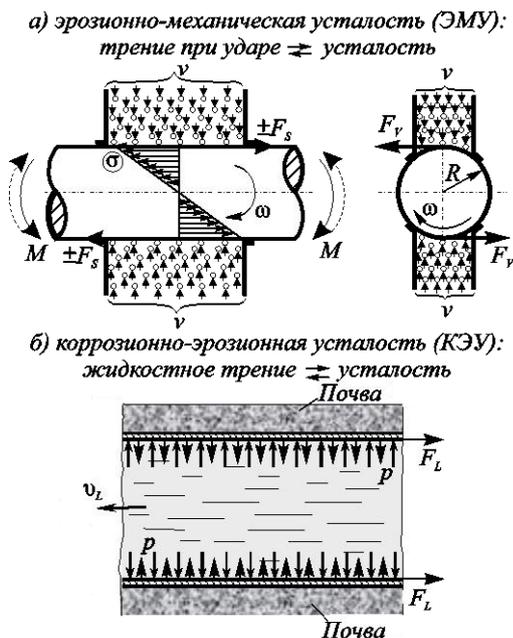


Рисунок 5 – Простейшие принципиальные схемы типичных трибофатических систем *твердое тело / частицы* (а) и *твердое тело / жидкость* (б), в рабочих зонах которых возникают характерные износоусталостные повреждения



Рисунок 6 – Классификация основных видов износоусталостного повреждения согласно ГОСТ 30638 – 99

Согласно рисункам 4, 5 и таблице 2, комплексное износоусталостное повреждение трибофатических систем обусловлено следующими *характерными воздействиями* [51, 75]:

а) *контактной нагрузкой* ( $F_N$ ), в первом приближении можно ее характеризовать *контактным давлением*  $p_a = f(F_N)$  и (или) *фрикционными напряжениями*  $\tau_w = f(p_a)$ , где  $f$  – коэффициент трения;

б) *повторно-переменной (внеконтактной) нагрузкой* ( $M$ ), в первом приближении будем ее характеризовать *циклическими напряжениями*  $\sigma = f(M)$ ;

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

г) *электрохимической нагрузкой*, опосредованно будем ее характеризовать *коррозионным параметром* ( $D$ ), при этом следует различать *коррозию под напряжением*  $D_\sigma$ , *коррозию при трении*  $D_\tau$  и *термическую коррозию* ( $D_T$ ).

Таким образом, на рисунках 4 и 5 и в таблице 2 представлены *три основных класса трибофатических систем*: (1) *твердое тело / твердое тело*; (2) *твердое тело / жидкость* и (3) *твердое тело / частицы*. Уточним: в классах (2) и (3) *твердое тело* – не традиционная преграда, но деформируемая *повторно-переменной нагрузкой* преграда, т. е. деформируемое *твердое тело*, как и в классе (1) трибофатических систем. В системах такого рода обычно обнаруживается два источника сил трения: 1) при вращении вала возникает *обычная (однонаправленная) сила трения* скольжения  $F_S$  либо качения  $F_R$  (см. рисунки 4, а, б) и 2) при малых *возвратно-поступательных смещениях (деформациях)* вала под воздействием *повторно-переменной (объемной) нагрузки* возбуждается *циклическая сила трения*  $\pm F_c$  (см. рисунки 4 и 5, а); векторы  $F_S$  и  $F_R$  ортогональны вектору  $F_c$ .

Заметим, что трибофатические системы, например типа *твердое тело / твердое тело*, значительно более многообразны, чем это представлено на рисунке 4. Так, на рисунке 7 показаны схемы контактных задач для случая, когда *контактная нагрузка*  $F_N$  является одновременно и *изгибающей*. Традиционно решается лишь тип задач А (для системы *ролик / ролик*). Типы задач В (система *ролик / кольцо*) и С (система *кольцо / кольцо*) требуют учета *объемного деформирования* одного либо обоих тел, находящихся в *силовом контакте*. При этом тела могут представлять собой и «сэндвичи», т. е. состоять из двух и более слоев (толщиной  $h'$  и т. д.), материал которых отличается физико-механическими свой-

ствами. Заметим, что при контакте тел вращения элементы могут иметь как положительную, так и отрицательную кри-

визну (радиусы  $R$ ), и реализуются основные типы площадки реального контакта (полоска, круг, эллипс).

Таблица 2 – Типичные трибофатические системы и их комплексное повреждение

Типичная трибофатическая система	Комплексное повреждение и разрушение	Определение
Шейка коленчатого вала / шатунная головка с подшипником скольжения	Фрикционно-механическая усталость (ФМУ)	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения скольжения
Колесо / железнодорожный рельс	Контактно-механическая усталость (КМУ)	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения качения (трения качения с проскальзыванием)
Шлицевой вал / втулка	Фреттинг-усталость (ФУ)	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и фреттинга
Вал гребного винта / морская вода	Коррозионно-механическая усталость (КорМУ)	Усталость материала при одновременном воздействии повторно-переменных напряжений и коррозионной среды
Лопатки турбины / поток жидкости или газа, несущий твердые частицы	Эрозионно-механическая усталость (ЭМУ)	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и эрозии
Труба / поток под давлением	Коррозионно-эрозионная усталость (КЭУ)	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений коррозии и эрозии

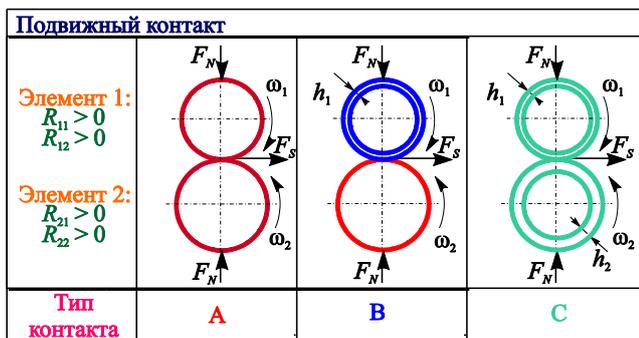


Рисунок 7 – Классификация контактных задач для тел вращения по условиям деформации

Систематизация различных трибофатических систем типа *твердое тело / твердое тело* более детально представлена в [76].

И в трибологии, и в механике усталостного разрушения обычно изучают только три механических *состояния систем* [24, 25, 62, 77–84]: (1) *напряженно-деформированное*; (2) *поврежденности*; (3) *предельное*. В трибофатике, кроме того, изучаются и (4) *запредельные состояния* [1, 85], а также состояния *надежности, энтропийные, информационные* [25], состояние *безопасность / риск* [85] и др. Ниже дается анализ только состояний (1)–(3).

**Напряженно-деформированное состояние.** На рисунке 8, а представлена достаточно общая схема *трибофатической системы твердое тело / твердое тело* при независимом, но одновременном действии контактной ( $F_N$ ) и неконтактных (объемных  $M_j, Q_i$ ) нагрузок. В случае традиционного подхода ее обычно разделяют, анализируя напряженно-деформированное состояние либо соответствующей *пары трения* (ролик/ролик – рисунок 8, в), либо *отдельного элемента конструкции* (вала – рисунок 8, б). При расчетах вала определяют, используя методы решения задач теории упругости [86–89], тензоры напряжений и деформаций (рисунок 9, а):

$$T_{ij}^{(V)} = \sigma_{ij}^{(b)}, i, j = 1, 2, 3; \quad (2)$$

$$E_{ij}^{(V)} = \varepsilon_{ij}^{(b)}, \quad (3)$$

которые обусловлены действием объемных (индекс  $V$  и  $b$ ) нагрузок (в общих случаях пространственного изгиба, растяжения-сжатия, кручения).

При расчетах пары трения, в случаях несогласованного подвижного контакта, определяют, используя методы решения задач контактного взаимодействия [90–93], тензоры напряжений и деформаций:

$$T_{ij}^{(W)} = \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)}; \quad (4)$$

$$E_{ij}^{(W)} = \varepsilon_{ij}^{(n)} + \varepsilon_{ij}^{(\tau)}, \quad (5)$$

обусловленные распределением нормальных  $p(x, y)$  (индекс  $n$ ) и касательных  $q(x, y)$  (индекс  $\tau$ ) к поверхности контакта усилий (рисунок 9, б). Тензоры  $T, E$  с верхним индексом  $V$  обусловлены действием объемных нагрузок (общие случаи трехмерного изгиба, кручения, растяжения-сжатия), а с верхним индексом  $W$  – контактным взаимодействием элементов системы. В широко известных источниках (см., например, [86–99 и мн. др]) нетрудно найти изложение решений (2)–(5).

При расчетах трибофатических систем следует находить объединенные (совмещенные) тензоры напряжений и деформаций

$$T_{ij}^{(V, W)} = \sigma_{ij}^{(b)} + \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)}; \quad (6)$$

$$E_{ij}^{(V, W)} = \varepsilon_{ij}^{(b)} + \varepsilon_{ij}^{(n)} + \varepsilon_{ij}^{(\tau)}, \quad (7)$$

которые обусловлены действием комплекса всех нагрузок (рисунок 9, в) – контактных и неконтактных [индексы  $(V, W)$ ]. Таким образом, объединенные тензоры (6) и (7) находятся путем суперпозиции напряжений (деформаций), обусловленных как контактной [тензоры (4) и (5)], так и внеконтактными [тензоры (2) и (3)] нагрузками.

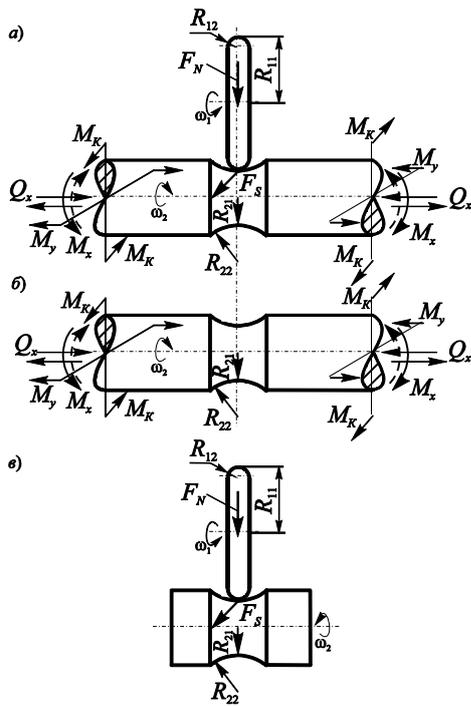


Рисунок 8 – Общая конструктивная схема трибофатической системы *ролик / вал* с главным вращательным движением ( $\omega_1$ ) при независимом действии контактной ( $F_N$ ) и внеконтактных ( $M, M_K, Q$ ) нагрузок (а) и частные схемы соответствующих ей основного элемента системы – вала (б) и пары трения *ролик / ролик* (в)

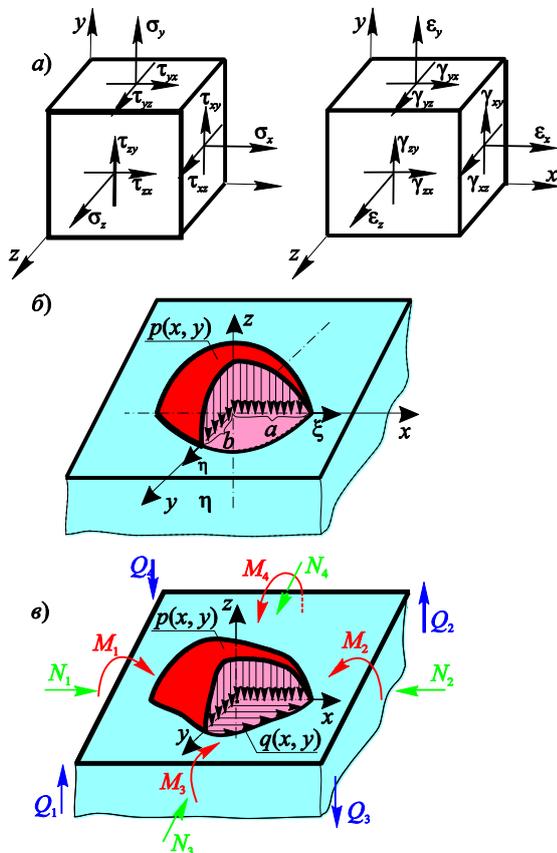


Рисунок 9 – К анализу напряженно-деформированного состояния: а – элемента конструкции (см. рисунок 8, б); б – пары трения (см. рисунок 8, в); в – трибофатической системы (см. рисунок 8, а)

Укажем здесь на две проблемы, возникающие при решении задач (6) и (7). Во-первых, исследования напряженно-деформированного состояния в зоне контакта в точной постановке обычно ограничиваются нахождением компонент напряжений в точках оси  $Z$  и в некоторых точках поверхности контакта. Определение всех компонент напряжения в любой точке полупространства в точной постановке затруднительно ввиду большой сложности интегрируемых функций. Во-вторых, постановка граничных условий для решения таких сложных задач, как (6) и (7), отсутствует в литературе. Как видно, если первая проблема имеет, в общем, формальный характер, то вторая – относится к числу принципиальных [1, 24, 25].

Рассмотрим простейший подход к конкретизации формул (6), (7). Контакт между двумя телами в какой-либо форме, как правило, сводится к распределению усилий по площади контакта на полупространстве в соответствии с теорией Герца (см. например, [31, 90, 91, 94]). Тогда напряжения в любой точке  $M(x, y, z)$  полупространства при действии нормальной контактной силы  $p(x, y)$  на площади  $S$  рассчитываются (как правило, с помощью численных методов) с использованием функции влияния  $G_{ij}^{(B)}$  от фундаментального решения Буссинеска  $\sigma_{ij}^{(B)}$  [91, 94] для действия сосредоточенной нормальной силы в полупространстве

$$\sigma_{ij}^{(n)}(x, y, z) = \iint_{S(\xi, \eta)} p(\xi, \eta) G_{ij}^{(B)}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta. \quad (8)$$

Напряжения в любой точке  $M(x, y, z)$  полупространства под действием тангенциальных контактных напряжений  $q(x, y)$  в области  $S$  аналогично рассчитываются с использованием функций влияния  $G_{ij}^{(C)}$  из фундаментального решения Черрути  $\sigma_{ij}^{(C)}$  [91, 94] для действия сосредоточенной тангенциальной силы в полупространстве

$$\sigma_{ij}^{(t)}(x, y, z) = \iint_{S(\xi, \eta)} q(\xi, \eta) G_{ij}^{(C)}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta. \quad (9)$$

Следовательно, напряженное состояние в случае контакта с трением определяется [в соответствии с выражением (4)] суперпозицией (8) и (9):

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(t)}. \quad (10)$$

Напряжения (2), вызванные внеконтактными нагрузками, могут быть определены с использованием соответствующей теории объемной деформации (например, при изгибе моментом  $M$ ) [87]

$$\sigma_{ij}^{(b)} = \sigma_{ij}^{(M)} + \sigma_{ij}^{(N)} + \sigma_{ij}^{(Q)}, \quad (11)$$

где индексы  $M, N$ , и  $Q$  соответствуют внутреннему моменту, внутренним продольным и поперечным силам.

Выражения (8)–(11) позволяют сформулировать механико-математическую задачу о комбинированном (совмещенном) напряженно-деформированном состоянии трибофатической системы в виде модели Сосновского – Щербакова – Журавкова [24, 1, 61, 62, 100]

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)} + \sigma_{ij}^{(b)} = \\ &= \iint_{S(\xi, \eta)} p(\xi, \eta) G_{ij}^{(b)}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta + \\ &\quad \iint_{S(\xi, \eta)} q(\xi, \eta) G_{ij}^{(c)}(\xi - x, \eta - y, z) d\xi d\eta + \\ &+ \sigma_{ij}^{(M)}(x, y, z) + \sigma_{ij}^{(N)}(x, y, z) + \sigma_{ij}^{(Q)}(x, y, z). \end{aligned} \quad (12)$$

С точки зрения трибофатики, анализ (6) и (7) возможен с двух позиций. С одной стороны, можно интересоваться, как поле напряжений, обусловленных объемным деформированием, возмущается в локальной области, в которой одновременно возбуждается поле контактных напряжений. Такой анализ полезен, когда в трибофатической системе реализуется *прямой эффект* [1, 24, 57, 75, 101]. По существу, это задачи теории упругости, освобожденные от принципа Сен-Венана; они должны составить новый её раздел [1, 25, 62]. С другой стороны, можно интересоваться, как изменяется локальное поле контактных напряжений, когда на него накладывается поле напряжений, обусловленных объемным деформированием. Такой анализ полезен, когда в трибофатической системе реализуется *обратный эффект* [57, 75, 101]. По существу, это *новый класс задач в механике контактного взаимодействия* [102, 103]. Понятно, что (6) и (7) позволяют делать подобные анализы как в количественном отношении, так и в качественном плане практически при любых условиях.

Некоторые результаты численных расчетов по уравнению (12) применительно к трибофатической системе *ролик / вал* (при изгибе) представлены на рисунке 10. Видно, как радикально отличается совмещенное напряженно-деформированное состояние (см. рисунок 10, *в, з*) от напряженно-деформированного состояния вала при его чистом изгибе силой  $Q$  (см. рисунок 10, *б*) или от поля контактных напряжений при отсутствии изгиба (см. рисунок 10, *а*). И, конечно, характер напряженно-деформированного состояния изгибаемого вала в зоне контакта с роликом существенно различается в случаях, когда контакт реализуется в зоне растяжения ( $Q > 0$ : см. рисунок 10, *в*) либо в зоне сжатия ( $Q < 0$ : см. рисунок 10, *з*) при изгибе. Понятно, что неучет этих фактов при практических расчетах реальных систем ведет к неверной оценке их работоспособности и долговечности.

Как известно, при расчетах пары трения оказывается, что поля контактных напряжений в соответствующих сечениях являются одинаковыми для обоих контактирующих элементов. В трибофатической системе это не так: чисто контактные напряжения возникают лишь в одном ее элементе – в том, который не подвергается объемному деформированию. Как мы видели при анализе системы *ролик / вал*, в рабочей зоне основного элемента (вала) трибофатической системы, который одновременно подвергается как контактному, так и объемному деформированию, возникает совмещенное напряженное состояние (12), обусловленное нагрузками обоих типов – поверхностной (контактной) и объемной (см. рисунок 10, *в, з*). Естественно, что оно не совпадает ни с чисто контактным напряженным состоянием (в рабочей зоне пары трения), ни с объемным напряженным состоянием (в рабочей зоне элемента конструкции).

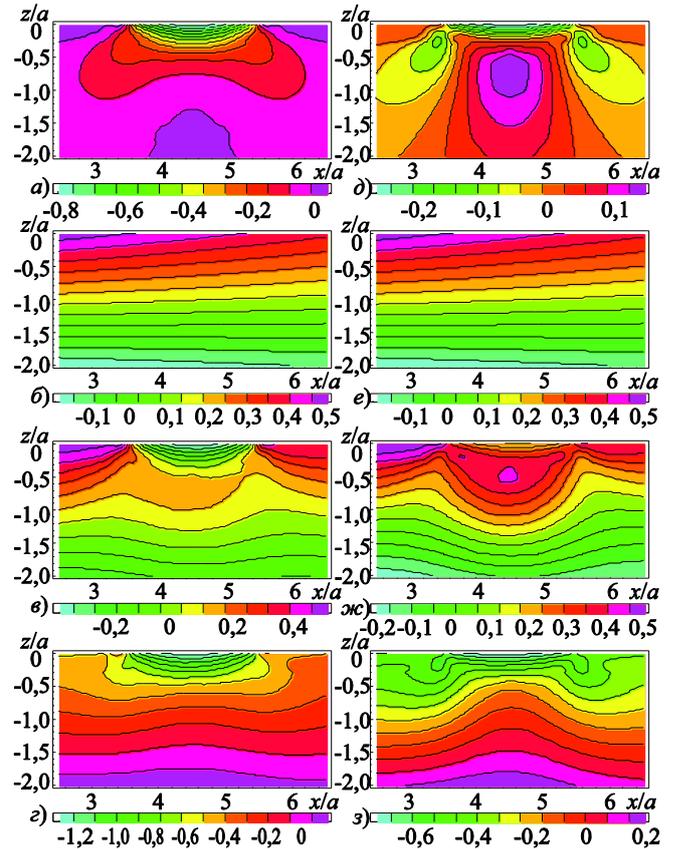


Рисунок 10 – Система *ролик / вал*: распределения напряжений  $\sigma_{xx}^{(n)}$  (а),  $\sigma_{xx}^{(b)}$  (б),  $\sigma_{xx}^{(n)} + \sigma_{xx}^{(b)}$  (в),  $\sigma_{xx}^{(n)} - \sigma_{xx}^{(b)}$  (г), отнесенных к  $p_0$ , и деформаций  $\varepsilon_{xx}^{(n)}$  (д),  $\varepsilon_{xx}^{(b)}$  (е),  $\varepsilon_{xx}^{(n)} + \varepsilon_{xx}^{(b)}$  (ж),  $\varepsilon_{xx}^{(n)} - \varepsilon_{xx}^{(b)}$  (з), отнесенных к  $p_0/E$  ( $E$  – модуль упругости), в окрестности контакта в плоскости  $y = 0$  при  $a/b = 0,5$

Анализ напряженно-деформированного состояния, представленный на рисунке 10, приведен лишь для одной компоненты ( $\sigma_{xx}$ ,  $\varepsilon_{xx}$ ). На рисунках 11–13 дан аналогичный анализ другой трибофатической системы – *ролик / кольцо* [1, 24, 100], но выполнен он по всем трем компонентам напряжений:  $\sigma_{xx}$  (рисунок 11),  $\sigma_{yy}$  (рисунок 12),  $\sigma_{xy}$  (рисунок 13). Расчеты выполнены в зависимости от толщины  $h$  кольца, которая изменяется в интервале от 2,0 до 10 мм; последний случай ( $h = 10$  мм) практически тождествен системе *ролик / ролик* (контактная пара). Из этих рисунков видно, что если в контактной паре (при  $h = 10$  мм) распределения напряжений практически симметричны относительно оси  $x$ , то в трибофатической системе формы распределений и величины напряжений для ролика и кольца существенно различны. Переход от контактной к трибофатической системе становится заметным уже при толщине кольца, равной 7,5 мм. Ясно видно, что если напряженное состояние ролика обусловлено только контактным взаимодействием, то напряженное состояние кольца в непосредственной близости от точки первоначального контакта является «переходным», обусловленным также изгибом кольца.

Таким образом, результаты расчета демонстрируют существенное влияние изгиба кольца на напряженное состояние в области контакта в результате действия единой, приложенной к системе, силы  $F_N$ . Аналогичное утверждение подходит также для деформаций и перемещений.

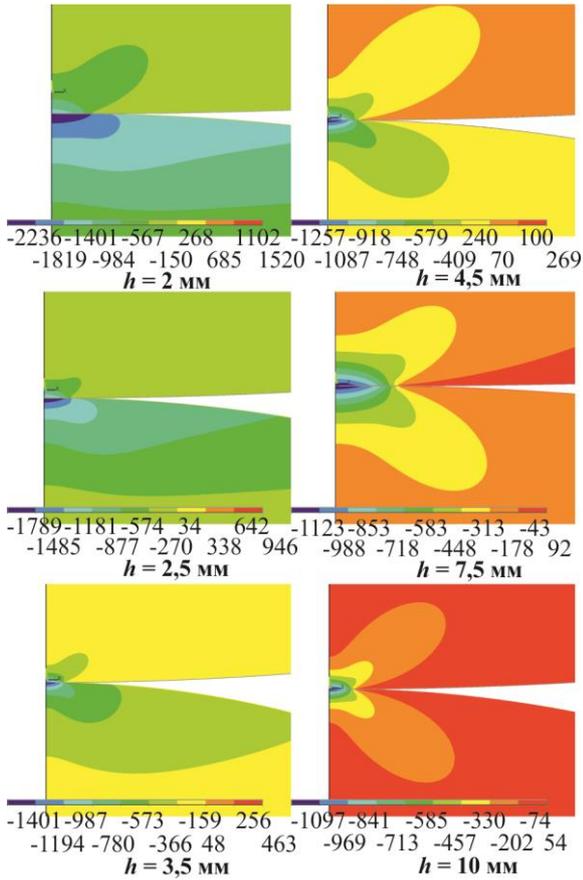


Рисунок 11 – Система *ролик / кольцо*:  
распределение напряжений  $\sigma_{xx}$  (МПа)

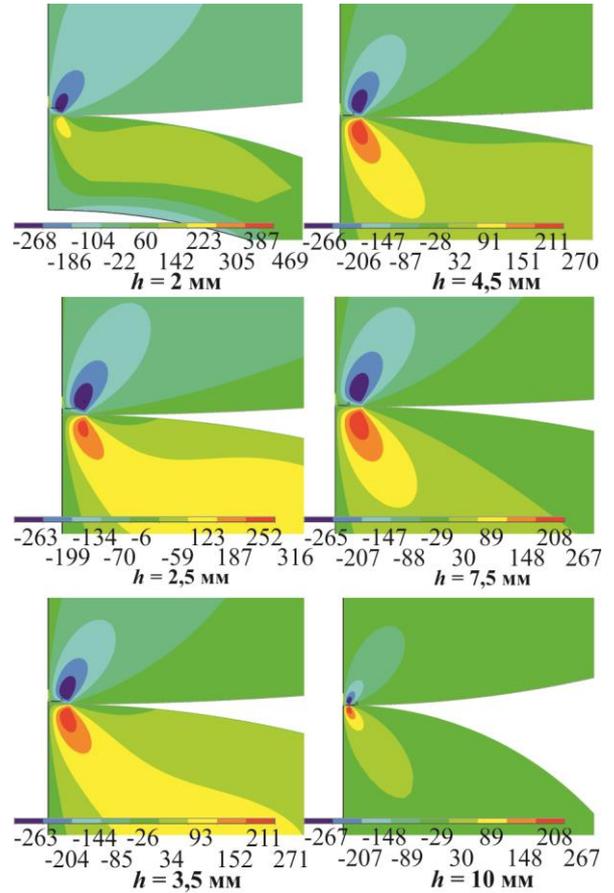


Рисунок 13 – Система *ролик / кольцо*:  
распределение напряжений  $\sigma_{xy}$  (МПа)

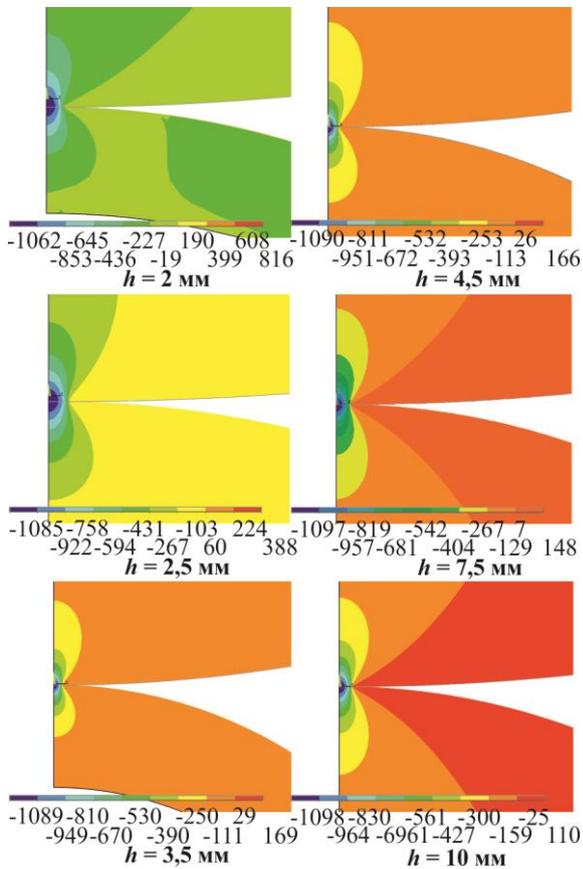


Рисунок 12 – Система *ролик / кольцо*:  
распределение напряжений  $\sigma_{yy}$  (МПа)

В работах [1, 24, 63, 104–112] можно найти постановку задачи и обоснование модели (12), а также результаты ряда исследований напряженного состояния трибофатических систем.

**Состояние поврежденности.** Естественно, что теперь возникает очередная непростая проблема: надо предложить меру поврежденности, которая была бы способной количественно оценить соответствующее состояние не только материала, но и системы в целом. Рассмотрим эту проблему применительно к анализу повреждаемости характерных объектов.

**Элемент конструкции.** Исследованию сопротивления усталости образцов различных объемов, определяемого ограниченной областью конечных размеров с критическим уровнем напряжений, посвящено большое количество работ [113–142]. Затруднения состояли в обосновании критерия ограничения этой области и критерия установления повреждающего уровня напряжений в ней. Еще в работе Вейбулла [124] указанная область трактовалась как объем, в котором действующее напряжение превышает нижнюю границу прочности дефектного элемента структуры тела. Но при расчетах эта нижняя граница условно принималась равной нулю, и тогда этот объем оказывался просто геометрическим объемом образца. В работе Кугуэля [122] сопротивление усталости связывается с «высоконапряженным» объемом образца – такой его областью, где напряжения превышают произвольно установленный 95%-ный порог от максимального напряжения в опасном сечении. Погрешность полученного решения оказалась высокой. В ряде работ [113–117] дано обоснованное количественное решение задачи об определении

ограниченной области конечных размеров с критическим уровнем нормальных напряжений в образце. Эта область называется *опасным объемом*. Как указывал В. В. Болотин [127], любое твердое тело представляет собой статистический ансамбль большого количества первичных элементов, каждый из которых в той или иной мере ответствен за прочность тела в целом. Чтобы определить «меру ответственности» каждого из элементарных объемов за прочность деформируемого тела в целом, вводится представление о его опасном объеме. Если деформируемое твердое тело характеризуется таким напряженным состоянием при осуществлении реального комплекса условий испытаний, что возможно его усталостное разрушение, то оно состоит в общем случае из двух областей: *объемов с безопасным и опасным состоянием*.

Граница между опасными объемами и безопасными состояниями, как правило, диффузна и имеет вероятностный характер. Опасный объем  $V_{P\gamma}$  увеличивается с увеличением вероятности  $P$  отказа тела. Но для данного значения  $P$  он может количественно изменяться в зависимости от доверительной вероятности  $\gamma_0$ . Следовательно, для  $P = \text{const}$

$$V_{P\gamma_{\min}} \leq V_{P\gamma} \leq V_{P\gamma_{\max}} ; \quad (13)$$

если  $\gamma_{\min} \leq \gamma_0 \leq \gamma_{\max}$ , то  $\gamma_{\min}, \gamma_{\max}$  образуют интервал допустимых изменений. Если принять, что  $\gamma_0 = \text{const}$ , то опасный объем будет иметь единственное значение, связанное с вероятностью отказа  $P$ .

В проблемах, связанных с износом, существует аналогичная область, которая обычно называется *сильно деформированным слоем*. Его толщина оценивается экспериментально. Расчетное определение толщины области трения и изнашивания важная, но нерешенная задача [143, 144].

Согласно *статистической модели деформируемого твердого тела с опасным объемом*, разработанной Л.А. Сосновским, опасным называется объем  $V_P$ , в котором с некоторой вероятностью  $P$  возможно появление циклических напряжений  $\sigma$ , превышающих нижнюю границу  $\sigma_{-1\min}$  рассеяния пределов выносливости  $\sigma_{-1}$  (рисунк 14). Эта модель кратко изложена ниже.

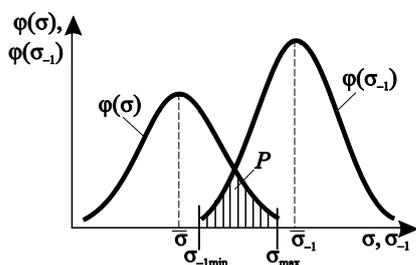


Рисунок 14 – Плотности распределения вероятностей действующих ( $\sigma$ ) и предельных ( $\sigma_{-1}$ ) напряжений

Таким образом, если известно распределение напряжений  $\sigma$  в трехмерном пространстве и значение критерия  $\sigma_{-1\min}$ , то в простейшем случае неравенства нулю лишь одной компоненты тензора напряжений опасный объем вычисляют по формуле

$$V_{P\gamma} = \iiint_{\sigma(x,y,z) \geq \sigma_{-1\min}} dx dy dz . \quad (14)$$

Из (14) следует *обобщенное условие усталостного разрушения* (условие отказа, условие достижения предельного состояния)

$$V_{P\gamma} > 0 \quad (15)$$

с некоторой вероятностью  $P$  при доверительной вероятности  $\gamma$ .

Если

$$V_{P\gamma} = 0, \quad (16)$$

то усталостное разрушение физически произойти не может (так как в этом случае в любом элементарном объеме  $\sigma < \sigma_{-1\min}$ ). Соотношение (16) представляет собой *обобщенное условие неразрушения* (условие безотказной работы, условие недостижения предельного состояния).

Рассмотрим формирование опасных объемов в простейших элементах конструкций – цилиндрических и призматических образцах при изгибе. В этом случае напряженное состояние является одноосным, а распределение нормальных напряжений по сечению описывается линейной зависимостью. И тогда интеграл (14) можно вычислить, исходя из простых геометрических построений, по формуле [114]

$$\frac{V_{P\gamma}}{V_k} = \lambda \left( 1 - \frac{\sigma_{-1\min}}{\sigma} \right)^\beta \left( 1 + \frac{\sigma_{-1\min}}{\sigma} \right)^{\alpha_1} \times \left( 2 + \frac{\sigma_{-1\min}}{\sigma} \right)^{\alpha_2} = \omega_\sigma, \quad (17)$$

где  $V_k$  – рабочий (полный) объем деформируемого твердого тела,

$\beta, \alpha_1, \alpha_2$  – известные коэффициенты.

Отношение объемов  $V_{P\gamma} / V_k = \omega_\sigma$  представляет собой меру поврежденности твердого тела.

Таким образом, опасный объем – это область циклически деформируемого твердого тела, в пределах которой зарождается усталостное повреждение и развиваются первичные усталостные трещины. Область эта неравноценна в том смысле, что вероятность образования усталостных трещин неодинакова в каждой “точке” опасного объема – она выше там, где больше величина действующих напряжений. Если обратиться к рисунку 15, б, то нетрудно установить, что вероятнее всего первые трещины возникнут в окрестности  $A$ . По мере удаления от  $A$  к плоскости равных напряжений  $BA'$  (на которой  $\sigma = \sigma_{-1\min} = \text{const}$ ) вероятность их образования уменьшается до минимума, при этом трещины скорее возникнут на поверхности  $AA'$ , чем в подповерхностном слое  $AB$ , вследствие того, что, как известно, состояние поверхности является энергетически особым (атомы на поверхности имеют связи лишь со стороны основной части металла, поэтому они неуравновешены, обладают избыточной энергией и, следовательно, более активно взаимодействуют со средой). Тем не менее возможно и подповерхностное разрушение, так как прочностные свойства материала на глубине несколько хуже, чем у поверхности. Специальные наблюдения показывают, что сделанный прогноз соответствует действительной картине рассеянного повреждения малыми усталостными трещинами [114]. Обсуждение соответствующих экспериментальных результатов дается, например, в [23].

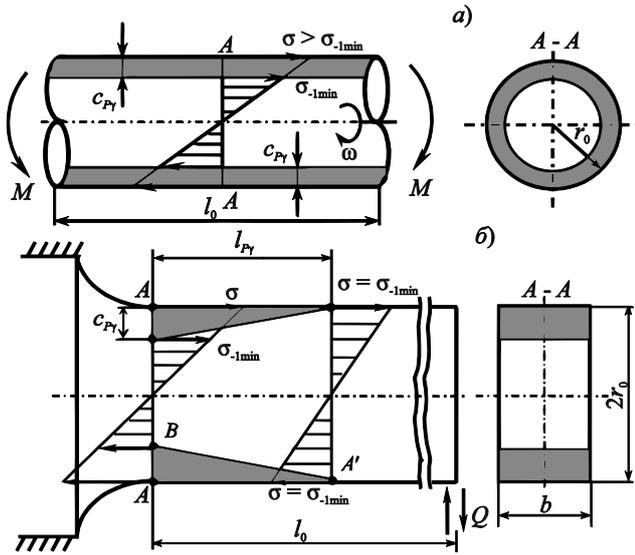


Рисунок 15 – Схема формирования опасного объема при чистом изгибе вала (а) и консольном изгибе пластины (б)

Пара трения. Аналогично случаю механической усталости опасным при контактной усталости называется объем  $V_P$ , в котором с некоторой вероятностью  $P$  возможно появление нормальных контактных напряжений, превышающих нижнюю границу  $p_{fmin}$  рассеяния пределов выносливости  $p_{fmin} = \sigma_{zz}^{(max)}$ , где  $\sigma_{zz}^{(max)}$  – давление в центре контакта при предельной контактной нагрузке. Аналогично определяется нижняя граница рассеяния пределов выносливости для касательных напряжений. Теорию *объемной поврежденности при решении контактной задачи* разработали С. С. Щербаков, М. А. Журавков и Л. А. Сосновский [24, 25, 128, 145–154]; кратко она описана ниже.

Рассмотрим вероятность локального повреждения в точке, вызванного действием  $\sigma_{ij}$  (рисунок 16).

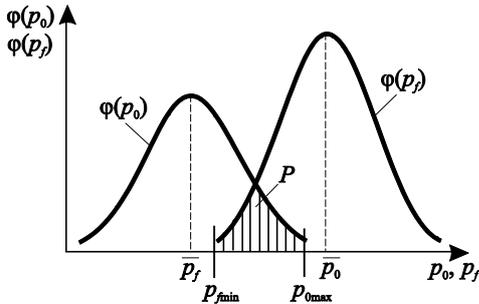


Рисунок 16 – Плотности распределения вероятностей действующих ( $p_0$ ) и предельных ( $p_f$ ) напряжений

$$P(\xi \leq 1) = \int_{-\infty}^1 \varphi(\xi) d\xi, \quad (18)$$

где  $\xi = \sigma_{ij} / p_{fmin}$ .

Таким образом, если известно распределение напряжений  $\sigma_{ij}$  в трехмерной окрестности области контакта и значение критерия  $p_{fmin}$ , то в случае нескольких ненулевых компонент тензора напряжений опасные объемы могут быть вычислены по каждой компоненте:

$$V_{P\gamma_{ij}} = \iiint_{\sigma_{ij}(x,y,z) \geq p_{fmin}} dx dy dz \quad (19)$$

либо по интенсивности напряжений

$$V_{P\gamma_{int}} = \iiint_{\sigma_{int}(x,y,z) \geq p_{fmin}} dx dy dz. \quad (20)$$

В таблице 3 дана сводка формул для расчета опасных объемов и соответствующих им мер поврежденности для случаев трехмерного напряженно-деформированного состояния.

Трибофатическая система. В такой системе шесть независимых компонент тензора напряжений являются ненулевыми. В общем случае предельное состояние (образование микротрещин) в некоторой точке системы может быть обусловлено несколькими различными компонентами. Таким образом, предел выносливости для трибофатической системы определяется по каждой компоненте тензора напряжений как экстремальное значение ее распределения при действии предельной нагрузки.

Для деформируемого твердого тела определим предельные значения для каждой независимой компоненты тензора напряжений  $\sigma_{ij}^{(\pm*lim)}$ ,  $i, j = x, y, z$ , каждого главного напряжения  $\sigma_i^{(\pm*lim)}$ ,  $i = 1, 2, 3$  и интенсивности напряжений  $\sigma_{int}^{(*lim)}$  при действии предельной нагрузки  $F_{*lim}$ :

$$\begin{aligned} \sigma_{ij}^{(\pm*lim)} &= \text{extr}_{dV} [\sigma_{ij} (F_{*lim}, dV)]; \\ \sigma_i^{(\pm*lim)} &= \text{extr}_{dV} [\sigma_i (F_{*lim}, dV)]; \\ \sigma_{int}^{(*lim)} &= \max_{dV} [\sigma_{int} (F_{*lim}, dV)], \end{aligned} \quad (21)$$

где  $\text{extr}(y) = \begin{cases} \max(y), & \text{при } y \geq 0; \\ \min(y), & \text{при } y < 0. \end{cases}$

Аналогично для однородного изотропного деформируемого твердого тела определим предельные нормальные и касательные напряжения  $\sigma_n^{(*lim)}$  и  $\sigma_\tau^{(*lim)}$ , а также предельное главное напряжение  $\sigma_1^{(*lim)}$  и предельную интенсивность напряжений  $\sigma_{int}^{(*lim)}$ :

$$\begin{aligned} \sigma_n^{(*lim)} &= \max_{dV,i} (|\sigma_{ii} (F_{*lim}, dV)|), \quad i = x, y, z; \\ \sigma_\tau^{(*lim)} &= \max_{dV,i,j} (|\sigma_{ij} (F_{*lim}, dV)|); \\ & \quad i, j = x, y, z, \quad i \neq j; \\ \sigma_1^{(*lim)} &= \max_{dV} (|\sigma_1 (F_{*lim}, dV)|) \end{aligned} \quad (22)$$

где  $dV$  – элементарный объем нагруженного тела.

Следовательно, если рассмотреть тензор  $\sigma_{ij}$  в каждом элементарном объеме  $dV$  тела, то в общем случае для описания изменения величины действующих напряжений по сравнению с величиной предельных напряжений можно ввести три типа тензора относительных повреждающих напряжений: компонентные, главные и октаэдрические:

$$\begin{aligned} \psi_{ij} &= \sigma_{ij} / \sigma_m^{(*lim)}; \quad m = \begin{cases} n & \text{если } i = j; \\ \tau & \text{если } i \neq j; \end{cases} \\ \psi_i &= \sigma_i / \sigma_i^{(*lim)}; \\ \psi_{int} &= \sigma_{int} / \sigma_{int}^{(*lim)}, \end{aligned} \quad (23)$$

где  $\psi_{ij}$ ,  $\psi_i$ ,  $\psi_{int}$  вообще говоря, имеют вероятностную природу, поскольку в условиях прочности как действующие напряжения  $\sigma_{ij}$ ,  $\sigma_i$ ,  $\sigma_{int}$ , так и предельные значения  $\sigma_k^{(*lim)}$ ,

$\sigma_i^{(*lim)}$ ,  $\sigma_{int}^{(*lim)}$  являются случайными величинами с соответствующими плотностями распределения.

Таблица 3 – Классификация статических опасных объемов в случае трехмерного НДС [24]

Тип опасного объема	Определение	Расчетная формула	Относительная мера поврежденности
Компонентный	$V_{ij} = \{dV /  \psi_{ij}  \geq 1, dV \subset V_k\}$ Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина соответствующей компоненты тензора напряжений не меньше предельного значения	$V_{ij} = \iiint_{ \psi_{ij}(V)  \geq 1} dV$	$\omega_{ij} = V_{ij} / V_k$
Главный	$V_i = \{dV /  \psi_i  \geq 1, dV \subset V_k\}$ Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина соответствующего главного напряжения не меньше предельного значения	$V_i = \iiint_{ \psi_i(V)  \geq 1} dV$	$\omega_i = V_i / V_k$
Шаровой	$V_S = \{dV /  \psi_S  \geq 1, dV \subset V_k\}$ Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина компоненты шаровой части тензора напряжений не меньше предельного значения	$V_S = \iiint_{ \psi_S(V)  \geq 1} dV$	$\omega_S = V_S / V_k$
Девиаторный	$V_D = \left\{ dV / \max_{i,j}  \psi_{ij}^D  \geq 1, dV \subset V_k \right\}$ Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина хотя бы одной компоненты девиаторной части тензора напряжений не меньше предельного значения	$V_D = \iiint_{\max_{i,j}  \psi_{ij}^D(V)  \geq 1} dV$	$\omega_D = V_D / V_k$
Совмещенный	$V_C = \bigcap_{i=p, j=m}^{q,n} V_{ij}, i, j, p, q, m, n = x, y, z,$ $V_C = \bigcap_{i=p}^q V_i, i, p, q = 1, 2, 3$ Пересечение двух или более опасных объемов	$V_C = \iiint_{\bigcap_{i=p, j=m}^{q,n}  \psi_{ij}(V)  \geq 1} dV$ $V_C = \iiint_{\bigcap_{i=p}^q  \psi_i(V)  \geq 1} dV$	$\omega_C = V_C / V_k$
Октаэдрический	$V_{int} = \{dV / \psi_{int} \geq 1, dV \subset V_k\}$ Область нагруженного тела, в каждой точке которой значение интенсивности напряжения не меньше предельного	$V_{int} = \iiint_{\psi_{int}(V) \geq 1} dV$	$\omega_{int} = V_{int} / V_k$
Тензорный	$V_T = \bigcup_{i=p, j=m}^{q,n} V_{ij}, i, j, p, q, m, n = x, y, z,$ $V_T = \bigcup_{i=p}^q V_i, i, p, q = 1, 2, 3$ Объединение двух или более опасных объемов	$V_T = \iiint_{\bigcup_{i=p, j=m}^{q,n}  \psi_{ij}(V)  \geq 1} dV$ $V_T = \iiint_{\bigcup_{i=p}^q  \psi_i(V)  \geq 1} dV$	$\omega_T = V_T / V_k$

Тензор  $\psi_{ij}$  можно разложить на шаровую  $\psi^S$  и девиаторную  $\psi_{ij}^D$  части:

$$\psi^S = \begin{pmatrix} \psi_s & 0 & 0 \\ 0 & \psi_s & 0 \\ 0 & 0 & \psi_s \end{pmatrix};$$

$$(\psi_{ij}^D) = (\psi_{ij}) - \psi^S =$$

$$= \begin{pmatrix} \psi_{11} - \psi_s & \psi_{12} & \psi_{13} \\ \psi_{21} & \psi_{22} - \psi_s & \psi_{23} \\ \psi_{31} & \psi_{32} & \psi_{33} - \psi_s \end{pmatrix},$$

где

$$\psi_s = \frac{(\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33})}{3\sigma_k^{(*lim)}} = \frac{1}{3}(\psi_{11} + \psi_{22} + \psi_{33}).$$

Применительно к трибофатическим системам процедура расчета опасных объемов предполагает, во-первых, знание трехмерного напряженного состояния

элементов, вызванного как локальным нагружением, так и объемным деформированием, и, во-вторых, определения критических (предельных) напряжений, которые служат критерием для ограничения соответствующих опасных областей.

Ниже изложены основы теории объемной поврежденности трибофатических систем, разработанной Л. А. Соновским, С. С. Щербаковым и М. А. Журавковым [24, 25, 128, 145–154].

Критериальные условия для ограничения опасных объемов будут иметь вид

$$V_{ij} = \{dV / |\sigma_{ij}| \geq \sigma_m^{(*lim)}, dV \subset V_k\}, i, j = x, y, z; \quad (25)$$

$$V_i = \{dV / |\sigma_i| \geq \sigma_i^{(*lim)}, dV \subset V_k\}, i = 1, 2, 3; \quad (26)$$

$$V_{int} = \{dV / \sigma_{int} \geq \sigma_{int}^{(*lim)}, dV \subset V_k\}. \quad (27)$$

Соответствующие относительные меры поврежденности тела или системы

$$\omega_{ij} = V_{ij} / V_k, \omega_i = V_i / V_k, \omega_{int} = V_{int} / V_k; \quad (28)$$

$$0 \leq \omega_{ij} \leq 1, 0 \leq \omega_i \leq 1, 0 \leq \omega_{int} \leq 1.$$

Поскольку применительно к трибофатической системе может исследоваться процесс ее повреждения при контактной усталости, то в выражениях (25)–(28) рабочий объем  $V_k$  представляет собой не весь объем деформируемого твердого тела, а лишь опасный объем, определяемый величиной предельно допустимого износа (рисунок 17).

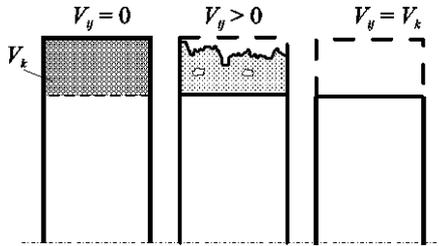


Рисунок 17 – Схема рабочего и опасного объемов при контактной усталости

Для описания характера и уровня повреждений в области контакта введено представление о *типах опасных объемов*. Определения, обозначения и формулы для расчета опасных объемов и сводка соответствующих (относительных) мер поврежденности приведены в таблицах 3 и 4 [24]. В таблице 4  $S$  – проекции соответствующих опасных объемов на плоскость, ортогональную траектории движения ( $l$ ).

Графическая иллюстрация компонентных опасных объемов  $V_{zz}$ ,  $V_{yy}$ ,  $V_{xx}$ , их пересечений (совмещенных опасных объемов)  $V_{xx} \cap V_{yy}$ ,  $V_{yy} \cap V_{zz}$ ,  $V_{xx} \cap V_{zz}$ ,  $V_{xx} \cap V_{yy} \cap V_{zz}$  и объединения  $V_{xx} \cup V_{yy} \cup V_{zz}$  (тензорного опасного объема) представлена на рисунке 18. Там же показан тензор относительных повреждающих напряжений в соответствии с представлением (23). Видно, что при равновеликом значении компонент тензора  $\psi_{ij}(dV)$  наиболее опасной зоной, где ожидается зарождение разрушения, является пересечение трех компонентных объемов  $V_{xx} \cap V_{yy} \cap V_{zz}$ .

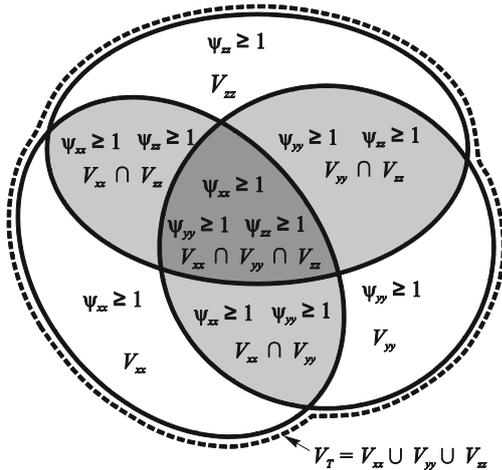


Рисунок 18 – Схема объединения (пунктирная линия) и пересечений (затемнено) опасных объемов, обусловленных нормальными напряжениями

Поскольку опасные объемы могут иметь произвольную и сложную формы, то их аналитическое определение согласно формулам таблиц может быть затруднено; в таких случаях их вычисляют методом Монте-Карло.

В зонах трех компонентных объемов ( $V_{xx}$ ,  $V_{yy}$ ,  $V_{zz}$ ) разрушение скорее начнется там, где тензор  $\psi_{ij}(dV)$  является наибольшим по величине. Вообще, рисунки типа рисунка 18 позволяют проанализировать многообразные возможные особенности прогнозируемого повреждения. Они обнаруживаются, например, в зонах пересечения (наложения) опасных объемов, обусловленных либо только нормальными, либо только касательными напряжениями, либо одновременным воздействием нормальных и касательных напряжений разных знаков. Таким образом, появляется возможность конкретного анализа роли процессов отрыва и сдвига в формировании комплексного повреждения.

Рассматривая совместно опасные объемы и тензоры повреждающих напряжений в точке, введем *функцию повреждаемости единицы объема*

$$d\Psi_q = \psi_q(V) dV, \quad (29)$$

где  $q \in \{ij, i, int, U, U_m, U_{eff}\}$ .

Функция (29), по существу, представляет собой величину удельного повреждающего механического параметра.

Тогда *функция повреждаемости объема*  $V$

$$\Psi_q^{(V)} = \int_V \psi_q(V) dV. \quad (30)$$

Отметим, что интегрирование в (30) фактически проводится не по всему объему  $V$ , а лишь по тензорному опасному объему, поскольку, в силу определения  $\psi_{ij}$ , вне опасных объемов будет всегда  $\psi_{ij} = 0$ .

Приведем примеры расчета опасных объемов в условиях контактного взаимодействия по формулам, приведенным в таблицах 3 и 4. Определение опасных объемов выполним при следующих исходных данных:

$$p_0 = \sigma_{zz}^{(n)}(F_c) \Big|_{x=0, y=0, z=0} = 2960 \text{ МПа};$$

$$p_{f \min} = p_0 (F_c^{(*\text{lim})}) = 888 \text{ МПа};$$

$$\sigma_n^{(*\text{lim})} = \max_{dV, i} \left( \left| \sigma_{ii}(F_c^{(*\text{lim})}, dV) \right| \right) = p_{f \min} = 0,3 p_0, \quad (31)$$

$$\sigma_{\tau}^{(*\text{lim})} = \max_{dV, i, j} \left( \left| \sigma_{ij}(F_c^{(*\text{lim})}, dV) \right| \right) =$$

$$= 0,33 p_{f \min} = 0,09 p_0;$$

$$f = 0,5, b/a = 0,5.$$

Для соотношения полуосей эллипса контакта  $b/a = 0,5$  выражение (21) примет вид

$$\sigma_{int}^{(*\text{lim})} = \max_{dV} \left[ \sigma_{int}(F_{* \text{lim}}, dV) \right] = 0,62 p_{f \min}. \quad (32)$$

Результаты расчета компонентных опасных объемов для предельных значений из соотношений (31) представлены на рисунках 19–22. Из данных рисунков видно, что наибольшими по величине являются опасные объемы  $V_{zz}$ ,  $V_{xz}$  и  $V_{yz}$ , соответствующие наибольшим напряжениям  $\sigma_{zz}^{(n)}$ ,  $\sigma_{xz}^{(n)}$  и  $\sigma_{yz}^{(n)}$ .

Анализ рисунков 21 и 22 позволяет сделать следующие два принципиальных заключения. С одной стороны, *процесс повреждаемости в общем случае является рассеянным*, т. е. первичные трещины могут появиться в любой точке опасного объема. С другой стороны, *процесс повреждаемости оказывается дискрет-*

ным в том смысле, что существуют локальные области, в которых появление первичных трещин представляется наиболее вероятным (например, в совмещенных опасных объемах – см. рисунок 22, или в многосвязной

области тензорного опасного объема – см. рисунок 21). По данным рисунков 21 и 22 можно сделать более глубокий анализ повреждаемости как следствия возникновения, развития и взаимодействия опасных объемов.

Таблица 4 – Классификация динамических опасных объемов [24]

Тип опасного объема	Определение	Расчетная формула	Относительная мера поврежденности
Компонентный	$V_{ij}^d = \bigcup_l V_{ij}(t_l)$ <p>Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина соответствующей компоненты тензора напряжений не меньше предельного значения хотя бы единожды (в момент времени <math>t_l</math>) за цикл нагружения</p>	$V_{ij}^d = \int_l S_{ij}(t) dl$	$\omega_{ij}^d = V_{ij}^d / V_k$
Главный	$V_i^d = \bigcup_l V_i(t_l)$ <p>Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина соответствующего главного напряжения превышает предельное значения хотя бы единожды (в момент времени <math>t_l</math>) за цикл нагружения</p>	$V_i^d = \int_l S_i(t) dl$	$\omega_i^d = V_i^d / V_k$
Шаровой	$V_S^d = \bigcup_l V_S(t_l)$ <p>Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина компоненты шаровой части тензора напряжений не меньше предельного значения хотя бы единожды (в момент времени <math>t_l</math>) за цикл нагружения</p>	$V_S^d = \int_l S_S(t) dl$	$\omega_S^d = V_S^d / V_k$
Девиаторный	$V_D^d = \bigcup_l V_D(t_l)$ <p>Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина хотя бы одной компоненты девиаторной части тензора напряжений не меньше предельного значения хотя бы единожды (в момент времени <math>t_l</math>) за цикл нагружения</p>	$V_D^d = \int_l S_D(t) dl$	$\omega_D^d = V_D^d / V_k$
Совмещенный	$V_C^d = \bigcap_{i=p, j=m}^{q,n} V_{ij}^d, i, j, p, q, m, n = x, y, z,$ $V_C^d = \bigcap_{i=p}^q V_i^d, i, p, q = 1, 2, 3$ <p>Пересечение двух или более динамических опасных объемов</p>	$V_C^d = \int_l S_C(t) dl$	$\omega_C^d = V_C^d / V_k$
Октаэдрический	$V_{int}^d = \bigcup_l V_{int}(t_l)$ <p>Область нагруженного тела, в каждой точке которой величина интенсивности напряжений не меньше предельного значения хотя бы единожды (в момент времени <math>t_l</math>) за цикл нагружения</p>	$V_{int} = \iiint_{\Psi_{int}(V) \geq 1} dV$	$V_{int}^d = \int_l S_{int}(t) dl$
Тензорный	$V_T^d = \bigcup_{i=p, j=m}^{q,n} V_{ij}^d, i, j, p, q, m, n = x, y, z,$ $V_T^d = \bigcup_{i=p}^q V_i^d, i, p, q = 1, 2, 3$ <p>Объединение двух или более динамических опасных объемов</p>	$V_T^d = \int_l S_T(t) dl$	$\omega_T^d = V_T^d / V_k$

Отметим, что известные феноменологические теории поврежденности (сплошности), например Качанова [130], Работнова [131] и др., основываются на едином интервале изменения определяющего параметра

$$0 \leq \omega \leq 1,$$

как и в условии (28). Сводку и анализ таких подходов можно найти в работе [132]. Однако все эти теории отно-

сят параметр  $\omega$  лишь к опасному сечению элемента конструкции и конкретизируются лишь по определенному (единственному) критерию повреждаемости, тогда как меры (25)–(27) и (28) являются объемными по определению и многокритериальными; их называют соответственно опасные объемы Сосновского – Щербакова и поврежденности Щербакова – Сосновского.

В литературе [1, 24, 132, 148–151] можно найти ряд результатов исследования объемной поврежденности.

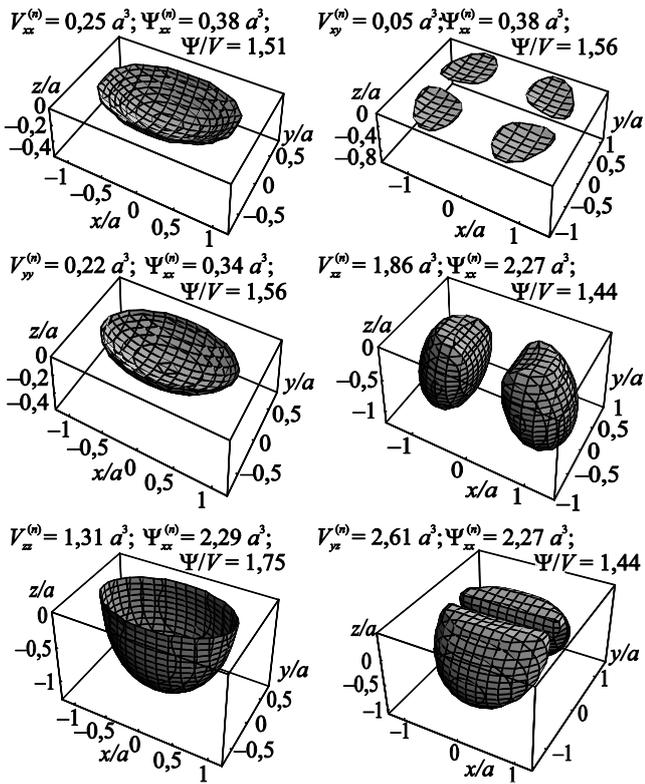


Рисунок 19 – Компонентные опасные объемы при действии нагрузки  $p(x, y)$ ,  $b/a = 0,5$

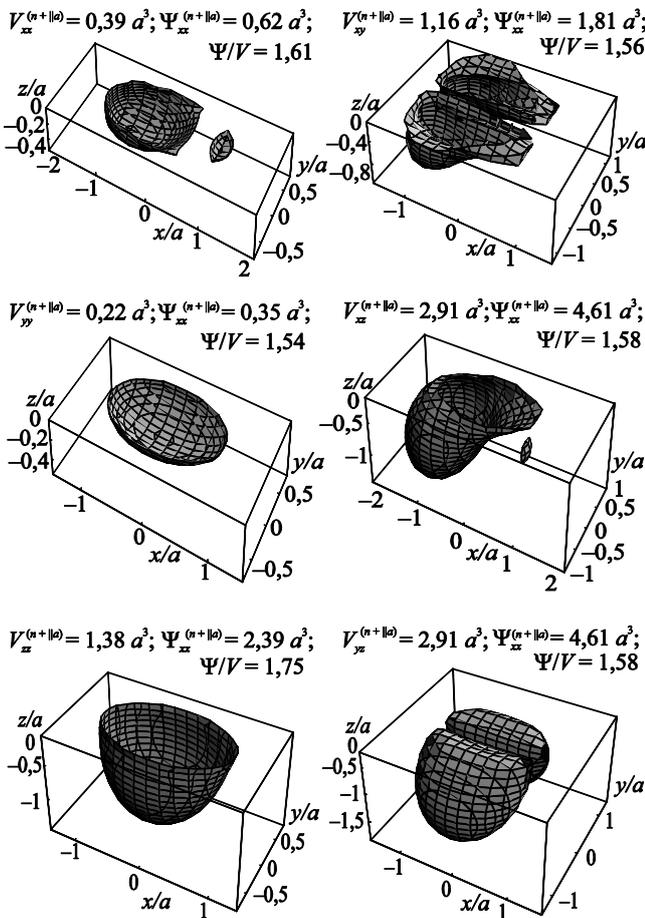


Рисунок 20 – Компонентные опасные объемы при действии  $p(x, y)$  и  $q^{(||a|)}(x, y)$ ,  $f = 0,5$ ,  $b/a = 0,5$

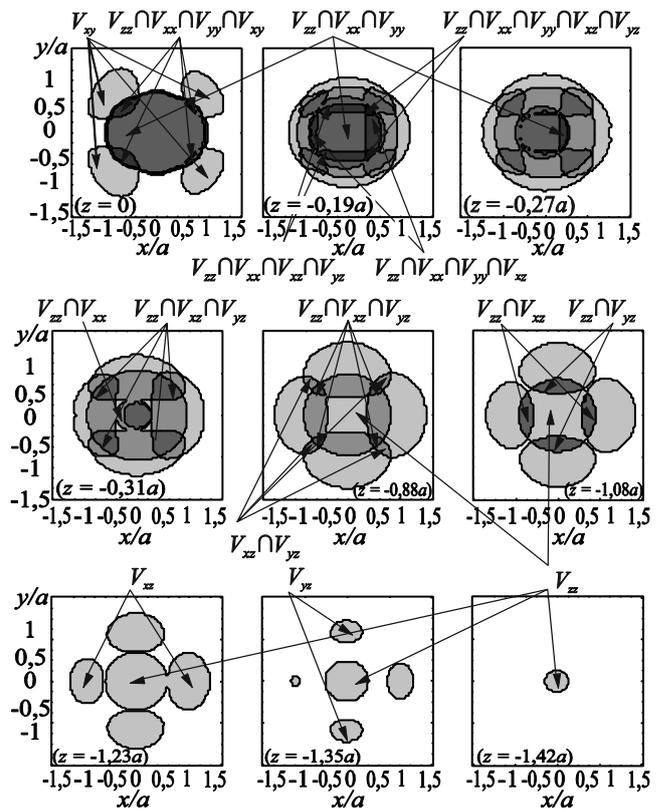


Рисунок 21 – Сечения опасных объемов  $V_{ij}$  при действии  $p(x, y)$ ,  $q^{(||a|)}(x, y)$  вдоль оси  $z$  для  $\sigma_n^{*(lim)} = 0,3p_0$ ,  $\sigma_\tau^{*(lim)} = 0,09p_0$ ,  $f = 0,05$ ,  $b/a = 0,813$

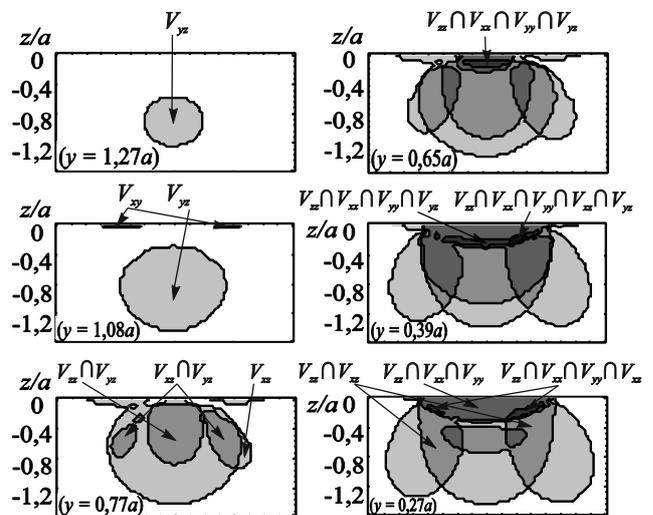


Рисунок 22 – Сечения опасных объемов  $V_{ij}$  при действии  $p(x, y)$ ,  $q^{(||a|)}(x, y)$  вдоль оси  $y$  для  $\sigma_n^{*(lim)} = 0,3p_0$ ,  $\sigma_\tau^{*(lim)} = 0,09p_0$ ,  $f = 0,05$ ,  $b/a = 0,813$

**Предельное состояние.** Из изложенного следует, что при практических расчетах должны быть поставлены и решены специфические задачи об особенностях предельного состояния трибофатической системы: они оказываются многокритериальными. Если, например, критерием предельного состояния элемента конструкции (вала), подвергаемого повторно-переменному (циклическому) нагружению, может служить усталостное разрушение, т. е. разделение его на части, если крите-

рием предельного состояния пары трения может служить *критическая величина износа* (при скольжении) или *критическая плотность (глубина) ямок выкрашивания* (при качении), то потеря работоспособности трибофатической системой может происходить по всем указанным критериям предельного состояния – в зависимости от условий эксплуатации или испытаний.

Установлено [155], что большинство известных теорий достижения предельного состояния (называемых теориями прочности) элементов конструкции [156] укладывается в рамки гипотезы Надаи

$$F(\tau_{\text{окт}}, \sigma_{\text{окт}}, m_i) = 0, \quad (33)$$

где  $\tau_{\text{окт}}$ ,  $\sigma_{\text{окт}}$  – октаэдрические касательные и нормальные напряжения, а  $m_i$  – некоторые параметры, характеризующие механические свойства материала.

В трибологии задача о разработке специфических теорий предельного состояния (теорий прочности, или теорий износостойкости), по имеющимся сведениям, не ставилась. Однако считается, что в принципе для оценки предельного состояния пары трения можно использовать ту или иную известную теорию прочности. Так, было показано (см., например, [157]), что эквивалентное напряжение, определяемое по классическим теориям прочности, пропорционально удельной силе трения

$$\sigma_{\text{eq}} \sim f p_0 = \tau_w, \quad (34)$$

где  $p_0$  – наибольшее давление на площадке контакта,  $f$  – коэффициент трения.

В трибофатике ставится и решается более общая задача разработки теории предельного состояния недеформируемого твердого тела или пары трения, но трибофатической системы, которая находится под действием и контактной, и внеконтактных нагрузок. Такая задача, с учетом (6), (7) и (33), формулируется в следующем общем виде [1, 24]:

$$\Phi(T^{(v,w)}, E^{(v,w)}, m_k, \Lambda_{ij} \dots) = 0, \quad (35)$$

где  $m_k$  – некоторые характеристики контактирующих материалов, а  $\Lambda_{ij}$  – функция взаимодействия необратимых повреждений, обусловленных нагрузками разной природы. Нетрудно видеть, что (35) не укладывается в гипотезу Надаи (33). По существу, гипотеза Сосновского (35) кладет начало новому периоду развития теорий прочности, принципиальной особенностью которого является учет диалектического взаимодействия необратимых повреждений [1, 158–161]. Принципы такого взаимодействия формулируются следующим образом.

Необратимые повреждения, обусловленные только контактной нагрузкой (обозначим их меру  $\omega_p$ ), и необратимые повреждения, обусловленные только циклическими напряжениями от внеконтактных нагрузок (обозначим их меру  $\omega_\sigma$ ) сложным образом взаимодействуют ( $\omega_\sigma \rightleftharpoons \omega_p$ ) между собой, если реализуются одновременно и в единой области деформируемых тел. Результат их взаимодействия

$$f_\Sigma(\omega_\sigma \rightleftharpoons \omega_p) = \omega_\Sigma \quad (36)$$

и есть мера ( $\omega_\Sigma$ ) комплексного износоусталостного повреждения. И тогда простейшую гипотезу взаимодействия можно записать так [1]:

$$f_\Sigma(\omega_\sigma \rightleftharpoons \omega_p) = (\omega_\sigma + \omega_p) \Lambda_{\sigma/p} = \omega_\Sigma; \quad (37)$$

$$\Lambda_{\sigma/p} \geq 1,$$

где  $\Lambda_{\sigma/p}$  – функция взаимодействия необратимых повреждений от контактной ( $p$ ) и внеконтактной ( $\sigma$ ) нагрузок.

Изложение и анализ задачи (35) и принципа  $\Lambda$ -взаимодействий Сосновского (37) можно найти в литературе [1, 51, 161, 162 и др.]. Здесь же отметим их главные особенности. Согласно (37), в некоторых условиях развитие износоусталостного повреждения ( $\omega_\Sigma$ ) может быть сильно ускорено, если  $\Lambda_{\sigma/p} \gg 1$  в таких условиях; это означает, что в системе преимущественно реализуется самопроизвольное разупрочнение. В других условиях, напротив, развитие износоусталостного повреждения ( $\omega_\Sigma$ ) может быть существенно замедленным, если  $\Lambda_{\sigma/p} \ll 1$  в таких условиях; это означает, что в системе преимущественно реализуется самопроизвольное упрочнение. Наконец, возможна ситуация, когда  $\Lambda_{\sigma/p} = 1$ , т. е. взаимодействие повреждений, обусловленных разными нагрузками, не имеет места. Это наблюдается, например, в случае, если события повреждения  $\omega_\sigma$  и  $\omega_p$  несовместны, т. е. они возбуждаются в разных зонах (областях) нагруженной системы.

В общем случае, следовательно, комплексное износоусталостное повреждение описывается как результат сложной борьбы противоположностей (процессов упрочнения-разупрочнения); этот результат, как и его направленность, характеризуется численным значением  $\Lambda$ -функции: оно может быть, больше, меньше или равным единице. Это означает, что  $\Lambda$ -взаимодействия имеют диалектическую природу.

На рисунке 23 представлено некоторое обобщение сказанного с учетом температуры повреждаемости  $\omega_T$ . Необратимые повреждения  $\omega_{ij}$  диалектически взаимодействуют между собой (функция взаимодействия  $\Lambda_{ij} \geq 1$ ) и формируют комплексное (общее или интегральное) повреждение  $\omega_\Sigma$  ( $\omega_{ij}, \Lambda_{ij}$ ). Как и в (37), когда  $\Lambda_{ij} > 1$ , наступает (обнаруживается) разупрочнение системы; если же, напротив,  $\Lambda_{ij} < 1$ , имеет место замедление упрочнения системы, а при  $\Lambda_{ij} = 1$  наблюдается стабильное соотношение механизмов упрочнения-разупрочнения. Постулируется, что упрочнение всегда конечно ( $0 < \Lambda_{ij} < 1$ ), а разупрочнение может быть «бесконечно» большим (например, разложение материала при ядерном взрыве:  $\Lambda_{ij} \rightarrow \infty$ ). Пример анализа взаимодействия повреждений ( $\omega$ ), обусловленных контактной ( $\omega_p$ ), объемной ( $\omega_\sigma$ ) и термодинамической ( $\omega_T$ ) нагрузками, представлен на рисунке 23.

В трибофатике поставлена и решена более общая, чем (35), задача оценки предельного состояния системы, которая находится в коррозионной среде ( $Ch$ ) под воздействием контактной, повторно-переменной (внеконтактной) и тепловой нагрузок [1, 24, 25, 75, 161, 162]. Для решения такой сложной задачи применен наиболее общий – энергетический подход. Данная теория основывается на ряде положений, одним из которых являются то, что предельное состояние определяется не всей подводимой к трибофатической системе энергией  $u$ , а лишь ее эффективной (опасной) частью  $u^{\text{eff}} \ll u$ , которая затрачивается на генерирование и развитие повреждений. Критерием предельного состояния служит условие достижения эффек-

тивной энергией  $u^{eff}$  критической величины  $u_0$  в некоторой области ограниченных размеров элемента трибофатической системы – в его *опасном объеме*. Энергия  $u_0$  считается *фундаментальной* для данного вещества *константой*; она не зависит от условий испытания, видов подводимой энергии, механизмов повреждения.

*Обобщенный критерий Щербакова – Сосновского предельного состояния* трибофатической системы имеет вид [1, 24, 163-165]

$$u_{\Sigma}^{eff}(T^{(V,W)}, E^{(V,W)}, T_{\Sigma}, Ch, \Lambda(V), m_k) = u_0, \quad (38)$$

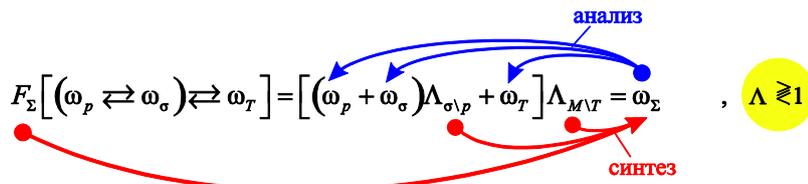
где  $T, E$  – тензоры напряжений и деформаций;  $T_{\Sigma}$  – температура от всех источников тепла;  $m_k, k = 1, 2, \dots$ , – некоторые характеристики свойств контактирующих материалов;  $\Lambda_{ij}$  – параметры (функции) взаимодействия необратимых повреждений, обусловленных нагрузками разной природы.

### 1 Комплексность подхода

**а) Многое, мыслимое как целое**  $f(\omega_p, \omega_{\sigma}, \omega_T) = \omega_{\Sigma}$ ;

**б) Целое, мыслимое как многое**  $\omega_{\Sigma} = f(\omega_p, \omega_{\sigma}, \omega_T, \Lambda_{\sigma p}, \Lambda_{TM})$

### 2 Принцип $\Lambda$ -взаимодействий необратимых повреждений



### 3 Органическое единство

**а) теории (фундаментальные механико-математические модели трибофатики);**

**б) эксперимента (инновационные трибофатические испытания);**

**в) практики (эксплуатационные наблюдения).**

Рисунок 23 – Методология исследования взаимодействия необратимых повреждений (в трибофатике)

Чтобы из общей энергии выделить ее эффективные части, вводятся коэффициенты  $A_{\sigma}(V)$ ,  $A_{\tau}(V)$  и  $A_T(V)$  соответствующей размерности, которые и определяют долю поглощенной энергии, так что

$$\begin{aligned} du_{\Sigma}^{eff} &= \Lambda_{M \setminus T}(V) \{ \Lambda_{\tau \setminus \sigma}(V) [A_{\sigma}(V) T_{\sigma} \cdot dE + \\ &+ A_{\tau}(V) T_{\tau} \cdot dE] + A_T(V) k dT_{\Sigma} \} = \\ &= \Lambda_{M \setminus T}(V) \{ \Lambda_{\tau \setminus \sigma}(V) [du_{\sigma}^{eff} + du_{\tau}^{eff}] + du_T^{eff} \}, \quad (39) \end{aligned}$$

где  $T_{\tau}$  – тензор фрикционно-сдвиговых напряжений (тензор сдвига);  $T_{\sigma}$  – тензор нормальных напряжений (растяжения-сжатия) (тензор отрыва);  $\Lambda_{\tau \setminus \sigma}(V)$ ,  $\Lambda_{M \setminus T}(V)$  – функции взаимодействия энергий различной природы.

То, что коэффициенты  $A$  могут быть, вообще говоря, различными для различных точек объема  $V$ , позволяет учитывать неоднородность среды.

Критерий (38) с учетом (39) приводится к виду

$$\Lambda_{M \setminus T}(V) \{ \Lambda_{\tau \setminus \sigma}(V) [du_{\sigma}^{eff} + du_{\tau}^{eff}] + du_T^{eff} \} = u_0. \quad (40)$$

В частном случае, когда  $A_{\sigma}(V) = A_{\sigma} = \text{const}$ ,  $A_{\tau}(V) = A_{\tau} = \text{const}$ ,  $A_T(V) = A_T = \text{const}$ ,  $\Lambda_{\tau \setminus \sigma}(V) = \Lambda_{\tau \setminus \sigma} = \text{const}$ ,  $\Lambda_{M \setminus T}(V) = \Lambda_{M \setminus T} = \text{const}$ , напряженное состояние, во-первых, обусловлено объемным деформированием, для которого можно пренебречь всеми компонентами тензора напряжений, кроме одного  $\sigma$  (одномерное растяжение-сжатие, плоский чистый изгиб), и, во-вторых, поверхностным трением, для которого можно пренебречь всеми компонентами тензора напряжений, кроме одного  $\tau$ . Тогда (40) сводится к энергетическому кри-

терию Сосновского – Махутова – Богдановича [1, 161, 162, 166, 167]

$$\Lambda_{M \setminus T} [ \Lambda_{\tau \setminus \sigma} (A_{\sigma} \sigma^2 + A_{\tau} \tau^2) + A_T T_{\Sigma} ] = u_0, \quad (41)$$

где  $A_{\sigma} = \frac{a_{\sigma}}{1 - D_{\sigma}}$ ,  $A_{\tau} = \frac{a_{\tau}}{1 - D_{\tau}}$ ,  $A_T = \frac{a_T}{1 - D_T}$ ,  $0 \leq D_{\sigma, \tau, T} \leq 1$ .

Таким образом, критерии (40) и (41) и есть решения задачи (31), при этом уравнение (41) представляет собой простейший частный случай. Содержание всех форм критерия едино: *предельное состояние трибофатической системы наступит, когда сумма взаимодействующих эффективных составляющих энергии от силового, термического и фрикционного нагружения (с учетом процессов коррозии под напряжением, термической и трибохимической коррозии) достигнет критической величины – энергии разрыва межатомной связи (начальной энергии активации процесса разрушения).*

В работах [1, 161, 162] установлено соответствие критерия (41) многочисленным результатам испытаний (более 300) с погрешностью, не превышающей 10 %.

Графическая иллюстрация уравнения (41) представлена на рисунке 24 в виде многокритериальных диаграмм Сосновского – Махутова – Богдановича 1–5, на которых линии соответствуют *характерным видам предельных состояний* различных трибофатических систем. Здесь ось ординат служит *прочностной шкалой*, а ось абсцисс – *трибологической шкалой*.

В результате обычных *испытаний на усталость* (трение отсутствует, так что  $\tau_w = 0$ ) определяют *предел выносливости вала*  $\sigma_{-1}$  (см. рисунок 24). При износоусталостных испытаниях трибофатической системы его значение изме-

няется вследствие влияния процессов трения и изнашивания (на рисунке 24, а обозначено  $\sigma_{-1\tau}$ ). Это изменение определяет *основные закономерности прямого эффекта*. Они могут быть описаны характерными кривыми 1–5 (см. рисунок 24, а) в зависимости от типа трибофатической системы и условий ее эксплуатации (уровень контактной нагрузки, температура, свойства окружающей среды и т. д.). Так, кривые 1 и 2 характерны для *контактно-механической усталости*, 2, 3 и 4 – для *фрикционно-механической усталости*, 3, 4 и 5 – для *фреттинг-усталости* при различных условиях испытания.

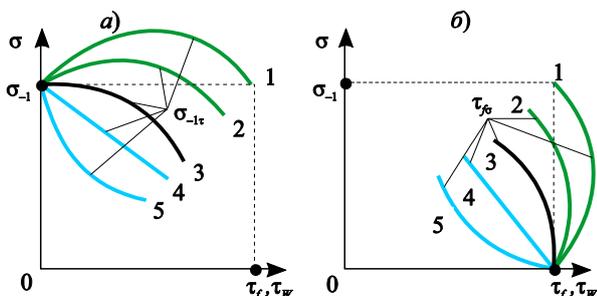


Рисунок 24 – Многокритериальные диаграммы предельных состояний трибофатических систем: а – прямой эффект, б – обратный эффект

В результате обычных *испытаний пары трения* (циклические напряжения отсутствуют, т. е.  $\sigma = 0$ ) находят предельную *критическую 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 24). При износоусталостных испытаниях трибофатической системы его значение изменяется вследствие влияния уровня циклических напряжений (на рисунке 24, б обозначено  $\tau_{\sigma}$ ). Это изменение определяет *основные закономерности обратного эффекта*. Они аналогично могут быть описаны характерными кривыми 1–5 (см. рисунок 24, б) в зависимости от типа трибофатической 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 24, а; в обоих случаях кривым типа 1 соответствует значение  $\Lambda_{\sigma p} < 1$ , а кривым типа 3–5 – значение  $\Lambda_{p/\sigma} > 1$ . Существенное различие состоит в том, что при прямом эффекте, как уже отмечалось, предельное состояние системы достигается по критерию механической усталости, тогда как при обратном эффекте – по критериям трения и изнашивания.

Наиболее общие выводы, которые можно сделать при анализе уравнения (41) и рисунка 24, таковы.

1 *Процессы трения и изнашивания*, в зависимости от условий их реализации, могут не только значительно *снижать* (см. кривые 3–5 на рисунке 24, а), но и существенно *повышать* (см. кривые 1 и 2 на рисунке 24, а) *сопротивление усталости* трибофатической 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 износоусталостного повреждения конкретной трибофатической системы.

2 *Циклические напряжения*, в зависимости от условий испытания, могут не только значительно *снижать*

(см. кривые 3–5 на рисунке 24, б), но и существенно *повышать* (см. кривые 1 и 2 на рисунке 24, б) *износоустойчивость* трибофатической системы. Это означает, что в *определенных условиях ее эксплуатации циклические напряжения благоприятны*. И еще: *изменяя условия циклического нагружения* должным образом, можно эффективно *управлять* процессами износоусталостного повреждения конкретной трибофатической системы.

Приведем здесь только два (по нашему мнению, наиболее интересных) экспериментальных подтверждения сделанным выводам.

*Пример первый.* На рисунке 25 [75, 168, 169] представлены результаты испытаний на контактно-механическую усталость трибофатической системы *ролик / вал* типа такой, как показана на рисунке 4, б, с той особенностью, что трение (при качении) было организовано только в зоне растяжения изгибаемого вала. Ролик (контрообразец) был изготовлен из легированной стали 25ХГТ, а вал (образец) – из углеродистой стали 45. Кривые ABCD – это диаграмма предельных состояний, соответствующая кривым 1 на рисунках 24, а и б.

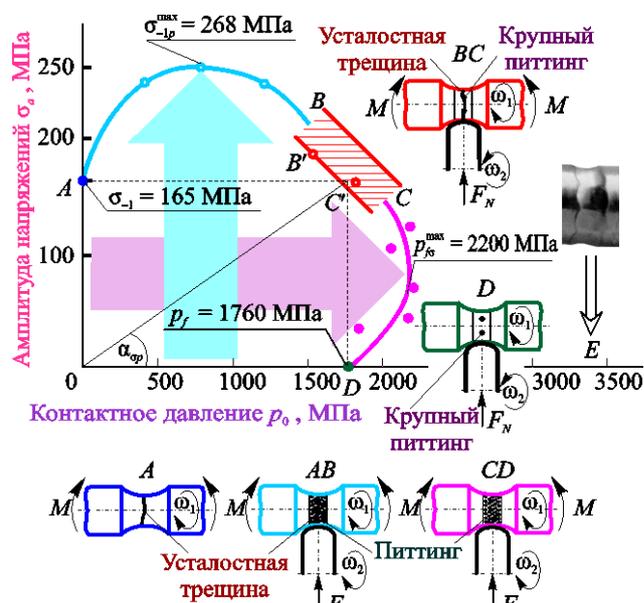


Рисунок 25 – Многокритериальная диаграмма предельных состояний трибофатической системы при контактно-механической усталости

На участке *AB* предельное состояние достигается преимущественным развитием магистральной усталостной трещины, тогда как процессы образования ямок выкрашивания оказываются сопутствующими. Здесь, следовательно, реализуется *прямой эффект*. На участке *CD*, наоборот, предельное состояние определяется критической концентрацией ямок выкрашивания, тогда как развитие микротрещин механической усталости оказывается сопутствующим повреждением, т.е. реализуется *обратный эффект*. Участок *BC* является переходным; здесь кинетические процессы взаимодействия явлений трения (с изнашиванием) и механической усталости протекают при больших значениях нагрузочных параметров  $\sigma_a$  и  $p_0$ , близких (или равных) критическим ( $\sigma_{-1}$ ,  $p_f$ ). В данных условиях испытаний предельное состояние может достигаться одновременно по двум критериям.

Изучение диаграммы *ABCD* позволяет сделать следующие основные выводы.

(1) Предел выносливости образца повышается до 1,5–1,6 раза, если одновременно реализуется процесс трения качения (прямой эффект – участок *AB*).

(2) Критическое (предельное) давление при трении качения повышается до 1,2–1,25 раза, если одновременно в образце возбуждаются циклические напряжения (обратный эффект – участок *BC*).

(3) В оптимальной области контактных давлений ( $p_0 \approx 400 \dots 1300$  МПа) процесс изнашивания при качении ведет к существенному повышению надежности системы по критерию сопротивления усталости, так что стремление к безызносному трению в данном случае неправомерно.

(4) Растягивающие напряжения при циклическом нагружении в оптимальных условиях ( $\sigma_a \approx 50 \dots 100$  МПа) благоприятны – они способствуют существенному повышению надежности системы по критерию сопротивления трению качения.

Результаты, представленные на рисунке 25, иллюстрируют один из *сюрпризов трибофатики*, а именно сюрприз S4 [170] – важный для конструктора. Оказывается, можно существенно увеличить несущую способность и долговечность трибофатической системы, не применяя ни дорогостоящих материалов, ни новых технологий; для этого нужно только организовать её работу (эксплуатацию) в определенных условиях.

Повышение характеристик предельного состояния  $\sigma_{-1p}$  и  $p_{f\sigma}$  в процессе износоусталостных испытаний по сравнению с таковыми при трении качения ( $p_f$ ) и механической усталости ( $\sigma_{-1}$ ) можно объяснить с позиций механики следующими основными причинами [24, 75]:

- сложением напряжений разного знака (контактных и изгибных), что ведет к сдвигу среднего напряжения цикла в сторону отрицательных значений и, следовательно, снижению максимального напряжения цикла;
- упрочнением рабочей части образца поверхностным пластическим деформированием;
- образованием благоприятных остаточных напряжений сжатия;
- залечиванием первичных усталостных трещин при упругопластическом деформировании в процессе трения качения.

Применение тонких экспериментальных методов исследования позволяет изучить и понять и другие особенности комплексного повреждения при контактно-механической усталости. В качестве примера на рисунке 26 приведены результаты изучения (методом атомно-силовой микроскопии) процессов трещинообразования образцов углеродистой стали при трении качения и при износоусталостных испытаниях в зависимости от уровня контактного давления  $p_0$  и величины амплитуды циклических напряжений  $\sigma_a$  [171, 172]. На рисунках (их размер  $\sim 35 \times 35$  мкм<sup>2</sup>) показана морфология трещин, типичная для соответствующих режимов испытания. А на гистограмме дана зависимость критической глубины  $h$  повреждаемого слоя от уровня циклических напряжений (при неизменном контактном давлении  $p_0 = 2130$  МПа). Из этих экспериментальных данных можно сделать следующие заключения.

При *чистом трении качения* увеличение контактного давления ведет к усилению пластической деформации, следовательно, к деформационной фрагментации зерен, обра-

зованию сначала *дискретных пор и трещин*, а затем и их *цепочек*. Система деформированных зерен, цепочек пор и трещин является *однонаправленной* и ориентирована вдоль направления качения. Этот процесс приводит к образованию относительно крупных дискретных *ямок выкрашивания*. Основными оказываются два вида изнашивания – *отслаивание и выкрашивание*. А критическая глубина повреждаемого слоя оценивается в  $\sim 0,4$ – $0,5$  мкм.

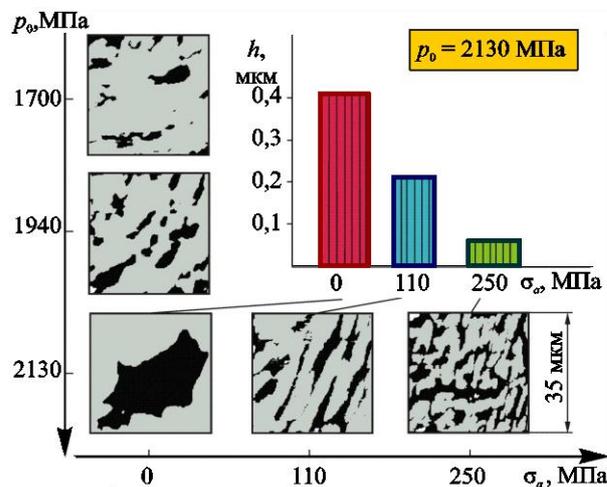


Рисунок 26 – Микротопографии поверхностного повреждения при трении качения (вертикальный столбец рисунков) и при износоусталостных испытаниях (остальные рисунки) [1, 15, 162]

При *испытаниях на контактно-механическую усталость* аналогично наблюдается и деформационная фрагментация зерен, и образование пор и трещин. Однако картина повреждения существенно видоизменяется. С увеличением амплитуды циклических напряжений ускоряется процесс образования *второй системы трещин – поперечных* по отношению к направлению качения. Поэтому повреждение становится *рассеянным*, возникает почти равномерная сетка пересекающихся трещин-пор, которая окаймляет мелкодисперсные частицы (фрагменты зерен) материала. Чем выше циклические напряжения, тем гуще сетка трещин-пор, тем меньше и тоньше отделяемые частицы, а критическая глубина повреждаемого слоя уменьшается до 0,05 мкм. Тем самым предотвращается образование крупных и глубоких ямок выкрашивания. Ведущим процессом изнашивания в этом случае оказывается *поверхностное крошение*. Оно характеризуется отделением с рабочей поверхности мелкодисперсных частиц материала, образующихся в результате множественного микросдвига по пересекающимся плоскостям, образования огромного числа рассеянных микроскопических трещин-пор и тонкого дробления зерен. Такой механизм комплексного поверхностного повреждения называют *рассеянным эффектом множественного микросдвига* (РЭММС), или *эффектом Сосновского – Махутова – Чижика* [1, 15, 171].

Изложенные результаты позволяют дополнительно установить следующие причины того, что в определенных условиях износоусталостное повреждение оказывается менее опасным, чем повреждение при трении (при одинаковых контактных давлениях).

1 Наложение полей контактных и изгибных напряжений приводит к диссипированию большей подведен-

ной энергии в более тонком поверхностном слое материала и локализации в нем процессов трещинообразования и изнашивания. Энергия деформации расходуется скорее на более тонкое дробление фрагментов зерен и их множественное отделение, чем на проникновение повреждения в глубь материала.

2 Износ поверхностного слоя, поврежденного сеткой трещин-пор, обнажает новую, относительно здоровую поверхность с высоким сопротивлением разрушению. Тем самым отодвигается во времени или даже вовсе предотвращается (в зависимости от условий нагружения) образование относительно крупных ямок выкрашивания, на дне которых возникает опасная микроконцентрация напряжений и опасная магистральная трещина.

3 Потребуется примерно десятикратное (в условиях опыта) обновление рабочей поверхности путем фрагментации, крошения и отделения частиц металла при износосталостных испытаниях, прежде чем будет достигнута такая же глубина повреждения, как при трении качения, если контактное давление в обоих случаях одинаково.

Таким образом, экспериментально было установлено, что *износосталостное повреждение* – это особый и своеобразный вид поверхностного повреждения основного элемента трибофатической системы. Его особенность в данных условиях: поверхностное крошение в результате работы РЭММС по пересекающимся плоскостям скольжения. Его своеобразие: хотя это и повреждающий процесс, но он полезен, так как приводит к значительному повышению надежности и долговечности трибофатической системы. Очевидно, что *при оптимальном сочетании нагрузочных параметров  $\sigma_a$  и  $p_0$*  (см. широкие стрелки на рисунке 25) достигается такое ее состояние, когда несущая способность *самопроизвольно и в течение длительного времени* поддерживается (или автоматически регулируется) тонким изнашиванием и удалением из зоны трения поврежденного поверхностного слоя.

Здесь уместно указать на различие понятий износосталостное повреждение и усталостный износ. Термин *усталостный износ* подчеркивает механизм износа в процессе повторно-переменного деформирования тонкого поверхностного слоя в области контактного взаимодействия двух тел при трении скольжения, качения и др. А термин *износосталостное повреждение* определяет результат  $\Lambda$ -взаимодействий необратимых повреждений, обусловленных совокупным и одновременным действием как контактной нагрузки, так и объемных сил циклического деформирования хотя бы одного из взаимодействующих элементов системы (см. также таблицу 2).

*Пример второй.* Кратко опишем здесь еще один сюрприз трибофатики (S3), или *сюрприз Махутова* [1, 170, 173]. Речь идет о крупнейшей аварии – повреждении трещинами фреттинг-усталости ротора турбины мощностью 1200 МВт [173] после четырех месяцев эксплуатации. Ее краткий анализ представлен на рисунке 27.

Согласно техническим условиям (ТУ) предел выносливости металла ротора не должен быть ниже  $\sigma_{-1} = 270$  МПа. Фактически, по данным экспериментов, он был примерно в 1,4 раза выше ( $\sigma_{-1} = 370$  МПа). Хорошо известно (по результатам огромного числа испытаний, выполненных в разных странах), что сочетание механической усталости и фреттинга при широком изменении контактного давления  $q$  ведет к значительному падению предела выносливости  $\sigma_{-1q}$ : в 2–3 раза – это обычная ситуация; в 4 раза – си-

туация весьма редкая; в 5 раз – самый пессимистический прогноз, который, по имеющимся сведениям, экспериментально не подтвержден. *Сюрприз S3* был заложен (см. рисунок 27), казалось, в явно безопасной зоне: циклические напряжения  $\sigma \approx 29 \dots 33$  МПа были в 11 раз меньше предела выносливости материала ротора, а контактные давления  $q < 150$  МПа представлялись незначительными. Но действительность превзошла самые «дурные» ожидания: преждевременный эксплуатационный отказ ротора. Общее заключение таково: бессильные сами по себе, усталостные повреждения, обусловленные очень малыми циклическими напряжениями, сплетаясь и, *взаимодействуя* с практически безопасными (когда они сами по себе) повреждениями от малых контактных напряжений, в определенных (неблагоприятных) условиях обретают грозную энергию, способную вызвать аварию мощнейшего ротора. Таким образом, функция взаимодействия указанных повреждений в данном случае  $\Lambda_{\sigma/q} \gg 1$ .

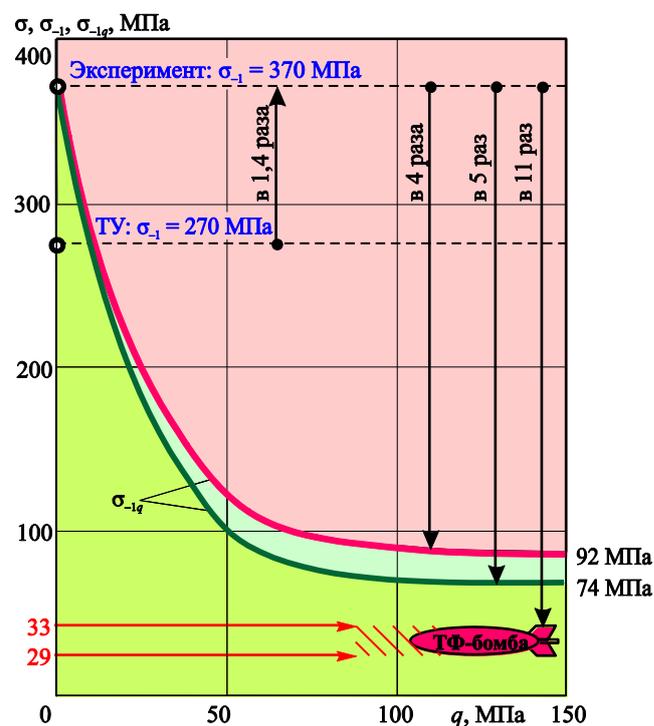


Рисунок 27 – К анализу условий эксплуатационного отказа ротора

В работах [1, 68–72, 75, 165, 166, 173–188] дан более подробный анализ предельных состояний силовых систем.

Диаграмма предельных состояний, представленная на рисунке 27, построена по критериям несущей способности систем. В ряде случаев важными являются характеристики износа (либо интенсивности изнашивания) и долговечности. Поэтому результаты испытаний можно представлять в виде диаграмм предельных состояний, построенных по критерию износостойкости и долговечности.

На рисунке 28 приведены результаты испытаний на *фрикционно-механическую усталость* трибофатической системы *сталь 40Х / полиамид «Дуретан» ВКВ-30Н*. Здесь представлены соответствующие зависимости в трехмерной системе координат: предельное напряжение  $\sigma_{-1p}$  стального образца – контактное давление  $p_a$  – интенсивность изнашивания  $I_\sigma(\sigma, p)$  полимерного контрообразца; это *диаграмма предельных состояний по критерию износостойкости*, впервые предложенная Л. А. Сосновским [1]. Согласно рисунку 28, чем больше

$p_a$  и  $I_\sigma(\sigma, p)$ , тем меньше предел выносливости  $\sigma_{-1p}$  (пространственная кривая 1). Кривая 4 характеризует обратный эффект (влияние интенсивности изнашивания на изменение  $\sigma_{-1p}$ ), кривая 2 описывает прямой эффект (влияние контактного давления на изменение  $\sigma_{-1p}$ ), а кривая 3 дает взаимосвязь  $p_a - I_\sigma(\sigma, p)$ . Таким образом, данная диаграмма содержит практически исчерпывающую информацию о сопротивлении трибофатической системы фрикционно-механической усталости по критериям износостойкости.

На рисунке 29 приведены результаты испытаний на фрикционно-механическую усталость трибофатической системы сталь 40X / сополимер формальдегида СФД. Но в этом случае представлены соответствующие зависимости в другой (по сравнению с рисунком 28) системе координат, а именно циклические напряжения  $\sigma$  – интенсивность изнашивания  $I_\sigma(\sigma, p)$  полимерного контртела – циклическая долговечность  $N(\sigma, p)$  стального образца; все испытания проведены при неизменном контактном давлении ( $p_a = 5,7 \text{ МПа} = \text{const}$ ). Рисунок 29 – это диаграмма предельных состояний по критерию долговечности.

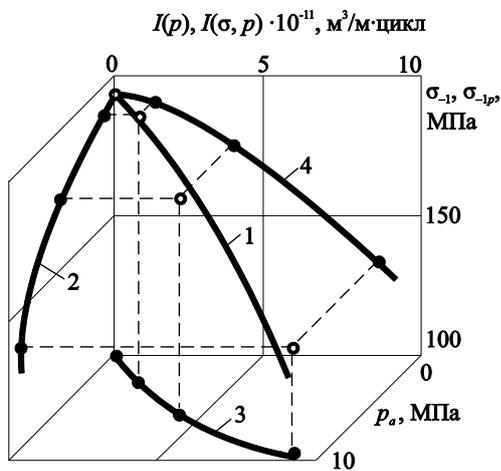


Рисунок 28 – Диаграмма предельных состояний металл / полимерной трибофатической системы по критериям износостойкости

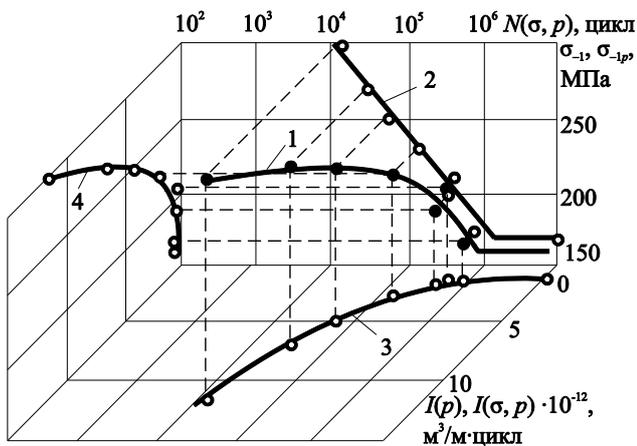


Рисунок 29 – Диаграмма предельных состояний металл / полимерной трибофатической системы по критерию долговечности

Согласно рисунку 29, чем больше  $\sigma$  и  $I_\sigma(\sigma, p)$ , тем меньше долговечность  $N(\sigma, p)$  (пространственная кривая 1). Кривая 4 характеризует обратный эффект [влияние

циклических напряжений на изменение  $I_\sigma(\sigma, p)$ ], кривая 3 описывает прямой эффект [влияние интенсивности изнашивания на  $N(\sigma, p)$ ], а кривая 2 дает взаимосвязь  $\sigma - N(\sigma, p)$ . Таким образом, данная диаграмма Л. А. Сосновского [1] дает исчерпывающую информацию о сопротивлении трибофатической системы фрикционно-механической усталости по критерию долговечности (или ресурса).

Приведем некоторые результаты испытаний [1, 188] трибофатических систем, согласно которым процессы повреждаемости, обусловленные контактным взаимодействием и циклическими напряжениями ( $\pm \sigma_a$ ), могут существенно интенсифицировать друг друга. Из рисунка 30 видно, что циклические напряжения, в зависимости от знака, могут как повышать, так и снижать износ  $i$  на 20–40 % и более, а сближением осей  $\delta_c$  – до 3 раз.

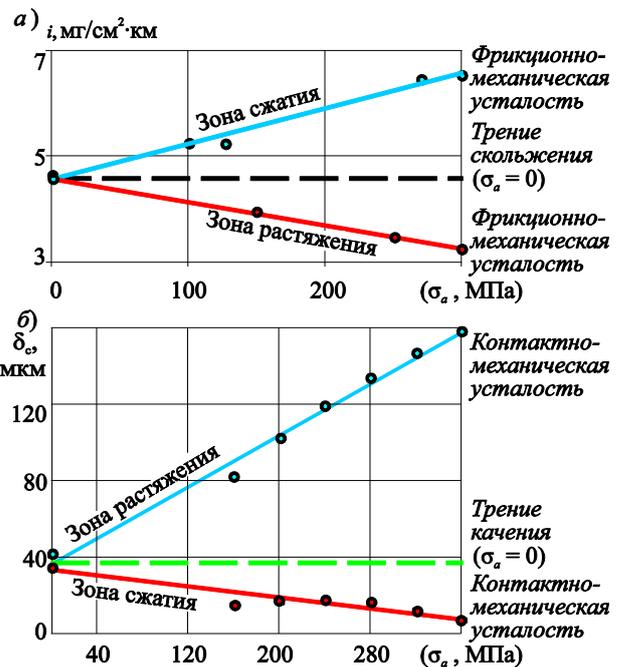


Рисунок 30 – Влияние циклических напряжений на износ при скольжении в системе сталь (вал) / чугун (вкладыш подшипника) (а) и на повреждаемость при качении в системе рельсовая сталь (вал) / сталь 25ХГТ (ролик) (б)

Общие закономерности влияния контактных и изгибных ( $\sigma$ ) напряжений на интенсивность изнашивания описываются формулой [1]

$$I_{p/\sigma} = K_0 \left( \frac{fp_a}{\tau_f} \frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^{1+\beta_0 m_\sigma} \cdot \frac{K_{B3}}{N_\sigma} K_{RR}, \quad (42)$$

где параметр асимметрии износоусталостного повреждения –

$$\frac{fp_a}{\tau_f} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\sigma} = \bar{\rho}; \quad (43)$$

параметр Роско – Ребиндера –

$$K_{RR} = \tau_f^{(IAB)} / \tau_f^{(II)};$$

$\tau_f^{(IAB)}$ ,  $\tau_f^{(II)}$  – пределы фрикционной усталости, определенные с учетом влияния поверхностно-активных веществ ( $\tau_f^{(IAB)}$ ) и окисных пленок ( $\tau_f^{(II)}$ );  $K_{ВЗ}$  – коэффициент взаимного перекрытия;  $\beta_0$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;  $m_{\sigma\tau}$  – параметр наклона кривой фрикционной усталости;  $K_0$  – эмпирический коэффициент;  $N_{\tau\sigma}$  – долговечность по критерию изнашивания с учетом действия изгибных напряжений.

**Трение в трибофатической системе.** В трибологии сила трения считается зависимой лишь от одного силового фактора – нормальной контактной нагрузки. При исследовании трибофатических систем, в которых в единой области обнаруживается напряженно-деформированное состояние при действии как контактной, так и неконтактной нагрузок, напряжения и деформации, вызванные неконтактной нагрузкой, формируют дополнительные граничные условия на поверхности контакта. Это приводит к существенному изменению характеристик трения [1, 24, 52].

Сила трения в трибофатической системе  $F$  может рассматриваться как некоторая функция обычной силы трения при скольжении (качении)  $\mathbf{F}^{(c)}$ , возникающая в окружающем направлении (объект – пара трения), и циклической составляющей  $\mathbf{F}^{(b)}$  силы трения, которая дополнительно возникает вследствие возбуждения неконтактных (циклических) напряжений (деформаций). В общем случае сила трения в трибофатической системе может быть представлена как векторная сумма составляющих  $\mathbf{F}^{(c)}$  и  $\mathbf{F}^{(b)}$  [189]:

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}^{(c)} + \mathbf{F}^{(b)}, \quad (44)$$

где  $\mathbf{F}^{(c)} = f^{(c)} F_N$ ,  $\mathbf{F}^{(b)} = f^{(b)} P_b$ ,  $P_b = \int_S p_b(s) ds$  – дополнительная контактная нагрузка, вызванная распределением контактного давления, обусловленного действием неконтактной силы

$$P_b = P_b(\sigma_{zz}|_{S(z=0)}, \mathbf{u}_b|_{S(z=0)}), \quad (45)$$

где  $z \perp S$ ,  $S$  – область контакта,  $\sigma_{zz}|_{S(z=0)}, \mathbf{u}_b|_{S(z=0)}$  – граничные условия в области контакта в результате действия неконтактной силы.

В случае кулоновской зависимости между нормальной силой и силой трения для одной из трибофатических систем получено [189, 190]

$$\begin{aligned} f &= F / F_N = (F^{(c)} + F^{(b)}) / F_N = (f^{(c)} F_N + f^{(b)} P_b) / F_N = \\ &= f^{(c)} (1 + P_b / F_N) = f^{(c)} \left[ 1 + k_{\sigma/p} \left( \frac{\sigma_{yy}^{(b)}}{P_0} \right) \right], \end{aligned} \quad (46)$$

где

$$k_{\sigma/p} \left( \frac{\sigma_{yy}^{(b)}}{P_0} \right) = \frac{F^{(b)}}{F_N} = \frac{3P_b}{2P_0} = -\frac{3\nu}{4} \frac{\sigma_{yy}^{(b)}|_{z=0}}{P_0}$$

Анализ формулы Щербакова – Сосновского (46) и рисунка 31 показывает, что в трибофатической системе при одновременном действии контактной и внеконтактной нагрузок результирующий коэффициент (сила) трения качения в зоне растяжения уменьшается по сравнению с коэффициентом (силой) чистого трения качения, а в зоне сжатия, напротив, – увеличивается.

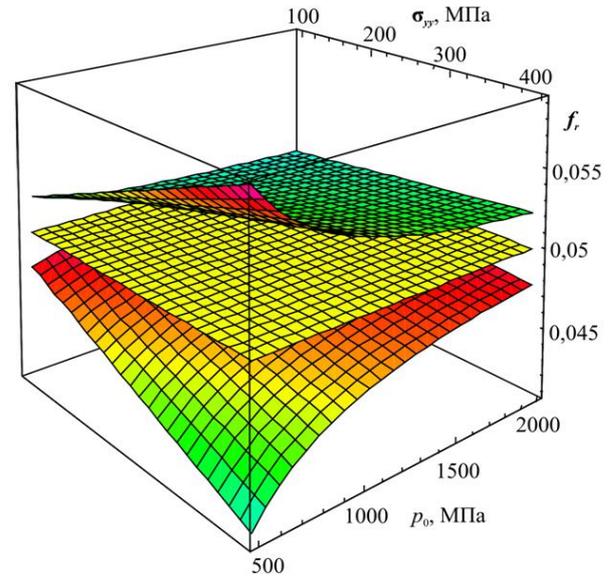


Рисунок 31 – Коэффициент трения качения в зависимости от контактной ( $p_0$ ) и неконтактной ( $\sigma_{xx}^{(b)}$ ) нагрузок для  $k_{\sigma/p} = 0,225 \sigma_{xx}^{(b)}|_{z=0} / p_0$  (зона растяжения  $\sigma_{xx}^{(b)} > 0$  внизу, зона сжатия  $\sigma_{xx}^{(b)} < 0$ верху; плоскость между ними – трение качения)

На рисунке 32 дано экспериментальное подтверждение этих закономерностей [62]. Здесь каждая точка на зависимости  $\bar{f}_\sigma(\pm\sigma_a)$  определена как среднее значение из 66 измерений.

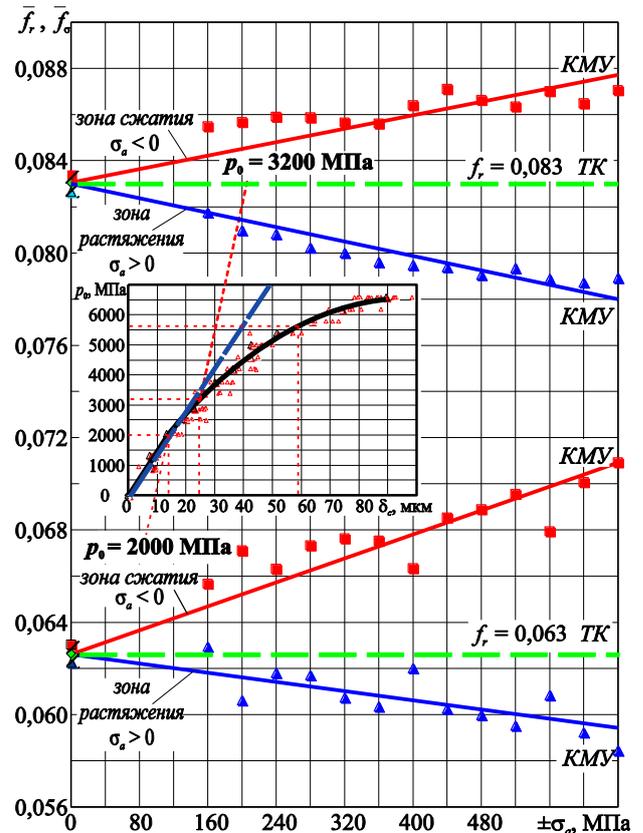


Рисунок 32 – Обратный эффект: зависимость средних значений коэффициента сопротивления качению  $\bar{f}_\sigma$  для трибофатической системы сталь 18Х1Т / сталь 18Х1Т от амплитуды напряжений  $\pm\sigma_a$  (пунктиром указано значение  $\bar{f}_r$  в паре трения) ( $p_0$  – давление в центре контактной площадки, ТК – трение качения, КМУ – контактно-механическая усталость)

Результаты экспериментов аппроксимировали уравнением

$$f_{\sigma} = f_r \pm a_r \frac{\sigma_a}{p_0}, \quad (47)$$

которое аналогично (46); здесь  $f_{\sigma}$  – параметр трения в трибофатической системе *ролик / вал* с учетом влияния циклических напряжений при изгибе (индекс  $\sigma$ ),  $f_r$  – коэффициент трения в паре *ролик / ролик* (когда  $\sigma_a = 0$ ),

Таблица 5 – Определение погрешности коэффициента сопротивления качению исходя из экспериментальных результатов и теоретических предположек

Трибофатическая система	$p_0$ , МПа	Параметр взаимодействия, $a_r$		Коэффициент трения в трибофатической системе $f_{\sigma}$				Погрешность, %	
		$\sigma > 0$	$\sigma < 0$	результаты эксперимента		расчет по (29)		$\sigma > 0$	$\sigma < 0$
				$\sigma > 0$	$\sigma < 0$	$\sigma > 0$	$\sigma < 0$		
Сталь 18ХГТ / Сталь 18ХГТ	2000	0,010	0,026	0,060	0,070	0,058	0,067	2,06	5,08
	3200	0,025	0,024	0,076	0,090	0,077	0,089	2,51	1,77
	5600	0,007	0,001	0,087	0,089	0,083	0,095	4,49	6,39

Исследованию трения в трибофатических системах посвящены работы [189–195]. Они дали основание сформулировать обобщенный закон Сосновского – Щербакова – Комиссарова [24, 52]: *в общем случае трибофатической системы сила (коэффициент) трения пропорциональна как контактной, так и объемной нагрузке, если последняя возбуждает циклические напряжения  $\pm\sigma_a$  в области контакта.*

Заметим, что осознание и попытки теоретического описания того факта, что неконтактные (объемные) нагрузки могут изменять характеристики трения, известны и анализируются в литературе (см., например, [196]). В трибофатике впервые сформулирован обобщенный закон трения, который представлен в следующей общей форме [24]:

$$\tau_{\sigma} = f_s \frac{1 \pm \mu_p f_F}{1 \pm \chi_p (\sigma_a / p_a)} p_{\sigma}, \quad (48)$$

где  $\mu_p$  и  $\chi_p$  – параметры упрочнения-разупрочнения,  $\tau_{\sigma}$  – удельная сила трения в трибофатической системе.

В простейшем случае закон (48) сводится к

$$\tau_{\sigma} = \tau_w \pm \mu_p \sigma_a, \quad (49)$$

где знак  $\pm$  учитывает возможность реализации трения в зоне растяжения (+), либо в зоне сжатия (–) вала. Если  $\mu_p = 0$ , то  $\sigma_a$  не влияет на величину  $\tau_{\sigma}$ . Это возможно в двух ситуациях: 1) в системе отсутствуют циклические напряжения; 2) циклические напряжения возбуждаются, но они не обнаруживаются в области контакта. В обоих этих случаях речь идет об обычной паре трения, для которой всегда  $\mu_p = 0$  (и  $\sigma_a = 0$ ). Если же  $\mu_p = 1$ , то это означает, что  $\tau_w$  и  $\sigma_a$  действуют на одной площадке и сонаправлены. Такой будет ситуация, например, при возвратно-поступательном движении индентора 1 по пластине 2, подвергаемой растяжению-сжатию (рисунок 33). Очевидно, это случай наибольшего влияния  $\sigma_a$  на  $\tau_{\sigma}$  в трибофатической системе. Во всех промежуточных случаях ( $0 < \mu_p < 1,0$ ) «взаимодействие» между  $\tau_w$  и  $\sigma_a$  (с «целью» изменить величину  $\tau_{\sigma}$ ) тоже окажется промежуточным, при этом рост величины  $\mu_p$  тождествен усиленному указанному взаимодействию. Не-

$a_r$  – параметр. В таблице 5 дан анализ результатов эксперимента, из которого следует, что погрешность формулы (47) не превышает 7 % (при данных условиях испытаний).

Представленные данные имеют большое практическое значение, поскольку они открывают возможность *управления процессами трения с помощью неконтактных нагрузок так же эффективно, как и с помощью нагрузки контактной.*

трудно понять, что в случае ортогональной направленности  $\tau_w$  и  $\sigma_a$  (как показано, например, на рисунках 4 и 6), величина  $\mu_p \neq 0$ , так как  $\sigma_a \neq 0$ . И, наконец, поскольку величина  $\sigma_a$  может быть положительной либо отрицательной, она способна, в соответствии с (49), увеличивать либо уменьшать значение  $\tau_{\sigma}$  (по сравнению с  $\tau_w$ ). Следовательно, *измеренная в трибофатической системе в направлении движения сила трения может оказаться меньше, больше или равной обычной силе трения в паре трения*, т. е.

$$\tau_{\sigma} \geq \tau_w. \quad (50)$$

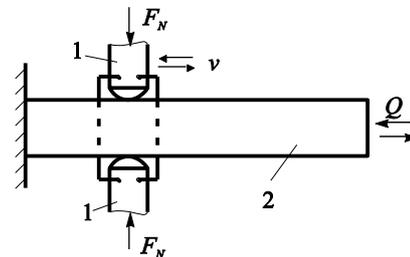


Рисунок 33 – Схема трибофатической системы, в которой  $F_c$  и  $F_s$  сонаправлены

Соотношение (50) подтверждается и теоретически, и экспериментально [25, 52, 53].

**Управление процессами износоусталостного повреждения.** Если напряженно-деформированное состояние характеризует начало жизни (работы) трибофатической системы, а предельное состояние – конец, то ее *эволюцию* описывает состояние поврежденности, изменяющееся в процессе движения нагруженных элементов системы относительно друг друга. И тогда цепочка исследований в трибофатике (ТФ) оказывается следующей:

$$\begin{aligned} TF : \text{Движение} &\Rightarrow \text{НДС} \Rightarrow W_{ij} \Rightarrow \\ &\Rightarrow \Lambda\text{-взаимодействия} \Rightarrow \text{ПС} \left( \begin{array}{l} \text{ПЭ} \\ \text{ОЭ} \end{array} \right) \Rightarrow \text{ресурс} \end{aligned} \quad (51)$$

Здесь приняты сокращения: НДС – напряженно-деформированное состояние,  $W_{ij}$  – комплексный опас-

ный объем, ПС – предельное состояние, ПЭ и ОЭ – прямой и обратный эффекты.

Как видно, задача (51) является не только фундаментальной, но и глобальной. В работах [1, 195] эта проблема обсуждается более подробно.

Общее содержание задачи управления процессами износоусталостного повреждения таково (рисунок 34). Трибофатическая система (ТФС) рассматривается как объект управления. Задача формирования 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 ТФС измеряется множество  $\{a_j\}$  параметров  $a_j$  ее состояния. По результатам измерений формируется текущая мера  $\omega_\Sigma(t)$  комплексного износоусталостного повреждения, которая является функцией времени  $t$  и частных мер поврежденности  $\omega_\sigma, \omega_p, \omega_{ch}, \omega_T$ , обусловленных циклическими напряжениями (индекс  $\sigma$ ), контактным давлением (индекс  $p$ ), процессами электрохимической коррозии (индекс  $ch$ ), температурой (индекс  $T$ ) в зоне контактного взаимодействия элементов ТФС. Состояние ТФС 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 рассогласования  $\Delta F$  параметров  $\text{opt } F$  и  $F_t$  решается задача синтеза динамического или оптимального управления  $u = \varphi(\Delta F)$ . Физическую реализуемость управления ТФС обеспечивает исполнительный орган (ИО).

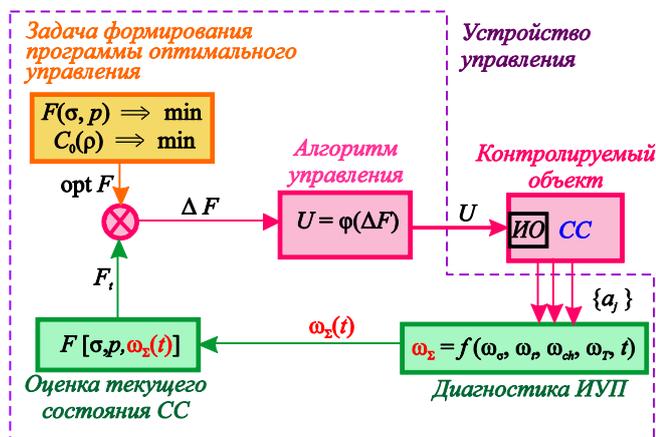


Рисунок 34 – Содержание задачи управления (динамической) трибофатической системой

Конечно, задача управления процессами износоусталостного повреждения является весьма сложной, но зато и очень практичной: речь идет об эффективном управлении эксплуатационной надежностью наиболее ответственных – трибофатических систем машины по важнейшим критериям работоспособности при одновременном снижении затрат труда, средств и материалов в сферах производства и эксплуатации.

Основные  $tf$ -каналы (трибофатические) управления износоусталостного повреждения представлены на рисунке 35, 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 и строения (механофизико-химических свойств) материалов; в) нагрузочные параметры ( $\sigma, T, \tau_w, D$ ); г) параметр времени ( $t$ );

д) параметры состояния (поврежденности) элементов ( $\omega_\sigma, \omega_p, \omega_T, \omega_{ch}$ ); е) параметры взаимодействия повреждений ( $\Lambda_{\sigma/T}, \Lambda_{T/M}, D_{\sigma, T, \tau}$ ). Традиционно (в механике усталостного повреждения, трибологии и др.) изучаются внешние и внутренние параметры состояния, представленные на рисунке 35, как отдельные. Главным достижением трибофатики явилась методология исследования  $\Lambda$ -взаимодействий необратимых повреждений, обусловленных нагрузками разной природы. Так появился «становой хребет», или «спинной мозг» (на рисунке 35 символизируется центральной широкой стрелкой) в общей методике расчета ресурса трибофатических систем.

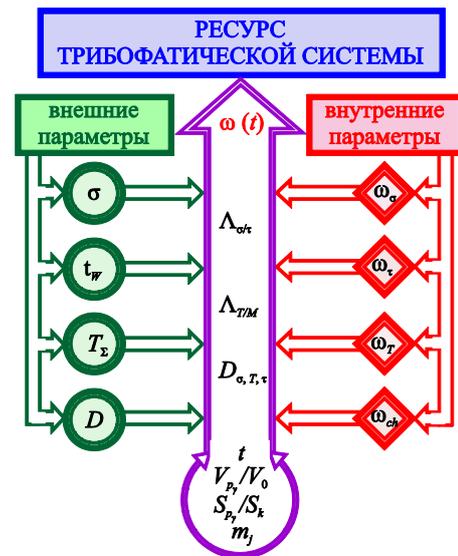


Рисунок 35 – Основные  $tf$ -каналы управления ресурсом трибофатической системы

**Заключение.** Из сказанного выше следует, что механико-математические модели, поставленные на пути от механики усталостного разрушения и трибологии к трибофатике и разрабатываемые в рамках трибофатики, являются существенным развитием в перспективном направлении смежных с ней дисциплин механического цикла (трибологии, механики деформируемого твердого тела, механики контактного взаимодействия, механики поврежденности, механики усталостного разрушения и др.).

Таким образом, создается, по существу, новый раздел механики, который называется *трибофатикой*. И уже давно пришла необходимость изучать ее в университетах [197–201]. К настоящему времени курс трибофатики включен в учебные планы нескольких университетов Республики Беларусь. Имеется 20-летний опыт преподавания этого курса, разработано его полное учебно-методическое обеспечение [25, 52, 75, 202–205], в том числе учебное пособие, одобренное Министерством образования Республики Беларусь [75].

**Некоторые направления дальнейших исследований.** Кратко сформулируем основные и перспективные направления исследований, в том числе и по некоторым проблемам, которые не обсуждаются в данной статье; указания на эти важные проблемы отмечены литературными источниками: экспериментальная механика трибофатических систем [1, 60, 206–215]; методология про-

ектирования технических систем по критериям трибофатики [216–227]; задачи теории упругости, дополненные учетом локальных эффектов в области приложения нагрузки; задачи механики контактного взаимодействия, дополненные действием различных внеконтактных сил; деформационный подход к анализу трения в силовых системах; механика локальных и волнообразных повреждений – источников виброударного процесса при трении (явление троппи) [228–233]; комплекс (экспериментальных и теоретических) исследований многообразных  $\Lambda$ -взаимодействий в системах – на любых масштабных уровнях; теории предельных и, наконец, запредельных (закритических) состояний систем и их элементов [1, 24, 25, 85].

Надо ясно указать, что эффективный анализ такого сложного явления, как износоусталостное повреждение и разрушение, вероятно, не может быть сделан только в терминах напряжений. Поэтому в общем случае необходимо и целесообразно использовать и развивать энергетические подходы, которые успешно разрабатываются как в механике усталостного разрушения, так и в трибологии.

Недавние достижения в механике усталостного разрушения и трибологии включают использование основных понятий термодинамической энтропии. Мотивацией данного исследования был ряд экспериментов и теория деградации [235]. Развитие термодинамики усталостного разрушения, а также механики повреждений, основанной на термодинамике, изложено в работах [240, 242, 247, 248, 239, 241, 243]. Недавнее введение в термодинамику механической усталости обеспечивает практическое использование этих данных [249, 255]. Интересно применение термодинамики к пониманию природы усталости композиционных материалов [256]. Очевидно, что применение термодинамики к проблемам износа также представляет значительный интерес [234, 237, 238, 246, 254]. Дальнейшее экспериментальное и теоретическое развитие работ по трению и энтропии дается в работах [253, 244, 245].

А пока можно лишь заметить, что уже разработаны *принципы объединенной физической дисциплины – механотермодинамики систем* [257–262], которые удалось сформулировать при анализе новых результатов, полученных в трибофатике (см. стрелку со знаком вопроса на рисунке 1). В алгоритмическом подходе к механотермодинамике особая роль принадлежит представлению о трибофатической энтропии [239].

Ниже, в данном номере журнала, изложен путь от трибофатики к механотермодинамике, построенный на базе энергетических представлений. В 2015 г. планируется издать монографию по механотермодинамике на английском языке.

\*\*\*

Авторы хотели бы поблагодарить академика, профессора Петра Александровича Витязя из Национальной академии наук Беларуси, профессора Michael Khonsari из отдела машиностроения и промышленного производства в Университете штата Луизиана за обсуждение, замечания и предложения, которые привели к улучшению статьи.

*Работа выполнена при поддержке Государственной программы Республики Беларусь «Механика» [рег. номер 20053443, 2003–2005]; «Новые компоненты в машиностроении» [рег. номер 20044113, 2004–2005]; «Механика» [рег.*

*номер 20067084, 20067085 и 20067086, 2006–2010]; «Механика, техническая диагностика, металлургия» [рег. номер 20111890, 2011–2015; 20111402 и 20111891, 2011–2013]; Белорусского и Российского фондов фундаментальных исследований (гранты №Т14Р-033 от 23.05.2014 и №14-08-90003-Бел\_a (РФ)).*

#### Список литературы

- 1 **Сосновский, Л. А.** Механика износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2007. – 434 с.
- 2 **Витязь, П. А.** Об объектах, изучаемых в механике / П. А. Витязь, М. С. Высоцкий, Л. А. Сосновский // Теоретическая и прикладная механика: Межведомственный сб. науч.-метод. ст. – Вып.23. – Минск : БНТУ, 2008. – С. 3–12.
- 3 Новые подходы в механике износоусталостного повреждения и разрушения / М. С. Высоцкий [и др.] // «Механика-2007» (Материалы III Белорусского конгресса по теоретической и прикладной механике, Минск, 16–18 октября 2007 г.). – Минск : ОИМ НАН Беларуси, 2007. – С. 38–114.
- 4 **Гаркунов, Д. Н.** Триботехника / Д. Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1985. – 424 с.
- 5 **Рабинович, Е.** Трение и износ материалов / Е. Рабинович. – Нью-Йорк: John Wiley & Sons Inc, 1965. – 244 с.
- 6 **Blau, P. J.** Friction Science and Technology / P. J. Blau. – New York : Marcel Dekker Inc., 1996. – 399 p.
- 7 **Сосновский, Л. А.** Механика усталостного разрушения : словарь-справ. / Л. А. Сосновский. – Гомель : НПО «ТРИБОФАТИКА», 1994. – Т. 1. – 328 с.; Т. 2. – 340 с.
- 8 **Троценко, В. Т.** Соппротивление усталости металлов и сплавов: справ. : в 2 т. / В. Т. Троценко, Л. А. Сосновский. – Киев : Наукова думка, 1987. – Т. 1. – 510 с.; Т. 2. – 825 с.
- 9 **Bathiar, C.** GigaCycle Fatigue in Mechanical Practice / C. Bathiar, P. C. Paris. – New York : Marcel Dekker Inc., 2005. – 304 p.
- 10 **Gouth, H. J.** The Fatigue of Metals / H. J. Gouth. – London, 1926. – 304 p.
- 11 **Amiri, M.** On the Relationship Between Wear and Thermal Response in Sliding Systems / M. Amiri, M. M. Khonsari, S. Brahmeshwar / Tribology Letters. – 2010. – V. 38. – P. 147–154.
- 12 **Beheshti, A.** On the Prediction of Fatigue Crack Initiation in Rolling/Sliding Contacts with Provision for Loading Sequence Effect / A. Beheshti, M. M. Khonsari // Tribology International. – 2011. – V. 44. – P. 1620–1628.
- 13 **Aghdam, A. B.** On The Fretting Crack Nucleation with Provision for Size Effect / A. B. Aghdam, A. Beheshti, M. M. Khonsari // Tribology International. – 2012. – V. 47. – P. 32–43.
- 14 Трибофатика: новые идеи в перспективном направлении / К. В. Фролов [и др.]. – Гомель : БелИИЖТ, 1990. – 7 с.
- 15 **Сосновский, Л. А.** Методологические проблемы комплексной оценки поврежденности и предельного состояния силовых систем (обзорная статья) / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1991. – № 5. – С. 27–40.
- 16 Трибофатика – новые пути для повышения надежности машин / М. С. Высоцкий [и др.]. // Весці АНБ. Серыя фіз.-тэхн. навук. – 1994. – № 4. – С. 32–41.
- 17 **Махутов, Н. А.** Методологические основы трибофатики / Н. А. Махутов, Л. А. Сосновский, Гао Ван-Чжэн // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2002. – № 6. – С. 29–41.
- 18 **Сосновский, Л. А.** Трибофатика: проблемы и перспективы / Л. А. Сосновский // Доклад на тематической выставке АН СССР "Математика и механика – народному хозяйству". – Гомель : БелИИЖТ, 1989. – 65 с.
- 19 Слово о трибофатике / ред.-сост. А. В. Богданович. – Гомель-Минск-Москва-Киев : Remika, 1996. – 132 с.
- 20 **Кухарев, А. В.** К истории трибофатики: первые 20 лет / А. В. Кухарев // Тр. V-го Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005), 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / Отв. ред.

А. П. Хоменко. – Иркутск : Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 7–14.

21 **Sosnovskiy, L. A.** Surprises of Tribo-fatigue / L. A. Sosnovskiy // Proc. Of the World Tribology Congress III, Washington, 12–16 September 2005. – Washington, 2005. – 2 p.

22 Трибофатика. Материалы научного семинара / науч. ред. Л. Г. Красневский. – Минск : НИРУП «Белавтоагропротроение», 2005. – 83 с.

23 **Sosnovskiy, L. A.** Tribo-Fatigue. Wear-Fatigue Damage and Its Prediction / L. A. Sosnovskiy // Series : Foundations of Engineering Mechanics, Springer, 2005. – 424 с.

24 **Щербаков, С. С.** Механика трибофатических систем / С. С. Щербаков, Л. А. Сосновский. – Минск : БГУ, 2010. – 407 с.

25 **Сосновский, Л. А.** Фундаментальные и прикладные задачи трибофатики: курс лекций / Л. А. Сосновский, М. А. Журавков, С. С. Щербаков. – Минск : БГУ, 2010. – 488 с.

26 Труды VI-го Международного симпозиума по трибофатике (ISTF 2010), 25 окт. – 1 нояб. 2010 г., Минск (Беларусь) / редкол.: М. А. Журавков (пред.) [и др.]. – Минск : БГУ, 2010. – Т. 1. – 840 с.; Т. 2. – 724 с.

27 **Bhushan, B.** Principles and Applications of Tribology / B. Bhushan. – New York : John Wiley & Sons, Inc., 1999. – 1040 p.

28 **Halling, J.** Principles of Tribology / J. Halling. – Hong Kong : McMillan Press, Ltd., 1978. – 420 p.

29 **Bauer, R. G.** Mechanical Wear Prediction and Prevention / R. G. Bauer. – New York : Marcel Dekker, Inc., 1994. – 657 p.

30 **Polzer, G.** Grundlagen zu Reibung und Verschleiss / G. Polzer, E. Meissner. – Leipzig : VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1983. – 264 s.

31 **Мышкин, Н. К.** Трибология. Принципы и приложения / Н. К. Мышкин, М. И. Петроковец. – Гомель : ИММС НАНБ, 2002. – 310 с.

32 Трение, износ, смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе [и др.]. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.

33 **Szczerek, M.** Metodologiczne Problemy Systematyzacji Eksperymentalnych Badan Tribologicznych / M. Szczerek. – Radom : Inst. Technologii Ekspoatacji, 1997. – 244 p.

34 Fundamentals of Tribology and Bridging the Gap Between the Macro and Micro, Nanoscales / ed. by B. Bhushan // NATO Science. Series II : Mathematics, Physics and Chemistry, 2001. – 964 p.

35 **Bhushan, B.** Introduction to Tribology / B. Bhushan. – N.Y. : J. Wiley, 2002. – 752 p.

36 **Scherge, M.** Biological Micro- and NanoTribology / M. Scherge, S. Gorb. – Berlin Heidelberg : NanoScience and Technology, Springer-Verlag, 2001. – 320 p.

37 **Plaza, S.** Fyzykochemia Procesow Tribologicznych / S. Plaza. – Lodz : Wydawnictwo Uniwersytetu Lodzkiego, 1997. – 346 p.

38 Surface Modification and Mechanisms : Friction, Stress and Reaction Engineering / Ed. by G. E. Totten, Hong Liang. – New York, Basel : Marcel Dekker Inc., 2004. – 747 p.

39 **Крагельский, И. В.** Трение и износ / И. В. Крагельский. – М. : Машгиз, 1962. – 480 с.

40 **Godet, M.** Third Bodies in Tribology / M. Godet // Wear. – 1990. – № 136. – P. 29–45.

41 **Сосновский, Л. А.** Проблемы комплексной оценки поврежденности и предельного состояния силовых систем. Основные термины / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелИИЖТ, 1990. – 10 с.

42 **Сосновский, Л. А.** Трибофатика: основные термины и определения / Л. А. Сосновский // Трение и износ. – 1992. – № 4. – С. 728–734.

43 Трибофатика. Термины и определения (Стандарт Беларуси) : СТБ 994-95. – Введ. 1996-01-06. – Мн. : Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 1995. – 98 с.

44 Трибофатика. Трыбафатэка. Tribo-fatigue. Tribomüdung: четырехязычный терминологический словарь / под ред. Л. А. Сосновского / авт.-составители: П. В. Андронов, В. А. Бабушкина, А. В. Богданович [и др.]. – Минск – Гомель : НПО «ТРИБОФАТИКА», 1996. – 138 с.

45 Трибофатика. Термины и определения (Межгосударственный стандарт) : ГОСТ 30638-99. – Введ. 1999-17-06. – Мн. : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Беларус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 1999. – 17 с.

46 **Сосновский, Л. А.** Фрикционно-механическая усталость силовых систем / Л. А. Сосновский // Вестник машиностроения. – 1992. – № 8–9. – С. 14–18.

47 **Сосновский, Л. А.** Фреттинг-усталость: основные закономерности (обобщающая статья) / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов, В. А. Шуринов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1992. – № 8. – С. 45–62.

48 **Сосновский, Л. А.** Фрикционно-механическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов, В. А. Шуринов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1992. – № 9. – С. 46–63.

49 **Сосновский, Л. А.** Контактно-механическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов, В. А. Шуринов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1992. – № 11. – С. 44–61.

50 **Сосновский, Л. А.** Коррозионно-механическая усталость: основные закономерности (обобщающая статья) / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов, В. А. Шуринов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1993. – № 7. – С. 33–44.

51 **Sosnovskiy, L. A.** Surprises of Tribo-Fatigue / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov. – Minsk : Magic Book, 2009. – 200 с.

52 **Сосновский, Л. А.** Введение в трибофатику: пособие для студентов мех.-мат. ф-та, обучающихся по специальности 1-31 03 02 «Механика» (по направлениям) / Л. А. Сосновский, М. А. Журавков, С. С. Щербаков. – Минск : БГУ, 2010. – 77 с.

53 **Сосновский, Л. А.** Механика износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский // Тр. III Международного симпозиума по трибофатике (Пекин, Китай, 22–26 октября 2000). – Пекин : Изд-во ун-та Хунань, 2000. – С. 84–101.

54 **Сосновский, Л. А.** Основы механики износоусталостного повреждения и разрушения / Тр. IV Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2002), 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь : Тернопольский гос. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2002. – Т. 1. – С. 9–22.

55 **Сосновский, Л. А.** О состоянии и будущем развитии трибологии / Л. А. Сосновский, // Поликомтриб-2009 (Тезисы докл. Междунар. науч.-техн. конф., 22–25 июня 2009 г.). – Гомель, 2009. – С. 215.

56 Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика) / В. Т. Трошенко [и др.] ; под науч. ред. Л. А. Сосновского. – Гомель–Киев–Москва–Ухань, 2001. – 170 с.

57 **Сосновский, Л. А.** Экспериментальные основания трибофатики. Сообщение 1, 2, 3 / Л. А. Сосновский // Проблемы прочности. – 1997. – № 3. – С. 74–82; № 4. – С. 17–29.

58 **Сосновский, Л. А.** Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности машин / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов. – Москва–Гомель : ФЦНТП «Безопасность», НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. – 304 с.

59 **Sosnovskiy, L. A.** Tribo-Fatigue / L. A. Sosnovskiy, W. Gao // ISTF 2000 : Proc. of 3<sup>rd</sup> Intern. Symposium on Tribo-Fatigue, Oct. 22–26, 2000 Beijing, China / Hunan University ; ed. by W. Gao and J. Li. – Beijing : Hunan University Press, 2000. – P. 1–16.

60 **Жмайлик, В. А.** Трибофатические методы испытаний: инновационные решения / В. А. Жмайлик, Л. А. Сосновский, В. И. Сенько // Машины серии СИ для износоусталостных испытаний. – Минск, 2009. – С. 11–55.

61 **Журавков, М. А.** Математическое моделирование в трибофатике / М. А. Журавков, Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // X Белорусская математическая конференция (Тезисы докл. Междунар. науч.-техн. конф., Минск, БГУ, 3–7 ноября 2008 г.). – Минск : Институт математики НАНБ, 2008. – Ч. 2. – С. 120–121.

62 **Витязь, П. А.** Новые подходы в механике деформируемых систем / П. А. Витязь, Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Доклады Национальной академии наук Беларуси. – 2009. – Т. 53. – № 4. – С. 102–110.

63 **Журавков, М. А.** Применение методологии механики деформируемого твердого тела в трибофатике / М. А. Журав-

- ков, С. С. Щербаков, Л. А. Сосновский // Методы развязывания прикладных задач механики деформованного твердого тела : сб. науч. тр. – Днепропетровск : ДНУ ІМА-пресс, 2009. – Вып. 10. – С. 116–122.
- 64 **Махутов, Н. А.** Основы механики износосталостного повреждения / Н. А. Махутов, Л. А. Сосновский, К. В. Фролов // Тезисы докладов IX-го всероссийского съезда по теоретической и прикладной механике (Нижний Новгород, 22–28 августа 2006 г.). – Нижний Новгород, 2006. – Т. III. – С. 143–144.
- 65 100 первых работ по трибофатике (лит. за 1985–1996 гг.) / сост. Т. И. Есева. – Гомель, 1997. – 12 с.
- 66 Библиографический список работ по трибофатике (1985–2000) / сост. Т. И. Есева, С. А. Тюрин. – Гомель, 2001. – 25 с.
- 67 Трибофатика: библиографический указатель (1985–2005) / сост. С. А. Тюрин // Материалы V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005) / под ред. А. П. Хоменко. – Иркутск–Братск, 2005. – С. 69–116.
- 68 Труды III международного симпозиума по трибофатике (Пекин, Китай, 22–26 октября 2000). – Пекин : Изд-во ун-та Хунань, 2000. – 653 с.
- 69 Труды IV Международного симпозиума по трибофатике (ISTF 2002), 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь : Тернопольский гос. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2002. – Т. 1. – 530 с.; Т. 2. – 324 с.
- 70 Труды V Международного симпозиума по трибофатике (ISTF 2005), 3–7 октября 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск: Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – 497 с.; Т. 2. – 383 с.; Т. 3. – 388 с.
- 71 Трибофатика-2005. Материалы V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005) / под ред. А. П. Хоменко. – Иркутск–Братск, 2005. – 127 с.
- 72 II Международный симпозиум по трибофатике. тезисы докладов / Ред. : В. А. Андрияшин, Э. Д. Браун, Н. А. Махутов, Л. А. Сосновский, А. С. Шагинян, Д. Г. Эфрос. – Москва–Гомель : «СПАС», НПО "ТРИБОФАТИКА", 1996. – 104 с.
- 73 I Международный симпозиум по трибофатике. Тезисы докладов / Ред. Л. А. Сосновский. – Гомель, 1993. – 121 с.
- 74 **Высоцкий М.С.** Новое слово в механике / М. С. Высоцкий // Наука и инновации. – 2010. – № 9 (91). – С. 17–19.
- 75 **Сосновский, Л. А.** Основы трибофатики / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2003. – Т. 1. – 246 с.; Т. 2. – 234 с.
- 76 **Сосновский, Л. А.** О классификации контактных задач применительно к силовым системам машин / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Современные методы проектирования машин : сб. науч. тр. Вып. 2. в 7 т.; под общ. ред. П. А. Витязя. – Мн. : УП «Технопринт», 2004. – Т. 4. – С. 48–58.
- 77 **Sarcar, A. D.** Wear of Metals / A. D. Sarcar. – Oxford: Pergamon Press Ltd., 1976. – 164 p.
- 78 **Сосновский, Л. А.** Исследование механических состояний силовых систем / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Вестник БелГУТа : Наука и транспорт. – 2008. – № 1 (16). – С. 89–104.
- 79 **Сосновский, Л. А.** Механика фрикционного взаимодействия / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков. – М. : Наука, 2001. – 478 с.
- 80 **Ludema, K. C.** Tribological Modeling for Mechanical Designers / K. C. Ludema, R. G. Bayer. – Philadelphia: ASTM, 1991. – 185 p.
- 81 **Suh, N. P.** Tribophysics / N. P. Suh. – Englewood Cliffs : Prentice Hall, 1986. – 498 p.
- 82 **Czichos, H.** Tribology: a System Approach to the Science and Technology of Friction / H. Czichos. – Amsterdam–Oxford–New York : Lubrication and Wear, 1978. – 417 p.
- 83 **Bowden, F. P.** The Friction and Lubrication of Solids : in 2 pt. / F. P. Bowden, D. Tabor. – Oxford : Clarendon Press, 1950, 1964. – V. 1. – 337 p.; V. 2. – 544 p.
- 84 **Kragelskii, I. V.** Friction and Wear / I. V. Kragelskii. – Great Britain: Butter & Co., 1982. – 346 p.
- 85 **Сосновский, Л. А.** L-риск (механотермодинамика необратимых повреждений) / Л. А. Сосновский. – Гомель: БелГУТ, 2004. – 317 с.
- 86 **Frederick, D.** Continuum Mechanics / D. Frederick, T. S. Chang. – Boston : Allyn & Bacon, 1965. – 277 p.
- 87 **Timoshenko, S. P.** Theory of Elasticity / S. P. Timoshenko, J. N. Goodier. – United States: McGraw Hill Higher Education, 1970. – 608 p.
- 88 **Журавков, М. А.** Сингулярные решения и интегральные уравнения в механике деформируемых сред / М. А. Журавков, М. Д. Мартыненко. – Минск: БГУ, 1999. – 358 с.
- 89 **Boresi, A. P.** Elasticity in Engineering Mechanics / A. P. Boresi, K. P. Chong. 2<sup>nd</sup> Edition. – John Wiley & Sons, 2000. – 615 p.
- 90 **Горячева, И. Г.** Контактные задачи в трибологии / И. Г. Горячева, М. Н. Добычин. – М. : Машиностроение. 1988. – 254 с.
- 91 **Johnson, K. L.** Contact Mechanics / K. L. Johnson. – Cambridge: Cambridge University Press, 1987. – 452 p.
- 92 **Штаерман, И. Я.** Контактная задача теории упругости / И. Я. Штаерман. – М. : Гостехиздат, 1949. – 270 с.
- 93 **Горшков, А. Г.** Динамические контактные задачи с подвижными границами / А. Г. Горшков, Д. В. Тарлаковский. – М. : Наука, 1995. – 352 с.
- 94 **Пономарев, С. Д.** Расчеты на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев. – М. : ГНТИ машиностроительной литературы, 1958. – Т. 2. – 1118 с.
- 95 **Wriggers, P.** Computational Contact Mechanics / P. Wriggers. – Springer Verlag, 2006. – 518 p.
- 96 **Popov, V. L.** Kontaktmechanik und Reibung / V. L. Popov. – Springer Verlag, 2009. – 328 p.
- 97 **Fischer-Cripps, A. C.** Introduction to Contact Mechanics (Mechanical Engineering Series) / A. C. Fischer-Cripps. – Springer, 2007. – 226 p.
- 98 **Sofonea, M.** Analysis and Approximation of Contact Problems with Adhesion or Damage / M. Sofonea, W. Han, M. Shillor. – Chapman & Hall / CRC, 2005. – 220 p.
- 99 **Laursen, T. A.** Computational Contact and Impact Mechanics: Fundamentals of Modeling Interfacial Phenomena in Nonlinear Finite Element Analysis / T. A. Laursen. – New York : Springer Verlag, 2002. – 454 p.
- 100 **Журавков, М. А.** Напряженно-деформированное состояние силовой системы ролик-кольцо в условиях контактного взаимодействия и объемного деформирования / М. А. Журавков, М. С. Щербаков // Теоретическая и прикладная механика: межведомственный сб. науч.-метод. ст. – Вып. 23. – Минск: БНТУ, – 2008. – С. 35–40.
- 101 **Sosnovskiy, L. A.** Sliding-Mechanical Fatigue. Direct and Back Effects / L. A. Sosnovskiy, A. V. Marchenko // Proceedings of the World Tribology Congress (London, 8–12 September 1997). – London, 1997. – P. 569.
- 102 **Sosnovskiy, L. A.** New Class of Contact Problems / L. A. Sosnovskiy, S. S. Shcharbakou // Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Orlando, 5–11 November 2005). – Orlando, 2005. – 6 p.
- 103 **Сосновский, Л. А.** Особый класс контактных задач / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Актуальные проблемы механики сплошной среды и прочности конструкций (Тезисы докладов Междунар. науч.-техн. конф. памяти В. И. Москальского, Днепропетровск, 17–19 окт. 2007 г.). – Днепропетровск, 2007. – С. 71–76.
- 104 Исследование напряженного состояния простейшей модели системы колесо-рельс / Л. А. Сосновский [и др.] // Вестник БелГУТа : Наука и транспорт. – 2005. – № 2. – С. 18–41.
- 105 Компьютерный анализ напряженно-деформированного состояния в зоне эллиптической площадки контакта тел при качении применительно к модели зубчатых зацеплений / М. А. Журавков [и др.] // Трение и износ. – 2006. – Т. 27. – № 1. – С. 12–16.
- 106 **Sosnovskiy, L. A.** Special Class of Contact Problems and the Calculation of the State of Stress of Wheel/Rail System Elements (CM105) // L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov // Proc. of the 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (Brisbane, Australia, September 24–27, 2006). – Brisbane, 2006. – V. 1. – P. 93–104.

- 107 **Жмайлик, В. А.** Расчет напряженного состояния модели зубчатого зацепления в области контакта / В. А. Жмайлик, С. С. Щербаков, В. В. Комиссаров // Вестник БелГУта : Наука и транспорт. – 2006. – № 1–2. – С. 36–43.
- 108 **Щербаков, С. С.** Методы анализа напряженного состояния лабораторной модели системы колесо-рельс / С. С. Щербаков // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2007. – Т. 73. – № 11. – С. 52–58.
- 109 **Щербаков, С. С.** Трехмерное напряженно-деформированное состояние силовой системы диск-цилиндр в условиях контактного нагружения и объемного деформирования / С. С. Щербаков // X Белорусская математическая конференция (Тезисы докладов Междунар. научн. конф., Минск, БГУ, 3–7 ноября 2008 г.). – Минск : Ин-т математики НАНБ, 2008. – Ч. 2. – С. 152.
- 110 **Sherbakov, S. S.** Stress-Strain State Caused by Simultaneous Action of Contact and Non-Contact Forces / S. S. Sherbakov // «The Improvement of the Quality, Reliability and Long Usage of Technical Systems and Technological Processes» (Proc. of the 7th International Conference, Sharm El Sheikh, Egypt, December 7–14, 2008). – Khmel'nitsky : KNU, 2008. – P. 102–105.
- 111 **Sherbakov, S. S.** Three-dimensional stress-strain state of roller-shaft system in conditions of contact interaction and non-contact bending of shaft / S. S. Sherbakov, L. A. Sosnovskiy // Proceedings of the 36<sup>th</sup> Solid Mechanics Conference (Gdansk, 9–12 September 2008). – Warszawa, 2008. – P. 280–281.
- 112 **Sherbakov, S. S.** Influence of stress-strain state caused by non-contact forces on formation of contact boundary conditions / S. S. Sherbakov, L. A. Sosnovskiy // Proceedings of the 36<sup>th</sup> Solid Mechanics Conference (Gdansk, 9–12 September 2008). – Warszawa, 2008. – P. 284–285.
- 113 **Сосновский, Л. А.** Статистическая модель деформируемого твердого тела с опасным объемом и некоторые ее приложения / Л. А. Сосновский // Проблемы прочности. – Сообщения 1 и 2, 1990. – № 5. – С. 8–17; Сообщение 3, 1992. – № 11. – С. 21–29.
- 114 **Сосновский, Л. А.** Статистическая механика усталостного разрушения / Л. А. Сосновский. – Минск: Наука и техника, 1987. – 288 с.
- 115 **Сосновский, Л. А.** Статистическая модель деформируемого твердого тела и ее приложения / Л. А. Сосновский, В. Н. Корешков // Проблемы прочности. Сообщение 4, 1999. – № 6. – С. 42–49.
- 116 **Сосновский, Л. А.** Уравнения подбоя усталостного разрушения деталей с опасным объемом и их экспериментальная проверка / Л. А. Сосновский // Проблемы прочности. Сообщения 1 и 2, 1977. – № 4. – С. 40–80.
- 117 **Сосновский, Л. А.** Методика оценки масштабной зависимости пределов выносливости гладких образцов / Л. А. Сосновский // Заводская лаборатория. – 1977. – № 5. – С. 604–609.
- 118 **Серенсен, С. В.** Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. – М. : Машиностроение, 1975. – 488 с.
- 119 **Когаев, В. П.** Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М. : Машиностроение, 1985. – 232 с.
- 120 **Вагапов, Р. Д.** Статистическая теория рассеивания случайной координаты повреждения тела / Р. Д. Вагапов // Машиноведение. – 1970. – № 4. – С. 63–74.
- 121 **Вагапов, Р. Д.** Преобразование рассеивания характеристики усталостной прочности (статистическая теория и ее ограничения) / Р. Д. Вагапов // Машиноведение. – 1965. – № 4. – С. 78–82.
- 122 **Kuguel, R.** A relation between theoretical stress concentration factor and fatigue notch factor deduced from the concept of highly stressed volume / R. Kuguel // Proc. ASTM. – 1961. – V. 61. – P. 732–748.
- 123 **Epreman, E.** A statistical interpretation of the effect of understress on fatigue strength / E. Epreman, F. A. Mehl // Symposium on Fatigue with emphasis on statistical approach. – Baltimore: ASTM, STP. – 1953. – P. 58–64.
- 124 **Weibull, W.** A Statistical Theory of the Strength of Materials // W. Weibull // Proc. Roy. Swed. Inst. Eng. Res. – Stockholm, 1939. – V. 151. – P. 29–40.
- 125 **Афанасьев, Н. Н.** Статистическая теория усталостной прочности металлов / Н. Н. Афанасьев. – Киев: Изд-во АН УССР, 1953. – 128 с.
- 126 **Волков, С. Д.** Статистическая теория прочности / С. Д. Волков. – Свердловск: ГНИИМЛ, 1960. – 176 с.
- 127 **Болотин, В. В.** Статистические методы в строительной механике / В. В. Болотин. – М. : Стройиздат, 1965. – 280 с.
- 128 **Sosnovskiy, L. A.** Model of deformable rigid body with dangerous volume / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov // Proceedings of the 36<sup>th</sup> Solid Mechanics Conference (Gdansk, 9–12 September 2008). – Warszawa, 2008. – P. 154–155.
- 129 **Сосновский, Л. А.** Экспериментальное исследование контактно-механической усталости стали 45 методом многоступенчатого нагружения / Л. А. Сосновский, А. В. Богданович, С. А. Тюрин // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1996. – № 3. – С. 30–34.
- 130 **Качанов, Л. М.** Основы механики разрушения / Л. М. Качанов. – М. : Наука, 1974. – 311 с.
- 131 **Работнов, Ю. Н.** Ползучесть элементов конструкций / Ю. Н. Работнов. – М.: Изд-во АН УССР, 1966. – 250 с.
- 132 **Skrzypek, J.** Modelling of Material Damage and Failure of Structures / J. Skrzypek, A. Ganczarski. – Springer, 2003. – 326 p.
- 133 **Сосновский, Л. А.** Повреждаемость при механической и контактной усталости / Л. А. Сосновский, В. В. Комиссаров // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. – Т. 71. – № 1. – С. 47–55.
- 134 **Сосновский, Л. А.** Общий подход к оценке интенсивности повреждения при циклическом деформировании, трении и комплексном нагружении / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. – Т. 71. – № 2. – С. 38–40.
- 135 **Еловой, О. М.** Оценка характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям вкладышей подшипников коленчатого вала / О. М. Еловой, А. В. Богданович // Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005), 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск : Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 124–134.
- 136 **Гриб В. В.** Моделирование изменения технического состояния элементов конструкций при динамическом нагружении с учетом износа / В. В. Гриб, И. М. Петрова // Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005), 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / Отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск : Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 95–99.
- 137 **Fatigue Damage of Materials. Experiment and Analysis** / Edited by: A. Varvani-Farahani, Ryerson University, Canada and C. A. Brebbia. – UK : Wessex Institute of Technology, 2003. – 528 p.
- 138 **Damage and Fracture Mechanics** / Edited by: C.A. Brebbia, Wessex Institute of Technology, UK, and A. Carpinteri Politecnico di Torino, Italy. – UK : Wessex Institute of Technology, 1988.
- 139 **Fracture and Damage of Composites** / Edited by: M. Guagliano, University of Milan, Italy and M. H. Aliabadi, Queen Mary College. – UK : University of London, 2006. – 304 p.
- 140 **Pijaudier-Cabot, G.** Damage Mechanics of Cementitious Materials and Structures / G. Pijaudier-Cabot. – Willey : ISTE, 2011. – 255p.
- 141 **Lalanne, C.** Fatigue Damage / C. Lalanne. – Willey : ISTE, 2009. – 478p.
- 142 **Еловой, О.М.** Некоторые модели механики локальных повреждений / О. М. Еловой, С. С. Щербаков // Тр. VI Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2010), 25 окт. – 1 нояб. 2010 г., Минск (Беларусь) / Редкол. : М. А. Журавков (пред.) [и др.]. – Минск : БГУ, 2010. – Т. 1. – С. 573–577.
- 143 **Heilmann, B.P.** An energy-based model of friction and its Applications to Coated Systems / В. Р. Heilmann, D. A. Rigney // Wear. – 1981. – V. 72. – P. 195–217.

- 144 **Kennedy, F. E.** Plastic Analysis of Near-Surface Zones in Sliding Contact Metals / F. E. Kennedy // *Key Engineering Materials*. – 1989. – V. 33. – P. 35–47.
- 145 **Щербаков, С. С.** Контактная задача: анализ опасных объемов / С. С. Щербаков // *Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій* : сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДНУ ІМА-прес, 2009. – Вып. 13. – С. 279–285.
- 146 Компьютерное моделирование опасных объемов для модели зубчатых зацеплений / М. А. Журавков [и др.] // *Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005)*, 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск: Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 142–148.
- 147 **Журавков, М. А.** Исследование опасных объемов при решении контактной задачи для системы ролик/кольцо / М. А. Журавков, С. С. Щербаков // *Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005)*, 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск: Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 375–390.
- 148 **Журавков, М. А.** Опасные объемы в силовой системе / М. А. Журавков, С. С. Щербаков // *X Белорусская математическая конференция (Тезисы докладов Междунар. науч. конф., Минск, БГУ, 3–7 ноября 2008 г.)*. – Минск: Институт математики НАНБ, 2008. – Ч. 2. – С. 121–122.
- 149 **Sosnovskiy, L. A.** Dangerous Volume as the Measure of Damage / L. A. Sosnovskiy, M. A. Zhuravkov, S. S. Sherbakov // «The Improvement of the Quality, Reliability and Long Usage of Technical Systems and Technological Processes» (Proc. of the 7th International Conference, Sharm El Sheikh, Egypt, December 7–14, 2008). – Khmelnytsky: KNU, 2008. – P. 105–108.
- 150 **Sosnovskiy, L. A.** Model of Deformable Rigid Body with Dangerous Volume for Contact Problems with Friction / L. A. Sosnovskiy, M. A. Zhuravkov, S. S. Sherbakov // *Proc. of the IVth World Tribology Congress (WTC IV) (Kyoto, Japan, September 6–11, 2009)*. – Kyoto, 2009. – P. 156.
- 151 **Щербаков, С. С.** Опасные объемы как меры поврежденности / С. С. Щербаков // *Машиностроение: республиканский межведомственный сб. науч. тр.* – Вып. 23. – Минск: БНТУ, 2007. – С. 265–269.
- 152 **Журавков, М. А.** Объемная мера поврежденности при контактном нагружении / М. А. Журавков, С. С. Щербаков // *Тр. VI Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2010)*, 25 окт. – 1 нояб. 2010 г., Минск (Беларусь) / Редкол.: М. А. Журавков (пред.) [и др.]. – Минск: БГУ, 2010. – Т. 1. – С. 603–607.
- 153 **Журавков, М. А.** Расчет опасных объемов при контактном нагружении / М. А. Журавков, С. С. Щербаков // *Вестник БГУ*. – Сер. 1. – 2007. – № 1. – С. 117–122.
- 154 **Щербаков, С. С.** О мерах поврежденности тел при сложном нагружении / С. С. Щербаков // *Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред (материалы XII Междунар. симп. Москва, Россия, 13–18 окт. 2006 г.)*. – М.: изд-во МАИ, 2006. – С. 312–314.
- 155 *Прочность материалов и конструкций* / ред. В. Т. Трошенко [и др.]. – Киев: Академперіодика, 2005. – 1088 с.
- 156 **Писаренко, Г. С.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии / Г. С. Писаренко, А. А. Лебедев. – Киев: Наукова думка, 1976. – 412 с.
- 157 **Крагельский, И. В.** Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
- 158 **Sosnovskiy, L. A.** Mechanics of the Irreversible Damages Caused by Contact and Noncontact Load / L. A. Sosnovskiy // *Proceedings of the World Tribology Congress III (Washington, 12–16 September 2005)*. – Washington, 2005. – 2 p.
- 159 **Фролов, К. В.** Теория взаимодействия необратимых повреждений / К. В. Фролов, Н. А. Махутов, Л. А. Сосновский // *Материалы V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005)* / под ред. А. П. Хоменко. – Иркутск–Братск, 2005. – С. 10–28.
- 160 **Сосновский, Л. А.** О сюрпризах трибофатики / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // *Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005)*, 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск: Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 17–40.
- 161 **Сосновский, Л. А.** Теория накопления износоусталостных повреждений / Л. А. Сосновский, А. В. Богданович // *Трибофатика-98/99*: ежегодник / под общ. ред. Л. А. Сосновского / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков. Вып. 1 / под ред. Н. А. Махутова. – Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. – 60 с.
- 162 **Богданович, А. В.** Прогнозирование предельных состояний силовых систем / А. В. Богданович. – Гродно: ГрГУ им. Я. Купалы, 2008. – 372 с.
- 163 **Сосновский, Л. А.** Обобщенная теория прочности / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // *Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій* : сб. науч. тр. – Днепропетровск: ДНУ ІМА-прес, 2009. – Вып. 13. – С. 214–220.
- 164 **Sosnovskiy, L. A.** Generalized Theory of Limiting States of Tribo-Fatigue System / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov // *Transactions of Belarusian Academy of Sciences, Physical and Technical Series*. Minsk, 2008. – V. 4. – P. 17–23.
- 165 **Сосновский, Л. А.** Обобщенное предельное состояние силовых систем / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // *X Белорусская математическая конференция (Тезисы докладов Междунар. науч. конф., Минск, БГУ, 3–7 ноября 2008 г.)*. – Минск: Ин-т математики НАНБ, 2008. – Ч. 2. – С. 144–145.
- 166 **Сосновский, Л. А.** Анализ предельных состояний по критериям износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов, А. В. Богданович // *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. – 2002. – № 6. – С. 42–46.
- 167 **Bogdanovich, A. V.** Energetic theory of wear-fatigue / A. V. Bogdanovich // *Proc. of the III International Symposium on Tribo-Fatigue (Beijing, China, October 22–26, 2000)*. – Beijing: Hunan University Press, 2000. – P. 164–170.
- 168 Диаграмма предельных состояний стали 45 при контактно-механической усталости / Л. А. Сосновский [и др.] // *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. – 1996. – № 2. – С. 39–42.
- 169 **Sosnovskiy, L. A.** Limiting State Diagram of a Cycle Load-Bearing System on Rolling-Mechanical Fatigue / L. A. Sosnovskiy, A. V. Bogdanovich, S. A. Turin // *Proceedings of the World Tribology Congress (London, 8–12 September 1997)*. – London, 1997. – P. 809.
- 170 **Сосновский, Л. А.** Сюрпризы трибофатики / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков. – Гомель: БелГУТ, 2005. – 192 с.
- 171 Особенности возникновения и развития малых поверхностных трещин в углеродистой стали при контактно-механической усталости / С. А. Чижик [и др.] // *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. – 1996. – № 3. – С. 34–38.
- 172 **Чижик, С. А.** Микротопография поверхности стали и ее изменение в процессе эксплуатации в узлах трения / С. А. Чижик, Е. Л. Сенькова // *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*, 1996. – № 5. – С. 21–24.
- 173 **Штилерман, Н. З.** Анализ и повышение циклической прочности ротора турбогенератора / Н. З. Штилерман, Н. А. Махутов // *Тр. IV Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2002)*, 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь: Тернопольский гос. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2002. – Т. 1. – С. 322–333.
- 174 **Сосновский, Л. А.** Анализ механических состояний силовых систем. Сообщения 1, 2 / Л. А. Сосновский // *Проблемы прочности*. – 2003. – № 5. – С. 36–49; С. 50–70.
- 175 **Богданович, А. В.** Методика прогнозирования долговечности силовых систем по критериям износоусталостного повреждения / А. В. Богданович // *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. – 2002. – № 6. – С. 47–51.
- 176 **Богданович, А. В.** Фрикционно-механическая усталость силовой системы типа вал – подшипник скольжения / А. В. Богданович // *Тр. IV Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2002)*, 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь: Тернопольский гос. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2002. – Т. 1. – С. 92–97.

- 177 О соотношении объемного и поверхностного разрушения трущихся тел / И. А. Буяновский [и др.] // Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005), 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск : Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 85–90.
- 178 **Трошенко, В. Т.** Критерий предельного состояния материалов при изотермической усталости / В. Т. Трошенко, Л. А. Сосновский, А. В. Богданович // Динамика, прочность и ресурс машин и конструкций : тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф. – Киев, 2005. – Т. 2. – С. 340–342.
- 179 **Еловой, О. М.** Оценка характеристик сопротивления разрушению коренных и шатунных шеек коленчатых валов двигателей мобильных машин по критериям трибофатики / О. М. Еловой, А. В. Богданович // Вестник Полоцкого государственного университета. – 2006. – № 6. – С. 9–15.
- 180 **Богданович, А. В.** Оценка долговечности силовых систем по критериям локального повреждения / А. В. Богданович, О. М. Еловой // Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов : сб. тр. VI Междунар. науч.-техн. конф. – Хмельницкий : Хмельницкий национальный ун-т, 2007. – С. 121–125.
- 181 **Sosnovskiy, L. A.** Kinetics of Wear-Fatigue Damage and Its Prediction / L. A. Sosnovskiy, A. V. Bogdanovich // Proceedings of the World Tribology Congress (London, 8–12 September 1997). – London, 1997. – P. 568.
- 182 **Sosnovskiy, L. A.** Theory of the Limiting States of Active Systems / L. A. Sosnovskiy, A. V. Bogdanovich // Proceedings of the World Tribology Congress III (Washington, 12–16 September 2005). – Washington, 2005. – 2 p.
- 183 **Похмурский, В. И.** Коррозионная усталость металлов / В. И. Похмурский. – М. : Metallurgiya, 1989. – 206 с.
- 184 **Носовский, И. Г.** Влияние циклического нагружения на триботехнические характеристики стали 45 / И. Г. Носовский, В. Ф. Лабунец, О. Н. Белас // Проблемы трения и изнашивания : респ. межвед. сб. – Киев, 1991. – Вып. 39. – С. 17–21.
- 185 **Драйгор, Д. А.** Влияние износа на усталостную прочность стали / Д. А. Драйгор, Г. И. Вальчук. – Киев : Изд-во АН УССР, 1962. – 112 с.
- 186 **Уотерхауз, Р. Б.** Фреттинг-коррозия / Р. Б. Уотерхауз. – Л. : Машиностроение, 1976. – 271 с.
- 187 **Wear / N. Yahata [et al.].** – 1988. – V. 121. – P. 197–208.
- 188 **Шарай, В. Т.** Комплексное исследование износа и усталости у сталей / В. Т. Шарай. – Киев : Изд-во техн. лит. УССР, 1959. – 32 с.
- 189 **Сосновский, Л. А.** Анализ трения в силовой системе / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Машиностроение : респ. межведомственный сб. науч. тр. – Вып. 23. – Минск : БНТУ, 2007. – С. 281–286.
- 190 **Сосновский, Л. А.** Об анализе трения в силовой системе типа колесо-рельс / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков, В. В. Комиссаров // Устройство и содержание пути и подвижного состава при тяжеловесном и скоростном движении поездов. Колесо-рельс : сб. тр. науч.-практ. конф. ОАО «ВНИИЖТ». – М. : Интекст, 2008. – С. 201–203.
- 191 **Щербаков, С. С.** Трение в силовой системе: прямой и обратный эффекты / С. С. Щербаков // Тр. IV-го Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2002), 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь : Тернопольский гос. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2002. – Т. 1. – С. 790–792.
- 192 **Щербаков, С. С.** Об одном требовании к выбору коэффициента трения в силовой системе / С. С. Щербаков // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. – Т. 71. – № 2. – С. 46–48.
- 193 **Тюрин, С. А.** Сравнительное исследование коэффициентов трения при качении и контактно-механической усталости / С. А. Тюрин, Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. – Т. 71. – № 2. – С. 48–51.
- 194 **Shcherbakov, S. S.** The force and the coefficient of friction in the active / S. S. Shcherbakov // Proc. of the III International Symposium on Tribo-Fatigue (Beijing, China, October 22–26, 2000). – Beijing : Hunan University Press, 2000. – P. 385–388.
- 195 **Сосновский, Л. А.** Трибофатика–машиностроению / Л. А. Сосновский // Пленарные доклады Международной научно-технической конференции «Механика–машиностроению» (Минск, 25–27 окт. 2005 г.). – Минск : НИРУП «Белавтотракторостроение, 2005. – С. 84–103.
- 196 **Буфеев, В. А.** Явление воздействия пространственной системы активных сил на процесс трения (Явление суперкулонова, или надкулонова внешнего трения) / В. А. Буфеев // Трение и износ. – 1996. – № 1. – С. 50–57.
- 197 **Сосновский, Л. А.** Комплексная оценка надежности силовых систем по критериям сопротивления усталости и износостойкости (основы трибофатики) : учеб.-метод. пособие / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелИИЖТ, 1988. – 56 с.
- 198 **Sosnovskiy, L. A.** Tribo-Fatigue in Engineering Education / L. A. Sosnovskiy, A. S. Shaginyan // Proceedings of the World Tribology Congress (London, 8–12 September 1997). – London, 1997. – P. 639.
- 199 **Сенько, В. И.** Университетский курс «Основы трибофатики» / В. И. Сенько, Л. А. Сосновский // Тр. IV Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2002), 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь : Тернопольский гос. техн. ун-т имени И. Пулюя, 2002. – Т. 2. – С. 813–818.
- 200 Трибофатика как учебная дисциплина в техническом университете / К. В. Фролов [и др.] // Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005), 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск : Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 2. – С. 44–61.
- 201 **Senko, V. I.** Fundamentals Ideas of Tribo-Fatigue and their Study in Belarus / V. I. Senko, L. A. Sosnovskiy // Proceedings of the International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Orlando, 5–11 November 2005). – Orlando, 2005. – 7 p.
- 202 Основы трибофатики. Лабораторный практикум. Часть 1 / А. В. Богданович [и др.]. – Гомель : БелГУТ, 1999. – 44 с.
- 203 **Сенько, В. И.** Основные идеи трибофатики и их изучение в техническом университете : учеб. пособие / В. И. Сенько, Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2005. – 187 с.
- 204 **Сосновский, Л. А.** Основы трибофатики : пособие к лекционному курсу / Л. А. Сосновский, В. В. Комиссаров, С. С. Щербаков. – Гомель : БелГУТ, 2005. – Ч. 1. – 164 с. – 2008. – Ч. 2. – 216 с.
- 205 **Богданович, А. В.** Оценка надежности силовой системы «коленчатый вал-подшипник скольжения» / А. В. Богданович, С. В. Монтик., Ю. А. Головченко // Методические указания к выполнению работ по дисциплине «Основы трибофатики». – Брест : БГТУ, 2008. – 63 с.
- 206 **Сосновский, Л. А.** Методы износоусталостных испытаний материалов / Л. А. Сосновский // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1990. – № 6. – С. 90–95.
- 207 **Сосновский, Л. А.** Методы износоусталостных испытаний силовых систем и их моделей / Л. А. Сосновский // Трение и износ. – 1993. – № 5. – С. 937–952.
- 208 **Фролов, К. В.** Новые машины и методы испытаний / К. В. Фролов, Н. А. Махутов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1995. – № 5. – С. 32–33.
- 209 Методы износоусталостных испытаний и их реализация на машине СИ / Н. А. Махутов [и др.] // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1995. – № 6. – С. 17–42.
- 210 Трибофатика-95: ежегодник / под общ. ред. Л. А. Сосновского // Вып. 1: Машины серии СИ для износоусталостных испытаний / под ред. М. С. Высоцкого / Ф. Ю. Белиц, А. В. Богданович, М. С. Высоцкий [и др.]. – Гомель : НПО «Трибофатика», 1996. – 80 с.
- 211 **Sosnovskiy, L. A.** Methods and Machines for Wear-Fatigue Tests of Materials and Their Standardization / L. A. Sosnovskiy, V. N. Koreshkov, O. M. Yelovoy // Proceedings of the World Tribology Congress (London, 8–12 September 1997). – London, 1997. – P. 723.
- 212 **Андряшин, В. А.** Принципы и методы ускоренных износоусталостных испытаний / В. А. Андряшин, С. А. Тюрин // Тр. IV Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2002), 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред.

- В. Т. Трошенко. – Тернополь : Тернопольский гос. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2002. – Т. 1. – С. 105–111.
- 213 **Богданович, А. В.** Концепция износоусталостных испытаний / А. В. Богданович // Тр. IV Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2002), 23–27 сент. 2002 г., Тернополь (Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь : Тернопольский гос. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2002. – Т. 1. – С. 191–195.
- 214 **Богданович, А. В.** Унифицированные методы износоусталостных испытаний при главном вращательном движении / А. В. Богданович // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2005. – Т. 71. – № 2. – С. 41–46.
- 215 Методы износоусталостных испытаний и их назначение / А. В. Богданович [и др.] // Проблемы прочности. – 2009. – № 1. – С. 121–128.
- 216 О проектировании силовых систем по критериям трибофатике / Л. А. Сосновский [и др.] // Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления : сб. науч. тр. Вып. 1. В 3 т. / под общ. ред. П. А. Витязя. – Мн. : УП «Технопринт», 2002. – Т. 1. – С. 12–18.
- 217 **Сосновский, Л. А.** О ресурсном проектировании по различным критериям предельного состояния (вопросы методологии) / Л. А. Сосновский // Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления : сб. науч. тр. Вып. 1. В 3 т. / под общ. ред. П. А. Витязя. – Мн. : УП «Технопринт», 2002. – Т. 2. – С. 316–321.
- 218 **Богданович, А. В.** Расчет надежности силовой системы коленчатый вал – подшипник скольжения / А. В. Богданович, Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2004. – 91 с.
- 219 **Сосновский, Л. А.** Трибофатика и проектирование машин / Л. А. Сосновский // Механика машин. Теория и практика : материалы Междунар. науч. конф., 10–11 февраля 2003 г. – Минск : НИРУП «Белавтотракторостроение», 2004. – С. 92–130.
- 220 **Трошенко, В. Т.** Механика износоусталостного повреждения и ее применение для расчета силовых систем машин и оборудования / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин : тр. I Междунар. науч.-техн. конф., 4–7 окт. 2004 г., Тернополь, (Украина) / отв. ред. В. Т. Трошенко. – Тернополь : Тернопольский гос. техн. ун-т им. И. Пулюя, 2004. – С. 61–72.
- 221 **Сосновский, Л. А.** Принципы проектирования элементов конструкций, узлов трения и силовых систем по основным критериям работоспособности / Л. А. Сосновский, М. С. Высоцкий, В. Т. Трошенко // Современные методы проектирования машин : сб. науч. тр. Вып. 2. В 7 т. / под общ. ред. П. А. Витязя. – Мн. : УП «Технопринт», 2004. – Т. 1. – С. 18–26.
- 222 **Сосновский, Л. А.** Принципы проектирования силовых систем с учетом риска их эксплуатации / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов // Современные методы проектирования машин : сб. науч. тр. Вып. 2. В 7 т. / под общ. ред. П. А. Витязя. – Мн. : УП «Технопринт», 2004. – Т. 1. – С. 26–32.
- 223 **Богданович, А. В.** Проектирование типовых соединений и передач машин с учетом подходов трибофатике / А. В. Богданович, Ю. М. Гриневич // Современные методы проектирования машин : сб. науч. тр. Вып. 2. В 7 т. / под общ. ред. П. А. Витязя. – Мн. : УП «Технопринт», 2004. – Т. 4. – С. 146–150.
- 224 **Sosnovskiy, L. A.** The Method of Strength Calculation in Volume Fracture and Surface Damage / L. A. Sosnovskiy. – Proceedings of the World Tribology Congress III (Washington, 12–16 September 2005). – Washington, 2005. – 2 p.
- 225 **Сосновский, Л. А.** Проектирование силовых систем по критериям риска и безопасности / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов, М. М. Гаденин / Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005), 3–7 октября 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск : Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 41–51.
- 226 **Альгин, В. Б.** Ресурсная механика и трибофатика / В. Б. Альгин // Тр. V Междунар. симп. по трибофатике (ISTF 2005), 3–7 окт. 2005 г., Иркутск (Россия) / отв. ред. А. П. Хоменко. – Иркутск : Иркутский гос. ун-т путей сообщения, 2005. – Т. 1. – С. 66–73.
- 227 **Трошенко, В. Т.** Механика износоусталостного повреждения и ее применение для расчета силовых систем машин и оборудования / В. Т. Трошенко, Л. А. Сосновский // Надежность и долговечность машин и сооружений : Междунар. науч.-техн. сб. Вып. 24. – Киев : ИПП НАНУ им. Г. С. Писаренко, 2005. – № 24. – С. 8–20.
- 228 **Sosnovskiy, L. A.** Tropy Phenomenon / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov // Proceedings of the World Tribology Congress III, Washington. – 2005. – 2 p.
- 229 **Тюрин, С. А.** Экспериментальное исследование остаточных волнообразных повреждений при инициированном начальном искажении формы образца / С. А. Тюрин, С. С. Щербаков // Вестник БелГУТа : Наука и транспорт. – 2005. – № 2. – С. 88–93.
- 230 **Sosnovskiy, L. A.** Vibro-Impact in Active System / L. A. Sosnovskiy S. S. Sherbakov // Abstracts of 1<sup>st</sup> International Conference on Vibro-Impact Systems (Loughborough, UK, 20–22 July 2006). – Loughborough University, Loughborough, 2006. – P. 46.
- 231 **Щербаков, С. С.** О явлении троппи / С. С. Щербаков // Тезисы докладов IX всероссийского съезда по теоретической и прикладной механике (Нижний Новгород, 22–28 августа 2006 г.). – Нижний Новгород, 2006. – Т. I. – С. 107.
- 232 **Sosnovskiy, L. A.** Tropy Phenomenon (CM104) / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov. – Proceedings of 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (Brisbane, Australia, September 24–27, 2006). – Brisbane. – 2006. – V. 1. – P. 115–125.
- 233 **Sosnovskiy, L. A.** Vibro-impact in rolling contact / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov // Journal of sound and vibration. – 2007. – № 308. – P. 489–503.
- 234 **Bryant, M. D.** Unification of Friction and Wear / M. D. Bryant // Recent Developments in Wear Prevention, Friction and Lubrication. – 2010 – P. 1–38.
- 235 **Bryant, M. D.** On the Thermodynamics of Degradation / M. D. Bryant, M. M. Khonsari, F. F. Ling // Proc. R. Soc. A. – 2008. – № 464. – P. 2001–2014.
- 236 **Ling, F. F.** On Irreversible Thermodynamics for Wear Prediction / F. F. Ling, M. D. Bryant, K. L. Doelling // Wear. – 2002. – № 253. – P. 1165–1172.
- 237 An Experimental Study of the Correlation between Wear and Entropy Flow in Machinery Components / K. L. Doelling [et al.] // Journal of Applied Physics. – 2000. – V. 88. – № 5. – P. 2999–3003.
- 238 **Bryant, M. D.** Entropy and Dissipative Processes of Friction and Wear / M. D. Bryant // Transactions of Faculty of Mechanical Engineering. – Belgrade. – 2009. – № 37. – P. 55–60.
- 239 **Amiri, M.** Rapid Determination of Fatigue Failure Based on Temperature Evolution : Fully Reversed Bending Load / M. Amiri, M. M. Khonsari // International Journal of Fatigue. – 2010. – № 32. – P. 382–389.
- 240 **Naderi, M.** On the thermodynamic entropy of fatigue fracture / M. Naderi, M. Amiri, M. M. Khonsari // Proceedings of the Royal Society. – Series A. – 2010. – № 466. – P. 423–438.
- 241 **Amiri, M.** Life Prediction of Metals Undergoing Fatigue Load Based on Temperature Evolution / M. Amiri, M. M. Khonsari // Journal of Materials Science & Engineering. – Series A. – 2010. – № 527. – P. 1555–1559.
- 242 **Naderi, M.** An Experimental Approach to Low-cycle Fatigue Damage based on Thermodynamic Entropy / M. Naderi, M. M. Khonsari // International Journal of Solids and Structures. – 2010. – № 4. – P. 875–880.
- 243 **Naderi, M.** Real-time Fatigue Life Monitoring based on Thermodynamic Entropy / M. Naderi, M. M. Khonsari // Journal of Structure Health Monitoring. – 2010. – № 10. – P. 189–197.
- 244 **Beheshti, A. A.** Thermodynamic Approach for Prediction of Wear Coefficient Under Unlubricated Sliding Condition / A. Beheshti, M. M. Khonsari // Tribology Letters. – 2010. – № 38. – P. 347–354.

- 245 **Amiri, M.** On the Thermodynamics of Friction and Wear : A Review / M. Amiri, M. M. Khonsari // *Entropy*. – 2010. – № 12. – P. 1021–1049.
- 246 **Amiri, M.** On the Relationship Between Wear and Thermal Response in Sliding Systems / M. Amiri, M. M. Khonsari, S. Brahmeshwarkar // *Tribology Letters*. – 2010. – № 38. – P. 147–154.
- 247 **Naderi, M.** A thermodynamic approach to fatigue damage accumulation under variable loading / M. Naderi, M. M. Khonsari // *Journal of Materials Science and Engineering*. – 2010. – № 527. – P. 6133–6139.
- 248 **Amiri, M.** An Experimental Approach to Evaluate the Critical Damage / M. Amiri, M. Naderi, M. M. Khonsari // *International Journal of Damage Mechanics*. – 2011. – № 20. – P. 89–112.
- 249 **Khonsari, M. M.** An introduction to Thermodynamics of Mechanical Fatigue / M. M. Khonsari, M. Amiri. – Boca Raton : CRC Press, 2013. – 166 p.
- 250 **Beheshti, A.** On the Prediction of Fatigue Crack Initiation in Rolling/Sliding Contacts with Provision for Loading Sequence Effect / A. Beheshti, M. M. Khonsari // *Tribology International*. – 2011. – № 44. – P. 1620–1628.
- 251 **Naderi, M.** A Comprehensive Fatigue Failure Criterion Based on Thermodynamic Approach / M. Naderi, M. M. Khonsari // *Journal of Composite Materials*. – 2012. – V. 46. – P. 437–447. (Available on line).
- 252 **Naderi, M.** Dissipated Thermal Energy and Damage Evolution of Glass/Epoxy using Infrared Thermography and Acoustic Emission / M. Naderi, A. Kahirdeh, M. M. Khonsari // *Composites Part B*. – 2012. – P. 1613–1620.
- 253 **Aghdam, A. B.** On The Fretting Crack Nucleation with Provision for Size Effect / A. B. Aghdam, A. Beheshti, M. M. Khonsari // *Tribology International*. – 2012. – V. 47. – P. 32–43. (Available on line).
- 254 **Amiri, M.** An Application of Dimensional Analysis to Entropy-Wear Relationship / M. Amiri, M. M. Khonsari, S. Brahmeshwarkar // *ASME Journal of Tribology*. – 2012. – V. 308. – P. 121–131.
- 255 **Amiri, M.** On the Role of Entropy Generation in Processes Involving Fatigue / M. Amiri, M. M. Khonsari. – *Entropy*. – 2012. – № 14. – P. 24–31.
- 256 **Naderi, M.** Thermodynamic Analysis of Fatigue Failure in a Composite Laminate / M. Naderi, M. M. Khonsari // *Mechanics of Materials*. – 2012. – № 46. – P. 113–122.
- 257 **Сосновский, Л. А.** Об одном виде энтропии как мере поглощения энергии, расходуемой на производство повреждений в механотермодинамической системе / Л. А. Сосновский // Доклады Национальной академии наук Беларуси. – 2007. – Т. 51. – № 6. – С. 100–104.
- 258 **Сосновский, Л. А.** К построению механотермодинамики / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Теоретическая и прикладная механика. Международный научно-технический журнал. – 2009. – Вып. 24. – С. 8–21.
- 259 **Сосновский, Л. А.** К построению механотермодинамики / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Актуальные проблемы механики сплошной среды и прочности конструкций : тез. докл. Междунар. науч.-техн. конф. памяти В. И. Моссаковского. – Днепропетровск. – 2007. – С. 363–365.
- 260 **Сосновский, Л. А.** О возможности построения механотермодинамики / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков // Наука и инновации. – 2008. – № 2 (60). – С. 24–29.
- 261 **Sosnovskiy, L. A.** Mechanothermodynamical System and Its Behavior / L. A. Sosnovskiy, S. S. Sherbakov // *Continuum Mechanics and Thermodynamics*. – 2012. – № 24. – P. 239–256.
- 262 **Высоцкий, М. С.** Механотермодинамическая система как новый объект исследования / М. С. Высоцкий, П. А. Витязь, Л. А. Сосновский // Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 2 (15). – С. 5–10.