

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого»

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

В. Б. Попов, С. А. Тюрин

ОСНОВЫ ТРИБОФАТИКИ

ПОСОБИЕ

для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной формы обучения

*Учебное электронное издание
комбинированного распространения*

Гомель 2022

УДК 531.43/46+539.388+539.43(075.8)

ББК 34.413я73

П58

Рецензент: начальник отд. ИЖТ – зам. начальника ИЦ ЖТ Белорусского государственного университета транспорта канд. техн. наук, доц. *В. В. Комиссаров*

Попов, В. Б.

П58

Основы трибофатики : пособие для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. формы обучения / В. Б. Попов, С. А. Тюрин. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2022. – 117 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; дисковод CD-ROM ; мышь ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-494-0.

Целью дисциплины «Основы трибофатики» является формирование представления о комплексном подходе к оценке и прогнозированию долговечности, предельного состояния и ресурса силовых систем машин и оборудования по важнейшим критериям работоспособности.

В пособии изложены методологические, теоретические и экспериментальные основы трибофатики, чтобы сформировать у студентов общее представление о новом и перспективном разделе механики.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники». Может быть полезно для магистрантов, аспирантов, преподавателей технических специальностей университетов, а также инженеров и научных работников.

УДК 531.43/46 + 539.388 + 539.43(075.8)

ББК 34.413 я73

ISBN 978-985-535-494-0

© Попов В. Б., Тюрин С. А., 2022

© Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2022

Оглавление

Глава 1 ТРИБОФАТИКА КАК НАУЧНАЯ ДИСЦИПЛИНА.....	4
Глава 2 ТРИБОФАТИКА И СМЕЖНЫЕ НАУКИ.....	13
Глава 3 ТРИБОФАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И УСЛОВИЯ ИХ РАБОТЫ.....	19
Глава 4 МЕТОДЫ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ.....	29
Глава 5 МАШИНЫ ДЛЯ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ.....	37
Глава 6 ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫМ ПОВРЕЖДЕНИЯМ.....	47
Глава 7 ПРЯМОЙ ЭФФЕКТ.....	52
Глава 8 ОБРАТНЫЙ ЭФФЕКТ.....	60
Глава 9 ДИАГРАММА ПРЕДЕЛЬНЫХ СОСТОЯНИЙ.....	66
Глава 10 ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ НЕОБРАТИМЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ.....	73
Глава 11 ТРЕНИЕ В ТРИБОФАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ.....	86
Глава 12 О МОДЕЛИРОВАНИИ УСЛОВИЙ РАБОТЫ РЕАЛЬНЫХ СИСТЕМ.....	93
Глава 13 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ....	102
Литература.....	114

рии 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 возможен правильный анализ движения, например, точек-планет или точек-электронов, т. е. огромных объектов Вселенной и невообразимо малых объектов микромира. Если «большие точки» наделить массой, удастся установить, например, законы взаимодействия небесных тел в процессе их движения и т. д. *Механика космического полета, механика механизмов и машин* – 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 друг относительно 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 других нагружениях); *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. Применение ПЭВМ и развитие методов компьютерного моделирования привело к резкому повышению эффективности расчетов – и сформировалась *компьютерная механика*.

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. По существу, любая пара трения – *многокомпонентная система*: в ней неизбежно организуется так называемое *третье тело*, 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 (*трибофатическая*) *система (ТФС)*, представление о которой введено в конце XX в. [4]. Так называют всякую механическую систему, которая воспринимает и транзитно передает рабочую циклическую нагрузку и в которой одновременно реализуется процесс трения в любом его проявлении. Другими словами, трибофатическая 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.

По имеющимся сведениям, в среднем до 90 % и более всех эксплуатационных отказов машин и оборудования происходит по причине развития износоусталостных повреждений. Так, статистика свидетельствует о том, что из общего количества эксплуатационных отказов на автомобильном транспорте отказы, связанные с износоусталостными повреждениями, составляют от 50 до 100 % в зависимости от узла. Преждевременные отказы сельскохозяйственной техники также в значительной мере определяются износоусталостными повреждениями (до 80...90 % отказов). Отказы мелиоративных машин, связанные с износоусталостными повреждениями, составляют 86...98 % общего количества отказов. Аналогичные примеры хорошо известны и в других отраслях машиностроения.

Добавим, что недостаточная надежность машин приводит к эко-

номическим потерям, связанным, в частности, с необходимостью восстановления поврежденных деталей и узлов. Обычно ремонтом автомобилей занято в 4–5 раз больше работающих, чем их производством, а 40 % металла, расходуемого автомобильной промышленностью, тратится на запасные части. Потери рабочего времени из-за выхода техники из строя составляют 35...40 % для сельскохозяйственных машин, 30...40 % – для строительных, 30...35 % – для механизированных комплексов угольной промышленности и т. д. Расходы на ремонт оборудования в черной металлургии равны средствам, которые выделяются для освоения новых мощностей в этой отрасли. Из-за недостаточной надежности машин и оборудования растет риск аварий и катастроф, связанных с жизнью и здоровьем людей, загрязнением окружающей среды. А вопросы безопасности технических систем, как известно, выдвигаются сегодня на первый план.

Естественно, что обнаружение такого нового и специфического объекта, как трибофатическая система, привело к возникновению новой научной дисциплины, которая получила краткое название: *трибофатика* (от греч. *tribo* – трение, франц. *fatigue* – усталость) [5], [6].

1.2 Трибофатическая бомба

Трибофатика рождалась в последней четверти XX века – как ответ на запросы практики. А запросы эти были экономически очень важными, а порой – и грозными. Вот только один пример, рассказанный (в числе других) на первом Международном симпозиуме (Гомель, 1993 г.) *Н. А. Махутовым* [1]. «Вы знаете, что завод «Электросила», Ленинградский металлический завод, конструкторское бюро энергетиков создали крупнейшую в мире турбину мощностью 1 млн 200 тыс. кВт в единичном блоке. Можно себе представить, что это такое. Нарращивание мощности в одном турбогенераторе происходило в мире так: 300, 500, 600, 800 МВт – так шли американцы. Разрабатывался у них проект на 1000 МВт. А мы решили пропустить несколько ступенек, сделать сразу турбину на 1200 МВт. Это было мировое достижение – уникальнейшая конструкция. Из-за этой станции был построен целый город. Он задумывался как экспериментальный город энергетиков – 10 тыс. человек для одной станции. Крупнейший проект.

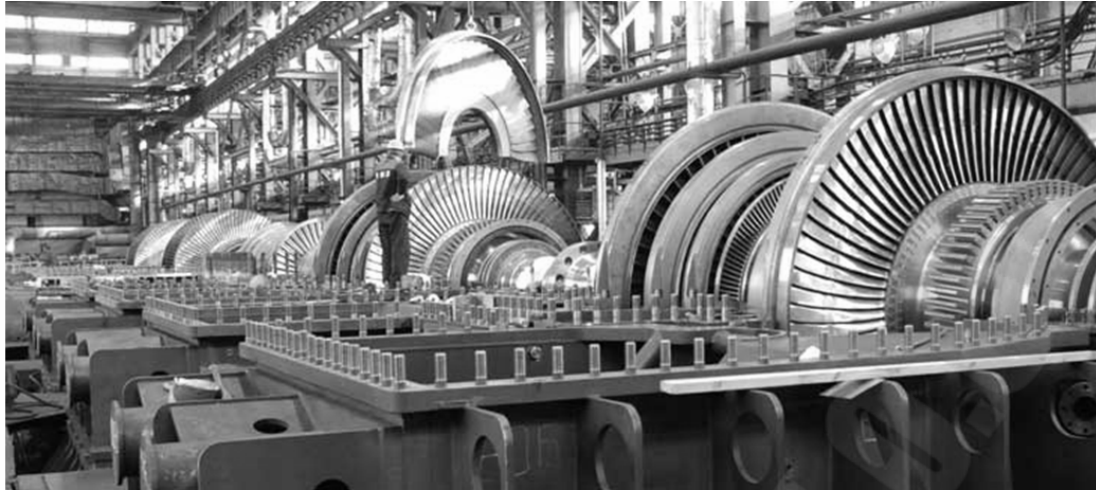
И вот пускают станцию, рассчитанную на ресурс в 25 лет. Проходит всего 4 месяца – и, к сожалению, катастрофа. В чем дело? Я был председателем одной из подкомиссий по анализу этой аварии. И так,

сердце станции – турбогенератор – имеет длину 23 метра и диаметр чуть больше метра. Как показывают расчеты по классическим нашим нормам, коэффициент запаса по пределу выносливости равен примерно восьми. Всего 12 % нагрузки здесь реализуется! Однако произошло разрушение генератора после достаточно малого (как я сказал, – 4 месяца) периода эксплуатации.

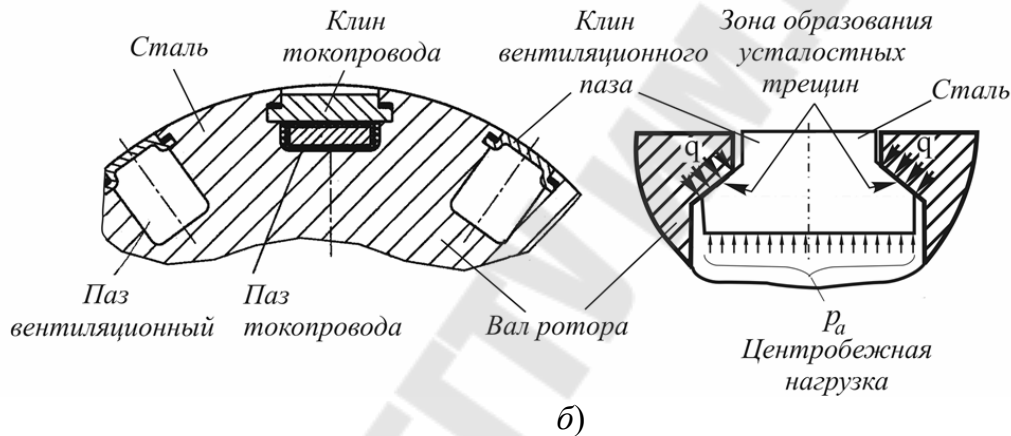
Для изготовления нового генератора такой мощности требуется несколько лет. Станция остановлена, люди без работы... Так почему же разрушение произошло? Выяснилось, что износоусталостное повреждение имеет место в зоне контакта клина с боковыми поверхностями паза ротора (рисунок 1.2). Казалось бы, клинья, которые вставлены в пазы ротора, работают почти в ненапряженном состоянии. Однако при вращении ротора под действием нагрузки всего в 2–3 кг/мм² от собственного веса каждый клин совершает микросмещения относительно контактирующих поверхностей ротора и создает многоочаговую зону повреждения. И если бы не в этом месте, то буквально через неделю-две в другом месте неизбежно произошло бы разрушение. Ничего подобного ни нормативными документами, ни методами расчета, ни практикой проектирования, ни предыдущим опытом (на турбине мощностью 500 МВт этого не было) спрогнозировать было невозможно».

Н. А. Махутов образно назвал эту аварию «*трибофатической бомбой*». Здесь имело место износоусталостное повреждение – фреттинг-усталость. Трибофатическая бомба – яркая иллюстрация ответа на вопрос, что важнее уметь оценить: напряженное состояние или прочность объекта?

Фреттинг-усталость – таково название комплексного (износоусталостного) повреждения, ответственного за преждевременное эксплуатационное повреждение ротора. Науке это явление было известно и ранее, но никогда оно не проявлялось так неожиданно и так грозно. Все дело в масштабах уникального проекта – и в сочетании комплекса механо-физических процессов, которые развиваются в зонах контакта сопряженных деталей при малых (около 10–50 мкм) колебательных смещениях одной поверхности относительно другой.



а)



б)

Рисунок 1.2 – Общий вид турбины (а) и схема вала ротора в зоне стыка пазовых клиньев (б)

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 σ_{-1q} : в 2–3 раза – это обычная ситуация; в 4 раза – ситуация весьма редкая; в 5 раз – самый пессимистический прогноз, который, по имеющимся сведениям, экспериментально не подтвержден. Трибофатическая бомба была заложена, казалось, в явно безопасной зоне: циклические напряжения $\sigma \approx 28...33$ МПа были в 11 раз меньше предела выносливости материала ротора, а контактные давления $q < 150$ МПа представлялись не-

значительными. Но действительность превзошла самые дурные ожидания: бомба взорвалась. 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.

Можно ли было прогнозировать подобную ситуацию? Обычные (традиционные) методы механики деформируемого твердого тела, механики усталостного повреждения и разрушения и, наконец, теории надежности механических систем здесь бессильны.

Трибофатическая бомба стала одним из *сюрпризов трибофатики* [7]. Содержание этого сюрприза кратко описывается так: аномально низкое сопротивление разрушению при фреттинг-усталости, обусловленное сильным взаимодействием комплекса слабых повреждений.

1.3 Источники трибофатики

Источниками трибофатики являются такие научные дисциплины, как трение, трибология, усталость (рисунок 1.3).



Рисунок 1.3 – От трибологии к трибофатике

Таким образом, *трибофатика* – это наука о комплексном – износоусталостном повреждении и разрушении трибофатических систем (ГОСТ 30638–99). Поскольку речь идет о механике износоусталостного повреждения, то термин «трибофатика» вполне, хотя и очень кратко, отражает ее содержание: *tribo* – символизирует современную трибологию, в том числе и трибологическую надежность; *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 изнашивание) \Leftrightarrow усталость = трибофатика ($\text{friction (and wear)} \Leftrightarrow \text{fatigue} = \text{tribo-fatigue}$). Поскольку трибофатика – это новый раздел механики, в рамках которого изучают специфический объект (см. рисунок 1.1), ее можно определить и как *механику износоусталостного повреждения* [1], и как *механику трибофатических систем* [8].

1.4 Из истории

К настоящему времени разработаны методологические, теоретические и экспериментальные основы трибофатики, и трибофатика как научная дисциплина получила широкое признание. Об этом свидетельствует, в частности, тот факт, что за первые 30 лет (1985–2015) в этой новой и перспективной области знания опубликовано более 900 работ, в том числе более 30 книг и 13 государственных и межгосударственных стандартов, разработанных на основе результатов исследований в новой области; к настоящему времени число работ по трибофатике превышает 1200.

С 1993 г. регулярно проводились Международные симпозиумы по трибофатике (ISTF), которые подводили итоги развития и разрабатывали перспективные направления работ в этой области. Было проведено семь международных симпозиумов по трибофатике в четырех странах: Беларуси, России, Китае и Украине. Доклады и материалы симпозиумов опубликованы в этих странах. В работе симпозиумов принимали участие более 2500 ученых и специалистов, а 147 авторов из многих стран были отмечены Почетным дипломом «За вклад в развитие трибофатики». Таким образом, ISTF стали значительными событиями (вехами) в масштабных исследованиях в новой области знания.

В нескольких университетах Республики Беларусь (БГУ, БелГУТ, ГГТУ им. П. О. Сухого) в 90-е годы XX в. курс трибофатики был введен в учебные планы. Создано и эффективно используется его полное учебно-методическое обеспечение. За 20 лет курс прослушали более 3500 студентов и магистрантов, что способствовало повышению качества подготовки инженеров-механиков и механиков-математиков [9].

В практическом плане в рамках трибофатики создан новый класс испытательного оборудования – машины серии СИ для комплексных износоусталостных испытаний моделей элементов конструкций, пар трения и силовых (трибофатических) систем, разработаны инновационные технологии испытаний и основы экспериментальной механики таких испытаний [9]; сформирован первоначальный банк данных по характеристикам сопротивления износоусталостному повреждению и разрушению. В интересах нескольких крупных предприятий (ОАО «Гомсельмаш», ОАО «Гомельтранснефть Дружба», ОАО «МАЗ» и др.) проведен ряд работ со значительным экономическим эффектом [10].

Глава 2 ТРИБОФАТИКА И СМЕЖНЫЕ НАУКИ

Посмотрим, как практически оценивается работоспособность конкретной механической системы, для которой характерно износосталостное повреждение (рисунок 2.1).

Пусть мы имеем дело с механической системой шатун (с полимерным подшипником скольжения)/шейка стального коленчатого вала. В *трибологии* (Т) эту систему рассматривают как обычную *пару трения*. Поскольку стальной вал при контакте с полимером не изнашивается, то оценивается (расчетным методом или экспериментально) износостойкость полимерного подшипника. Такую оценку можно выполнить, например, по схеме, представленной на рисунке 2.1 внизу. Если p – контактное давление, то в общем случае находят вероятность отказа $F(p)$ по критериям износостойкости, за которые обычно принимают интенсивность изнашивания $I(p)$ и (или) долговечность по износу $N(p)$.

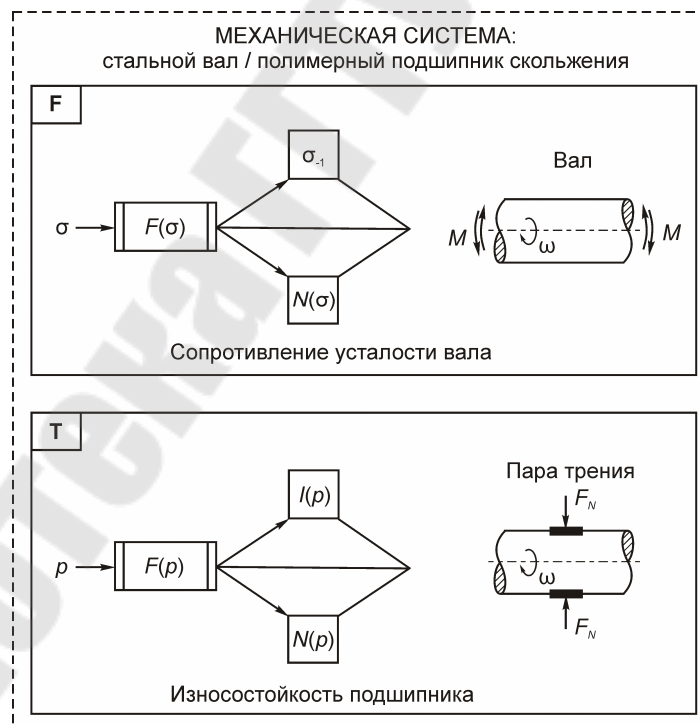


Рисунок 2.1 – Традиционный подход к расчету механической системы

С точки зрения *сопротивления усталости* (F) мы имеем элемент конструкции – шейку коленчатого вала (см. рисунок 2.1, ввер-

ху). Если σ – действующее циклическое напряжение, то в общем случае находят (расчетным методом или экспериментально) вероятность отказа $F(\sigma)$ по критериям сопротивления усталости, за которые обычно принимают предел выносливости σ_{-1} и (или) усталостную долговечность $N(\sigma)$.

Таким образом, при традиционной оценке надежности данной механической системы по отдельным критериям (либо по сопротивлению усталости, либо по износостойкости) принимается, что связь между ее элементами (шейка вала ↔ подшипник скольжения) или слаба (*трибология*: изучается только пара трения), или вовсе отсутствует (*механика усталостного разрушения*: изучается лишь отдельный элемент конструкции). В действительности же, с точки зрения *трибофатики* (ТФ), в данном случае мы имеем дело с металл-полимерной трибофатической системой, которая работает в условиях фрикционно-механической усталости. Это означает, что между элементами системы имеет место силовое взаимодействие, обусловленное одновременным и совместным действием как контактного давления p , так и циклических напряжений σ , которые возбуждаются внеконтактными нагрузками. И тогда схема оценки работоспособности системы должна быть такой, как это представлено на рисунке 2.2.

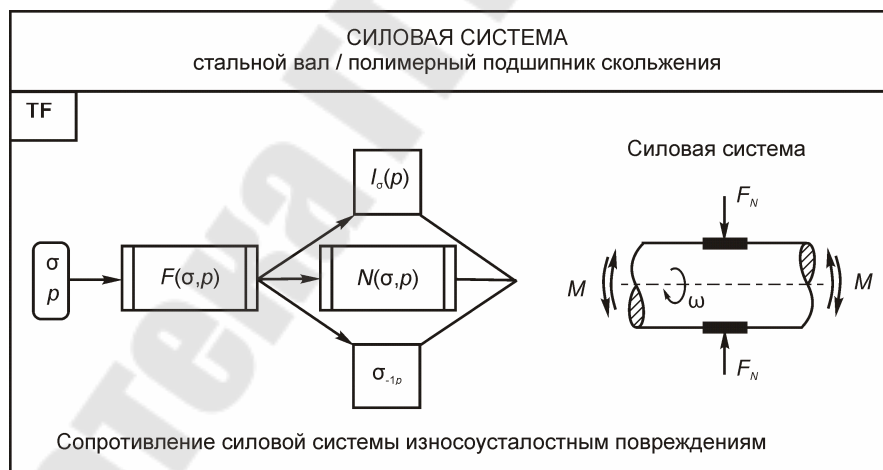


Рисунок 2.2 – К расчету трибофатической системы

Надежность трибофатической системы можно описать с помощью следующих комплексных показателей: $F(\sigma, p)$ – вероятность отказа системы, обусловленная вероятностью отказа либо вала, либо подшипника, либо обоих элементов одновременно; $N(\sigma, p)$ – долговечность системы, обусловленная долговечностью либо вала, либо

подшипника, либо обоих элементов одновременно; σ_{-1p} – предел выносливости вала с учетом влияния процессов трения и изнашивания при действии контактного давления p ; $I_{\sigma}(p)$ – интенсивность изнашивания подшипника при действии циклических напряжений σ .

Поскольку влияние процессов трения и изнашивания на изменение характеристик сопротивления усталости элементов системы вызывает *прямой эффект*, то ясно, что характеристика σ_{-1p} количественно описывает этот эффект. Поскольку влияние циклических напряжений на изменение характеристик трения и изнашивания вызывает *обратный эффект*, то ясно, что характеристика $I_{\sigma}(p)$ количественно описывает этот эффект.

Из рисунков 2.1 и 2.2 нетрудно видеть, что только трибофатическая система действительно адекватна изучаемой реальной механической системе, тогда как пара трения или элемент конструкции представляют собой лишь ее частные схематизации. А показатели надежности изучаемого объекта, определяемые методами трибофатики, достаточно полно отражают реальные условия его работы, тогда как аналогичные показатели, определяемые методами трибологии или механики усталостного разрушения, описывают поведение данного объекта в идеализированных условиях.

Трибофатика создавалась на базе нескольких фундаментальных дисциплин (рисунок 2.3). С одной стороны, *теории трения, изнашивания, смазки* были объединены в единую научную дисциплину – *трибологию* (Т). Это естественно, потому что в парах трения реально сочетаются и взаимодействуют процессы трения и изнашивания, в том числе и со смазкой. С другой стороны, среди *общих проблем динамики, прочности и устойчивости* вычленилась *механика усталостного разрушения* (F) как дисциплина, имеющая особое практическое значение для современного машиностроения. Чтобы эффективно решать *комплексные задачи надежности* (R) наиболее ответственных систем машин и оборудования по важнейшим критериям работоспособности, потребовалось создать *трибофатику* (TF).

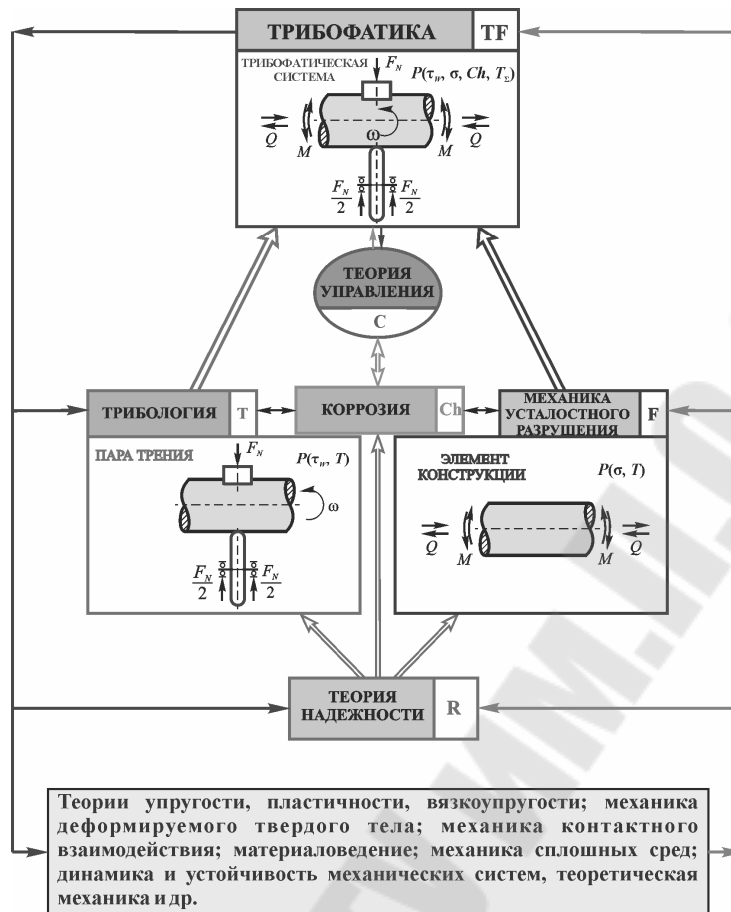


Рисунок 2.3 – Трибофатика как комплексная научная дисциплина

Трибофатика была создана на базе использования моделей, методов и результатов, полученных ранее в ряде традиционных научно-технических дисциплин (см. рисунок 2.3, стрелки от этих дисциплин к трибофатике). С другой стороны, частные решения обобщенных моделей, методов и результатов, полученных в трибофатике, оказались полезными для традиционных дисциплин (см. рисунок 2.3, стрелки, направленные от трибофатики к разным дисциплинам). Конкретные примеры приведены в литературе [1], [6], [8], [11]. Особенно тесную связь трибофатика имеет с трибологией, механической усталостью, теорией надежности, механикой повреждений, механикой контактного взаимодействия, механикой деформируемого твердого тела, экспериментальной механикой и др. Взаимное обогащение является естественным и плодотворным для развития науки.

В таблице 2.1 дан сравнительный краткий анализ методов исследования и расчета объектов, изучаемых в трибологии, механике усталостного разрушения и трибофатике.

Таблица 2.1 – Методы исследования объектов

Дисциплина	Объект для изучения	Основные методы исследования		Масштаб повреждения	Основные задачи
		экспериментальные	теоретические		
Т (трибология)	Пара трения	Испытания на трение	Механика контактного взаимодействия	Поверхностное повреждение (износ, питтинг и др.)	Борьба с износом (вплоть до безыносного трения) и предотвращение заедания пары трения
F (механика усталостного разрушения)	Элемент конструкции	Испытания на усталость	Механика деформирования и разрушения	Объемное (усталостное) разрушение	Снижение скорости накопления повреждений и предотвращение усталостных поломок элементов конструкций
TF (трибофатика)	Трибофатическая система	Износоусталостные испытания	Механика износоусталостного повреждения	Комплексное поверхностное повреждение и объемное разрушение	Оптимальное управление процессами комплексного износоусталостного повреждения трибофатических систем с целью снижения затрат труда, средств и материалов в сферах их производства и эксплуатации

Обратимся сначала к экспериментальным методам (см. таблицу 2.1). Специалисты по механике усталостного разрушения разрабатывают и применяют методы и машины для испытания элементов конструкций в различных условиях циклического нагружения. Трибологи разрабатывают и применяют методы и машины для испытания пар трения в различных условиях контактного взаимодействия. А специалисты по трибофатике создают методы и машины для комплексных – износоусталостных испытаний моделей трибофатических систем. А разница вот в чем. На машинах трения нельзя изучать сопротивление усталости элементов конструкций. На машинах для усталостных испытаний нельзя изучать процессы трения и изнашивания. А на машинах для износоусталостных испытаний (серии СИ) можно и должно изучать и то, и другое, но – и это главное – можно проводить комплексные испытания при любых сочетаниях циклических и контактных нагрузок, действующих одновременно. Естественно, что это позволяет получать принципиально новые экспериментальные результаты.

Обратимся теперь к методам теоретических исследований (см. таблицу 2.1). Теория, как известно, опирается на опыт. Вот почему трибологи, исходя из своего опыта, прежде всего разрабатывают механику контактного взаимодействия. А специалисты по усталости, исходя из своего опыта, разрабатывают механику деформирования и разрушения. Специалисты по трибофатике, конечно, используют и то, и другое – к тому же в неразрывном единстве. Но, имея более сложный объект для изучения, им приходится искать и новые подходы к исследованию комплексных явлений.

Контактные задачи составляют отдельное и широкое направление исследований в механике деформируемого твердого тела. В трибофатике развивается нетрадиционный подход к постановке и решению контактных задач, поскольку требуется их приложение к специфическим объектам – трибофатическим системам машин и оборудования. Таким образом, развитие трибофатики привело, по существу, к постановке нового класса контактных задач.

Общий вывод таков: «...мы уходим от традиционного расчета отдельных деталей и переходим к расчету и конструированию механических систем» (*М. С. Высоцкий* [12]).

Трибофатика рассматривается как комплексная научная дисциплина, тесно связанная с традиционными разделами механики деформируемого тела (см. рисунок 2.3). Как было показано [8], [11], эти разделы плодотворно питают трибофатику соответствующими моделями и решениями. С другой стороны, частные решения, полученные из общих (комплексных) трибофатических моделей, становятся достоянием традиционных разделов механики. Если обратиться к философскому анализу эволюции наук, то ситуация «до трибофатики» образно описывается так: «Современная западная цивилизация достигла необычайных высот в искусстве расчленения целого на части... Мы изрядно преуспели в этом искусстве, преуспели настолько, что забываем собрать разъятые части в то единое целое, которое они некогда составляли» (*О. Тоффлер*). А ситуация «на уровне трибофатики» такова: «Целое, мыслимое как многое, – такой... представляется нам трибофатика по отношению к сопряженным с нею наукам, в том числе и к тем, которые являются ее прародителями... Не взаимное влияние факторов, а взаимодействие явлений – вот что изучает трибофатика» (*Л. А. Сосновский* [12]).

Глава 3 ТРИБОФАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И УСЛОВИЯ ИХ РАБОТЫ

3.1 Прочность металлов в конструкциях

Характеристики объемной и (или) поверхностной прочности, экспериментально определяемые на лабораторных образцах, оказываются, как правило, существенно завышенными: сопротивление разрушению соответствующих элементов конструкций либо механических систем в действительности может снижаться на 30...100 % и более. Общее объяснение этому факту состоит в том, что прочность материалов в конструкциях резко изменяется вследствие влияния комплекса конструктивных, технологических, металлургических и эксплуатационных факторов.

Проанализируем несколько конкретных примеров такого влияния.

Конструктивное исполнение механической системы способно изменять ее сопротивление усталости в широких пределах. Так, вал диаметром 30 мм, изготовленный из углеродистой стали ($\sigma_b = 600$ МПа), имеет предел выносливости $\sigma_{-1} = 260$ МПа. А механическое соединение того же вала с втулкой может привести к более чем двукратной потере сопротивления усталости (таблица 3.1), при этом шлицевое соединение оказывается наименее прочным, прессовое – наиболее работоспособным, а шпоночное соединение занимает промежуточное положение.

Таблица 3.1 – Влияние конструкции на сопротивление усталости

Изделие	Предел выносливости	
	МПа	%
Вал	260	100
Вал/втулка (стальная):		
– прессовое соединение	156	~ 60
– шпоночное соединение	130	~ 50
– шлицевое соединение	117	~ 45

Металлургический фактор является не менее значимым. При переходе от углеродистой к высокопрочной стали обнаруживается более чем двукратное повышение предела выносливости вала, но сопротивление усталости соединения того же вала с втулкой дает лишь 20%-ный прирост предела выносливости (таблица 3.2). Более того, при переходе от вала к системе вал/втулка предел выносливости снижается в 2

раза, если вал изготовлен из углеродистой стали ($\sigma_b \approx 560$ МПа), и в 3,8 раза, если он изготовлен из высокопрочной стали ($\sigma_b \approx 925$ МПа).

Один из технологических факторов – шероховатость поверхности – позволяет изменить предел выносливости валов из легированной стали 40Х примерно на 15 %.

Таблица 3.2 – Влияние материала на сопротивление усталости

Материал и его предел прочности	Изделие и его предел выносливости		$K_f = \sigma_{-1} / \sigma_{-1p}$
	Вал, σ_{-1} , МПа	Вал/втулка, σ_{-1p} , МПа	
Высокопрочная сталь, $\sigma_b = 750 \dots 1100$ МПа	460	120	3,8
Легированная сталь, $\sigma_b = 700 \dots 1200$ МПа	300	110	2,7
Углеродистая сталь, $\sigma_b = 550 \dots 570$ МПа	200	100	2,0

Условия эксплуатации зачастую влияют на сопротивление усталости механических систем также сильно, как и другие факторы. Если, например, соединение вал/втулка работает при различных контактных давлениях, это может привести к снижению предела выносливости на 15–20 % в случае использования для изготовления вала и втулки углеродистой или легированной стали (таблица 3.3).

Таблица 3.3 – Влияние контактного давления на сопротивление усталости

Материал вала и втулки, предел прочности	Контактное давление, МПа	Предел выносливости σ_{-1p}	
		МПа	%
Углеродистая сталь, $\sigma_b = 520$ МПа	0	224	100
	0,6	155	69
	113	112	50
Легированная сталь, $\sigma_b = 1100$ МПа	0	550	100
	10	310	56
	100	260	47

Износостойкость пары трения может изменяться на порядок и более в зависимости от вида трения и конструктивного ее исполнения.

Анализ этих и многочисленных других подобных примеров приводит к общему заключению: в таких случаях обнаруживается одна общая принципиальная особенность – кроме циклической нагрузки в

соединениях одновременно реализуется процесс трения в любых его проявлениях (фреттинг, скольжение, качение и др.). И именно сочетание двух повреждающих процессов – усталости и изнашивания – во многом обуславливает характер и условия дополнительной потери прочности материала в конструкциях. И действительно, специальные экспериментальные исследования показали, что, например, процессы трения, скольжения приводят к уменьшению сопротивления усталости стальных валов на 20...40 % и более (в зависимости от условий работы). Это объясняют неблагоприятным влиянием трех факторов: 1) уменьшением сечения вала вследствие его износа; 2) образованием на поверхности трения многочисленных микроконцентраторов напряжений – рисок, питтингов и т. п.); 3) в случае многоопорных валов – неравномерным износом подшипников, что приводит к возбуждению колебаний системы.

Дальнейшее развитие исследований в этом направлении в рамках трибофатики позволило установить, что одновременное сочетание повреждающих процессов трения, изнашивания и механической усталости в соединениях способно привести к неоднозначному результату: их сопротивление усталости и (или) износостойкость может не только падать, но и, наоборот, существенно возрастать. Тем самым были обнаружены новые пути и возможности повышения эксплуатационной надежности наиболее ответственных и высоконагруженных механических систем машин и оборудования, для которых характерно комплексное – износоусталостное повреждение.

3.2 Виды повреждений

Среди многих явлений, приводящих к эксплуатационному повреждению ответственных узлов и деталей машин и оборудования, наиболее опасными являются: изнашивание, усталость, эрозия, коррозия и, наконец, износоусталостные повреждения ([1], [8] и др.). До 95 % отказов обусловлено ими. Кратко проанализируем эти явления.

Усталость – явление постепенного и необратимого изменения состава, строения и свойств материала под воздействием изменяющейся во времени нагрузки, приводящее к образованию усталостных трещин, взаимодействие и развитие которых завершается либо отделением и уносом с поверхности частиц материала, либо возникновением магистральной трещины и разрушением объекта – разделением его на части (СТБ 994–95).

Это определение значительно шире того, что было дано в ГОСТ 23207–78 «Соппротивление усталости. Термины, определения и обозначения». В указанном нормативном документе понятие усталости относилось лишь к повреждению при действии повторно-переменной (механической) нагрузки. Между тем явление усталости оказалось фундаментальным: оно наблюдается и в процессах эрозии, трения и изнашивания, фреттинга, нестационарного теплового воздействия и т. д. Определение этого понятия, по-видимому, охватывает почти весь спектр проявлений усталостного механизма повреждения материалов.

Механическая усталость – самый грозный бич современной техники, поскольку поломка ответственных деталей ведет обычно к аварии со всеми вытекающими отсюда последствиями. Приведем лишь один пример. В цехе компрессии химкомбината произошла авария вследствие усталостного разрушения коренного вала газового компрессора мощностью 5000 кВт, установленного на втором этаже здания. Кусок разрушенного картера весом более 500 кг, описав баллистическую кривую, дважды пробил крышу здания, прошел через перекрытия между вторым и первым этажами, а также между первым этажом и подвалом, – и завяз в трубопроводах. Подобные аварии приводят не только к огромным материальным потерям, но и к угрозе здоровью и жизни людей.

Изнашивание – процесс отделения материала с поверхности твердого тела под воздействием контактной нагрузки при трении, проявляющийся в постепенном изменении во времени размеров и (или) формы тела.

Изнашивание – самый массовый (распространенный) бич современной техники, приносящий в масштабах страны колоссальные убытки. В подавляющем большинстве случаев эксплуатации машин оно неизбежно и ведет обычно к потере ими работоспособности, реже – к аварии (заедание в узлах трения). Вот известный и характерный пример: если грузовой автомобиль, масса которого 2–3 т, «потеряет» в результате изнашивания всего 2–3 кг (т. е. $\approx 0,1$ % общей массы), он становится не только неработоспособным, но и непригодным к ремонту.

Эрозия – явление постепенного накопления повреждений в поверхностном слое тела при его силовом взаимодействии с потоком газа, жидкости, твердых частиц, жидких капель или многофазной среды, а также под действием излучений или электрических разрядов, кото-

рое сопровождается необратимым изменением физико-механических свойств материала, образованием трещин, уносом массы с поверхности тела в виде отдельных частиц, фрагментов или даже целых слоев.

Эрозия – самый коварный бич современной техники: медленно, но почти неотвратимо она повреждает поверхность любых материалов, в том числе самых прочных. Одна капля воды диаметром всего 2 мм способна вызвать эрозию таких твердых тел, как алмаз, карбид вольфрама или локальную пластическую деформацию высокопрочных сплавов, например, мартенситной стали, если она движется со скоростью ≈ 750 м/с. При скорости ≈ 200 м/с одиночный удар капли может не вызвать никаких видимых изменений поверхности твердого тела, но многократные удары в течение достаточно большого времени приведут к ее эрозии.

Коррозия – явление постепенного накопления повреждений в поверхностном слое металлических материалов вследствие длительного химического и (или) электрохимического взаимодействия со средой, сопровождающееся образованием продуктов коррозии.

Коррозия – самый губительный враг металлических материалов. Она в значительной степени нарушает сохранность металлического фонда, созданного людьми. Одна из целлюлозно-бумажных компаний США оценила свои ежегодные затраты, связанные с коррозией, в 20 млн долларов. Общая сумма коррозионных потерь в США составляет, по минимальной оценке, около 70 млрд долларов в год. Вообще в технически развитых странах мира затраты на борьбу с коррозией составляют обычно 3–4 % валового национального продукта.

В таблице 3.4 указаны ведущие процессы повреждения поверхности твердого тела при его взаимодействии с различными субстанциями [1], [8].

Как правило, ведущим в приведенных примерах оказывается одно повреждающее явление (один повреждающий процесс), хотя почти каждому из них могут сопутствовать и другие механизмы повреждения. Так, при взаимодействии двух твердых тел посредством трения качения, кроме выкрашивания, обнаруживается и изнашивание отслаиванием, а при проскальзывании – наряду с фреттинг-коррозией наблюдается и фреттинг-изнашивание.

Таблица 3.4 – Ведущие процессы повреждения поверхности твердых тел при их взаимодействии с различными субстанциями

Система взаимодействующих тел	Способ взаимодействия между элементами системы (телами)	Ведущий процесс повреждения поверхности твердого тела	Типичный пример системы
Твердое тело – твердое тело (ТТ)	1 Трение качения. 2 Трение скольжения. 3 Проскальзывание (фреттинг)	Питтинг. Изнашивание. Фреттинг-коррозия	Шарик – кольцо подшипника качения. Вал – опорный подшипник скольжения. Болтовое соединение пластин
Твердое тело – жидкость (ТЖ)	1 Воздействие жидкой среды. 2 Воздействие ламинарного потока жидкости. 3 Воздействие турбулентного потока жидкости	Коррозия. Гидроэрозия. Кавитационная эрозия	Корпус корабля – морская вода. Прямая труба – поток воды. Проточная часть центробежного насоса – вода
Твердое тело – газ (ТГ)	1 Атмосферное воздействие. 2 Воздействие высокотемпературного газового потока	Атмосферная коррозия. Газовая коррозия	Металлическая ограда – атмосфера Проточная часть газовой турбины – газ повышенной температуры
Твердое тело – частицы (ТЧ)	1 Ударное воздействие твердых частиц. 2 Ударное воздействие жидких капель	Эрозия. Капельная эрозия	Пыльная буря – стекло автомобиля. Фюзеляж самолета – дождь
Твердое тело – излучение (ТИ)	1 Радиационное воздействие. 2 Воздействие мощного лазерного излучения	Радиационная эрозия. Испарение (абляция)	Корпус ядерного реактора – поток нейтронов. Луч мощного лазера – металлическая преграда
Твердое тело – плазма (ТП)	Воздействие высокотемпературной плазмы	Испарение (абляция)	Первая стенка реактора термоядерного синтеза – высокотемпературная плазма. Лобовая поверхность космического аппарата – атмосфера

3.3 Типичные трибофатические системы

Особый характер повреждения обнаруживается при эксплуатации *силовых (трибофатических)* систем.

Трибофатическая система – механическая система, в которой реализуется процесс трения в любых его проявлениях и которая одновременно воспринимает и транзитно передает повторно-переменную нагрузку (ГОСТ 30638–99). Иными словами, трибофатическая система – это пара трения, хотя бы один из элементов которой работает в условиях объемной усталости. Простейшие типы трибофатических систем показаны на рисунках 3.1 и 3.2.

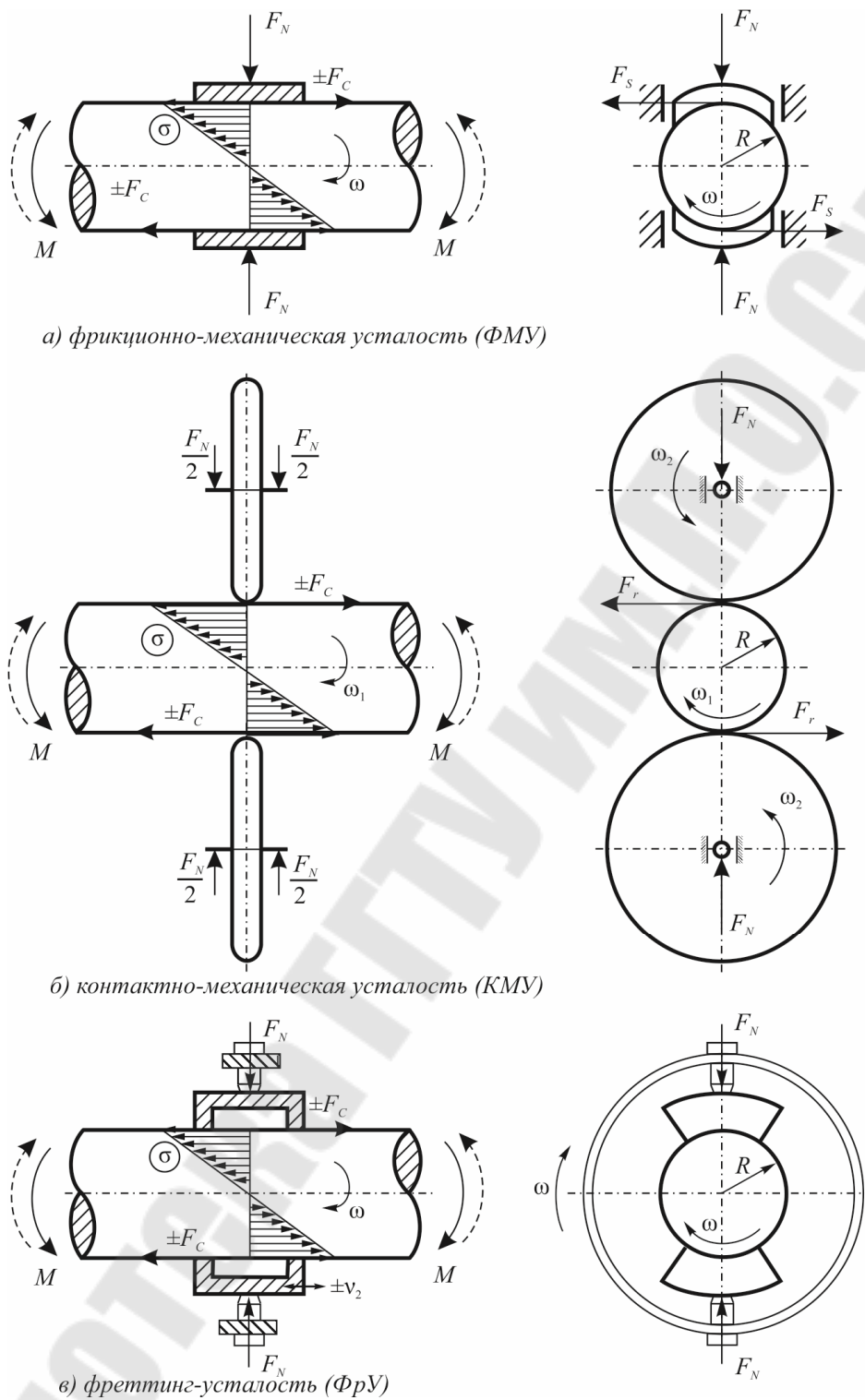


Рисунок 3.1 – Принципиальные схемы типичных трибофатических систем твердое тело/твердое тело

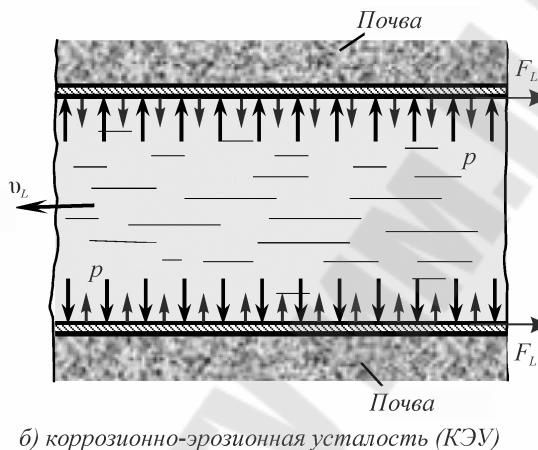
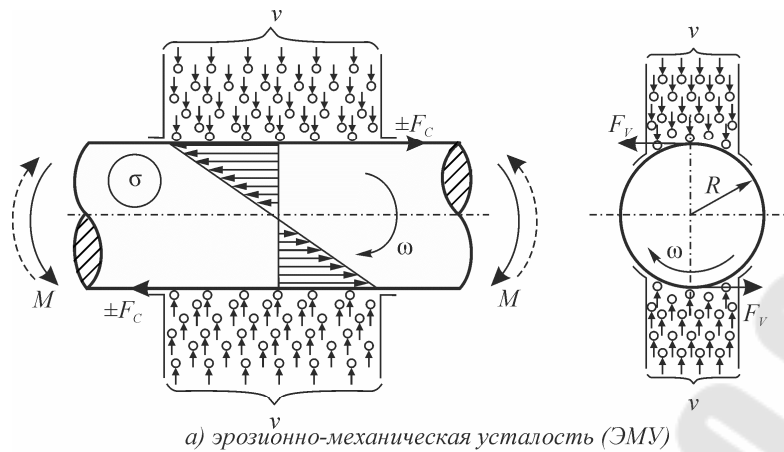


Рисунок 3.2 – Принципиальные схемы типичных трибофатических систем твердое тело/частицы и твердое тело/жидкость



Рисунок 3.3 – Классификация основных видов износоусталостного повреждения согласно ГОСТ 30638–99

В трибофатических системах возникает комплексное *износоусталостное повреждение*; оно обусловлено кинетическим взаимодействием явлений усталости, трения, изнашивания и (или) эрозии. Классификация основных видов таких повреждений приведена на рисунке 3.3. А в таблице 3.5 даны определения указанных видов износоусталостного повреждения применительно к типичным примерам реальных трибофатических систем. Нетрудно видеть, что трибофатические системы – наиболее ответственные и массовые узлы современных машин и оборудования.

Таблица 3.5 – Реальные трибофатические системы и их комплексное повреждение

Типичная ТФС	Комплексные повреждения и разрушения	Определение
Шейка коленчатого вала / шатунная головка с подшипником скольжения	Фрикционно-механическая усталость	ИУП, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения скольжения
Колесо / рельс	Контактно-механическая усталость	ИУП, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения качения (трения качения с проскальзыванием)
Шлицевой вал / втулка	Фреттинг-усталость	ИУП, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и фреттинга
Вал гребного винта / морская вода	Коррозионно-механическая усталость	ИУП, обусловленное кинетическим воздействием повторно-переменных напряжений и коррозионной среды
Лопатки турбины / поток жидкости или газа, несущий твердые частицы	Эрозионно-механическая усталость	ИУП, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и эрозии
Трубопровод / поток жидкости под давлением	Коррозионно-эрозионная усталость	ИУП, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости, коррозии и эрозии

Согласно рисункам 3.1, 3.2 и таблице 3.5, комплексное износоусталостное повреждение трибофатических систем обусловлено следующими характерными воздействиями:

а) контактной нагрузкой (F_N) – в первом приближении можно ее характеризовать фрикционными напряжениями $\tau_w = fp_a$, где f – коэффициент трения; p_a – наибольшее контактное давление;

б) повторно-переменной (внеконтактной) нагрузкой (M) – в первом приближении будем ее характеризовать циклическими напряжениями σ ;

в) термодинамической нагрузкой – интегрально будем ее характеризовать температурой T_{Σ} , обусловленной всеми источниками тепла;

г) электрохимической нагрузкой – опосредованно будем ее характеризовать коррозионным параметром (D), при этом следует различать коррозию под напряжением (D_{σ}), коррозию при трении (D_{τ}) и термическую коррозию (D_T).

Таким образом, на рисунках 3.1, 3.2 и в таблице 3.5 представлены три основных класса трибофатических систем: 1) твердое тело/твердое тело; 2) твердое тело/жидкость; 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: а) при вращении вала обнаруживается обычная (однонаправленная) сила трения скольжения F_S либо качения F_r (см. рисунки 3.1, а, б); б) при малых возвратно-поступательных смещениях (деформациях) вала под воздействием повторно-переменной (объемной) нагрузки возбуждается циклическая сила трения $\pm F_c$ (см. рисунки 3.1, а–в и 3.2, а). В рассматриваемых случаях величины $\pm F_c$ и F_S (либо F_r) ортогональны по направлению.

Хотя расчетные схемы согласно рисункам 3.1 и 3.2 представляются простейшими, указанные здесь случаи являются самыми общими в том смысле, что в анализируемых трибофатических системах обнаруживается весь комплекс реальных повреждающих явлений, классификация которых дана на рисунке 3.3. С другой стороны, как нетрудно видеть, выше принято следующее упрощающее положение: в первом приближении рассматривается не пространственная система контактных и циклических напряжений, а лишь их линейные эквиваленты. Естественно, что при необходимости можно отказаться от этого упрощения и решать соответствующие задачи на базе общих представлений механики деформируемого твердого тела, механики разрушения и т. д.

Глава 4 МЕТОДЫ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

В машиностроении сложилась и получила широкую реализацию концепция приоритетности натуральных испытаний – от отдельных деталей и узлов до агрегатов и машин в целом. Уже на первых этапах создания новой машины бывает ясно, какие узлы должны быть испытаны на специальных стендах. Обычно это все виды коробок передач, элементы гидросистемы и моторная установка. В отношении других узлов такой ясности нет, и перечень объектов для стендовых испытаний появляется лишь после испытаний опытного образца машины. Полнокомплектные испытания, проводимые на уникальных стендах в лабораторных условиях, позволяют выявлять такие узлы гораздо раньше и начать их доработку еще до эксплуатационных испытаний. Однако трудоемкость и стоимость таких испытаний весьма велики. К тому же они обладают одним серьезным техническим недостатком: при выходе из строя любого узла, агрегата или даже отдельной детали машины испытания останавливаются на время анализа причин поломки, принятия решения и восстановления работоспособности. В силу этого коэффициент использования стенда для полнокомплектных испытаний существенно снижается, поэтому полнокомплектные испытания в обязательном порядке дополняются испытаниями агрегатов и узлов, проводимыми на автономных стендах. Все это ведет как к удорожанию испытаний, так и к увеличению сроков их проведения. В результате время, потребное на создание и доводку машины по критериям надежности, растет.

Стендовые испытания узлов и агрегатов обнаруживают, в свою очередь, еще один существенный недостаток: результаты испытаний имеют ограниченное значение, они относятся лишь к тем типоразмерам объекта, которые предусмотрено испытывать на данном стенде. Если появляются иные типоразмеры объекта, надо строить новый стенд со всеми вытекающими последствиями.

Применительно к серийным и массовым изделиям машиностроения перспективным является научный подход, основанный на моделировании [13]. Испытания моделей деталей и узлов, уменьшенных в разумных пределах, можно вести на универсальном испытательном оборудовании. Это резко снижает затраты и расширяет возможности испытаний по количеству испытываемых объектов. Результат – повышение точности оценки служебных свойств изделия, узла, детали.

Преждевременные отказы современных машин, в том числе сельскохозяйственной техники, в значительной мере определяются такими явлениями, как механическая усталость, трение и изнашивание, износоусталостные повреждения (до 80–90 % отказов). Следовательно, целесообразным представляется выполнить моделирование работы узлов этих машин именно применительно к таким повреждающим явлениям.

Анализ показал, что все многообразие типоразмеров систем, содержащихся в механизмах движения кормоуборочного комплекса, можно практически свести всего к двум принципиально различающимся моделям, работающим по трем видам износоусталостного повреждения: вал – втулка (фреттинг-усталость либо фрикционно-механическая усталость) и вал – ролик (контактно-механическая усталость).

Для экспериментальной оценки взаимного и совместного влияния процессов трения и механической усталости на работоспособность материалов и моделей трибофатических систем в сложных условиях нагружения разработаны специальные методы износоусталостных испытаний.

Один из путей разработки методов комплексных (износоусталостных) испытаний – совмещение известных методов испытания на механическую усталость и методов испытания на трение и изнашивание. На рисунке 4.1 в качестве примера показан принцип такого формирования в том случае, когда в качестве базового метода испытания на усталость принимают изгиб с вращением. Заметим, что вращательное движение наиболее характерно для современных машин, поэтому методы, представленные на рисунке 4.1, являются практически важными.

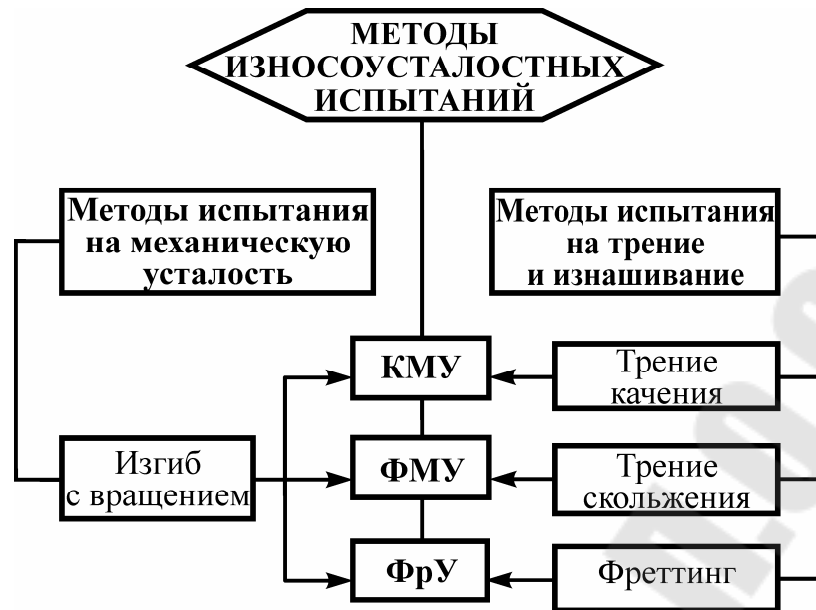


Рисунок 4.1 – Формирование методов износоусталостных испытаний при главном вращательном движении: КМУ – контактно-механическая усталость; ФМУ – фрикционно-механическая усталость; ФрУ – фреттинг-усталость

Используя подобный подход, достигают той цели, что на машинах, предназначенных для износоусталостных испытаний, можно проводить и обычные испытания либо на механическую усталость, либо на трение и изнашивание в определенных условиях.

Если испытания проводят на механическую усталость, то объектом испытания является элемент конструкции, например, цилиндрический образец определенной геометрии (рисунок 4.2, в). Если испытания производят на трение при скольжении либо качении, то объектом испытания является пара трения (рисунок 4.2, б, г), состоящая из образца 1 и контробразца 3; их называют также телом и контртелом. Заметим, что здесь образцом (телом) мы всегда называем цилиндрический элемент конструкции, а контробразцом (контртелом) – частичный вкладыш либо ролик. Разумеется, последние названия можно было бы поменять на обратные (что и можно найти в литературе). Наконец, если проводят износоусталостные испытания, то объектом испытания служат модели трибофатических систем, состоящие из двух элементов 1 и 3 (рисунок 4.2, а, д).

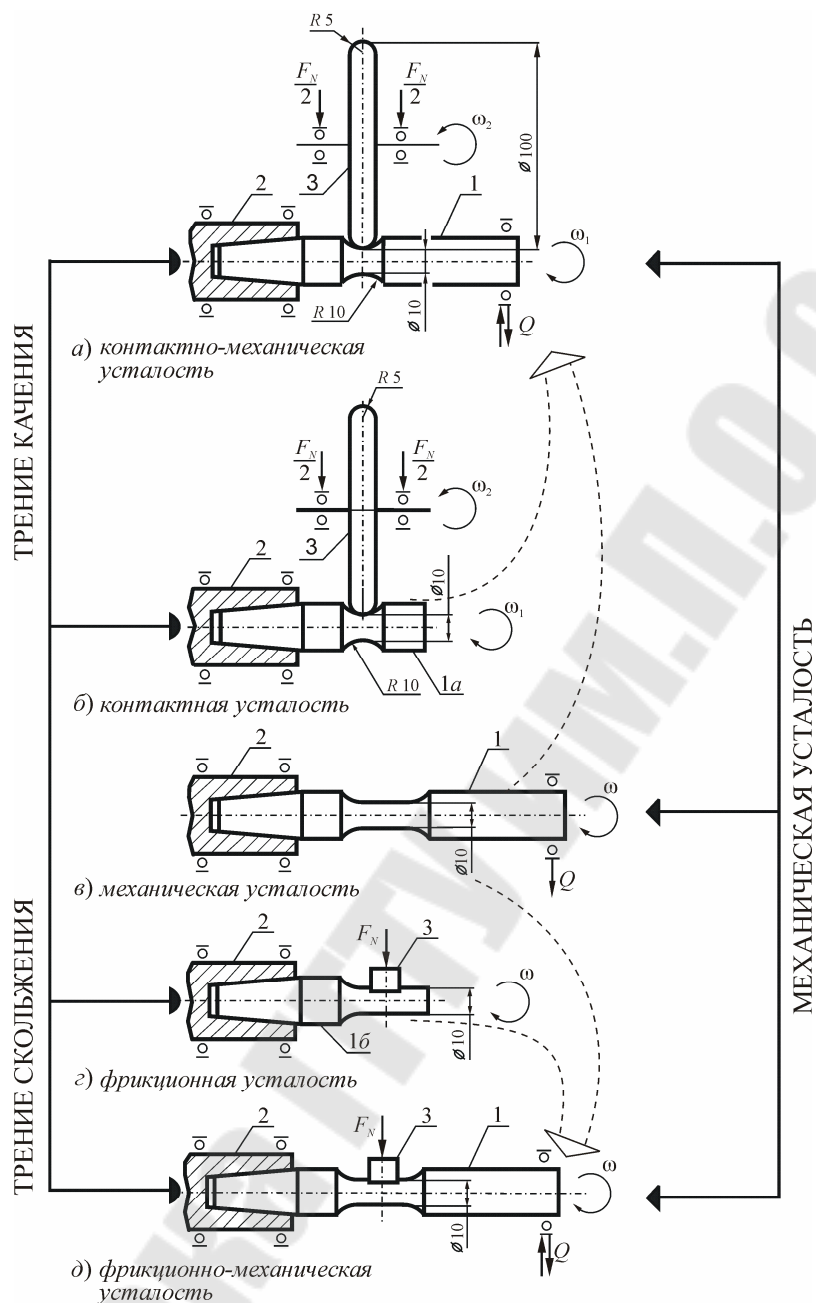


Рисунок 4.2 – Типичные схемы износоусталостных испытаний:

1, 1а, 1б – образец; 2 – шпиндель испытательной машины; 3 – контрообразец; Q – изгибающая нагрузка; F_N – контактная нагрузка; ω_1, ω_2 – скорость вращения образца, контрообразца

Необходимо отметить, что все методы износоусталостных испытаний (рисунок 4.2) базируются на едином основном образце – так называемом гладком цилиндрическом образце с рабочим диаметром $d = 2r = 10$ мм. Он идентичен стандартному образцу. Это обеспечивает как преемственность испытаний, так и сравнимость их результатов.

При испытаниях на фрикционно-механическую усталость (см. рисунок 4.2, *д*) цилиндрический образец *1* одним концом закреплен в шпинделе *2* и вращается с угловой скоростью ω_1 . На другом его конце приложена вертикальная изгибающая (внеконтактная) нагрузка Q (вверх или вниз). А к его рабочей зоне диаметром $d = 10$ мм прижимается под действием контактной нагрузки F_N невращающийся контрообразец *3*, например, пластина или частичный вкладыш. Таким образом, в рабочей зоне образца одновременно возникают максимальные контактные и изгибные напряжения.

Нетрудно видеть, что при реализации схемы испытаний согласно рисунку 4.2, *д* можно проводить:

- износоусталостные испытания на фрикционно-механическую усталость (см. рисунок 4.2, *д*) с варьированием величин F_N , Q и ω_1 ;
- испытания на механическую усталость при изгибе с вращением (см. рисунок 4.2, *в*) с варьированием величин Q и ω_1 . В этом случае контрообразец *3* снимают, так что $F_N = 0$;
- испытания на трение и изнашивание при скольжении (см. рисунок 4.2, *в*) с варьированием величин F_N и ω . В этом случае изгибающая нагрузка отсутствует ($Q = 0$), а образец *1* с целью экономии материала делают укороченным.

Итак, если согласно рисунку 4.2 объединить (совместить) известные схемы испытаний на механическую усталость и на трение скольжения, то получим схему испытаний на фрикционно-механическую усталость на рисунке 4.2, *д* (см. широкую пунктирную стрелку, направленную вниз).

При испытаниях на трение при скольжении (см. рисунок 4.2, *з*) контактная нагрузка F_N аналогично может быть статической, т. е. постоянной во времени, но действующие контактные напряжения тоже являются циклическими. В этой связи испытания на трение при скольжении согласно схеме, показанной на рисунке 4.2, *з*, – это, по существу, испытания на фрикционную усталость.

При испытаниях на контактно-механическую усталость (см. рисунок 4.2, *а*) схема испытаний отличается от схемы испытаний на фрикционно-механическую усталость (см. рисунок 4.2, *д*) тем, что неподвижно закрепленный контрообразец заменен на вращающийся ролик *3*. При этом образец и ролик могут в общем случае вращаться с разными угловыми скоростями ω_1 и ω_2 и в различных направлениях. При реализации схемы испытаний согласно рисунку 4.2, *а* можно проводить:

- износоусталостные испытания на контактно-механическую усталость (см. рисунок 4.2, *а*) с варьированием величин F_N , Q , ω_1 и ω_2 ;
- испытания на механическую усталость при изгибе с вращением (см. рисунок 4.2, *в*) с варьированием величин Q и ω_1 . В этом случае ролик 3 снимают, так что $F_N = 0$ и $\omega_2 = 0$;
- испытания на трение качения или трение качения с проскальзыванием (см. рисунок 4.2, *б*) с варьированием величин F_N , ω_1 и ω_2 . В этом случае изгибающая нагрузка отсутствует ($Q = 0$), а образец 1 с целью экономии материала делают укороченным.

Итак, если согласно рисунку 4.2 объединить (совместить) известные схемы испытаний на механическую усталость и на трение при качении, то получим схему испытаний на контактно-механическую усталость на рисунке 4.2, *а* (см. широкую пунктирную стрелку, направленную вверх).

В отличие от схем испытаний на фрикционно-механическую усталость (см. рисунок 4.2, *д*) и контактно-механическую усталость (см. рисунок 4.2, *а*) в случае испытания на фреттинг-усталость (рисунок 4.3, *а*) к рабочей зоне вращающегося цилиндрического образца 1, изгибаемого нагрузкой Q , прижимают контактной нагрузкой F_N два контробразца 3, называемые мостиками фреттинга. Последним можно сообщать окружное (со скоростью v_1) или осевое (со скоростью v_2) колебательное движение малой амплитуды либо возбуждать оба движения одновременно.

При реализации схемы испытаний согласно рисунку 4.3, *а* можно проводить:

- износоусталостные испытания на фреттинг-усталость (см. рисунок 4.3, *а*) с варьированием величин F_N , Q , ω , v_1 и v_2 ;
- испытания на механическую усталость при изгибе с вращением (рисунок 4.3, *б*) с варьированием величин Q и ω . В этом случае мостики фреттинга не монтируются, так что $F_N = 0$, $v_1 = v_2 = 0$;
- испытания на фреттинг при осевом и/или окружном проскальзывании (рисунок 4.3, *в*) с варьированием величин F_N , v_1 и v_2 . В этом случае изгибающая нагрузка отсутствует ($Q = 0$), а образец 1 с целью экономии материала делают укороченным.

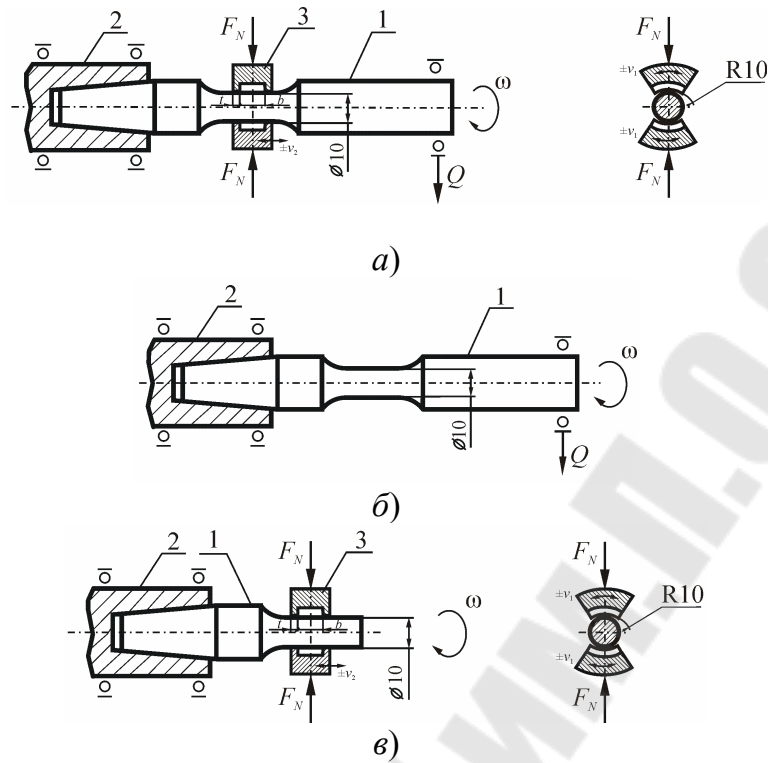


Рисунок 4.3 – Схемы испытаний на фреттинг-усталость (а), механическую усталость (б) и фреттинг (в)

Испытания на коррозионно- или эрозионно-механическую усталость проводят, помещая испытуемые трибофатические системы (см. рисунки 4.2 и 4.3) в специальную камеру. В нее либо подают требуемую жидкую среду, либо в ней организуют движение потока частиц с требуемыми скоростью и углом атаки.

Испытания на коррозионно-эрозионную усталость проводят по схеме, показанной на рисунке 4.4.

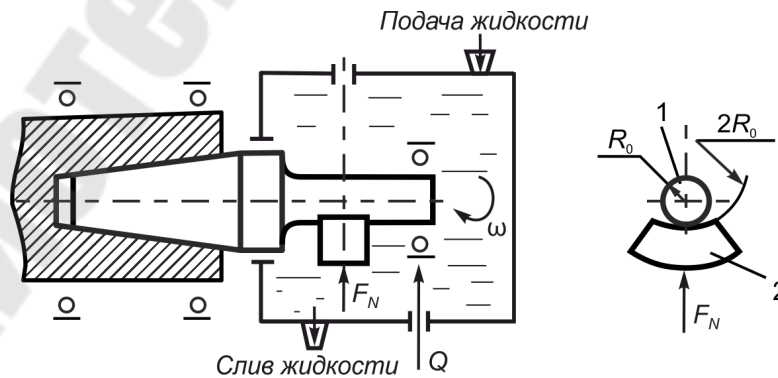


Рисунок 4.4 – Схема испытаний на коррозионно-эрозионную усталость

Особенность контактного взаимодействия образца 1 и контробразца 2 состоит в том, что диаметр контактной поверхности контробразца вдвое превышает диаметр образца. Поэтому контакт осуществляется по узкой полоске, а между образцом и контробразцом реализуется конструктивный клин, в который затягивается жидкость при вращении образца. Если контакт между образцом и контробразцом будет чисто жидкостным, то контробразец исполняет лишь роль устройства для создания рабочего давления на площадке контакта твердого тела с жидкостью; последняя организуется в зоне растяжения изгибаемого образца. Непрерывное движение жидкости через конструктивный клин и площадку контакта обуславливает либо гидроэрозию (если среда слабо агрессивна), либо коррозионную эрозию (если среда агрессивна по отношению к металлу образца). Таким образом, предложенный метод испытаний имитирует, например, все основные условия работы внутренних поверхностей труб линейного участка нефтепровода. Линейная скорость при вращении образца может быть равна скорости движения потока жидкости по трубопроводу: это обеспечивается соответствующим приводом.

Как видно, основные методы испытаний, представленные на рисунках 4.2–4.4, предназначены для экспериментального исследования и определения количественных характеристик сопротивления комплексным – износоусталостным повреждениям (см. рисунки 3.1–3.3). Такие повреждения обнаруживаются, как уже отмечалось (см. таблицу 3.5) в наиболее ответственных и массовых системах современных машин и оборудования. Эти характеристики могут быть использованы, а частности, при выборе конструкционных материалов и обосновании конструктивно-технологических решений, при контроле качества материалов, при расчетах на этапе проектирования и др.

Соответствующие методы износоусталостных модельных испытаний в условиях, близких к эксплуатационным, к настоящему времени разработаны [14] и доведены до стандартного уровня [15]–[17].

Глава 5 МАШИНЫ ДЛЯ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

5.1 Общие сведения

Развитие трибологии привело к созданию особого класса испытательного оборудования – машин для испытаний на трение и изнашивание. Развитие механики усталостного разрушения, в свою очередь, привело к созданию другого класса испытательного оборудования – машин для усталостных испытаний. Развитие трибофатики потребовало создания нового класса испытательного оборудования – машин для комплексных износоусталостных испытаний.

Закономерности комплексных – износоусталостных повреждений можно изучать лишь экспериментально. Поэтому на базе ряда изобретений был создан новый класс испытательного оборудования – машины для износоусталостных испытаний серии СИ [18]. Машины серии СИ – это новый класс испытательного оборудования в рамках трибофатики. Они представляют собой автоматизированные испытательные машины модульного типа, главное назначение которых – количественная оценка характеристик износоусталостного повреждения в различных условиях с целью обеспечения требуемого ресурса трибофатических систем. Машины серии СИ позволяют реализовывать стандартные испытания на усталость и на трение, а также комплексные износоусталостные испытания.

Машины для износоусталостных испытаний серии СИ изготавливаются в соответствии с требованиями межгосударственного стандарта ГОСТ 30755–2001 «Трибофатика. Машины для износоусталостных испытаний. Общие технические требования» [19]. Существуют следующие основные модели данных машин:

- 1) машина СИ-01 (испытания на фрикционно-механическую усталость);
- 2) машина СИ-02 (испытания на контактно-механическую усталость);
- 3) полнокомплектная машина СИ-03 (испытания на фрикционно-механическую и контактно-механическую усталость);
- 4) стенд для износоусталостных испытаний SZ-01.

На всех этих машинах можно также проводить и испытания на фреттинг-усталость.

Основные достоинства машин серии СИ:

– широкая универсальность – реализуется следующие способы испытаний на одной испытательной установке: механическая усталость; трение качения (контактная усталость); трение скольжения (фрикционная усталость); контактно-механическая усталость (трение качения + механическая усталость); фрикционно-механическая усталость (трение скольжения + механическая усталость), фреттинг-усталость;

– полная унификация размеров всех испытываемых объектов;

– возможность эффективного моделирования основных условий работы разнообразных компонентов современных машин и оборудования ответственного назначения и воспроизведения в лабораторных условиях их типичных эксплуатационных повреждений и характера разрушения;

– модульный принцип построения: единая станина + 2 привода + отдельные модули для реализации всех способов испытаний унифицированных объектов;

– мехатронные нагружающие устройства (контактная и изгибающая нагрузки) и приводы вращательного движения;

– измерения (с высокой точностью) интегральных и локальных (в восьми точках по периметру вала за один его оборот) характеристик трения, износа, перемещений и др.;

– программное обеспечение и автоматизация штатных и ускоренных методов испытаний, регистрации измеряемых параметров и первичной обработки статистических массивов экспериментальных данных;

– регистрация многокритериальных предельных состояний испытываемых объектов (предельный износ; выкрашивание; разрушение на части; критические смещения и вибрации) и автоматическое прекращение испытаний при их достижении.

Основные схемы испытаний на машинах серии СИ приведены на рисунках 4.2 и 4.3.

5.2 Технические характеристики

Основные технические характеристики машин СИ-01, СИ-02, СИ-03 приведены в таблице 5.1, а их общий вид показан на рисунках 5.2 и 5.3.

Таблица 5.1 – Технические характеристики машин серии СИ

Наименование показателей	СИ-01	СИ-02	СИ-03
	Пара трения		
	Цилиндр – колодка	Цилиндр – ролик	Цилиндр – колодка, Цилиндр – ролик
Диаметр рабочей части образца, мм	10	10	10
Размеры контрообразца, мм	10 × 10 × 11,5	∅ 100	10 × 10 × 11,5 ∅ 100
Диапазон частот вращения образца, мин ⁻¹	40...4000	3000	600...6 000
Диапазон частот вращения контрообразца, мин ⁻¹	–	50...500	50...500
Диапазон изгибающих нагрузок, Н	70...700	70...700	10...800
Диапазон контактных нагрузок, Н	10...500	50...1 000	10...2 000
Диапазон измерения суммарного износа образца и контрообразца, мкм	10...3 000	10...3 000	10...4 000
Диапазон измерения момента трения, Н·м:			
– при трении скольжения	0,01...1,2	–	0,01...1,2
– при трении качения	–	0,2...20	0,2...20



Рисунок 5.2 – Общий вид стенда для износоусталостных испытаний SZ-01

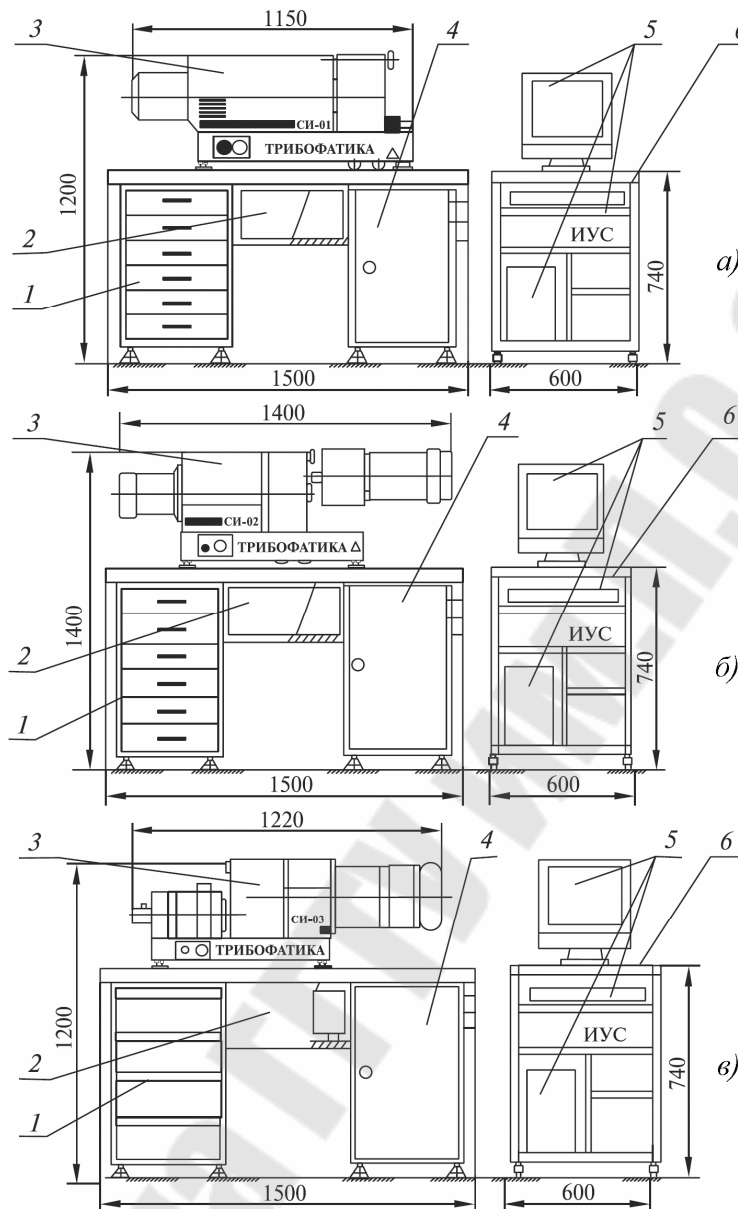


Рисунок 5.3 – Общий вид модульных машин серии СИ

5.3 Конструктивные особенности

Машины серии СИ состоят из следующих модулей (см. рисунок 5.3):

- испытательной установки 3, которая содержит узлы и механизмы, необходимые для закрепления и испытания образцов или моделей трибофатических систем;
- блока информационно-управляющей системы (ИУС) 2, включающего в себя первичные датчики оборотов и частот вращения, нагрузок, температуры, вибрации, линейного износа и др., электронный блок, содержащий усилители и АЦП для преобразования сигналов датчиков и аварийных сигналов в цифровые последовательности для

передачи в ПЭВМ, ЦАП для управления приводами вращения образца, контрообразца и нагрузателей;

– столов специальных 1 и 6;

– электрошкафа 4, встроенного в тумбу стола и содержащего силовую пускорегулирующую аппаратуру, электронные блоки управления приводами образца, контрообразца и нагрузателей;

– ПЭВМ с принадлежностями 5 и программным обеспечением.

Взаимосвязь составных частей испытательной установки машины СИ-03М показана на схеме (рисунок 5.4).

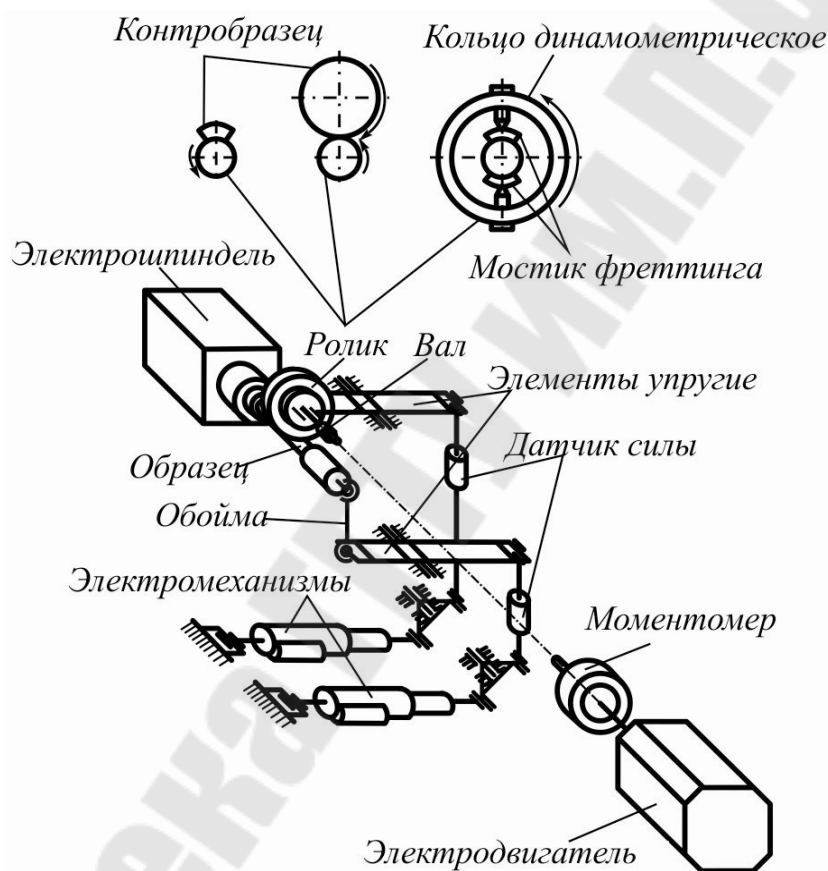


Рисунок 5.4 – Принципиальная схема испытательной установки машины СИ-03М

Электрошпиндель привода образца вращает вал, в котором закреплен испытываемый образец.

Электродвигатель привода контрообразца через гибкий вал вращает вал, на котором закреплен контрообразец – ролик. В этом случае на машине реализуется трение качения. Электродвигатель постоянного тока с помощью тиристорного блока управления по команде ИУС позволяет изменять в широком диапазоне и поддерживать с высокой

точностью заданную частоту вращения контробразца, обеспечивая заданную скорость проскальзывания пары трения.

Контробразец прижимается к рабочей поверхности образца с помощью электромеханизма через систему рычагов и упругий элемент (пружину), создавая заданную контактную нагрузку.

Вместо вращающегося контробразца – ролика на рычаге – может быть установлена кассета с неподвижным контробразцом, или динамометрическое кольцо с мостиками фреттинга. В этом случае в испытываемой на машине трибофатической системе (образец/контробразец) реализуется трение скольжения или фреттинг.

Изгибающие напряжения в образце создаются электромеханизмом через систему рычагов, упругий элемент (пружину) и обойму с подшипником, насаженную на хвостовик вращающегося образца.

Расположение площадки трения в зоне растяжения или в зоне сжатия образца обеспечивается изменением направления (соответственно вниз или вверх) изгибающей нагрузки Q , действующей на образец.

Величины контактной и изгибающей нагрузок определяются с помощью датчиков силы. Частота вращения контробразца измеряется с помощью оптоэлектрического датчика. Линейный износ либо сближение осей пары трения измеряется с помощью индуктивного датчика, параметры вибрации – виброакселерометром, установленным на рычаге в зоне крепления контробразца (на схеме не показаны). Момент трения измеряется с помощью моментомера, смонтированного на валу электродвигателя привода контробразца.

5.4 Информационно-управляющая система

Информационно-управляющая система позволяет автоматизировать процесс управления испытаниями, регистрации и обработки результатов испытаний с целью установления закономерностей износоусталостного повреждения материалов и моделей трибофатических систем.

Структура ИУС представлена на рисунке 5.5.

Информационно-управляющая система машин серии СИ создана на базе ПЭВМ. Информационно-управляющая система построена по следующему принципу: испытательная установка – система управления/измерения – ПЭВМ. Как видно из рисунка 5.5, ИУС состоит из двух основных частей: управляющей ПЭВМ и блока измерения и управления, связанного с ПЭВМ стандартным кабелем. Необходимые

измерительно-преобразовательные устройства выполнены в виде электронных плат и модулей, устанавливаемых непосредственно в блоке измерения и управления. На ПЭВМ установлено программно-математическое обеспечение (ПМО), предназначенное для автоматизации работы с испытательной машиной.



Рисунок 5.5 – Информационно-управляющая система машин серии СИ:
 О, КО, К, И – соответственно приводы образца, контробразца,
 контактной и изгибающей нагрузок

Информационно-управляющая система имеет четыре канала управления устройствами испытательной машины. Они используются для управления: частотой вращения образца; частотой вращения контробразца; величиной контактной нагрузки; величиной изгибающей нагрузки.

Количество каналов регистрации аналоговых сигналов – до 16. Эти каналы используются для измерения и контроля следующих параметров (характеристик): частота вращения образца; частота вращения контробразца; контактная нагрузка; изгибающая нагрузка; момент трения; температура в зоне контакта; вибрация; суммарный износ (сближение осей) пары трения; износ (сближение осей) в восьми точках одного опорного сечения образца; разрушение образца;

температура окружающей среды (опорная температура); время работы; количество циклов наработки (долговечность системы).

Информационно-управляющая система предусматривает следующие режимы работы: планирование испытаний; калибровка измерительных каналов; проведение испытаний; просмотр кинетических экспериментальных данных; обработка результатов испытаний. Информационно-управляющая система позволяет производить измерения и регистрацию параметров на протяжении всего времени испытаний. Параметры управления с помощью специальной программы поступают из ПЭВМ в контроллер, где происходит их преобразование в управляющие сигналы для исполнительных устройств и производится контроль за правильностью отработки установленного задания исполнительными устройствами (регуляторы частоты вращения образца и контробразца, приводы нагрузжателей). Он же передает в ПЭВМ результаты измерений.

Конструктивно информационно-управляющая система машин серии СИ выполнена в виде отдельного модуля, обеспечивающего легкий доступ ко всем элементам системы. Информационно-управляющая система обладает гибкостью с точки зрения расширения возможностей ее использования, поскольку программное обеспечение универсально и открыто.

Принципы управления параметрами испытаний показаны на электромеханической схеме расположения датчиков и приводов машины СИ-03 (рисунок 5.6).

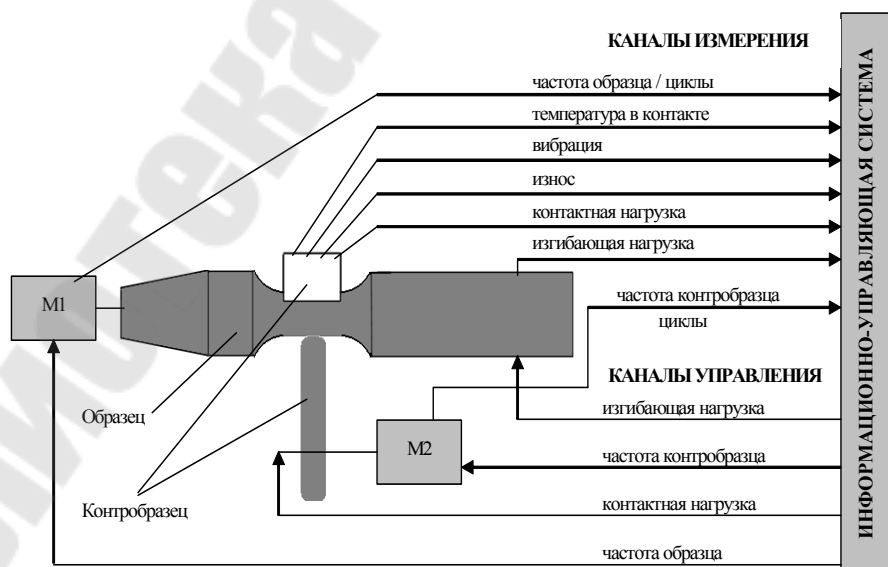


Рисунок 5.6 – Электромеханическая схема расположения датчиков в машине СИ-03: М1, М2 – приводы образца и контробразца соответственно

Частоту вращения образца создает электрошпиндель, а частоту вращения контробразца – ролика (при испытаниях на КУ и КМУ) – электродвигатель контробразца. Как электрошпиндель, так и электродвигатель контробразца управляются с помощью специальных преобразователей частоты. Оптоэлектронные датчики, установленные на валах двигателей, измеряют частоту вращения образца и контробразца – ролика соответственно. Выходные сигналы датчиков представляют собой импульсы с изменяющейся частотой, пропорциональной частоте вращения.

Датчики, установленные на рычагах нагружающих пружин (блоков равного сопротивления), дают ИУС информацию о текущих значениях контактной и изгибающей нагрузок. Также производится сбор информации о температуре в зоне контакта образца и контробразца, параметрах вибрации испытываемой трибофатической системы. Специальными датчиками производится измерение износа (сближения осей) пары трения и момента трения при скольжении (и ФМУ) и качении (и КМУ). Аварийный датчик формирует дискретный аварийный сигнал при разрушении образца, по которому ИУС производит немедленную остановку испытаний.

5.5 Программно-математическое обеспечение

В процессе испытаний на экране ПЭВМ отображаются основные параметры испытания и измеряемые величины (рисунок 5.7).

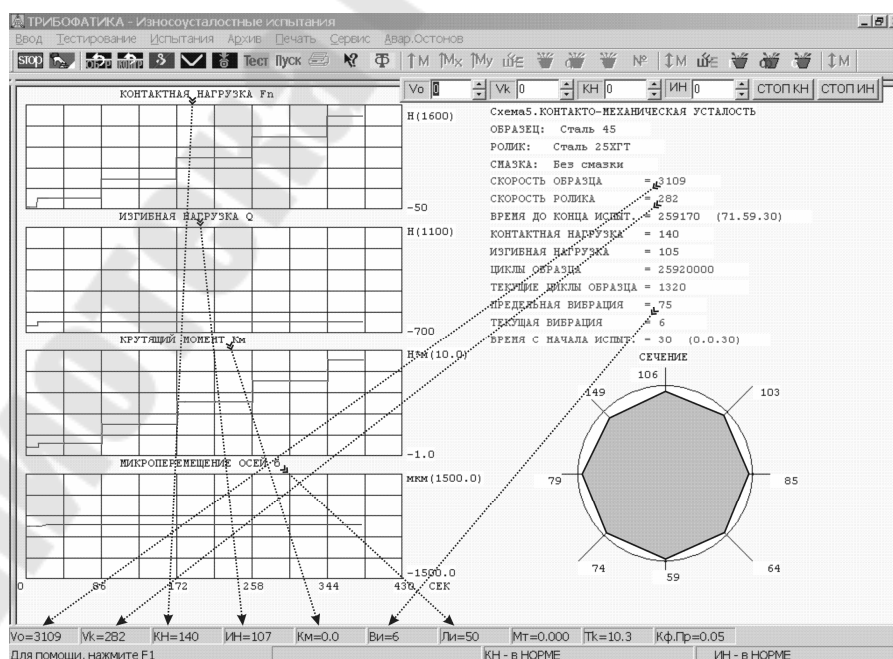


Рисунок 5.7 – Экранное представление процесса испытаний

Программно-математическое обеспечение (ПМО) процесса испытаний представляет собой диалоговую рабочую программу, обеспечивающую: задание из меню режимов и условий испытаний (алгоритм управления испытаниями); контроль вывода управляющих воздействий (кинетика управления); сбор первичной информации от системы датчиков (алгоритм измерения); вторичную обработку полученных данных в соответствии с вложенными процедурами (алгоритм обработки результатов); представление конечных результатов (протоколы испытаний, таблицы, графики, кривые предельного состояния и др.).

Система измерений построена таким образом, что оператор-испытатель с помощью ПЭВМ задает параметры испытания и критерии его прекращения, после чего машина запускается в автономном режиме, формирует необходимые управляющие воздействия, осуществляет сбор данных с датчиков и запись их на жесткий диск ПЭВМ.

После завершения испытаний файл базы данных с результатами измерений можно анализировать с помощью стандартных программ пакета Microsoft Office или с помощью других специализированных прикладных программ. Средства, предоставляемые WINDOWS, создают удобное автоматизированное рабочее место с простыми средствами доступа пользователя к прикладным программам.

Глава 6 ХАРАКТЕРИСТИКИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫМ ПОВРЕЖДЕНИЯМ

6.1 Основные характеристики

Основные характеристики сопротивления износоусталостным повреждениям определяют в результате износоусталостных испытаний соответствующих объектов.

По результатам испытаний строят соответствующую кривую усталости, по которой и устанавливают основные количественные характеристики сопротивления разрушению.

На рисунке 6.1 в качестве примера показаны экспериментально полученные четыре кривые усталости, а именно: кривая механической усталости $N(\sigma_a)$, построенная по результатам испытаний образцов углеродистой стали 45 (после нормализации); кривая контактной усталости $N(p_0)$, построенная по результатам испытаний на трение качения пары образец из углеродистой стали 45/ролик из стали 25ХГТ (после улучшения), а также две кривые контактно-механической усталости, построенные по результатам износоусталостных испытаний трибофатической системы сталь 45/сталь 25ХГТ [20].

При испытаниях на механическую усталость критерием предельного состояния принято разделение образца на части. При испытаниях на контактную усталость критерием предельного состояния служила критическая плотность ямок выкрашивания на поверхности катания. При испытаниях на контактно-механическую усталость наступление предельного состояния определяется критериями повреждения и разрушения, характерными для испытаний на механическую и контактную усталость.

Во всех четырех случаях установлены пределы выносливости $(\sigma_{-1}, p_f, \sigma_{-1p}, p_{f\sigma})$, параметры наклона левой ветви кривых усталости $(m_\sigma, m_p, m_{\sigma p}, m_{p\sigma})$, а также абсциссы точек перелома кривых усталости $(N_{G\sigma}, N_{Gp}, N_{G\sigma p}, N_{Gp\sigma})$. Заметим: если пределы выносливости при механической (σ_{-1}) и контактной (p_f) усталости являются однозначными и единственными характеристиками соответствующих объектов испытания, то пределы выносливости при контактно-механической усталости $(\sigma_{-1p}, p_{f\sigma})$ таковыми не являются. Подобных кривых усталости можно построить как угодно много – столько, сколько значений па-

параметров $p_0 = \text{const}$ или $\sigma_a = \text{const}$ задают при износоусталостных испытаниях, когда изучают закономерности прямого и обратного эффектов.

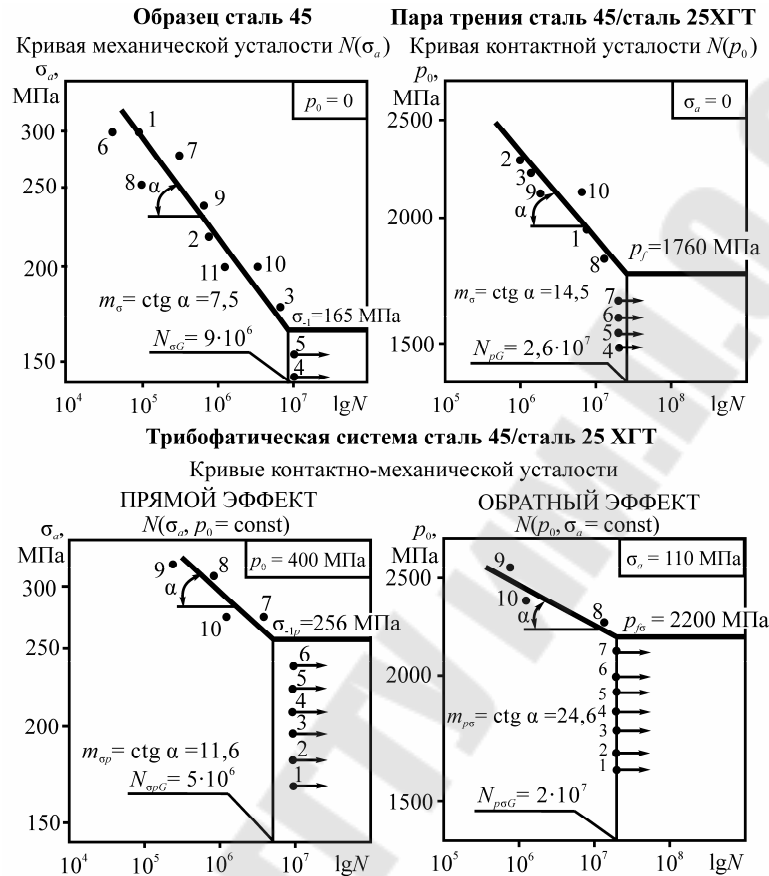


Рисунок 6.1 – К определению основных характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям

Влияние процессов трения и изнашивания на изменение характеристик сопротивления механической усталости можно охарактеризовать коэффициентом прямого эффекта:

$$K_D = \sigma_{-1p} / \sigma_{-1}. \quad (6.1)$$

По существу, коэффициент K_D является прочностной характеристикой. В условиях опытов, результаты которых представлены на рисунке 6.1, имеем $K_D = 256/165 = 1,62$.

Влияние процессов механической усталости на изменение характеристик трения и изнашивания можно охарактеризовать коэффициентом обратного эффекта:

$$K_B = p_{f\sigma} / p_f. \quad (6.2)$$

По существу, коэффициент K_B является трибологической характеристикой. В условиях опытов, результаты которых представлены на рисунке 6.1, имеем $K_B = 2200/1760 = 1,25$.

В таблице 6.1 даны система обозначений и численные значения всех параметров, устанавливаемых по кривым усталости, представленным на рисунке 6.1. Изучая эти экспериментальные результаты, можно сделать следующие основные выводы:

а) при контактно-механической усталости предельные напряжения существенно больше, чем при механической и контактной усталости ($K_D > 1, K_B > 1$);

б) показатель наклона увеличивается, если переходят от кривой механической усталости к соответствующей кривой контактно-механической усталости ($m_{cp} \gg m_{\sigma}$) и если переходят от кривой контактной усталости к соответствующей кривой контактно-механической усталости ($m_{p\sigma} \gg m_p$).

Иными словами, в условиях данного опыта сопротивление износоусталостным повреждениям оказалось выше, чем сопротивление механической либо контактной усталости.

Таблица 6.1 – Система обозначений и численные значения основных характеристик

Характеристики свойств	Кривая механической усталости	Кривая контактной усталости	Кривые контактно-механической усталости	
	$N(\sigma_a)$	$N(p_0)$	$N(\sigma_a, p_0 = \text{const})$	$N(p_0, \sigma_a = \text{const})$
Предел выносливости, МПа	$\sigma_{-1} = 165$	$p_f = 1760$	$\sigma_{-1p} = 256$	$p_{f\sigma} = 2200$
Абсцисса точки перелома кривой усталости, цикл	$N_{G\sigma} = 9 \cdot 10^6$	$N_{Gp} = 2,6 \cdot 10^7$	$N_{G\sigma p} = 5 \cdot 10^6$	$N_{Gp\sigma} = 2 \cdot 10^7$
Показатель наклона кривой усталости	$m_{\sigma} = 7,5$	$m_p = 14,5$	$m_{cp} = 11,6$	$m_{p\sigma} = 24,6$
Коэффициент прямого эффекта	–	–	$K_D = 1,55$	–
Коэффициент обратного эффекта	–	–	–	$K_B = 1,25$

Таким образом, в результате испытаний определяют количественные характеристики сопротивления износоусталостным повреждениям. Эти характеристики могут быть использованы:

- при выборе конструкционных материалов для трибофатических систем и обосновании конструктивно-технологических решений;
- контроле качества материалов;
- расчетах на этапе проектирования трибофатических систем;

- сертификации трибофатических систем по критерию износоусталостных повреждений;
- конструировании и создании материалов с заданными физико-механическими свойствами для обеспечения требуемых характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям.

6.2 Методики исследования износоусталостных повреждений

Износоусталостные повреждения обусловлены тремя группами факторов [1]:

1) группа основных факторов, относящихся к условиям процесса повторно-переменного нагружения: 1) вид напряженного состояния (однородное, неоднородное, линейное, плоское, объемное); 2) уровень (величина) напряжений; 3) характер цикла напряжений (симметричный, пульсирующий и т. д.); 4) частота нагружения и др.;

2) группа основных факторов, относящихся к условиям трения: 1) вид процесса трения (скольжение, качение, качение с проскальзыванием, проскальзывание); 2) уровень контактной нагрузки; 3) амплитуда проскальзывания (при фреттинге), степень проскальзывания (при трении качения); 4) скорость трения (при качении, при скольжении), частота (при фреттинге) и др.;

3) группа основных факторов, относящихся к условиям контактного взаимодействия элементов системы: 1) материалы тела и контртела, их состав и состояние; 2) конструктивные особенности системы и, в частности, характер распределения контактного давления (контактная площадка в виде полосы, круга, эллипса) и др.; 3) технологические особенности изготовления элементов системы и, в частности, строение поверхностей контакта (шероховатость, волнистость и др.); 4) условия и состав смазки; 5) окружающая среда; 6) температура в зоне контакта; 7) время (число циклов) контактного взаимодействия (нагружения) и др.

Задача исследования характера и закономерностей износоусталостных повреждений с учетом влияния такого большого числа факторов представляется весьма сложной и должна выполняться с использованием теории планирования эксперимента. Однако анализ несколько упрощается, если методика испытаний предусматривает изучение прямого и обратного эффектов.

Изучить прямой эффект экспериментально можно двумя методами:

Д1. Метод комплексных испытаний, который состоит в том, что процессы трения, изнашивания и (механической) усталости реализу-

ются одновременно, в совокупности, в течение всего времени испытаний. При этом изучают влияние условий процесса трения на изменение характеристик сопротивления усталости одного из элементов системы (предел выносливости, усталостная долговечность и др.).

D2. Метод последовательных испытаний, состоящий из двух этапов, поэтому его можно назвать и двухэтапным. На первом этапе производят испытания на трение и изнашивание (факторы 2) при заданных условиях контактного взаимодействия элементов узла трения в течение установленного времени (факторы 3). На втором этапе один из элементов узла трения подвергают усталостным испытаниям (факторы 1), определяя его характеристики сопротивления усталости. Так изучают влияние предварительного повреждения при трении на сопротивление усталости одного из элементов системы.

Изучить обратный эффект экспериментально можно тоже двумя методами:

B1. Метод комплексных испытаний состоит в том, что процессы трения, изнашивания и (механической) усталости реализуются одновременно, в совокупности, в течение всего времени испытания. При этом изучают влияние условий повторно-переменного нагружения одного из элементов системы (факторы 1) на изменение характеристик трения и изнашивания как узла, так и обоих его элементов (коэффициент трения, интенсивность изнашивания элементов, их долговечность по износу и т. д.).

B2. Метод последовательных (или двухэтапных) испытаний. На первом этапе производят испытания на (механическую) усталость одного из элементов системы в заданных условиях (факторы 1) в течение установленного числа циклов нагружения (без усталостного разрушения). На втором этапе производят испытания узла на трение в заданных условиях контактного взаимодействия (факторы 2 и 3), определяя характеристики сопротивления трению и изнашиванию как отдельных элементов, так и узла в целом (интенсивность изнашивания элементов, коэффициент трения и др.). Так изучают влияние предварительного усталостного повреждения одного из элементов системы на износостойкость узла трения.

Глава 7 ПРЯМОЙ ЭФФЕКТ

В конце 50-х годов XX века *С. В. Серенсен* проанализировал влияние износа на сопротивление усталости деталей типа многоопорных валов и сформулировал основные выводы, которые стали классическими [21]. Вот они. Предел выносливости вала существенно снижается по трем основным причинам: 1) уменьшается диаметр вала вследствие износа, а это ведет к соответствующему снижению его момента сопротивления и, следовательно, росту действующих напряжений; 2) на дорожке трения возникают многочисленные усилители напряжений – концентраторы типа рисок, ямок и др.; 3) в случае многоопорных валов неравномерный износ в разных подшипниках ведет к возбуждению опасных вибраций. Отсюда следовало, что процесс трения без изнашивания – в принципе не опасен.

В начале 80-х годов *В. Т. Троценко* [22] напишет, что развитие исследований в области изучения усталости металлов идет по пути осознания влияния на закономерности усталостного повреждения различных факторов – конструкционных, технологических, эксплуатационных. Фактор износа был среди них – но не считался сильным, поэтому основное внимание уделялось, например, масштабному эффекту, концентрации напряжений и т. п. К тому же нашелся простой и, как казалось, эффективный способ его учета: при расчете валов на усталость наибольшие напряжения стали оценивать с учетом уменьшения их поперечного сечения на величину допускаемого износа.

А все же: если вал не изнашивается при трении скольжения – может ли оно (трение) быть опасным для вала? Если может, то в каких условиях?

Для проверки гипотезы был [1] проведен простейший эксперимент, основные принципы которого состояли в следующем:

- испытаниям подвергается металл/полимерная система, т. е. образец (металл) и контрообразец (полимер) изготовлены из материалов различной природы с контрастными физико-механическими свойствами;

- металлический образец при испытаниях практически не изнашивается, следовательно, происходит износ только одного из элементов системы – контрообразца;

- процесс трения скольжения реализуется без смазочного материала, так что его влияние исключается;

- процесс трения организуется в зоне растяжения изгибаемого образца.

Для испытаний были изготовлены:

- цилиндрические образцы из улучшенной хромистой стали 40X (предел прочности при растяжении 970 МПа);
- контрообразцы из стеклонаполненного ($\approx 25\%$) полиамида «Дуретан» ВКВ-30Н (предел прочности при сжатии 170 МПа).

Сама постановка такого эксперимента вызывает, по меньшей мере, недоумение. Кажется ясным, что относительно мягкое контртело не может существенно повлиять на сопротивление усталости весьма твердой стали, поскольку физический износ образца не ожидается.

Результаты экспериментов показаны на рисунке 7.1. Из рисунка 7.1, а следует, что в процессе износоусталостных испытаний металл/полимерной системы долговечность стального образца при амплитуде напряжений $\sigma_a = 200$ МПа и контактном давлении $p_a = 8,5$ МПа уменьшается в десять раз, а согласно рисунку 7.1, б предел выносливости снижается на 32 % (по сравнению с обычной усталостью). Если же амплитуда напряжений снижается до 150...160 МПа, то долговечность при износоусталостных испытаниях составляет примерно 10^6 циклов, тогда как при обычных усталостных испытаниях образцы вообще не разрушаются (см. рисунок 7.1, а).

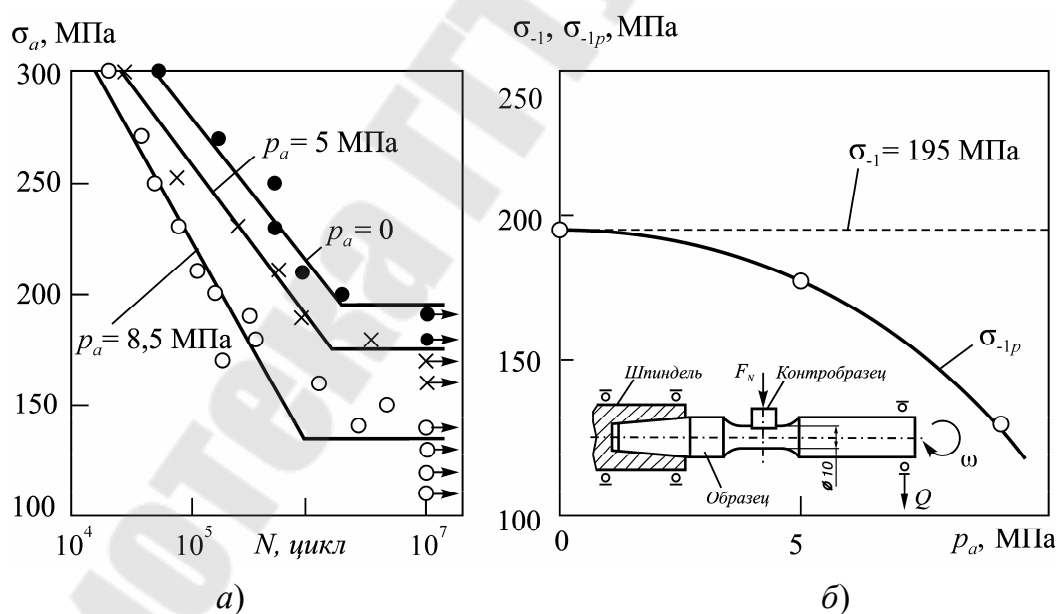


Рисунок 7.1 – Результаты износоусталостных испытаний системы сталь 40X/полиамид «Дуретан» ВКВ-30Н: а – кривые механической и фрикционно-механической усталости при $p_a = 5$ и 8,5 МПа соответственно; б – зависимость предела выносливости от величины контактного давления (Л. А. Сосновский)

Поскольку физический износ металлического образца в данных условиях испытаний действительно не происходит, он не может быть ответственным за указанный эффект. В таком случае можно полагать, что он обусловлен комплексом физико-химических явлений, протекающих в зоне трения. В частности, известно, что продукты трибодеструкции полимера обладают свойствами поверхностно-активных веществ. Они накапливаются в зоне контакта и способствуют движению и размножению дислокаций на металлической поверхности трения (*эффект Ребиндера*). Это ведет к ускорению усталостного повреждения поверхности. Кроме того, с увеличением контактного давления и времени испытаний в зоне трения повышается средняя температура (до 70 °С в условиях опыта), что вызывает термическую активацию многих физико-химических процессов, и сопротивление усталости образцов еще более снижается.

Но возникает непонятная вещь: ведь предел выносливости очень прочной стали снижается не на 5 % (что, может быть, и «обеспечил» бы эффект *Ребиндера*) и даже не на 10 %, а на треть и более, а усталостная долговечность – в сотни раз. И тут приходится признать, что реальный комплекс механо-физико-химических явлений, протекающих в зоне контакта полимера со сталью в условиях комплексного нагружения (трение скольжения + циклическое деформирование), практически не изучен. Ясно только одно: полимер – очень коварный сосед для стали. И столь же ясно другое: попытка дать перечень всего комплекса указанных явлений и оценить роль каждого из них в отдельности – дело пока неподъемное. Тогда нельзя ли предложить некое общее толкование описанных выше результатов испытаний – такое, которое в принципе объяснило бы их?

«Трение – удивительный феномен природы!» – восклицает *Д. Н. Гаркунов* [23]. И усталость – не менее удивительное и сложное явление повреждения металлов; в этом единодушны все специалисты. Отсюда следует естественное заключение: *в условиях описанного опыта мы имеем дело с взаимодействием явлений* – а не с влиянием «фактора износа» полимера или «фактора трения» на сопротивление усталости стали [5], [7].

Это – фундаментальное заключение. И оно не только помогает понять загадку трибофатике – результатов эксперимента, который, по «здравому рассуждению», не надо было проводить; оно положило начало трибофатике. *Не влияние факторов, а взаимодействие явлений* – вот что, по большому счету, должна (и стала) изучать трибофатика

[1], [7]. И осознанию этого нового и перспективного направления в механике способствовала принципиальная разгадка описанного *сюрприза трибофатики* [7]. Его основное содержание таково: неожиданное падение сопротивления усталости стали, обусловленное механофизико-химическими явлениями при трении полимера.

Обратимся теперь к результатам испытаний металл/металлической трибофатической системы (рисунок 7.2) [24]. Главная особенность такой системы по сравнению с металл/полимерной состоит в том, что в процессе износоусталостных испытаний происходит физический износ обоих элементов – образца и контролобразца. На рисунке 7.2 кривая изображает зависимость предела выносливости стальных образцов от контактного давления в трибофатической системе сталь 45/чугун (трение при смазке маслом СУ), а горизонтальная линия (пунктир) – это предел выносливости стальных образцов при обычных усталостных испытаниях (он, естественно, не зависит от давления). Сравнение кривых на рисунках 7.1, б и 7.2 позволяет установить принципиальное различие между ними, а именно: в случае металл/металлической системы в относительно широком интервале изменения контактного давления (до $\approx 1,05$ МПа на рисунке 7.2) предельное напряжение при износоусталостных испытаниях выше, чем при обычных усталостных испытаниях. Иными словами, в данных условиях процессы трения и изнашивания не являются повреждающими.

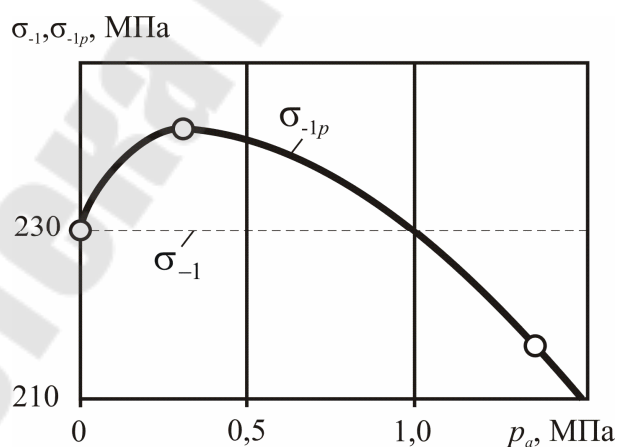


Рисунок 7.2 – Зависимость предельных напряжений от контактного давления для трибофатической системы сталь 45/чугун
(В. И. Похмурский с сотрудниками)

Подобную аномалию в поведении функции $\sigma_{-1}(p_a)$ объясняют соотношением процессов упрочнения–разупрочнения, а также улучшением чистоты поверхности образцов при трении.

Роль *смазки* в формировании долговечности трибофатической системы иллюстрирует рисунок 7.3 [25].

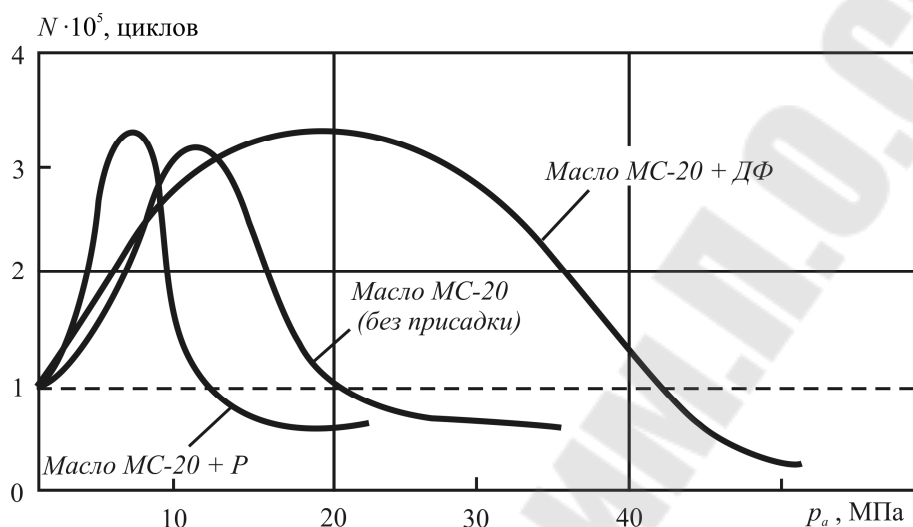


Рисунок 7.3 – Влияние давления при трении со смазочным материалом на долговечность образцов стали 45 при $\sigma_a = 400$ МПа ($\sim 1,25\sigma_{-1}$) (И. Г. Носовский с сотрудниками)

Оказалось, что масло МС-20 с различными присадками практически не влияет на усталостную долговечность $N \approx 10^5$ циклов образцов (при $p_a = 0$; показано пунктиром). Однако при износоусталостных испытаниях зависимость имеет колоколообразный характер: с ростом p_a долговечность N сначала увеличивается, что обусловлено процессами поверхностного упрочнения и улучшения микрогеометрии при трении, а затем снижается, что обусловлено процессами повреждения при изнашивании. Наибольшая долговечность практически одинакова при всех трех составах смазки, но достигается она при существенно различающихся давлениях. А диапазон давлений, в котором поддерживается повышенная долговечность (выше пунктира), зависит от присадки: он несколько уменьшается для смазки МС-20 + Р и сильно увеличивается для смазки МС-20 + ДФ по сравнению со случаем, когда используют масло МС-20 без присадок. Если давление становится достаточно большим, долговечность при износоусталостных испытаниях оказывается меньшей, чем при обычных усталостных испытаниях (кривые ниже пунктира), в связи с интенсификацией процессов изнашивания.

Аналогична роль смазки и при формировании предельного состояния (рисунок 7.4) [26]. Если давление $p_a = 0,25$ МПа приводит к заметному снижению предела выносливости, когда смазочный материал отсутствует, то он, наоборот, увеличивается и при более высоком давлении $p_a = 1,25$ МПа, если испытания проводят со смазкой.

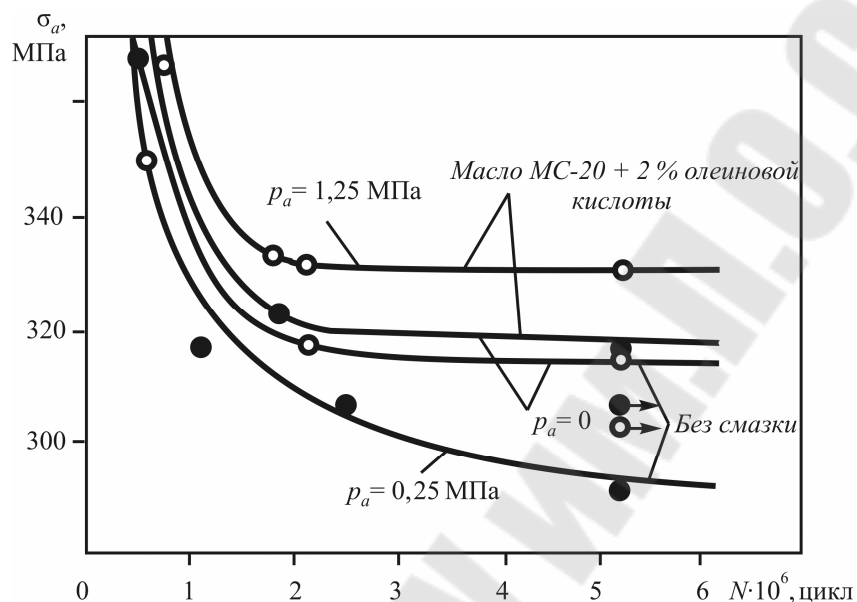


Рисунок 7.4 – Кривые усталости образцов стали 40X ($p_a = 0$) и результаты износоусталостных испытаний системы сталь 40X/чугун при трении скольжения ($p_a > 0$) (Д. А. Драйгор, Г. И. Вальчук)

По данным рисунка 7.4 отметим еще одну закономерность: кривые механической усталости и кривые фрикционно-механической усталости сближаются в связи с ростом циклических напряжений.

Таким образом, при фрикционно-механической и контактно-механической усталости, как и при обычном трении скольжения или качения, надежностью системы можно управлять путем применения соответствующего смазочного материала.

Из вышеизложенного следует: неправомерно считать трение и изнашивание при скольжении некими факторами, которые обязательно вредны для трибофатической системы. Более правильно говорить о *сложных процессах и результатах взаимодействия двух повреждающих явлений – механической усталости и трения* (в том числе и с изнашиванием). Это взаимодействие может приводить к неоднозначным последствиям (тогда как влияние того или иного фактора обычно бывает однозначным). В зависимости от условий износоусталостных испытаний и природы контактируемых материалов предел выносли-

вости и долговечность образцов могут либо возрастать, либо уменьшаться, либо оставаться неизменными.

Условия испытаний и природа контактирующих материалов оказывают значительное влияние на результаты износоусталостных испытаний. Так, при фреттинг-усталости на зависимостях предельного напряжения от контактного давления [27] обнаруживается только падение σ_{-1q} по сравнению с пределом выносливости σ_{-1} при обычных усталостных испытаниях (рисунок 7.5). Наиболее чувствительным к фреттинг-усталости оказывается титан ($\sigma_{-1}/\sigma_{-1q} \sim 2,65$); для стали и алюминия $\sigma_{-1}/\sigma_{-1q} \sim 1,5 \dots 1,65$. В условиях фрикционно-механической усталости установлено [1]: с уменьшением твердости контртела от 65,6 до 20,6 HRC предел выносливости образцов при износоусталостных испытаниях ($F_N = 0,5 \text{ Н} = \text{const}$) существенно снижается (рисунок 7.6). Это связано с более сильным износом в случае, когда контртело изготовлено из относительно мягкого материала.

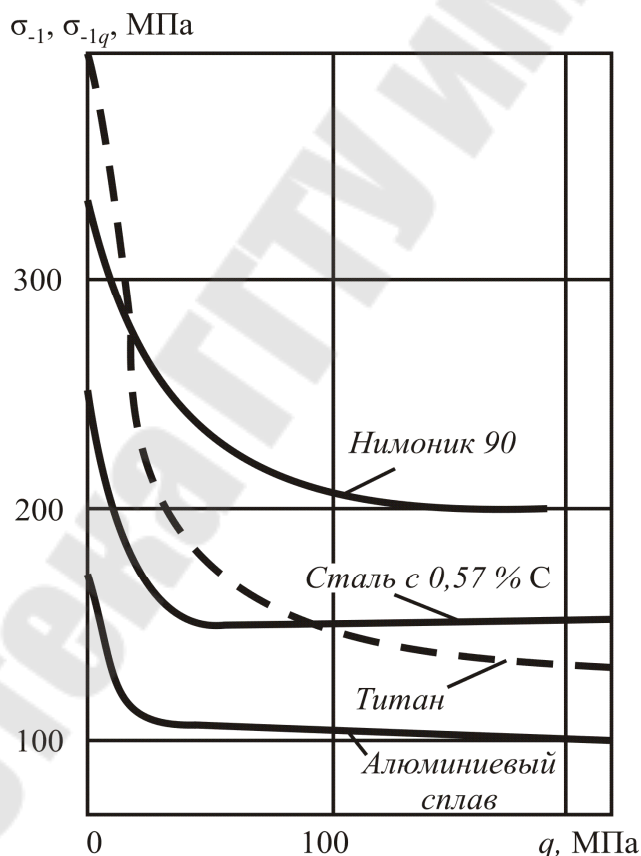


Рисунок 7.5 – Влияние контактного давления на изменение предела выносливости при фреттинг-усталости (нимоник-90 – *W. J. Harris*; сталь с 0,5 % С – *R. E. Peterson*; титан – *G. M. Sinclair, H. W. Liu, H. T. Corten*; алюминиевый сплав – *H. T. Corten*)

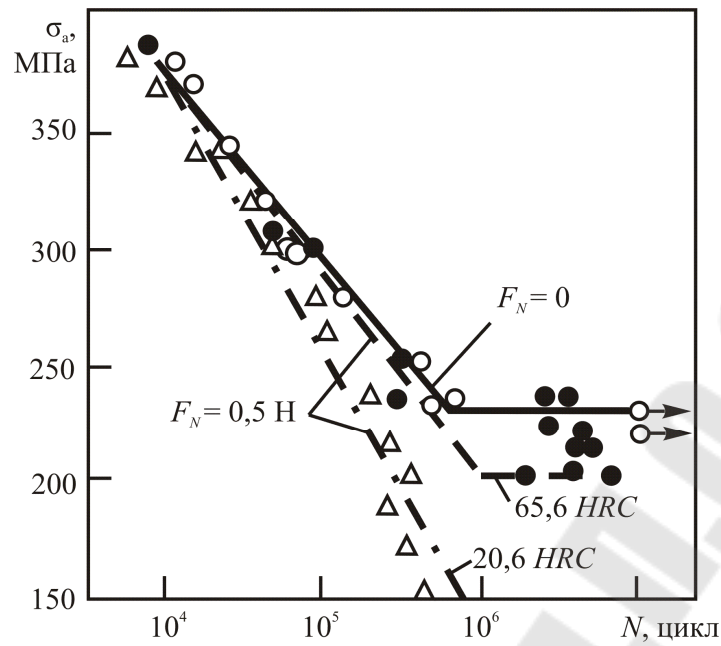


Рисунок 7.6 – Сопротивление усталости образцов углеродистой стали (0,46 % С) в зависимости от твердости HRC контртела (N. Yahata с сотрудниками)

Таковы основные закономерности *прямого эффекта*; он описывает влияние процессов *трения и изнашивания* на изменение характеристик сопротивления усталости.

Глава 8 ОБРАТНЫЙ ЭФФЕКТ

Более полутора столетий специалисты связывали трение, а затем и износ только и исключительно с контактной нагрузкой. Но в трибофатической системе в области контакта взаимодействуют два сложных явления: механическая усталость и трение (в том числе с изнашиванием). Значит, если существует и реально наблюдается прямой эффект, то обязан существовать и реально наблюдаться и эффект обратный: влияние процессов механической усталости на изменение характеристик трения и изнашивания. Следовательно, и износ, и коэффициент трения должны зависеть не только от контактной, но и от внеконтактной нагрузки, если она возбуждает в зоне трения циклические напряжения.

Износоусталостным испытаниям подвергали металл/полимерную систему сталь 40Х (образец)/сополимер формальдегида СФД (контроль образец; предел прочности при сжатии 56 МПа) при постоянном контактном давлении $p_a = 5,7$ МПа. Но теперь в процессе испытаний измеряли линейный износ полимерного контртела. А процесс трения по-прежнему (как и при изучении прямого эффекта) организовали в зоне растяжения изгибаемого образца. По результатам измерений объемную интенсивность изнашивания рассчитывали по формуле

$$I_V = \Delta V / 2\pi r n, \quad (8.1)$$

где ΔV – объем изношенного полимера; r – радиус стального образца; n – число циклов его нагружения.

На рисунке 8.1 показана зависимость приращения интенсивности изнашивания ΔI_σ полимера от уровня амплитуды напряжений σ_a в стальном образце [1]. Величину ΔI_σ при заданном контактном давлении $p_a = \text{const}$ вычисляли по результатам измерений следующим образом:

$$\Delta I_\sigma = \frac{I_\sigma(n, \sigma_a) - I_V(n)}{I_V(n)}, \quad (8.2)$$

где $I_\sigma(n, \sigma_a)$ – интенсивность изнашивания контртела в трибофатической системе, в которой $\sigma_a > 0$, т. е. при износоусталостных испытаниях; $I_V(n)$ – интенсивность изнашивания контртела в обычной паре трения, в которой циклические напряжения отсутствуют ($\sigma_a = 0$).

Из данных рисунка 8.1 следует, что влияние амплитуды напряжений в стальном образце на интенсивность изнашивания полимерного контртела существенно. Если циклические напряжения возрастают от 160 до 300 МПа, то приращение интенсивности изнашивания, обусловленное этими напряжениями, изменяется от 110 до 180 % (по сравнению с интенсивностью изнашивания в обычной паре трения, когда $\sigma_a = 0$). Это и есть *реальное проявление обратного эффекта*. И оказалось, что сила данного эффекта – велика.

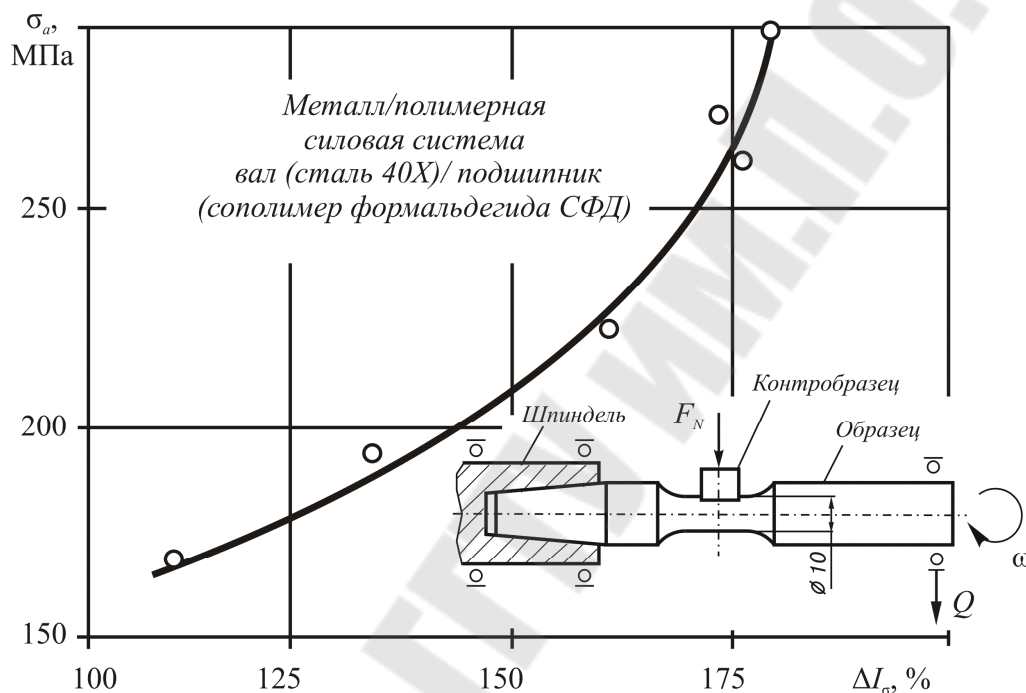


Рисунок 8.1 – Зависимость приращения интенсивности изнашивания полимера от амплитуды циклических напряжений (Л. А. Сосновский)

А что если трение организуется не в зоне растяжения изгибаемого образца, а в зоне сжатия?

Измерения износа в связи с влиянием знака циклических напряжений показали (рисунок 8.2), что в зоне растяжения ($\sigma = +330$ МПа) процесс изнашивания протекает интенсивнее, чем в зоне сжатия ($\sigma = -330$ МПа), т. е. в данных условиях испытаний циклические напряжения растяжения интенсифицируют изнашивание сильнее, чем такого же уровня циклические напряжения сжатия. При этом износ полимера в паре трения ($\sigma = 0$), как правило, меньше, чем его износ в соответствующей трибофатической системе при фрикционно-механической усталости ($\sigma = \pm 300$ МПа). Результаты данного эксперимента убедительно подтверждают сделанный выше вывод о боль-

шой значимости обратного эффекта: износ в зоне растяжения увеличивается на 25–40 % (по сравнению с износом в паре трения при одинаковой контактной нагрузке F_N).

Описанный обратный эффект в трибофатической металл/-полимерной системе определяется, как и прямой эффект в случае *загадки трибофатики*, комплексом малоизученных взаимодействующих механико-физико-химических явлений. В частности, он обусловлен дополнительной интенсификацией циклическими напряжениями кинетических процессов разрыва полимерных молекул на пятнах фактического контакта. Такому разрыву в значительной степени способствует и явление термодеструкции полимера вследствие интенсивного тепловыделения в контакте. Последнее усиливается за счет неупругих циклических деформаций поверхностного слоя стального образца при его испытаниях на усталость. Косвенным подтверждением этого предположения служит эффективный перенос полимера на сталь, наблюдавшийся в условиях опыта визуально. Но снова попытка охарактеризовать роль и взаимодействие всего многообразия физико-химических явлений признается пока невозможной.

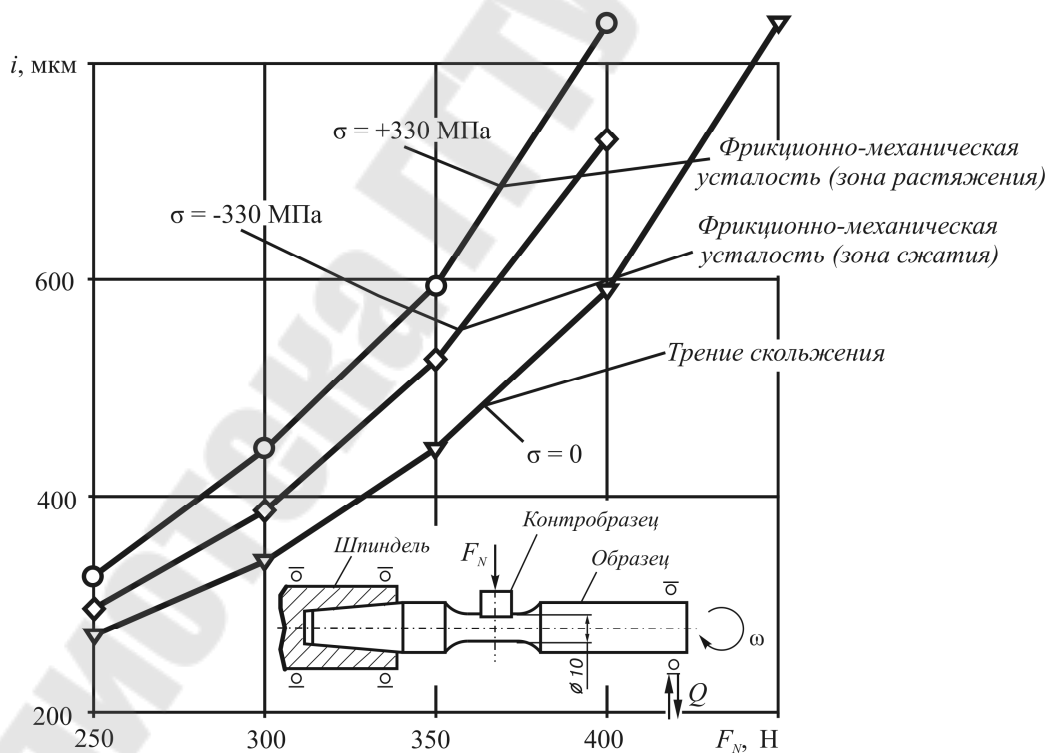


Рисунок 8.2 – Результаты износоусталостных испытаний системы сталь 45/полимер Ф4-ВМ для случаев, когда трение осуществляется в зоне растяжения либо сжатия изгибаемого образца (Л. А. Сосновский, В. В. Воробьев)

Чтобы ответить на вопрос, почему изнашивание полимерного контртела интенсифицируется, когда в сопряженном с ним металлическом теле возбуждаются циклические напряжения с чисто механической точки зрения, обратимся к рисунку 8.3. Здесь тело представлено в виде вращающегося диска 1 с нешероховатой рабочей поверхностью, а контртело – в виде неподвижного одиночного индентора 2 . При обычных испытаниях на трение (рисунок 8.3, a) действует только контактная нагрузка q_r , индентор 2 статически изгибается (в направлении вращения ω_1), и деформируемая зона на рабочей поверхности диска представляет собой полосу (дорожку трения). А при износоусталостных испытаниях (рисунок 8.3, b) в диске дополнительно возбуждаются циклические деформации $\pm \varepsilon_z(\sigma)$. Малые деформации рабочей поверхности диска в направлении z приводят к тому, что дорожка трения на этой поверхности становится зигзагообразной, а индентор дополнительно испытывает циклический изгиб (в направлении z). Естественно, что процесс изнашивания обоих элементов интенсифицируется соответственно величине циклических напряжений $\pm \sigma_z$. Если индентором является полимер, тогда как диск стальной, то интенсифицируется износ только полимера как менее прочного материала. А если индентором является тоже сталь, то интенсифицироваться может износ обоих элементов.

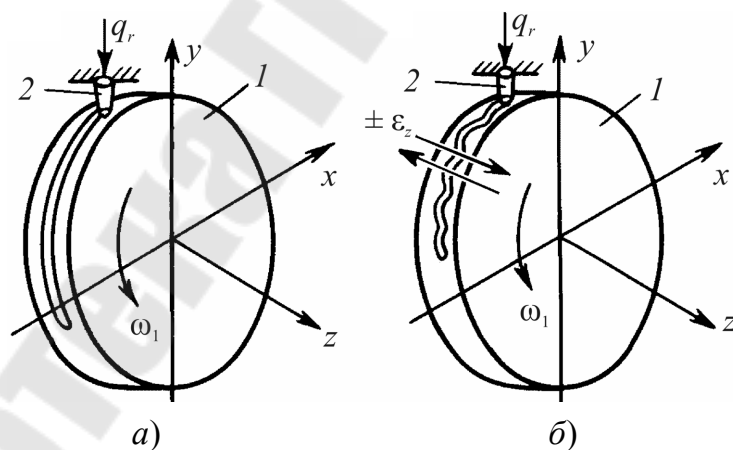


Рисунок 8.3 – К анализу обратного эффекта

Таким образом, в общем случае износоусталостных испытаний *обратный эффект*, с механической точки зрения, имеет два проявления: под действием циклических напряжений, возбуждаемых в одном из элементов трибофатической системы, изнашивание ускоряется и в этом, и в другом ее элементах.

Однако если в механику врываются сильные физико-химические явления, описанные закономерности изнашивания могут нарушаться – например, при испытаниях металл/металлической трибофатической системы в определенных условиях.

На рисунке 8.4 приведены результаты износоусталостных испытаний системы сталь 45/сталь 45 (при отсутствии смазки) в широком диапазоне изменения величины циклических напряжений $\sigma < \sigma_{-1} = 320$ МПа [28].

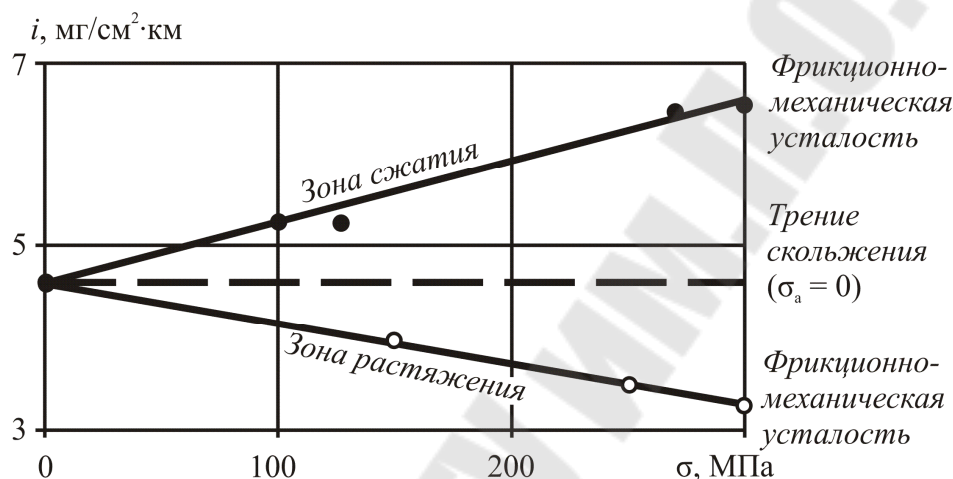


Рисунок 8.4 – Влияние циклических напряжений сжатия и растяжения на износ образцов стали 45 (В. Т. Шарай)

Закономерности изнашивания здесь оказались иными, чем для металл/полимерной трибофатической системы (сравнить рисунки 8.2 и 8.4). Особенность результатов испытания металл/металлической системы в данных условиях состоит в том, что износ интенсифицируется циклическими напряжениями в зоне сжатия и повышается до 40 % (в условиях опыта), тогда как в зоне растяжения он, наоборот, замедляется (и снижается до 32,5 %) – по сравнению с износом в паре трения (когда $\sigma = 0$). Это обусловлено тем, что поверхность трения в зоне растяжения оказалась покрытой окислами, и они предохранили ее от разрушения (эффект Роско). А на поверхности трения в зоне сжатия обнаружены лишь следы окислов – и ее разрушение, естественно, усилилось в этом случае.

Сравнительно изучая результаты испытаний металл/полимерной (см. рисунок 8.2) и металл/металлической (см. рисунок 8.4) трибофатических систем, приходим к выводу, что их качественное различие обусловлено различиями механизмов повреждения, которые, в свою

очередь, определяются взаимодействием соответствующих механо-физико-химических явлений.

Таковы основные закономерности *обратного эффекта*; он описывает влияние процессов *механической усталости* на изменение характеристик *трения и изнашивания*.

Глава 9 ДИАГРАММА ПРЕДЕЛЬНЫХ СОСТОЯНИЙ

Диаграмма предельных состояний трибофатической системы – график, характеризующий зависимость между амплитудой напряжений цикла и контактным давлением для предельных состояний трибофатической системы по критериям сопротивления усталости, износостойкости и сопротивления износоусталостным повреждениям [4].

Для экспериментального построения диаграммы предельных состояний, был запланирован эксперимент, цель которого состояла в том, чтобы изучить прямой и обратный эффекты для металл/металлической трибофатической системы в условиях контактно-механической усталости, при этом трение было организовано в зоне растяжения изгибаемого образца (см. схему испытаний на рисунке 4.2, а). Результаты испытаний системы углеродистая сталь 45 (образец)/легированная сталь 25ХГТ (ролик) иллюстрирует рисунок 9.1 [29].

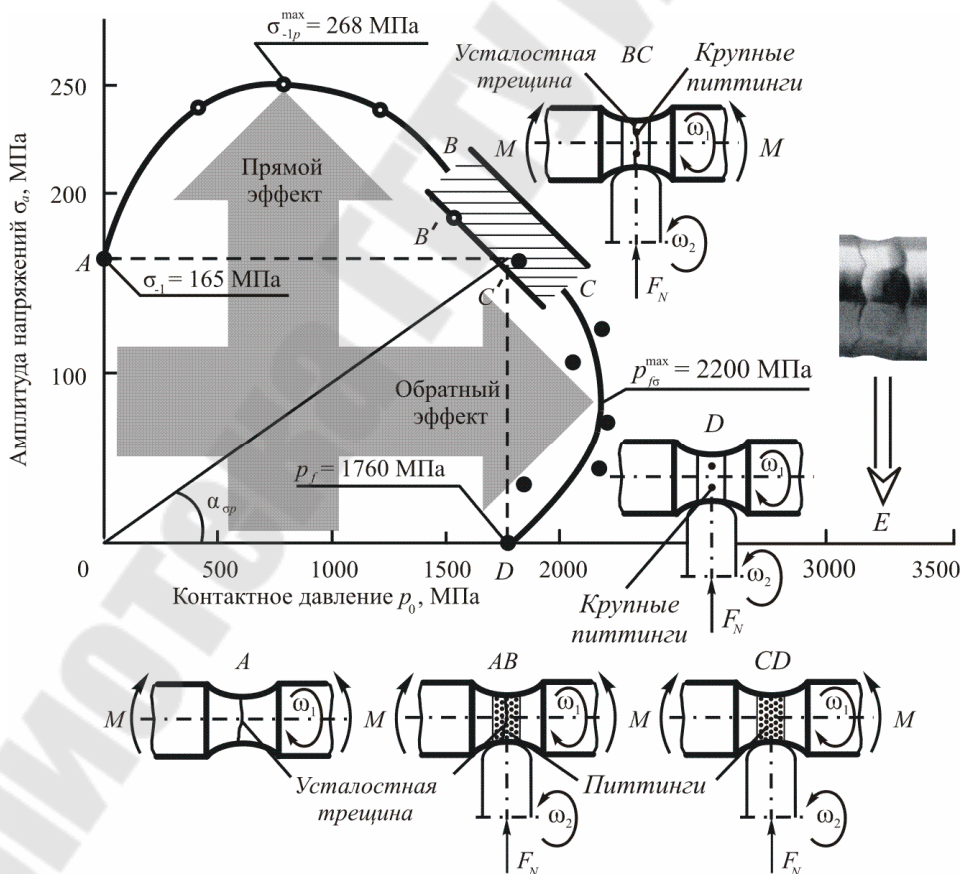


Рисунок 9.1 – Диаграмма предельных состояний трибофатической системы при контактно-механической усталости (Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов, А. В. Богданович, С. А. Тюрин)

Диаграмма $ABCD$ построена в координатах: давление p_0 в центре контактной площадки (ось абсцисс) – амплитуда σ_a циклических напряжений при изгибе (ось ординат).

Точка A – это предел выносливости σ_{-1} образцов стали 45, его определили путем обычных испытаний на механическую усталость по схеме, показанной на рисунке 4.2, в. Критерий предельного состояния – разделение образца на две части в результате развития в его опасном сечении магистральной усталостной трещины. В этой точке заложена, следовательно, механика усталостного разрушения. Вообще, ось ординат σ_a – это прочностная шкала; результаты усталостных испытаний любых элементов конструкций, изготовленных из любых материалов, могут и должны быть расположены на этой шкале.

Точка D – это критическое давление p_f при трении качения с небольшим проскальзыванием (около 1,5 %), его определили путем обычных испытаний на трение (по схеме, показанной на рисунке 4.2, б). Критерий предельного состояния – образование на дорожке катания ямок выкрашивания критической плотности. В этой точке заложена, следовательно, трибология. Вообще, ось абсцисс p_0 – это трибологическая шкала: результаты испытаний любых пар трения, элементы которых изготовлены из тех или иных материалов, могут и должны быть расположены на этой шкале.

Кривые $ABCD$ – это *диаграмма предельных состояний трибофатической системы при контактно-механической усталости*, ее построили по результатам износоусталостных испытаний (по схеме, показанной на рисунке 4.2, а). На участке AB предельное состояние достигается преимущественным развитием магистральной усталостной трещины, тогда как процессы образования ямок выкрашивания оказываются сопутствующими. Здесь реализуется *прямой эффект*. На участке CD , наоборот, предельное состояние определяется критической концентрацией ямок выкрашивания, тогда как развитие микротрещин механической усталости оказывается сопутствующим повреждением. Здесь реализуется *обратный эффект*. Участок BC является переходным; здесь кинетические процессы взаимодействия явлений трения (с изнашиванием) и механической усталости протекают при больших значениях нагрузочных параметров σ_a и p_0 , близких (или равных) критическим (σ_{-1} , p_f). В данных условиях испытаний предельное состояние может достигаться одновременно по двум критериям.

Таким образом, диаграмма предельных состояний трибофатической системы (см. рисунок 9.1) кардинально отличается от известных в механике предельных двухпараметрических диаграмм. Как правило, диаграммы предельных состояний для элементов конструкций и пар трения строят по одному критерию повреждения (разрушения), например, по образованию магистральной трещины определенной длины (для элемента конструкции) либо по достижению критической концентрации ямок выкрашивания (для пары трения). А диаграмма, представленная на рисунке 9.1, является *многокритериальной*.

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 *CD*).

3 В оптимальной области контактных давлений ($p_0 \approx 400...1300$ 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 ($\sigma_a \approx 50...100$ МПа) благоприятны – они способствуют существенному повышению надежности системы по критерию сопротивления трению качения.

5 Управляющий параметр износоусталостного повреждения (см. рисунок 9.1):

$$0 \leq \psi_{\sigma p} = \operatorname{tg} \alpha_{\sigma p} = \sigma_a / p_0 \leq \infty \quad (9.1)$$

имеет *критическое значение*

$$\psi_{-1f} = \sigma_{-1} / p_f = 165 / 1760 = 0,094. \quad (9.2)$$

Это критическое значение разделяет области прямого и обратного эффектов на диаграмме предельных состояний трибофатической системы. Если $\psi_{\sigma p} < \psi_{-1f}$, имеем кривую *CD*. Если $\psi_{\sigma p} > \psi_{-1f}$, имеем кривую *AB*. Точке *A* соответствует значение $\psi_{\sigma p} = \infty$ (чистая механическая усталость), а точке *D* соответствует значение $\psi_{\sigma p} = 0$ (чистое трение качения).

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

- 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.

Проанализируем ситуацию в количественном аспекте в исследованной трибофатической системе ролик/вал. Примем (как обычно), что предельное состояние вала и ролика определяется соответственно точками A и D диаграммы. Будем нагружать систему так, что циклические напряжения достигнут значения $\sigma = 200$ МПа и одновременно контактное давление возрастет до величины $p_0 = 1000$ МПа. Проводя традиционный расчет, получаем следующие коэффициенты запаса: по критерию механической усталости $n_\sigma = \sigma_{-1}/\sigma = 165/200 = 0,825$ и по критерию износоустойчивости при качении $n_p = p_f/p_0 = 1760/1000 = 1,76$. Иными словами, ожидается усталостное разрушение вала, так как коэффициент запаса n_σ много меньше единицы. Изменим ситуацию: примем $\sigma = 82,5$ МПа и $p_0 = 2000$ МПа. Аналогично коэффициенты запаса будут: $n_\sigma = 165/82,5 = 2$ и $n_p = 1760/2000 = 0,88$. Ситуация не лучше: ожидается, что усталостное разрушение не произойдет, зато будет недопустимый износ, так как $n_p \ll 1$.

На самом деле будет не то, что мы ожидали исходя из обычных представлений. Обе анализируемые ситуации соответствуют широким стрелкам на рисунке 9.1. Коэффициенты запаса в действительности будут $n_{\sigma p} = \sigma_{-1p}^{\max}/\sigma = 268/200 = 1,34 \gg 1$ и $n_{p\sigma} = p_{f\sigma}^{\max}/p_0 = 2200/2000 = 1,1 > 1,0$ (в наихудшем случае). В данных условиях эксплуатации реализуется самопроизвольный процесс упрочнения системы, обусловленный взаимодействием повреждений от внеконтактной (σ) и контактной (p_0) нагрузок, – и ее несущая способность соответственно растет. А износ, каков бы он ни был в обеих ситуациях, придется считать не вредным, а полезным.

Применение тонких экспериментальных методов исследования позволяет изучить и понять и другие особенности комплексного повреждения при контактно-механической усталости. В качестве примера на рисунке 9.2 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 σ_a [30]. На фрагментах рисунка 9.2 (их размер $\sim 35 \times 35$ мкм²) 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 выводы.

При чистом трении качения увеличение контактного давления ведет к усилению пластической деформации, следовательно, к деформационной фрагментации зерен, образованию 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.

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 равновесная сетка пересекающихся трещин-пор, которая окаймляет мелкодисперсные частицы (фрагменты зерен) материала.

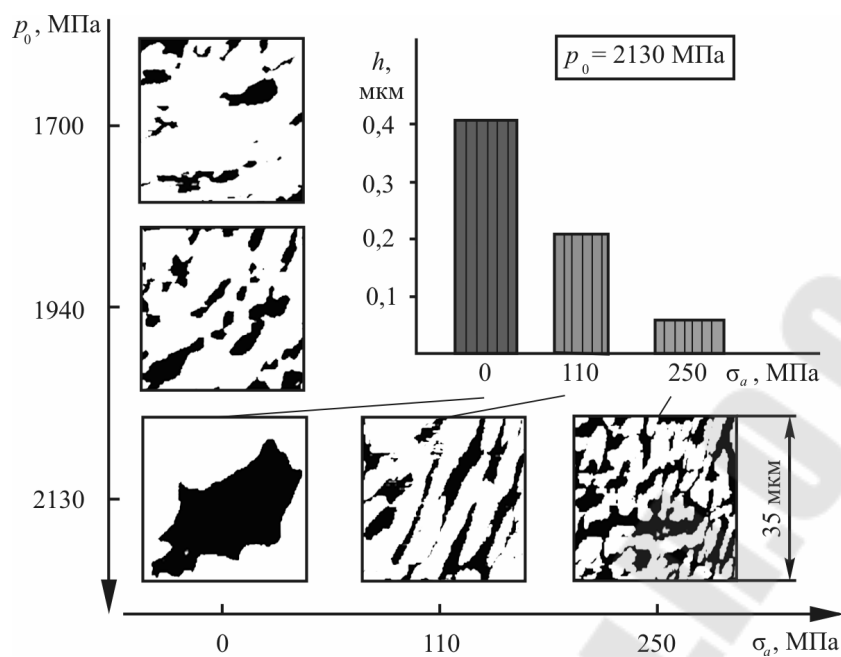


Рисунок 9.2 – Микротопографии поверхностного повреждения при трении качения (вертикальный столбец рисунков) и при износоусталостных испытаниях (остальные рисунки) (Л. А. Сосновский, С. А. Чижик с сотрудниками)

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) [1].

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 подведенной 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 вглубь материала.

2 Износ поверхностного слоя, поврежденного сеткой трещин-пор, обнажает новую, относительно здоровую поверхность с высоким сопротивлением разрушению. Тем самым отдалается 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 обновление рабочей поверхности путем фрагментации, крошения и отделения частиц металла при износоусталостных 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 износоусталостное 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 σ_a и p_0 достигается такое состояние трибофатической системы, когда ее несущая способность самопроизвольно и в течение длительного времени поддерживается (или автоматически регулируется) тонким изнашиванием и удалением из зоны трения поврежденного поверхностного слоя.

Изложенные экспериментальные данные позволяют сделать следующее заключение: необратимые повреждения, обусловленные только контактной нагрузкой (обозначим их меру ω_p), и необратимые повреждения, обусловленные только циклическими напряжениями (от внеконтактной нагрузки – обозначим их меру ω_σ), не складываются в процессе износоусталостных испытаний, но сложным образом (нелинейно) взаимодействуют ($\omega_\sigma \rightleftharpoons \omega_p$) между собой. Результат такого взаимодействия

$$f_\Sigma(\omega_\sigma \rightleftharpoons \omega_p) = \omega_\Sigma \quad (9.3)$$

есть комплексное (износоусталостное) повреждение ω_Σ .

Глава 10 ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ НЕОБРАТИМЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Как было экспериментально показано выше, необратимые повреждения, обусловленные нагрузками разной природы, не складываются – и не обнаруживают простого свойства кумулятивности; напротив, они обладают способностью нелинейного взаимодействия согласно принципу (9.3).

Приведем дополнительные экспериментальные подтверждения изложенному.

Было сравнительно изучено [5], [7], [31] повреждение деформируемой системы при трении качения и при комплексном нагружении – контактно-механической усталости. Испытания в обоих случаях проводили при многоступенчатом повышении контактного давления p_0 в широком диапазоне его изменения (рисунок 10.1, ступени I, II, ..., XII). В процессе испытания системы вал/ролик измеряли сближение δ_c осей этой пары элементов в условиях трения качения (когда амплитуда циклических напряжений $\sigma_a = 0$) и в условиях контактно-механической усталости (при $\sigma_a = 0,8\sigma_{-1}$ и $\sigma_a = 1,0\sigma_{-1}$, где σ_{-1} – предел выносливости). Можно видеть (см. рисунок 10.1), что процесс накопления комплексных износоусталостных повреждений существенно замедляется по сравнению с процессом повреждения при трении качения, при этом диапазон нормального трения по контактному давлению увеличивается примерно на 14 %. На основе этих экспериментальных данных поясним различие между процессами суммирования и необратимого взаимодействия повреждений.

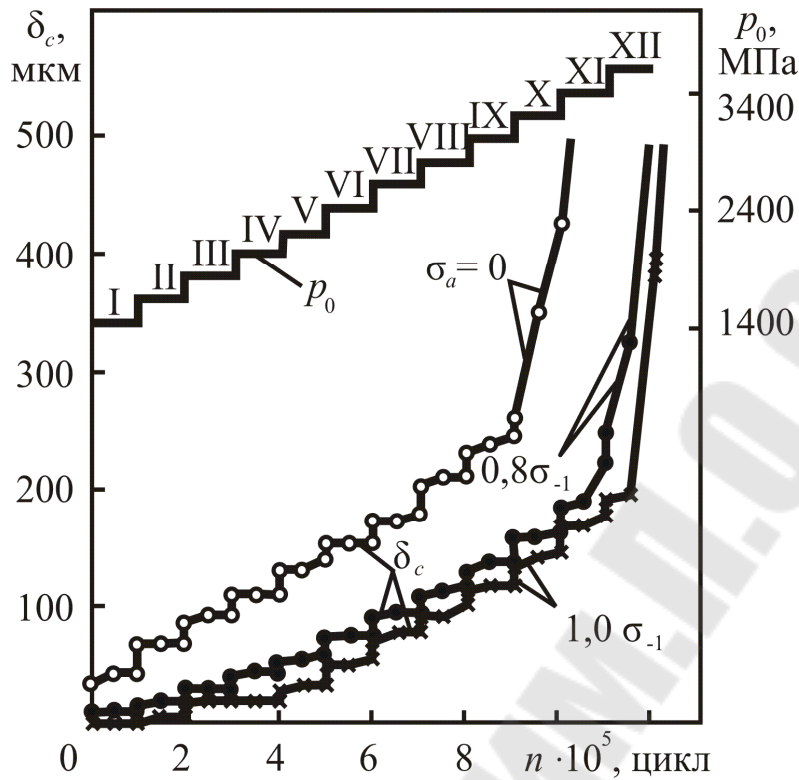


Рисунок 10.1 – Результаты испытаний
(Л. А. Сосновский, А. В. Богданович, С. А. Тюрин)

Пусть за время n_1 повреждения от контактной (ω_p) и внеконтактной (ω_σ) нагрузок накапливаются так, как это показано на рисунке 10.2, а: критическое состояние ($\omega_c = 1,0$) ни по одному из этих критериев не достигается ($\omega_p \ll 1,0$; $\omega_\sigma \ll 1,0$). Если повреждения суммируются ($\omega_p + \omega_\sigma = \Sigma \omega$), то в случае износоусталостных испытаний критическое состояние ($\Sigma \omega = 1,0$) будет достигнуто за время $n_2 < n_1$. Однако применительно к экспериментальным данным, представленным на рисунке 10.1, такой прогноз оказывается очевидно неверным. Если же принять во внимание, что повреждения от контактной и внеконтактной нагрузок взаимодействуют в соответствии с принципом (9.3):

$$f_\Sigma(\omega_\sigma \rightleftharpoons \omega_p) = (\omega_\sigma + \omega_p)\Lambda_{\sigma/p} = \omega_\Sigma, \quad \Lambda_{\sigma/p} < 1, \quad (10.1)$$

но так, что в анализируемых условиях $\Lambda_{\sigma/p} < 1$, то схема, адекватно отражающая экспериментальные данные, представленные на рисунке 10.1, выглядит так, как показано на рисунке 10.2, б. При трении качения критическое состояние достигается за время n_2 , тогда как при меха-

нической усталости оно не реализуется и при $n_1 \gg n_2$. А в условиях износоусталостных испытаний долговечность (n_1) оказывается большей, чем при трении качения (n_2).

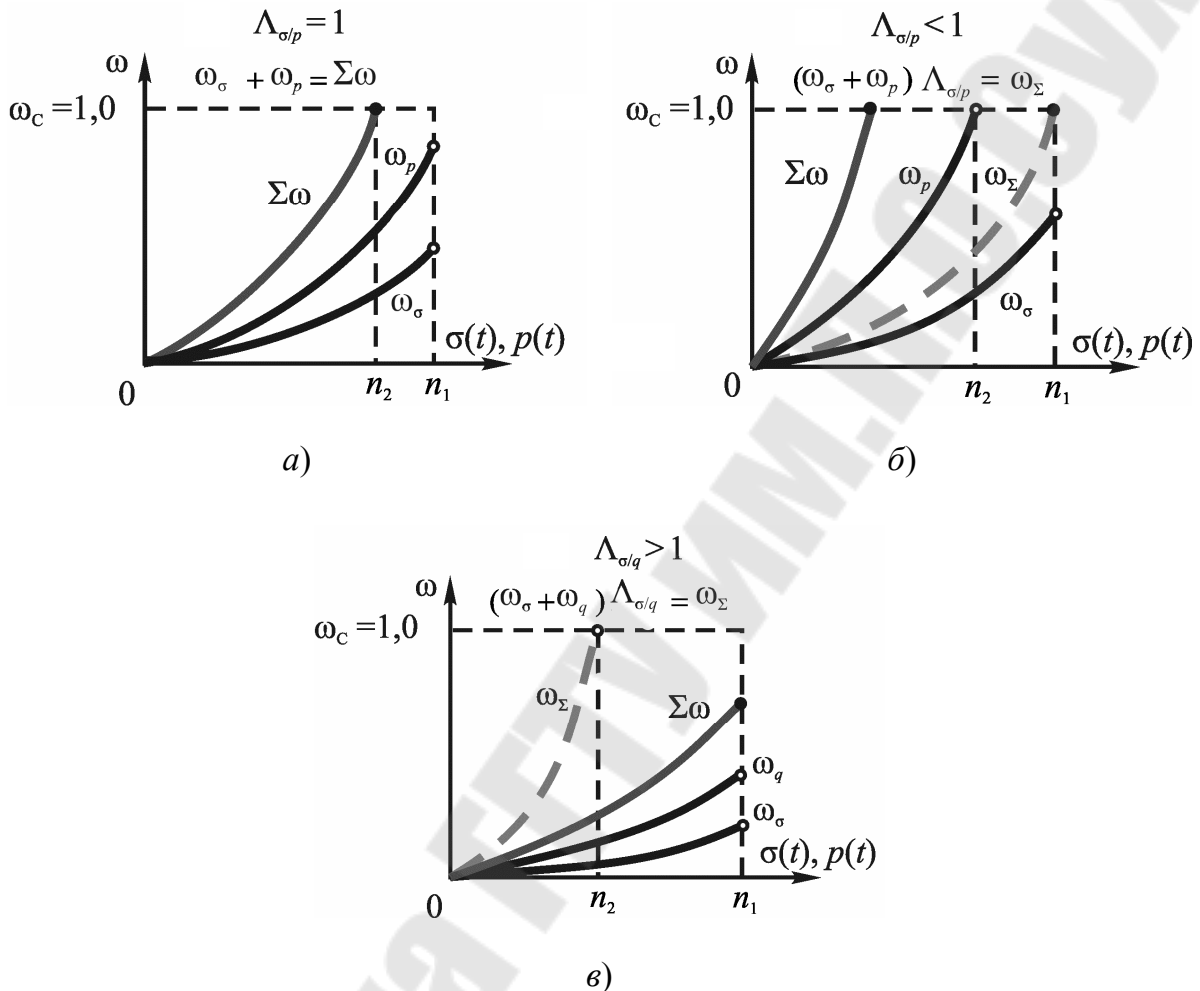


Рисунок 10.2 – Схемы, поясняющие суммирование (а) и взаимодействие (б), в) повреждений (Л. А. Сосновский)

Обратимся теперь к другому практическому случаю взаимодействия необратимых повреждений – разрушению ротора турбогенератора при фреттинг-усталости (см. рисунок 1.2).

Схема, адекватно отражающая ситуацию при фреттинг-усталости, дана на рисунке 10.2, в. Накопленные за время n_1 повреждения от циклической (ω_σ) и контактной (ω_q) нагрузок были столь малыми, что даже и их сумма $\Sigma\omega \ll 1$ была много меньше критического значения. Но если снова принять во внимание, что повреждения

от контактной и внеконтактной нагрузок взаимодействуют в соответствии с (9.3):

$$f_{\Sigma}(\omega_{\sigma} \rightleftharpoons \omega_p) = (\omega_{\sigma} + \omega_p)\Lambda_{\sigma/p} = \omega_{\Sigma}, \Lambda_{\sigma/p} > 1, \quad (10.2)$$

но так, что $\Lambda_{\sigma/p} \gg 1$, то отказ ротора при фреттинг-усталости прогнозируется при $n_2 \ll n_1$, что и случилось в действительности.

Объединяя (10.1) и (10.2), приходим к гипотезе: *взаимодействие необратимых повреждений*, обусловленных контактной и внеконтактной нагрузками, является *диалектическим* и может быть описано выражением

$$(\omega_{\sigma} + \omega_p)\Lambda_{\sigma/p} = \omega_{\Sigma}, \Lambda_{\sigma/p} \geq 1. \quad (10.3)$$

Здесь $\Lambda_{\sigma/p}$ – *параметр (или функция) необратимого взаимодействия повреждений*, который принимает «контрастные» значения в различных условиях эксплуатации или испытаний системы. Если $\Lambda_{\sigma/p} \gg 1$, то, очевидно, мы имеем дело с процессами взаимодействия, для которых характерно *самопроизвольное разупрочнение*: могут быть малые (не опасные с традиционной точки зрения) величины σ и p (и, следовательно, малые ω_{σ} и ω_p), но большие значения $\Lambda_{\sigma/p}$. И тогда *критическая (предельная) величина износоусталостных повреждений*

$$\omega_{\Sigma} = \Lambda_{\sigma/p}(\omega_{\sigma} + \omega_p) = 1 = \omega_c \quad (10.4)$$

достигается за счет сильного взаимодействия мало изученных механофизико-химических явлений. Если же $\Lambda_{\sigma/p} \ll 1$, то, наоборот, очевидно, что мы имеем дело с процессами взаимодействия, для которых характерно *самопроизвольное упрочнение*: могут быть большие величины σ и p (превышающие обычные предельные напряжения σ_{-1} и p_f) и, следовательно, большие ω_{σ} и ω_p (если б они развивались отдельно, независимо друг от друга), но малые значения $\Lambda_{\sigma/p} \ll 1$. И тогда достижение критической величины (10.3) комплексных повреждений существенно замедляется вследствие развития процессов самопроизвольного упрочнения при эксплуатации или испытаниях.

Изложенная гипотеза хорошо подтверждается и результатами многочисленных экспериментов, и данными об опыте эксплуатации реальных трибофатических систем ответственного назначения.

Дадим ее обобщение, исходя из того, что необратимые повреждения ω_σ и ω_p обусловлены не только напряжениями, но и деформациями, т. е. в общем случае – энергией деформации. Тогда подведенную к системе энергию ΣU будем считать состоящей из рассеянной и эффективной частей:

$$\Sigma U = U_{\text{cons}} + U_{\Sigma}^{\text{eff}}; \quad (10.5)$$

последняя (U_{Σ}^{eff}) расходуется на образование и накопление необратимых повреждений. Поскольку $\omega_p \sim U_p^{\text{eff}}$ и $\omega_\sigma \sim U_\sigma^{\text{eff}}$, то при износосталостном повреждении эффективные энергии от контактной (U_p^{eff}) и внеконтактной (U_σ^{eff}) нагрузок не суммируются

$$U_{\Sigma}^{\text{eff}} \neq U_\sigma^{\text{eff}} + U_p^{\text{eff}}, \quad (10.6)$$

но, как и повреждения, диалектически взаимодействуют таким образом, что $\omega_\Sigma \sim U_{\Sigma}^{\text{eff}}$.

Теперь с учетом (10.1) и (10.2) можно сформулировать *гипотезу взаимодействия эффективных энергий* в трибофатической системе [1], [4], [5]:

$$(U_\sigma^{\text{eff}} + U_p^{\text{eff}}) \Lambda(\omega_\sigma \rightleftharpoons \omega_p) = U_{\Sigma}^{\text{eff}}, \quad \Lambda \geq 1, \quad (10.7)$$

или

$$(U_\sigma^{\text{eff}} + U_p^{\text{eff}}) \Lambda_{\sigma/p} = U_{\Sigma}^{\text{eff}}, \quad \Lambda_{\sigma/p} \geq 1. \quad (10.7a)$$

Согласно (10.7), результат (U_{Σ}^{eff}) взаимодействия повреждений $\omega_\sigma \rightleftharpoons \omega_p$ и, следовательно, энергий ($U_\sigma^{\text{eff}} \rightleftharpoons U_p^{\text{eff}}$) определяется как условиями нагружения, так и направленностью процессов упрочнения–разупрочнения. Если $\Lambda > 1$, преимущественным является процесс разупрочнения, а если $\Lambda < 1$, ведущим оказывается процесс упрочнения.

Предельное (критическое) состояние трибофатической системы наступает тогда, когда эффективная энергия (10.7a) достигнет критической величины U_0 [1], т. е.

$$U_{\Sigma}^{\text{eff}} = (U_\sigma^{\text{eff}} + U_p^{\text{eff}}) \Lambda_{\sigma/p} = U_0. \quad (10.8)$$

Критерий (10.8) сводится к (10.4), так как энергетические меры поврежденности

$$\omega_{\sigma}^{eff} = U_{\sigma}^{eff} / U_0, \quad \omega_p^{eff} = U_p^{eff} / U_0, \quad \omega_{\Sigma} = U_{\Sigma}^{eff} / U_0. \quad (10.9)$$

Это означает, что параметры взаимодействия $\Lambda_{\sigma/p}$ при обоих подходах к анализу достижения предельного состояния [и (10.4), и (10.8)] являются одинаковыми.

Таким образом, принцип (9.3) в формах (10.3) и (10.7) описывает *диалектику Λ -взаимодействия необратимых повреждений (эффективных энергий) в системе.*

Дополним данный выше анализ результатами экспериментального исследования взаимодействия повреждений на микро- и макроуровнях.

Комплексное износоусталостное повреждение изучаемой трибофатической системы (см. рисунок 10.1) формируется двумя специфическими источниками. Первый источник обусловлен контактным взаимодействием элементов системы, второй – повторно-переменным объемным деформированием одного из элементов. Чтобы понять различия в характере повреждений при контактной, механической и контактно-механической усталости, рассмотрим четыре примера.

1 Типичное начальное повреждение поверхности вала в процессе механической усталости показано на рисунке 10.3, *а*: это экструзии и интрузии [1]. Если вал становится одним из тел пары трения при качении, начальное повреждение его поверхности оказывается иным [30]. На рисунке 10.3, *б* показана поверхность вала после испытаний на контактную усталость. В результате контактно-фрикционных процессов при качении формируется специфическая зеренная структура, на фоне которой ясно видны микротрещины. Как зерна, так и трещины оказываются вытянутыми и однонаправленными – по движению при трении. Они – результат деформационной фрагментации и начального разрушения исходной структуры. А если вал становится элементом трибофатической системы, начальное повреждение его поверхности (рисунок 10.3, *в*) принципиально отличается от того, что мы наблюдали при механической и контактной усталости. Теперь при контактно-механической усталости обнаруживается комплексное повреждение: пересекающаяся система множественных полос скольжения и субмикротрещин-пор. Таков результат взаимодействия повреждений, обусловленных двумя источниками, на микроуровне.

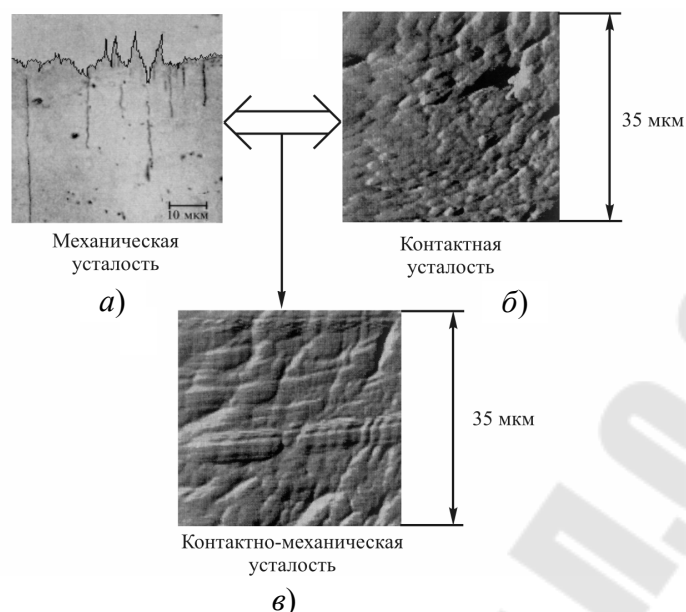


Рисунок 10.3 – Результат (в) необратимого взаимодействия (\Leftrightarrow) поверхностных микроповреждений (а, б), обусловленных механической и контактной усталостью

2 Предельное состояние вала при циклическом нагружении – разделение его на две части вследствие зарождения и развития поперечной магистральной усталостной трещины (рисунок 10.4, а, б). При этом очаг трещины, как правило, обнаруживается в слабой зоне, расположенной в окрестности поверхности. Предельное состояние того же вала при контактной усталости не связано с объемным разрушением – оно может достигаться путем образования на поверхности трения ямок выкрашивания критической плотности (рисунок 10.4, в). А в случае контактно-механической усталости излом вала становится принципиально иным (рисунок 10.4, г, д): в кольцевой поверхностной зоне обнаруживается большое количество очагов множественных усталостных трещин; характер излома можно определить как многоочаговый (многолопастный). Это и есть результат сложного взаимодействия повреждений от контактной и внеконтактной нагрузок. На рисунке 10.4, а можно видеть ровные берега обычной усталостной трещины, а на рисунке 10.4, г – рваные берега множественных контактно-усталостных трещин, которые развиваются зигзагообразно – от одной к другой (слабой) группе поверхностных ямок выкрашивания (см. рисунок 10.4, в). Таков результат взаимодействия повреждений, обусловленных двумя источниками, на макроуровне.

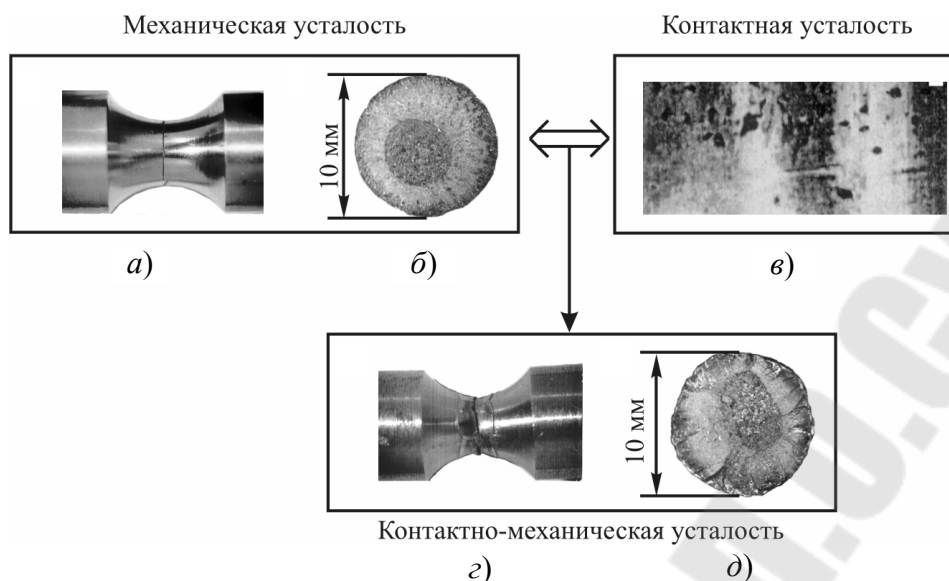


Рисунок 10.4 – Результат (г, д) необратимого взаимодействия (\Leftrightarrow) макроповреждений (а, б и в) вала, обусловленных механической и контактной усталостью

3 При контактной усталости, в зависимости от условий деформирования, возможно подповерхностное зарождение множественных малых начальных трещин, развитие которых параллельно контактной площадке (рисунок 10.5, а) приводит к своеобразному поверхностному разрушению – износу отслаиванием и выкрашиванию частиц материала (рисунок 10.5, б). А при контактно-механической усталости, в определенных условиях, обнаруживается подповерхностный очаг поперечной магистральной усталостной трещины, развитие которой приводит к разделению рельса на части (рисунок 10.5, в). Условия для столь кардинального изменения характера разрушения создаются в результате сложного взаимодействия повреждений, генерируемых соответствующими нагрузками.

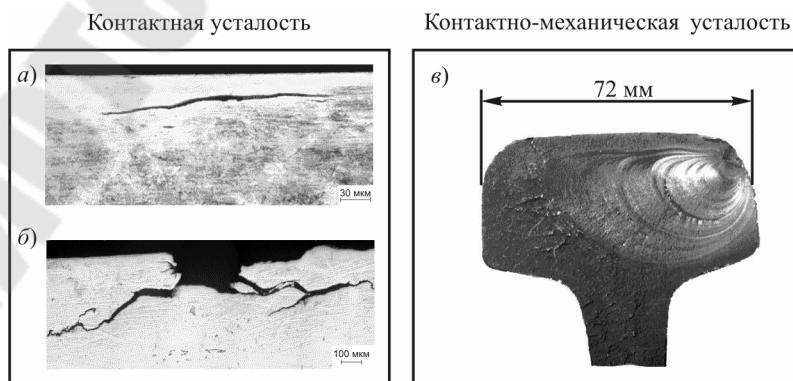


Рисунок 10.5 – Поверхностное и объемное повреждение и разрушение

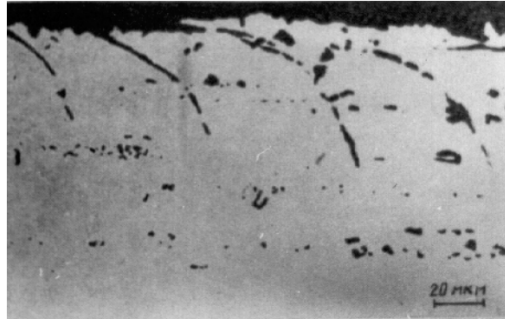
4 Наконец, снова обратимся к рисунку 9.2 – и уже на субмикровыводне подтвердим сделанные выше выводы. Они, эти выводы, естественно отражаются на закономерностях изменения макрохарактеристик сопротивления износоусталостным повреждениям.

Подчеркнем: процесс взаимодействия повреждений, обусловленных трением и циклическим нагружением, имеет место лишь на 1-й стадии, – до тех пор, пока не образуется магистральная усталостная трещина. Развитие последней, как правило, уже не зависит от контактной нагрузки – оно контролируется нагрузкой внеконтактной.

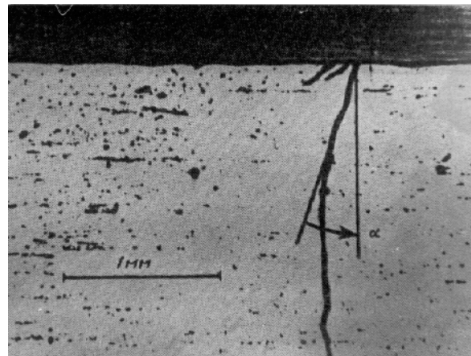
Проанализируем это на примере фреттинг-усталости.

Первые, очень короткие микротрещины появляются после нескольких сотен или даже десятков циклов нагружения, но они разряжаются (уничтожаются) за счет абразивного действия частиц окислов, которые образуются в зоне контакта. После нескольких тысяч циклов нагружения в тонком поверхностном слое, обычно в том месте, где находится край мостика фреттинга, появляются множественные микротрещины (рисунок 10.6, *a*), распространяющиеся на 1-й стадии под углом $15\text{--}45^\circ$ к нормали, проведенной к поверхности образца. Это означает, что их начальное развитие обусловлено процессом фреттинга и контролируется максимальным касательным напряжением, которое представляет собой комбинацию касательных напряжений от трения и от повторно-переменной нагрузки.

Поскольку возникает много трещин фреттинг-усталости, то они, пересекаясь, приводят к выколу частичек из тонкого поверхностного слоя (рисунок 10.7). Другой механизм образования подобных выколов состоит в том, что направление развития начальной наклонной трещины (см. рисунок 10.6, *a*) меняется примерно на 90° , и она снова выходит на поверхность.



а)



б)

Рисунок 10.6 – Микротрещины в алюминиевом сплаве в первом периоде (а) (K. I. Ni x, T. C. Lindley), магистральная трещина во втором периоде (б) фреттинг-усталости (P. R. Edwards)

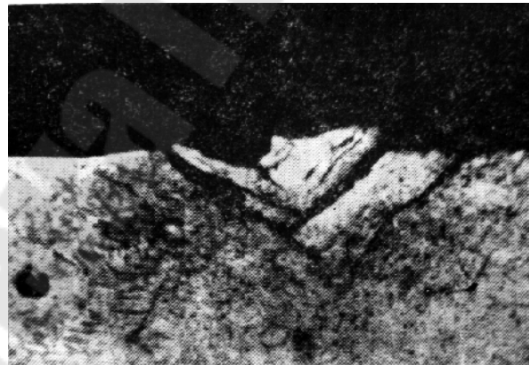


Рисунок 10.7 – Частица металла, отделившаяся от деформируемой поверхности при испытаниях на фреттинг-усталость (J. E. Fild, D. M. Waters)

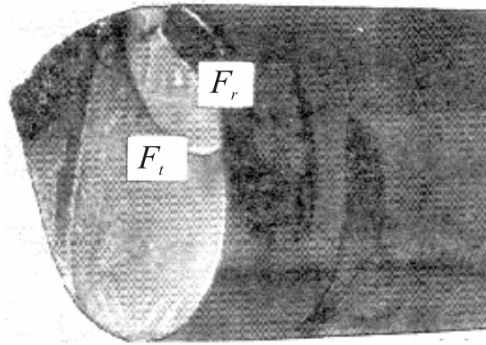


Рисунок 10.8 – Излом образца улучшенной стали 45 в процессе фреттинг-усталости (Л. А. Сосновский)

Если начальная трещина достигает глубины около 50–200 мкм (в зависимости от свойств материала и условий контакта), то образуется магистральная трещина, которая поворачивается так, что далее развивается перпендикулярно направлению наибольшего главного напряжения от повторно-переменной нагрузки (см. рисунок 10.6, б). Считают, что рост такой трещины (2-я стадия) не зависит от условий фреттинга и контролируется коэффициентом интенсивности напряжений K_1 , который определяется нормальным напряжением.

Излом образца при фреттинг-усталости имеет особенность, которая всегда позволяет отличать его от обычного усталостного излома. В зоне зарождения и начального развития трещины (стадия I) поверхность фреттинг-излома (F_r) наклонна к плоскости обычного усталостного излома (F_t , рисунок 10.8).

По экспериментальным данным (см. рисунки 1.2, 7.1 и 9.1) составим схему, представленную на рисунке 10.9. Из него следуют очевидные заключения: если $\Lambda < 1$, мы имеем дело с *самоупрочняющейся* (в процессе испытаний или работы в данных условиях) *системой*; если $\Lambda > 1$, система оказывается *саморазупрочняющейся*; если же обнаруживается, что $\Lambda < 1$ переходит в $\Lambda > 1$, то это означает, что в связи с изменением определяющих условий работы или эксплуатации, ведущие процессы упрочнения сменяются процессами разупрочнения.

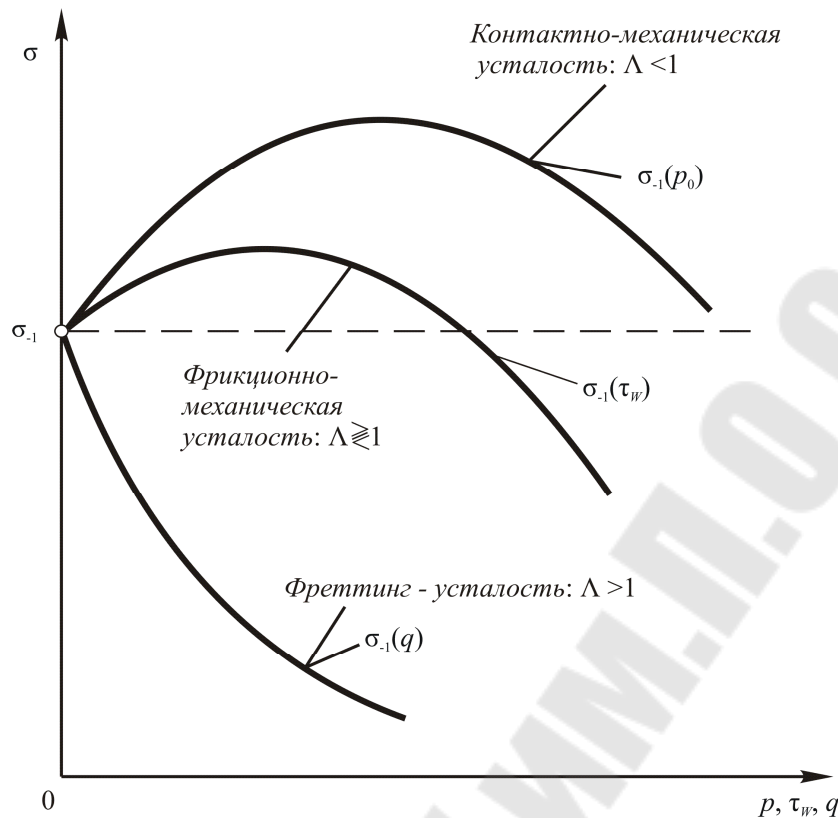


Рисунок 10.9 – Схема, поясняющая основные особенности Λ -взаимодействий при прямом эффекте (Л. А. Сосновский)

На рисунке 10.9 условия работы трибофатических систем характеризуются уровнем циклических напряжений и соответствующими интегральными параметрами: наибольшим давлением в центре площадки контакта (p_0) при трении качения (контактно-механическая усталость), фрикционным напряжением τ_w при трении скольжения (фрикционно-механическая усталость) и максимальным контактным давлением (q) при трении проскальзывания (фреттинг-усталость). Заметим также, что выпуклые кривые на рисунке 10.9 описывают, в сущности, *единство и борьбу противоположностей* (процессов упрочнения-разупрочнения) со следующей характерной особенностью: *степень упрочнения – всегда конечна* (кривые $\sigma_{-1}(p_0)$ и $\sigma_{-1}(\tau_w)$ обнаруживают максимум), тогда как *степень разупрочнения – может быть как угодно большой*; последнее особенно проявилось при фреттинг-усталости (см. рисунок 1.2).

Схема, представленная на рисунке 10.9, относится к анализу прямого эффекта. Анализ закономерностей обратного эффекта аналогичен. И всякая теория предельных состояний трибофатических систем будет удовлетворительной, если она позволит правильно описать

диалектическое взаимодействие повреждений при реализации обоих указанных эффектов.

Еще раз отметим: речь идет о *диалектическом взаимодействии необратимых повреждений*. Главная его особенность состоит в том, что взаимодействие повреждений – в зависимости от условий реализации – может вести не только к разупрочнению (см. рисунок 10.9 – кривые $\sigma_{-1}(q)$ и $\sigma_{-1}(\tau_w)$), но и к упрочнению (см. кривые $\sigma_{-1}(p_0)$ и $\sigma_{-1}(\tau_w)$) элементов конструкций. А процессы самопроизвольного упрочнения при эксплуатации (см., например, рисунок 9.1) есть *дополнительный резерв для повышения надежности систем по критериям трибофатиги*.

Глава 11 ТРЕНИЕ В ТРИБОФАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

На рисунке 11.1 представлена простейшая трибофатическая система пластинка/вал, которая работает в условиях ФМУ: трение скольжения (скорость ω) при действии контактной нагрузки F_N и одновременно циклический изгиб вала моментом $\pm M(t)$. Как известно, закон трения при скольжении (для пары трения на рисунках 11.1, а, б), называемый также законом Амонтона, гласит: сила трения (F_S) пропорциональна контактной нагрузке (F_N):

$$F_S = f_S F_N \quad (11.1)$$

и коэффициент трения

$$f_S = \frac{F_S}{F_N} = \text{const}, \quad (11.2)$$

где согласно рисунку 11.1, б принято, что фрикционные напряжения (удельная сила трения) τ_w и контактное давление p_a распределены равномерно по площадке контакта $a \times b = A_a$, т. е.

$$\tau_w = F_S/A_a, \quad p_a = F_N/A_a. \quad (11.3)$$

Применительно к трению проскальзывания при действии контактной нагрузки F_N и изгибающего момента $\pm M(t)$ (см. рисунок 11.1, а, в) в соответствии с законом Амонтона аналогично имеем циклическую силу трения

$$\pm F_C(t) = f_C(t) F_N, \quad (11.4)$$

где W – момент сопротивления вала изгибу, и *циклический коэффициент трения*

$$\pm f_C(t) = \frac{F_C(t)}{F_N}. \quad (11.5)$$

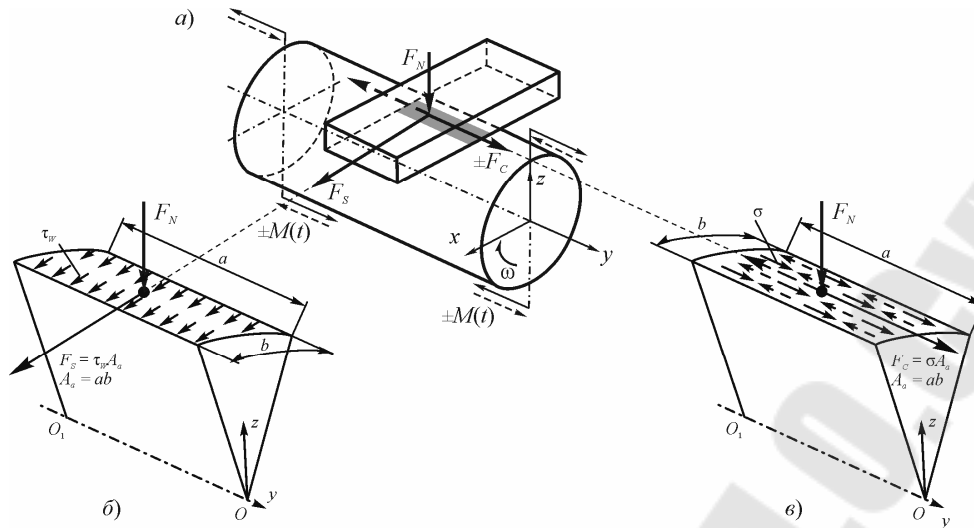


Рисунок 11.1 – Схема нагружения ТФС типа вал/подшипник скольжения (а) и схемы к определению однонаправленной («статической») (б) и циклической (в) составляющих силы трения в ТФС (OO_1 – ось вала)

Циклическая сила трения в формулах (11.4) и (11.5), согласно рисунку 11.1, в возбуждает на площадке контакта равномерно распределенные циклические напряжения ($\pm\sigma$) так, что

$$\pm F_C(t) = \pm\sigma(t) A_a = \pm M(t) \frac{A_a}{W}. \quad (11.6)$$

В отличие от формул (11.1) и (11.2), в (11.4) и (11.5) учтено изменение характеристик трения во времени t и принят во внимание тот факт, что циклические напряжения могут менять знак ($\pm\sigma$), т. е. в зоне трения возникают либо напряжения сжатия ($-\sigma$), либо напряжения растяжения ($+\sigma$), обусловленные соответствующей повторно-переменной нагрузкой ($\pm M(t)$).

Четыре частные характеристики (11.1), (11.2) и (11.4), (11.5) можно свести, с учетом (11.3) и (11.6), к двум относительным комплексным характеристикам трения в трибофатической системе:

$$\pm F_C/F_S = \pm F_{CIS} \text{ и } \pm f_C/f_S = \pm f_{CIS},$$

которые, как нетрудно заметить, имеют одинаковое численное значение:

$$\pm F_{CIS} = \pm f_{CIS} = \pm\sigma_a/\tau_w = \pm\sigma_a/f_S p_a$$

в случае, если циклическое деформирование описывается наибольшим значением переменного напряжения – амплитудой σ_a .

Таким образом, хотя трение в трибофатической системе есть более сложное явление, чем трение при (чистом) скольжении, тем не менее оно может быть описано *единственной характеристикой*:

$$f_F = \pm \sigma_a / \tau_S = \pm \sigma_a / f_S p_a, \quad (11.7)$$

которая является *комплексным показателем трения* в трибофатической системе; его называют *индексом трения* в такой системе [1].

При этом между f_S и f_F имеет место следующее принципиальное различие: если коэффициент трения – всегда величина положительная, то индекс трения может быть положительным либо отрицательным в зависимости от знака циклических напряжений, возбуждаемых в зоне контакта.

Теоретически показано (см., например, [1]) и экспериментально подтверждено (см., например, [32]), что все характеристики трения зависят от величины внеконтактной нагрузки, если напряжения, ею вызванные, распределены в области контакта. Поэтому ясно, например, что в трибофатической системе (удельная) сила трения (τ_w) есть функция $\tau_w(\sigma)$ циклических напряжений σ_a . Введя обозначение $\tau_{w/\sigma}$ для силы трения в такой системе, имеем:

$$\tau_{w/\sigma} = \tau_{w/\sigma}(\tau_w, \sigma_a). \quad (11.8)$$

Поскольку в общем случае сила трения пропорциональна нагрузке в контакте, функцию (11.8) следует считать линейной, т. е.

$$\tau_{w/\sigma} = \tau_w \pm \mu_p \sigma_a = f p_a \pm \mu_p \sigma_a, \quad (11.9)$$

где коэффициент пропорциональности μ_p может иметь, как и f_S , численные значения в интервале

$$0 \leq \mu_p \leq 1. \quad (11.10)$$

Полученные выше решения относятся к трибофатическим системам, которые работают в условиях трения скольжения. Нетрудно понять, что они применимы и для трибофатической системы, в которых реализуется трение качения, в этом случае надо во всех формулах заменить p_a на p_0 – наибольшее значение контактного давления в точке контакта.

Из (11.9) следует обобщенный закон трения в трибофатической системе:

$$F_{\tau/\sigma} = F_S \pm \mu_p F_C(t) = fF_N \pm \mu_p F_C(M). \quad (11.11)$$

Согласно (11.11), сила трения в трибофатической системе ($F_{\tau/\sigma}$) прямо пропорциональна как контактной нагрузке (F_N), так и неконтактной (внешней объемной) нагрузке ($\pm M(t)$), которая обуславливает циклическую силу трения ($\pm F_C$) (см. рисунок 11.1).

В функцию (11.9) введем индекс трения (11.7):

$$\tau_{w/\sigma} = \tau_w \left(1 \pm \mu_p \frac{\sigma_a}{\tau_w} \right) = \tau_w (1 \pm \mu_p f_F). \quad (11.12)$$

Если разделить обе части формулы (11.12) на p_a , получим коэффициент трения в трибофатической системе, выраженный через индекс трения:

$$f_{w/\sigma} = f_S \left(1 \pm \mu_p \frac{\sigma_a}{\tau_w} \right) = f_S (1 \pm \mu_p f_F). \quad (11.13)$$

Из (11.12) и (11.13) следует, что удельная сила ($\tau_{w/\sigma}$) и коэффициент ($f_{w/\sigma}$) трения в трибофатической системе пропорциональны и индексу трения (f_F).

Выше изложен феноменологический подход к анализу процессов трения в трибофатической системе. К настоящему времени известен и деформационный подход к анализу трения в трибофатической системе [1], разработанный на основе методов теории упругости и механики контактного взаимодействия. Кратко изложим полученное решение.

Теоретически сила трения в трибофатической системе $F_{\sigma/p}$ может рассматриваться как некоторая функция обычной силы трения при скольжении (качении) $F^{(s)}$, которая возникает в окружном направлении (объект – пара трения), и внеконтактной составляющей $F^{(b)}$ силы трения, которая дополнительно возникает вследствие возбуждения неконтактных (циклических) напряжений (деформаций) (рисунок 11.2). Это означает, что напряжения и деформации, вызванные внеконтактной нагрузкой, формируют дополнительные граничные условия на поверхности контакта.

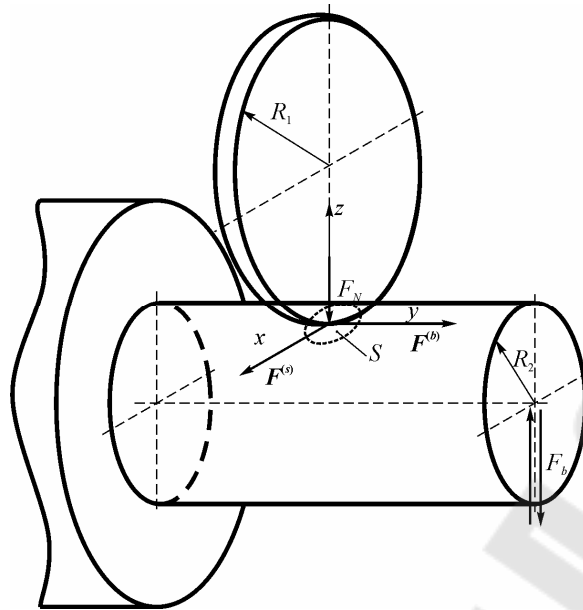


Рисунок 11.2 – К анализу условий трения в трибофатической системе типа ролик/вал

Формализация закона трения в деформационной постановке для трибофатической системы имеет вид:

$$F_{\sigma/p} = F^{(s)} + F^{(b)} = \int_S f^{(s)} p(x, y) ds = \int_S f^{(s)} [p_c(x, y) + p_b(x, y)] ds = f^{(s)} (F_N + P_b). \quad (11.14)$$

На основании (11.14) получена формула для коэффициента трения в трибофатической системе

$$f_{\sigma/p} = f^{(s)} \left[1 + k_{\sigma/p} \left(\frac{\sigma_{yy}^{(b)}}{p_0} \right) \right], \quad 0 \leq k_{\sigma/p} \leq 1, \quad (11.15)$$

где p_0 – максимум распределения p ; $k_{\sigma/p}$ – функция, зависящая от соотношения действующих в области контакта напряжений, вызванных внеконтактной и контактной нагрузками.

На рисунке 11.3 представлены результаты расчетов по формуле (11.15) по следующим исходным данным:

$$f^{(s)} = 0,5; \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad \nu = 0,3; \quad R_1 = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}; \quad R_2 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}, \quad k_{\sigma/p} = 0,225.$$

Из рисунка 11.3 следует общая закономерность: в трибофатической системе с ростом циклических напряжений коэффициент трения растет в зоне сжатия ($\sigma < 0$) и уменьшается в зоне растяжения ($\sigma > 0$).

Была выполнена экспериментальная проверка полученных решений. Испытаны трибофатическая система сталь 18ХГТ/сталь 18ХГТ

и трибофатическая система сталь 45/сталь 25ХГТ (рисунок 11.4). Все графики, представленные на этом рисунке, можно аппроксимировать линейным уравнением одного вида:

$$f_{\sigma/p} = f_r \left[1 \pm a_r \frac{\sigma_a}{p_0} \right], \quad (11.16)$$

где a_r – параметр взаимодействия, характеризующий угол наклона прямых $f_{\sigma/p}$ к оси абсцисс. Каждой точке на графике (см. рисунок 11.4) соответствуют 20 значений $f_{\sigma/p}$. Нетрудно видеть, что уравнение (11.16) идентично полученным ранее уравнениям (11.13) и (11.15) и хорошо соответствует экспериментальным данным.

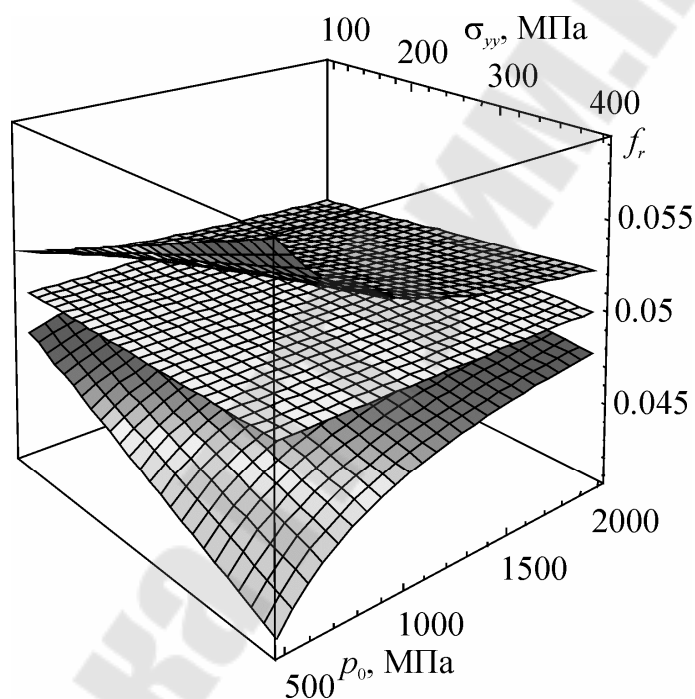


Рисунок 11.3 – Коэффициент трения качения в зависимости от контактной (p_0) нагрузки и циклических напряжений (σ_{xx})

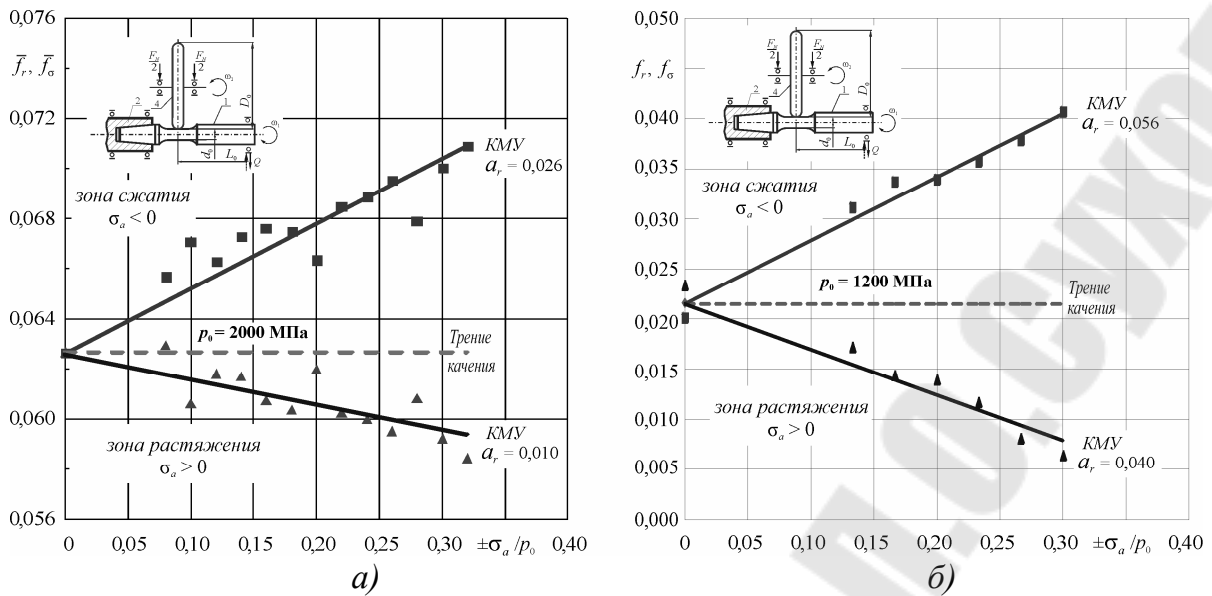


Рисунок 11.4 – Трибофическая система сталь 18ХГТ/сталь 18ХГТ (а) и трибофическая система сталь 45/сталь 25ХГТ (б): зависимость средних значений коэффициента трения \bar{f}_σ от соотношения σ_a/p_0 (пунктиром указано значение коэффициента сопротивления качению \bar{f}_r в паре трения)

В соответствии с теорией при реализации трения в зоне растяжения с ростом величины индекса трения (σ_a/p_0) происходит снижение среднего значения коэффициента трения, а при трении в зоне сжатия, наоборот, имеет место его увеличение. При этом изменения коэффициента трения достигают 80...100 %. Очевидно, что неучет такого изменения коэффициента трения, обусловленного действием неконтактных нагрузок, не может не привести к большой погрешности практического расчета трибофических систем.

Глава 12 О МОДЕЛИРОВАНИИ УСЛОВИЙ РАБОТЫ РЕАЛЬНЫХ СИСТЕМ

12.1. Оригинальная модель зубчатой передачи и методика ее испытания

Зубчатые передачи являются наиболее ответственными и высоконагруженными силовыми системами контактного взаимодействия современных машин. К основным видам разрушения зубчатых колес относятся усталостный излом зубьев, происходящий у основания ножки зуба в области переходной кривой, и контактные разрушения рабочих поверхностей зубьев.

Существующие методы испытания зубчатых колес обладают рядом недостатков. В частности, в результате испытаний определяют сопротивление либо только контактной, либо только изгибной усталости, при этом для испытаний требуются разные стенды (и разные типоразмеры образцов).

В этой связи предложен оригинальный метод совмещенных испытаний материалов для зубчатых колес. Метод позволяет получить кривые изгибной и контактной усталости при испытаниях единой модели зубчатого зацепления при действии единой (в обоих случаях) контактной нагрузки – как в натуральных условиях. Для экспериментального определения сопротивления как изгибной, так и контактной усталости одновременно используется специальная модель зубчатого зацепления (рисунок 12.1).

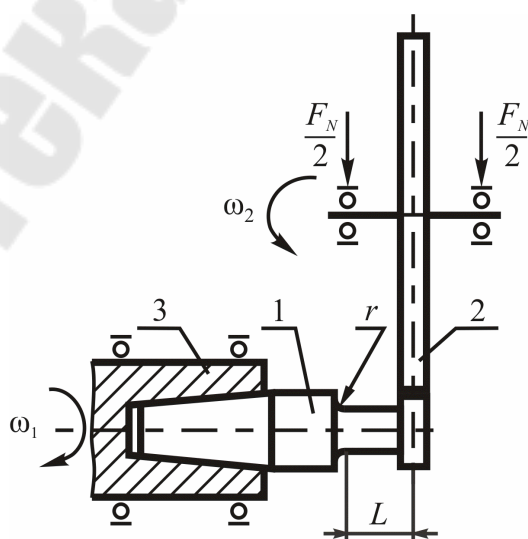


Рисунок 12.1 – Схема испытаний модели зубчатого зацепления

Особенностью модели является то, что цилиндрический образец 1 , изготовленный из материала зубчатого колеса, представляет собой консоль, на свободном конце которой сформирована зона контактного взаимодействия, а на другом конце сформирована зона изгиба в виде галтели, соответствующей переходной кривой у основания зуба.

Образец-модель 1 , закрепленный в шпинделе 5 , вращается с угловой скоростью ω_1 . К поверхности образца 1 , в зоне контакта 3 , с силой F_N прижат контрообразец 2 , ось вращения которого параллельна оси вращения образца, и который вращается с заданной скоростью ω_2 .

Путем регулирования скоростей ω_1 и ω_2 можно получить коэффициент проскальзывания, с высокой точностью имитируя скольжение в зубчатой передаче. Сила F_N , приложенная на плече L , обеспечивает одновременное возбуждение как контактных, так и изгибных напряжений в соответствующих зонах, а расстояние между этими зонами выбирают соответствующим расстоянию между полюсом зацепления и основанием зуба.

Предложенная модель имеет тот недостаток, что направление качения (и проскальзывания) у нее не совпадает с направлением действия максимального изгибающего напряжения. Однако этот недостаток, видимо, нельзя считать существенным.

Пример реализации метода совмещенных испытаний дан на рисунке 12.2. Были проведены совмещенные испытания моделей зубчатых зацеплений, изготовленных из стали 18ХГТ. Упрочнение поверхностного слоя образца проведено по технологии натурной детали – цементация на глубину $h = 0,4...0,8$ мм с последующей закалкой до твердости 54...64 HRCэ. Рабочие поверхности образцов и роликов шлифовали. Схема испытаний, а также основные размеры образца и контрообразца показаны на рисунке 12.1.

Испытания проводили при частоте 3000 мин^{-1} в условиях нормальной температуры. При испытаниях в зону контакта капельным способом подавали смазочный материал (редукторное масло ТАД-17).

Испытания вели непрерывно до наступления предельного состояния или до базового числа циклов.

Сначала при более высоких нагрузках реализуется изгибная усталость. Критерием предельного состояния являлось разрушение образца (разделение его на две части в результате развития в опасном сечении поперечной магистральной трещины).

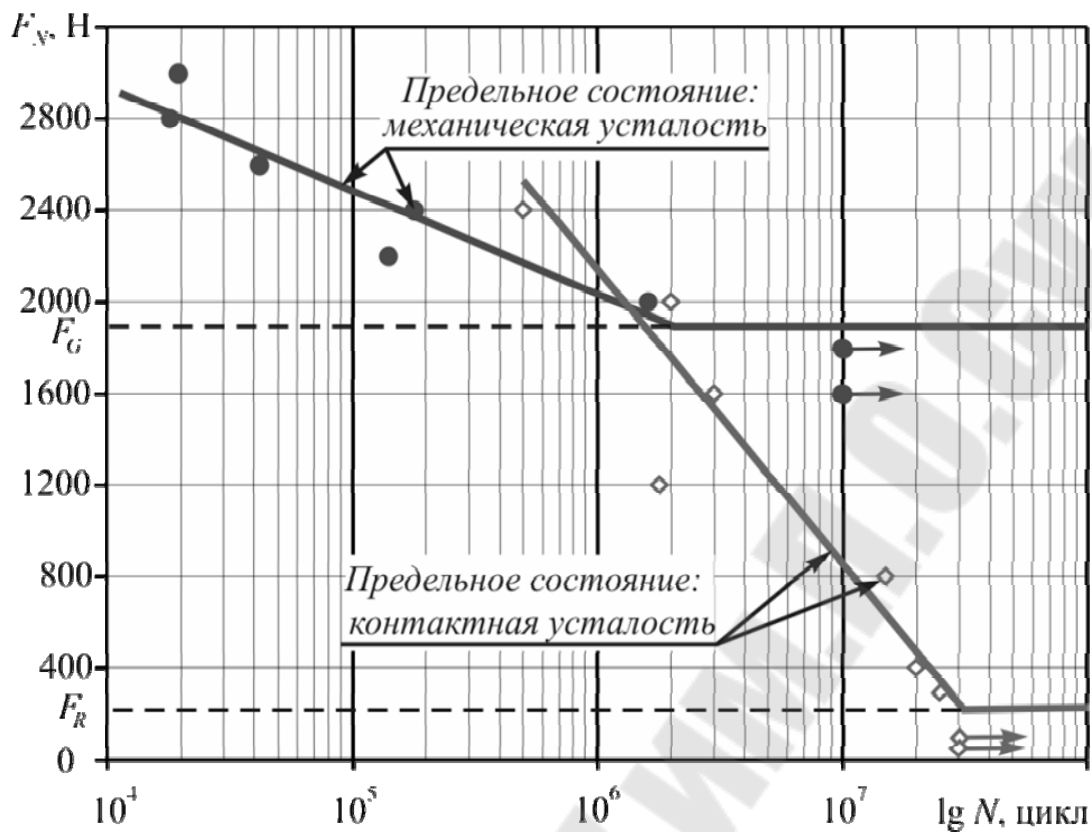


Рисунок 12.2 – Результаты испытания моделей зубчатого зацепления из стали 18ХГТ

База испытаний – 10^7 циклов. По результатам испытаний построена кривая изгибной усталости с абсциссой точки перелома около $2 \cdot 10^6$ циклов, и определена предельная нагрузка по критерию изгибной усталости $F_G = 1900$ Н (см. рисунок 12.2), соответствующая пределу выносливости $\sigma_{-1} = 570$ МПа.

Затем, при более низких нагрузках, реализуется контактная усталость. Критерием предельного состояния являлось предельное сближение осей в силовой системе (100 мкм). База испытаний – $3 \cdot 10^7$ циклов. По результатам испытаний построена кривая контактной усталости с абсциссой точки перелома около $3 \cdot 10^7$ циклов и определена предельная нагрузка по критерию контактной усталости $F_R = 200$ Н (см. рисунок 12.2), соответствующая пределу контактной усталости $p_f = 3100$ МПа.

Таким образом, специалисты получили оригинальную модель зубчатого зацепления и метод совмещенных испытаний. Метод позволяет построить кривые изгибной и контактной усталости при действии единой (в обоих случаях) контактной нагрузки.

Разработанная модель зубчатой передачи и методика ее испытания стандартизована и запатентована [33].

12.2 Оригинальная модель системы колесо/рельс и методика ее испытания

Анализ показал, что традиционные методы испытаний (либо на механическую, либо на контактную усталость) не могут правильно охарактеризовать сопротивление системы колесо/рельс комплексному износоусталостному повреждению и разрушению. Моделирование системы колесо/рельс может оказаться корректным только в том случае, если контактные и изгибные напряжения удалось бы возбуждать при действии единой нагрузки F_N – как в процессе эксплуатации.

Таким образом, требуется иметь принципиально новую модель для испытаний системы колесо/рельс. Сформулируем основные требования к построению такой модели:

- 1** Изгибающая и контактная нагрузка должна быть единой.
- 2** Опасные (наибольшие) контактные и опасные (наибольшие) изгибные напряжения должны обнаруживаться в единой области конечных размеров – в окрестности площадки контакта.
- 3** В общем случае площадка контакта должна быть эллиптической; по мере деформации и износа в процессе испытаний она может трансформироваться в (почти) полоску.
- 4** Элемент, моделирующий рельс, должен иметь варьируемую жесткость (по направлению действия силы F_N).
- 5** Условия испытаний должны привести к комплексному износоусталостному повреждению модели, основными проявлениями которого являются:

– различные виды поверхностного контактно-усталостного повреждения (износ, остаточная деформация, продольные микротрещины, ямки выкрашивания и т. п.);

– объемное разрушение путем развития поперечной магистральной усталостной трещины.

Эти требования вполне отражают условия работы и повреждения натурной системы колесо/рельс в процессе эксплуатации – во всяком случае, в наиболее существенных моментах.

Моделирование колеса, в соответствии со сформулированными выше требованиями, в принципе не представляет собой затруднений: это может быть ролик с одним либо двумя радиусами кривизны.

Принято, что рельс должен быть конструктивно представлен в виде ролика с одним либо с двумя радиусами кривизны. Это немедленно обеспечивает выполнение одного из главных требований: ролики можно вырезать из головки рельса так, что одна из его периферийных рабочих зон оказывается расположенной на дорожке катания рельса (рисунок 12.3, внизу – зона I). Дополнительно получается, что так вырезанный ролик обнаруживает важное свойство: при последовательном переходе от зоны I к зонам II либо IV испытаниям будут подвергаться соответствующие слои под поверхностью рельса, т. е. под дорожкой катания на любой глубине. Более того: в зонах II–III и III–IV будем иметь дело с практически неповрежденным – исходным материалом рельса. Таким образом, обеспечивается уникальная возможность сравнить свойства материала до и после эксплуатации рельса при испытании одного образца-модели.

Чтобы удовлетворить еще одному из главных требований к испытательной модели, принято, что элемент, моделирующий рельс, является не роликом, но – кольцом. Это основополагающая идея, которая позволяет в конечном счете предложить общую принципиальную схему модели колесо/рельс (см. рисунок 12.3), удовлетворяющую основным требованиям к ней, изложенным выше.

Конструктивная схема модели представлена на рисунке 12.3 (слева вверху).

Таким образом, основными достоинствами предложенного способа испытаний являются:

- осуществление контактной нагрузкой, прижимающей контробразец к образцу, одновременного возбуждения в зоне взаимодействия как контактных, так и изгибных напряжений, что приближает условия испытаний к условиям эксплуатации системы колесо/рельс;

- выполнение образца в виде кольца, что позволяет при его вырезке из натурального рельса не снимать его рабочий поверхностный слой.

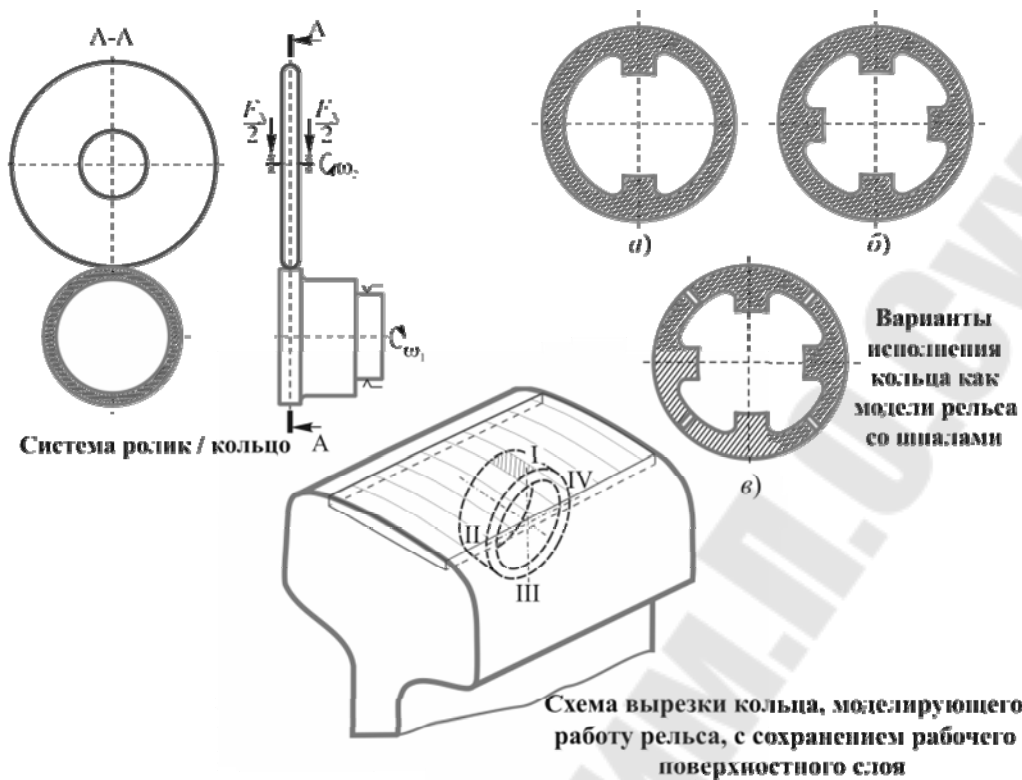


Рисунок 12.3 – Конструктивные модели системы колесо/рельс

Описанный способ моделирования системы колесо/рельс допускает совершенствование. Кольцо, моделирующее рельс, может иметь дискретно расположенные на внутренней поверхности выступающие элементы, имитирующие шпалы, количество которых может варьироваться (см. рисунок 12.3, справа сверху, *а*, *б*). Изменение количества дискретно расположенных на внутренней поверхности кольца выступающих элементов приводит к возможности изменения соотношения изгибных и контактных напряжений в соответствующих зонах. При вращении кольца происходит поочередный переход от надшпальной области (максимальная жесткость) к середине пролета (минимальная жесткость); тем самым имитируется изменение жесткости в системе рельс–основание. Кроме того, в кольце могут быть прорезаны пазы, имитирующие стыки рельсов, имеющиеся в реальных условиях эксплуатации (см. рисунок 12.3, справа сверху, *в*).

Апробация разработанного метода испытаний системы колесо/рельс успешно проведена на испытательной машине СИ-03. Разработанная модель системы колесо/рельс и методика ее испытания запатентована [34].

12.3 Оригинальная модель системы труба/поток жидкости под давлением и методика ее испытания

Проблема борьбы с коррозионно-эрозионной усталостью сталей является острой в различных отраслях: машиностроении (в том числе сельхозмашиностроении), трубопроводном транспорте и т. д.

Известны и широко применяются многообразные методы экспериментального исследования коррозионно-механической усталости и эрозии. Однако, по имеющимся сведениям, комплексные методы испытаний на коррозионно-эрозионную усталость отсутствуют.

На рисунке 12.4 приведена схема оригинального способа испытаний, который в известной мере имитирует работу системы труба/поток жидкости под давлением.

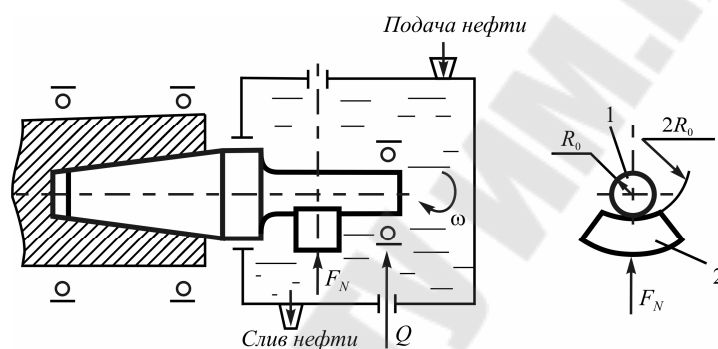
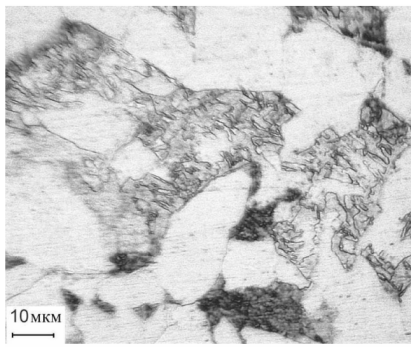


Рисунок 12.4 – Оригинальная модель системы труба/поток жидкости под давлением

Особенность контактного взаимодействия образца 1 и контрольного образца 2 состоит в том, что диаметр контактной поверхности контрольного образца вдвое превышает диаметр образца. Поэтому контакт осуществляется по узкой полоске, а между образцом и контрольным образцом реализуется конструктивный клин, в который затягивается жидкость при вращении образца. Если контакт между образцом и контрольным образцом будет чисто жидкостным, то контрольный образец исполняет лишь роль устройства для создания рабочего давления на площадке контакта твердого тела с жидкостью; последняя организуется в зоне растяжения изгибаемого образца. Непрерывное движение жидкости через конструктивный клин и площадку контакта обуславливает либо гидроэрозию (если среда слабо агрессивна), либо коррозионную эрозию (если среда агрессивна по отношению к металлу образца). Таким образом, предложенный метод испытаний имитирует, например, все основные условия работы внутренних поверхностей труб линейного участка нефтепровода.

С применением разработанного метода проведены испытания на коррозионно-эрозионную усталость в среде нефти двух серий образцов низколегированной трубной стали; в качестве контрольных образцов использовали полимер. Образцы одной серии имели обычную феррито-перлитную структуру; структурные составляющие характеризуются следующими значениями микротвердости: перлит – 200...210 HV, феррит – 170...180 HV. Микроструктура другой серии образцов имела особенность: в зернах перлита (средняя микротвердость 200...210 HV) обнаруживаются включения, которые имеют аномально высокую твердость (360...380 HV). Методами дефектоскопического контроля было установлено, что в стали с такой микроструктурой возникают магнитные аномалии. Поэтому цель испытаний состояла в том, чтобы оценить роль микроструктурного состояния стали на изменение ее сопротивления коррозионно-эрозионной усталости.

Результаты испытаний приведены на рисунке 12.5. Видно, что предел выносливости стали с магнитными аномалиями примерно на 8 % выше, чем обычной стали. Это означает, что имеется известная перспектива повышения сопротивления трубной стали коррозионно-эрозионной усталости путем упрочнения перлитной фазы.



↑
Микроструктура стали с магнитной аномалией

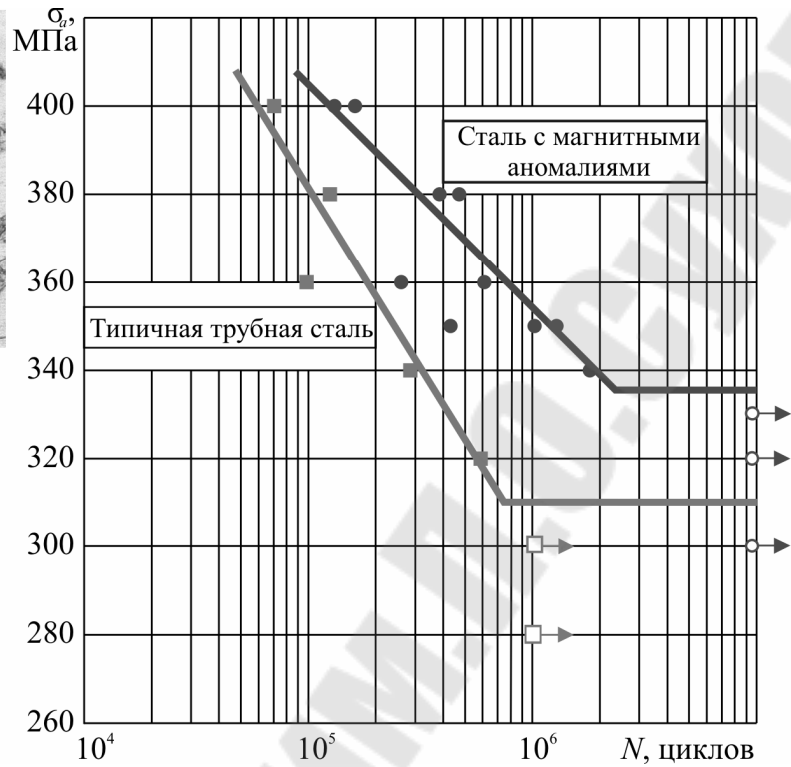


Рисунок 12.5 – Результаты испытания моделей системы труба/поток жидкости под давлением из типичной трубной стали и трубной стали с магнитными аномалиями

Описанная модель системы труба/поток жидкости под давлением и методика ее испытания в настоящее время запатентованы [35].

Глава 13 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРИБОФАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ

В обычной практике расчетов отдельных деталей на прочность при проектировании [36] решают две основные задачи. Из условия прочности, записанного, например, по критерию усталостного разрушения, определяют: 1) размеры поперечного сечения детали; 2) выбирают материал для ее изготовления. Методики таких расчетов разработаны давно и широко известны. В практике проектирования узлов трения подобный подход пока не применяется [37]. Это, по нашему мнению, связано с тем, что в трибологии расчетно-экспериментальные оценки характеристик трения и изнашивания базируются преимущественно на механике дискретного контакта.

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

Наша задача состоит в том, чтобы изложить принципы проектирования трибофатических систем и сравнительно проанализировать различные результаты расчета систем (а) традиционными методами (по отдельным критериям сопротивления усталости и (или) износостойкости) и (б) методами трибофатики (по комплексным критериям износостойкости) [1], [5], [8]. Поэтому мы будем рассматривать лишь простейшие трибофатические системы, схемы которых представлены на рисунке 4.2. Такие системы следует считать принципиальными, поскольку они находятся под воздействием как контактной, так и внеконтактной (повторно-переменной) нагрузок. Их можно считать и характерными, поскольку здесь обнаруживаются основные виды трения – при скольжении, качении, проскальзывании.

13.1 Определение размера поперечного сечения

Определим диаметр вала трибофатической системы, которая работает при фрикционно-механической усталости (см. рисунок 4.2, д). Условие прочности с коэффициентом запаса $n_{\sigma\tau}$ следует записать с учетом прямого эффекта:

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_{-1\tau} / n_{\sigma\tau}, \quad (13.1)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение. Величину $\sigma_{-1\tau}$ (предела выносливости вала с учетом влияния процессов трения и изнашивания) можно установить либо экспериментально (с помощью машин серии СИ для износоусталостных испытаний – см. главу 5), либо расчетным методом, например, по формуле

$$\sigma_{-1\tau} = \sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_W^2}{\tau_f^2}}, \quad (13.2)$$

где $\Lambda_{\sigma/\tau}$ – параметр взаимодействия необратимых повреждений, обусловленных контактной (индекс τ) и внеконтактной (индекс σ) нагрузками.

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

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{M}{\pi d^3 / 32}, \quad (13.3)$$

где W – момент сопротивления изгибу.

Учитывая (13.3) в (13.1), найдем, с учетом (13.2), необходимый диаметр вала:

$$d_{TF} \geq \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1\tau}}} = \sqrt[3]{\frac{32Mn_{\sigma\tau}}{\pi\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_W^2}{\tau_f^2}}}}. \quad (13.4)$$

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

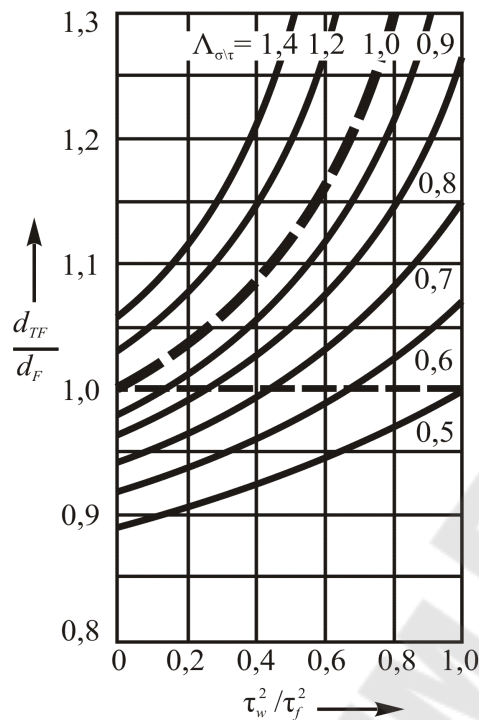


Рисунок 13.1 – К определению диаметра вала

Графический анализ формулы (13.4) дан на рисунке 13.1, где осью ординат служит отношение d_{TF}/d_F диаметра вала, определенного по критерию износоусталостного повреждения (d_{TF}) либо по критерию механической усталости (d_F); здесь принято, что коэффициенты запаса в обоих случаях одинаковы ($n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$). Случаю $d_{TF} = d_F$ соответствует горизонтальный пунктир на рисунке 13.1. Учет процессов трения и изнашивания при $\Lambda_{\sigma/\tau} = 1$ иллюстрируется криволинейной пунктирной линией; сплошные линии характеризуют случаи, когда $\Lambda_{\sigma/\tau} > 1$ либо $\Lambda_{\sigma/\tau} < 1$.

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

Таким образом, диаметр вала, определенный по критерию трибофатики, может быть существенно меньше или больше того диаметра, который был бы определен по критерию механической усталости при условии, что изгибающий момент в обоих случаях одинаков.

13.2 Определение площади контакта

Эту задачу решим для трибофатической системы, которая работает при контактно-механической усталости (см. рисунок 4.2, а). В таком случае условие прочности с коэффициентом запаса $n_{p\sigma}$ следует записать с учетом обратного эффекта:

$$p_0 \leq [p] = p_{f\sigma} / n_{p\sigma}, \quad (13.5)$$

где $[p]$ – допускаемое контактное давление. Величину $p_{f\sigma}$ (предела контактной выносливости с учетом влияния циклических напряжений) устанавливают либо экспериментально (с использованием машин серии СИ – см. главу 5), либо расчетным методом по формуле

$$p_{f\sigma} = p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/p}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}. \quad (13.6)$$

Рассмотрим далее случаи контакта вала с цилиндрическим роликом. Из (13.5) с учетом (13.6) получаем формулу для расчета требуемой (номинальной) площади контакта:

$$A_{TF} \geq \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_{f\sigma}} = \frac{2F_N n_{p\sigma}}{\pi p_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/p}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}. \quad (13.7)$$

Зная величину площади контакта (13.7) и радиус вала, радиус ролика вычислить нетрудно (например, по соответствующему решению Герца). Анализ условия (13.7) аналогичен анализу условия (13.4) и дан на рисунке 13.2. Из этого рисунка следует, что в зависимости от условий работы системы и принятых материалов для изготовления ее элементов может быть $A_{TF} \gg A_T$. Иными словами, площадь контакта, определенная по критерию трибофатики (A_{TF}), может быть существенно больше или меньше той площади, которая была бы определена по критерию «чистого» трения (A_T).

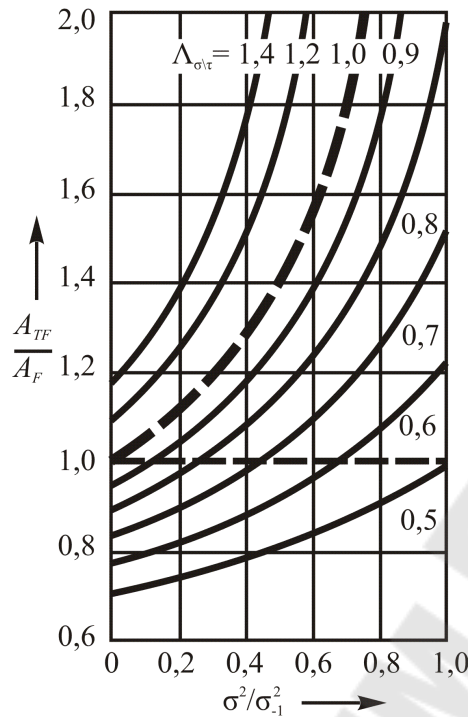


Рисунок 13.2 – К определению площади контакта

13.3 Выбор материала

В качестве примера рассмотрим задачу о выборе материала для вала на основе условия (13.1). Перепишем его в следующем виде:

$$\sigma_{-1\tau} / n_{\sigma\tau} = [\sigma] \geq \sigma. \quad (13.8)$$

Из (13.8) с учетом (13.2) имеем:

$$[\sigma]_{TF} = \frac{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}{n_{\sigma\tau}} \geq \sigma, \quad (13.9)$$

Из (13.9) определяем допускаемое напряжение по критерию износоусталостного повреждения $[\sigma]_{TF}$, а по нему – конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности.

Графический анализ условия (13.9) представлен на рисунке 13.3, при условии, что коэффициенты запаса прочности $n_{\sigma\tau} = n_{\sigma}$.

Нормативные значения $[n_{\sigma}]$ коэффициента запаса применительно к расчету элементов конструкций на механическую усталость приведены в таблице 13.1; там же даны рекомендуемые коэффициенты $n_{\sigma\tau}$

применительно к расчету элементов трибофатических систем по критерию износоусталостного повреждения. Видно, что $n_{\sigma\tau} < n$; это один из эффективных путей снижения конструктивной массы изделия при обеспечении требуемой эксплуатационной надежности его наиболее ответственных – трибофатических систем.

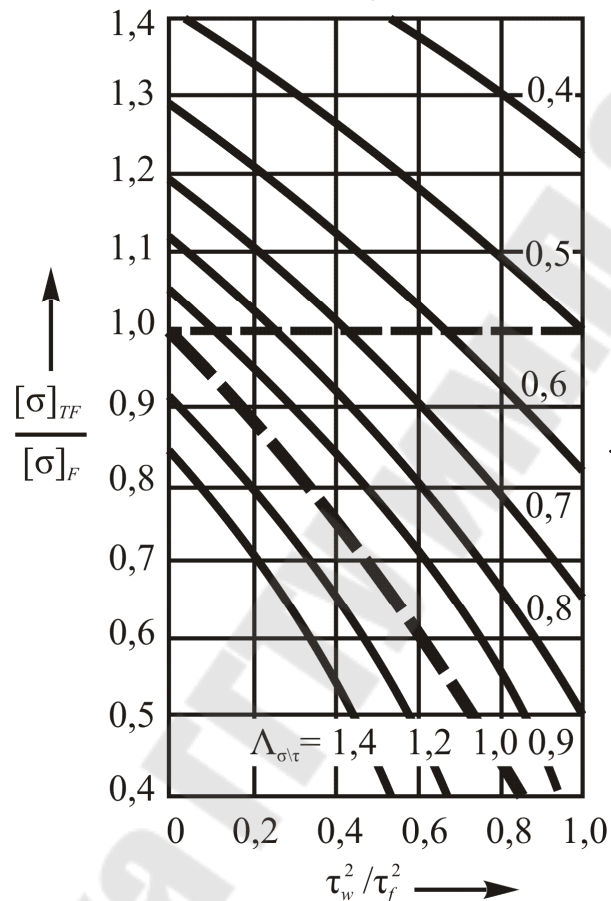


Рисунок 13.3 – К выбору материала

Таблица 13.1 – Коэффициенты запаса прочности

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

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

$$\tau_{f\sigma} / n_{\tau\sigma} = [\tau] \geq \tau_w. \quad (13.10)$$

Из (13.10) получаем:

$$[\tau]_{TF} = \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{n_{\tau\sigma}} \geq \tau_w. \quad (13.11)$$

Зная допускаемое напряжение по критерию износоусталостного повреждения $[\tau]_{TF}$, выбираем конкретную марку материала и его состояние, которые обеспечивают принятый запас прочности. Если рекомендации по выбору $n_{\tau\sigma}$ отсутствуют, в первом приближении можно принять $n_{\tau\sigma} = n_{\sigma\tau}$ согласно таблице 13.1.

13.4 Требования к коэффициенту трения

Коэффициент трения играет существенную роль при силовом анализе механизмов движения. Здесь кратко рассмотрим иную задачу: какой должна быть величина коэффициента трения, чтобы в трибофатической системе обеспечивался требуемый запас прочности? Тем самым признается, что коэффициент трения, хотя бы и опосредованно, влияет на процессы изнашивания в трибофатической системе.

Запишем условие проверки прочности обычной пары трения [5]:

$$\tau_w = fp_a \leq [\tau], \quad (13.12)$$

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

$$f_{TF} \leq [\tau]_{TF}/p_a. \quad (13.13)$$

Из (13.13) с учетом (13.11) имеем:

$$f_{TF} \leq \frac{\tau_f \sqrt{\frac{1}{\Lambda_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}{p_a n_{\tau\sigma}} \quad (13.14)$$

Графический анализ формулы (13.14) дан на рисунке 13.4.

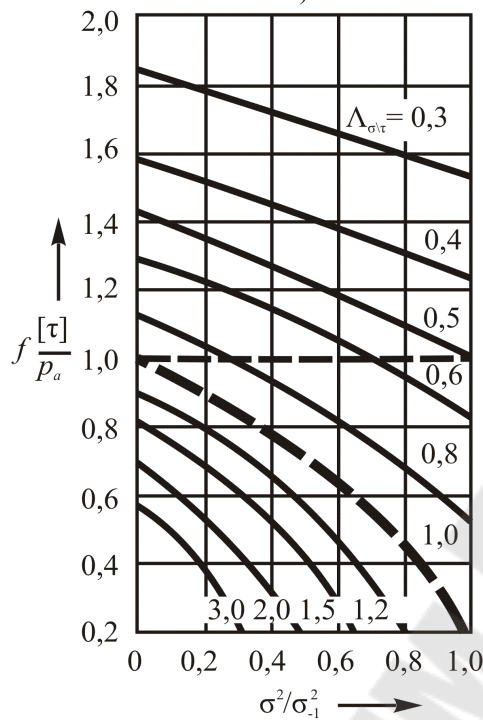


Рисунок 13.4 – К обоснованию коэффициента трения

Подчеркнем: формула (13.13) или (13.14) дает ответ на вопрос, каким должен быть коэффициент трения в трибофатической системе, чтобы обеспечивалась ее требуемая эксплуатационная надежность. Аналогичное требование можно записать и по индексу трения в трибофатической системе

$$f_F = \frac{\sigma_a}{\tau_w} \leq [f_F], \quad (13.15)$$

где $[f_F]$ – его допускаемое значение.

Изучая все рисунки 13.1–13.4 в целом, можно сделать общее заключение: несущая способность трибофатической системы (и ее элементов) определяется относительной величиной циклических напряжений (σ/σ_{-1}), относительной величиной контактных (p/p_f) либо фрикционных (τ_w/τ_f) напряжений и условиями взаимодействия повреждений от контактных и внеконтактных нагрузок ($\Lambda \geq 1$). Все это и принимается во внимание при проектировании трибофатических систем по критерию трибофатики.

13.5 Ресурсное проектирование

Если проектирование по предельному состоянию издавна является, как отмечалось, традиционным методом, то ресурсное проектирование пришло в машиностроение лишь в последние десятилетия [38]. Оно базируется обычно на моделях оценки долговечности в заданных условиях эксплуатации. Условие прочности имеет вид:

$$N \geq N_R, \quad (13.16)$$

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

Поскольку применительно к трибофатическим системам разработана процедура учета взаимодействия повреждений от контактной и внеконтактной нагрузок, то для целей проектирования можно использовать не условие (13.16), а, например, формулу для расчета требуемого диаметра вала:

$$d_R \geq \sqrt[3]{\frac{32MK_R}{\pi\sigma_{-1}\sqrt{\Lambda_{\sigma/\tau} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}}, \quad (13.17)$$

где параметр ресурса

$$K_R = \left(\frac{N_R}{N_{G\sigma}}\right)^{\frac{1}{m_{\sigma}}}. \quad (13.18)$$

Пусть для заданной трибофатической системы каким-либо нормативным документом установлен требуемый технический ресурс N_R . Тогда по формуле (13.18) вычисляют величину параметра K_R , а, зная его, по формуле (13.17) находят диаметр вала, который обеспечивает требуемую величину N_R . В формуле (13.18) $N_{G\sigma}$ и m_{σ} – параметры кривой усталости (в соответствующих условиях), которые определяют либо экспериментально (например, на машинах серии СИ), либо расчетным методом.

Сравнение результатов расчета долговечности трибофатических систем методами трибофатики (N_{TF}) и традиционными методами (N_F) показывает (рисунок 13.5), что неучет взаимодействия необратимых

повреждений, обусловленных контактной и внеконтактной нагрузками, приводит к большой погрешности.

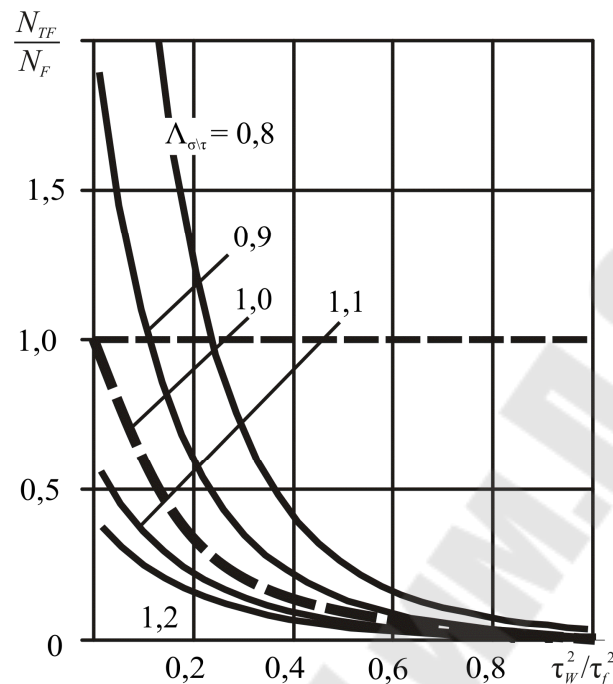


Рисунок 13.5 – Сравнение результатов ресурсного проектирования трибофатических систем ($m = 12$)

13.6 Проектирование с учетом надежности

Обобщенную систему условий надежности построим на базе статистической модели деформируемого твердого тела с опасным объемом [1].

Система базируется (таблица 13.2) на основополагающем представлении, что опасный объем равен нулю, если поле действующих напряжений оказывается неповреждающим, так что, следовательно, вероятность отказа $P = 0$. И, напротив, вероятность отказа наступает лишь при условии, что в том или ином элементе трибофатической системы с некоторой вероятностью обнаруживается соответствующий опасный объем ($V_{P\gamma}, S_{P\gamma}$); это равносильно возникновению ненулевого повреждения ($\omega > 0$). Комплексный опасный объем $W_{P\gamma}$ при износоусталостном повреждении определяется как соответствующая функция частных опасных объемов $V_{P\gamma}$ и $S_{P\gamma}$ с учетом взаимодействия повреждающих явлений [1].

Таблица 13.2 – Система условий надежности

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

Условие надежности (на примере металл/полимерной трибофатической системы) имеет вид:

$$P(\sigma, \tau_w) \leq [P] \quad (13.19)$$

либо

$$Q(\sigma, \tau_w) = 1 - P(\sigma, \tau_w) \geq [Q], \quad (13.20)$$

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

Заметим, что, имея функцию вероятности отказа, можно решить задачу оптимизации системы:

$$\left. \begin{aligned} P(\sigma, \tau_w) &\Rightarrow \min; \\ C_0(\sigma_{-1\min}, \sigma_w, m_V; \tau_d, \tau_{ff}^{(1)}, m_S) &\Rightarrow \min, \end{aligned} \right\} \quad (13.21)$$

где $C_0(\sigma_{-1\min}, \sigma_w, m_V; \tau_d, \tau_{ff}^{(1)}, m_S)$ – совокупные затраты труда, средств и материалов в сферах ее производства и эксплуатации. Конечно, дополнительно к целевой функции (13.21) следует записать соответствующие ограничения всех параметров и величин, на базе которых формируется задача оптимизации.

Принципы проектирования, разработанные применительно к наиболее ответственным – трибофатическим системам машин и оборудования, позволяют обоснованно решать проблемы обеспечения их эксплуатационной надежности по важнейшему критерию работоспособности – сопротивлению комплексным износоусталостным повреждениям. Нетрудно видеть, что эти принципы являются обобщенными

ми; в частных случаях они сводятся к известным процедурам расчета элементов конструкций и узлов трения по отдельным критериям прочности и износостойкости. Должны быть разработаны соответствующие методики расчета конкретных трибофатических систем, работающих в разнообразных условиях (учет влияния среды, температуры и т. д.).

Литература

1 Сосновский, Л. А. Механика износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2007. – 434 с.

2 Новые подходы в механике износоусталостного повреждения и разрушения / М. С. Высоцкий [и др.] // Механика-2007 : материалы III Белорус. конгр. по теорет. и приклад. механике, Минск, 16–18 окт. 2007 г. – Минск : ОИМ НАН Беларуси, 2007. – С. 38–114.

3 Витязь, П. А. Об объектах, изучаемых в механике / П. А. Витязь, М. С. Высоцкий, Л. А. Сосновский // Теоретическая и прикладная механика : межвед. сб. науч.-метод. ст. – Минск : БНТУ, 2008. – Вып. 23. – С. 3–12.

4 Трибофатика. Термины и определения (Межгосударственный стандарт) : ГОСТ 30638–99. – Введ. 17.06.1999. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 1999. – 17 с.

5 Сосновский, Л. А. Основы трибофатики : учеб. пособие : [доп. Мин-вом образования Респ. Беларусь в качестве учеб. пособия для студентов техн. высш. учеб. заведений] / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2003. – Т. 1. – 246 с. ; Т. 2. – 234 с.

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

7 Сосновский, Л. А. Сюрпризы трибофатики / Л. А. Сосновский, С. С. Щербаков. – Гомель : БелГУТ, 2005. – 194 с.

8 Щербаков, С. С. Механика трибофатических систем / С. С. Щербаков, Л. А. Сосновский. – Минск : БГУ, 2011. – 407 с.

9 Двадцатилетний опыт преподавания курса «Основы трибофатики» / В. И. Сенько [и др.] // Вестн. БелГУТа: Наука и транспорт. – 2016. – № 1 (32). – С. 11–31.

10 Витязь, П. А. От науки к образованию и производству / П. А. Витязь // Наука и инновации. – 2010. – № 9 (91). – С. 12–16.

11 Сосновский, Л. А. Фундаментальные и прикладные задачи трибофатики : курс лекций / Л. А. Сосновский, М. А. Журавков, С. С. Щербаков. – Минск : БГУ, 2011. – 488 с.

12 Слово о трибофатике / В. И. Стражев [и др.]. – Гомель ; Минск ; Москва ; Киев : Remika, 1996. – 132 с.

13 Андрияшин, В. А. Износоусталостные испытания: принципы моделирования / В. А. Андрияшин, А. В. Богданович, С. А. Тюрин // Надежность и долговечность машин и сооружений : Междунар. науч.-техн. сб. – Киев : ИПП НАНУ им. Г. С. Писаренко, 2005. – Вып. 24. – С. 21–26.

14 Трибофатические методы испытания : инновационные решения / Л. А. Сосновский [и др.] // Вестн. БрГТУ. – 2009. – № 4 (58). – С. 2–30.

15 Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Испытания на контактно-механическую усталость (Межгосударственный стандарт) : ГОСТ 30754–2001. – Введ. 01.07.2002. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2002. – 32 с.

16 Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Ускоренные испытания на контактно-механическую усталость (Стандарт Беларуси) : СТБ 1233–2000. – Введ. 01.01.2001. – Минск : ГОССТАНДАРТ, 2000. – 8 с.

17 Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Испытания на фрикционно-механическую усталость (Стандарт Беларуси) : СТБ 1448–2004. – Введ. 01.09.2004. – Минск : ГОССТАНДАРТ, 2004. – 14 с.

18 Машины серии СИ для износоусталостных испытаний / М. С. Высоцкий [и др.] // Труды VI 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. 2. – С. 41–52.

19 Трибофатика. Машины для износоусталостных испытаний. Общие технические требования (Межгосударственный стандарт) : ГОСТ 30755–2001. – Введ. 01.07.2002. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2002. – 8 с.

20 Богданович, А. В. Закономерности накопления повреждений стали 45 при контактно-механической усталости / А. В. Богданович, С. А. Тюрин, Е. Л. Сенькова // Завод. лаб. Диагностика материалов. – 1996. – № 2. – С. 42–45.

21 Серенсен, С. В. Проблема усталости и износостойкости деталей машин (краткий обзор) / С. В. Серенсен // В кн.: Повышение износостойкости и срока службы машин. – Киев : Изд-во АН УССР, 1960. – Т. 1. – С. 10–14.

22 Трощенко, В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении / В. Т. Трощенко. – Киев : Наукова думка, 1981. – 343 с.

23 Гаркунов, Д. Н. Триботехника / Д. Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1985. – 424 с.

24 Похмурский, В. И. Коррозионная усталость металлов / В. И. Похмурский. – М. : Metallurgia, 1989. – 206 с.

25 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. межведомст. сб. – Киев, 1991. – Вып. 39. – С. 17–21.

26 Драйгор, Д. А. Влияние износа на усталостную прочность стали / Д. А. Драйгор, Г. И. Вальчук. – Киев : Изд-во АН УССР, 1962. – 112 с.

27 Уотерхауз, Р. Б. Фреттинг-коррозия / Р. Б. Уотерхауз. – Л. : Машиностроение, 1976. – 271 с.

28 Шарай, В. Т. Комплексное исследование износа и усталости у сталей / В. Т. Шарай. – Киев : Изд-во техн. лит. УССР, 1959. – 32 с.

29 Диаграмма предельных состояний стали 45 при контактно-механической усталости / Л. А. Сосновский [и др.] // Завод. лаб. Диагностика материалов. – 1996. – № 2. – С. 39–42.

30 Особенности возникновения и развития малых поверхностных трещин в углеродистой стали при контактно-механической усталости / С. А. Чижик [и др.] // Завод. лаб. Диагностика материалов. – 1996. – № 3. – С. 34–38.

31 Сосновский, Л. А. Экспериментальное исследование контактно-механической усталости стали 45 методом многоступенчатого нагружения / Л. А. Сосновский, А. В. Богданович, С. А. Тюрин // Завод. лаб. – 1996. – № 3. – С. 30–34.

32 Тюрин, С. А. Сравнительное исследование коэффициентов трения при качении и контактно-механической усталости / С. А. Тюрин, С. С. Щербаков, Л. А. Сосновский // Завод. лаб. Диагностика материалов. – 2005. – Т. 71, № 2. – С. 48–51.

33 Способ испытания материала зубчатого колеса на контактную и изгибную усталость : пат. 9247 Респ. Беларусь, МПК G 01M13/02 / В. А. Жмайлик, В. А. Андрияшин, Л. А. Сосновский, А. М. Захарик, Ал. М. Захарик, В. В. Комиссаров, С. С. Щербаков ; заявители ПО «Гомсельмаш», ОИМ НАН Беларуси. – № а20040781 ; заявл. 19.08.2004 ; опубл. 30.04.2007. – 2007. – 6 с.

34 Способ испытания на контактно-механическую усталость материала рельса системы колесо – рельс – основание : пат. 10327 Респ. Беларусь, МПК G 01N3/56 / Г. П. Ожигар, Л. А. Сосновский, В. О. Замятнин, В. И. Матвеев, А. А. Сырокваш, С. С. Щербаков, А. А. Кебилов ; заявитель УО «Белорусский государственный университет транспорта». – № а20050297 ; заявл. 28.03.2005 ; опубл. 28.02.2008. – 2008. – 6 с.

35 Устройство для испытаний материала на коррозионно-эрозионную усталость : пат. 9573 Респ. Беларусь, МПК G 01N3/56, G 01N17/00 / А. А. Костюченко, А. М. Бордовский, В. В. Воробьев, В. О. Замятнин, Л. А. Сосновский ; заявители РУП «Гомельтранснефть Дружба», ООО «НПО ТРИБОФАТИКА». – № а20050020 ; заявл. 10.01.2005 ; опубл. 30.08.2007. – 2007. – 6 с.

36 Старовойтов, Э. И. Сопротивление материалов : учеб. пособие / Э. И. Старовойтов. – Гомель : БелГУТ, 1999. – 220 с.

37 Богданович, П. Н. Трение и износ в машинах / П. Н. Богданович, В. Я. Прушак. – Минск : Выш. шк., 1999. – 374 с.

38 Альгин, В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин / В. Б. Альгин. – Минск : Наука и техника, 1995. – 256 с.

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Попов Виктор Борисович
Тюрин Сергей Александрович

ОСНОВЫ ТРИБОФАТИКИ

Пособие
для студентов специальности 1-36 12 01
«Проектирование и производство
сельскохозяйственной техники»
дневной формы обучения

Редактор
Компьютерная верстка

Н. Г. Мансурова
И. П. Минина

Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель