

На правах рукописи



Медовщиков Александр Вадимович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
КОНТАКТНО-НАГРУЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Специальность 2.5.2. Машиноведение

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва, 2024

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Научный руководитель: **Захаров Михаил Николаевич**
доктор технических наук, профессор, заведующий
кафедрой основ конструирования машин
МГТУ им. Н. Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Ерофеев Михаил Николаевич**
доктор технических наук, профессор, заместитель
директора по научной работе ФГБУН ИМАШ
им. А. А. Благонравова РАН, г. Москва

Казанкин Владимир Андреевич
кандидат технических наук, доцент, доцент ка-
федры «Динамика и прочность машин» ФГБОУ
ВО «Волгоградский государственный техниче-
ский университет», г. Волгоград

Ведущая организация: **Акционерное общество «Военно-промышлен-
ная корпорация «НПО машиностроения»
(АО «ВПК «НПО машиностроения»», г. Реутов**

Защита состоится « 5 » декабря 2024 г. в 12:00 на заседании диссертаци-
онного совета 24.2.331.11 в Московском государственном техническом универси-
тете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью
учреждения (организации), просьба направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-ая
Бауманская ул., д. 5, стр. 1., ученому секретарю совета 24.2.331.11.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана
и на официальном сайте МГТУ им. Н. Э. Баумана: www.bmstu.ru

Автореферат разослан «___» _____ 2024 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., доцент

Ларюшкин Павел Андреевич

Актуальность темы диссертации. Отличительной чертой современных технологических машин является многообразие узлов и деталей, которые часто работают в условиях циклического контактного нагружения, не описываемого стандартными расчётными схемами. Со временем на поверхности этих деталей неизбежно появляются дефекты, то есть начинается усталостное выкрашивание. Некорректный прогноз времени начала выкрашивания приводит к неправильной оценке ресурса, преждевременным отказам и, как следствие, к экономическим потерям из-за простоев оборудования.

Следует отметить, что стандартные методики, в которых контактные напряжения сравниваются с пределом контактной выносливости, хорошо апробированы и дают достаточно точную оценку ресурса деталей. Однако основным недостатком этих методик является необходимость проведения длительных экспериментов по определению предела контактной выносливости, что часто не позволяет оперативно произвести расчёт сконструированного узла или детали.

Анализ возможных механизмов поверхностного выкрашивания деталей, в частности механизма, связанного с наличием подповерхностного дефекта, позволяет предположить, что контактную выносливость детали можно напрямую увязать с пределом выносливости при симметричном цикле нагружения, который практически всегда можно найти в справочнике для любого материала. Установить эту связь можно подходом, одновременно сочетающим экспериментальное исследование контактной выносливости образцов и моделированием методом конечных элементов (МКЭ) их напряжённого состояния. Суть подхода состоит в сопоставлении параметров напряжённого состояния в зоне контакта образцов, соответствующих различным числам циклов до появления дефектов поверхности, с пределом выносливости для тех же чисел циклов, и поиске закономерности. Нахождение такой закономерности ускорит проектирование контактно-нагруженных узлов машин и позволит проводить оперативную оценку остаточного ресурса уже эксплуатируемых деталей. В связи с этим совершенствование в обозначенном направлении методов проектирования контактно-нагруженных деталей машин является актуальной задачей.

Цель работы – повышение работоспособности контактно-нагруженных деталей машин путём совершенствования их проектных расчётов.

Задачи исследования:

1. Экспериментальное исследование процесса усталостного выкрашивания контактно-нагруженных деталей и численный анализ сопутствующих напряжённых состояний;
2. Разработка условия контактной циклической прочности деталей с использованием основной характеристики усталостной прочности материала;
3. Проведение модельных испытаний контактной выносливости деталей узла машины и апробация разработанного критерия для прогнозирования времени его безотказной работы.

Область исследования диссертации соответствует пунктам 4 и 5 паспорта научной специальности 2.5.2. Машиноведение: «Повышение точности и достоверности расчетов объектов машиностроения, разработка нормативной базы проектирования, испытания и изготовления объектов машиностроения»; «Методы исследования и оценки технического состояния объектов машиностроения, в том числе на основе компьютерного моделирования».

Научная новизна:

1. Экспериментально установлено совпадение кривых контактной выносливости алюминиевого сплава 2024-Т3, полученных путём испытаний цилиндрических и плоских образцов, что подтверждает возможность использования единой кривой для оценки контактной выносливости деталей, взаимодействующих по различным схемам;

2. Анализом МКЭ напряжённого состояния в зоне контакта испытанных образцов при усилиях, приводящих к усталостному выкрашиванию через известное количество циклов нагружения, выявлена взаимосвязь основных параметров напряжённого состояния с пределами контактной выносливости и усталостной прочности для того же количества циклов, что дало возможность найти зависимость контактной выносливости от усталостной прочности, достоверность экспериментальных характеристик которой всегда выше;

3. Сформулировано оригинальное условие контактной выносливости алюминиевого сплава, в котором критическое значение контактных напряжений выражается через часто известную характеристику – предел усталостной прочности при осесимметричном цикле нагружения, что ускоряет процесс проектирования контактно-нагруженных узлов и деталей машин и оценку остаточного ресурса уже эксплуатируемых деталей.

Практическая значимость:

1. Предложенное условие контактной выносливости позволяет оперативно проводить оценку ожидаемого времени работы контактно-нагруженных деталей машин, что упрощает процесс проектирования новых изделий;

2. Разработанная оригинальная установка для проведения усталостных контактных испытаний может быть использована при исследовании контактной выносливости плоских образцов испытываемого материала, а также непосредственно рабочих поверхностей самих деталей.

Реализация результатов работы. По результатам работы получен патент на полезную модель: Устройство для испытаний на контактную выносливость: а.с.226182 РФ / А. В. Медовщиков, К. Г. Эрастова; заявл. 2024106389; опубл. 23.05.2024. Бюлл. № 15.

Результаты работы используются в АО «Композит» при выполнении производственных работ, связанных с испытаниями композитных материалов на контактную выносливость, а также в АО «Илотехмет» при проведении конструкторских работ, связанных с проектными расчётами деталей и узлов машин, работающих в условиях контактного взаимодействия, что подтверждено соответствующими актами.

Разработанная экспериментальная установка используется в учебном процессе кафедры основ конструирования машин МГТУ им. Н. Э. Баумана при проведении лабораторных и семинарских занятий по курсу «Трение и изнашивание механизмов, смазочные материалы», читаемого магистрам 2-го курса по направлению подготовки 15.04.01 «Машиностроение», что подтверждено актом.

Основные положения, выносимые на защиту.

1. Правомерность использования единой кривой контактной выносливости для различных схем контактного взаимодействия;
2. Условие контактной выносливости, содержащее в качестве критического значения предел усталостной прочности;
3. Методика проведения испытаний на контактную выносливость плоских образцов изучаемого материала.

Обоснованность и достоверность полученных результатов обеспечивается использованием современных средств измерений при проведении экспериментальных исследований, применением апробированных методов математического моделирования и согласованностью результатов проведённых экспериментов и теоретических расчётов.

Апробация работы. Основные результаты работы прошли положительную апробацию на VII международной научно-практической конференции «Машиностроение: инновационные аспекты развития». Санкт-Петербург, 2024; докладывались на заседаниях кафедры основ конструирования машин МГТУ им. Н. Э. Баумана. Москва, 2022-2024.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 5 научных работах, в число которых входит 4 научные статьи в журналах, рекомендованных ВАК РФ (общим объемом 1,5 п. л.), и 1 – материалы научных конференций.

Объем и структура работы. Диссертационная работа состоит из введения, 4 глав, основных результатов и выводов, списка литературы из 130 наименований. Объём диссертации составляет 123 страницы, включая 56 рисунков и 11 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель работы и решаемые в ней задачи, научная новизна, практическая значимость и положения, выносимые на защиту.

В главе 1 рассмотрены контактно-нагруженные детали машин, возможные механизмы их выкрашивания, а также проведён анализ существующих подходов к оценке прочности деталей машин при циклическом контактном взаимодействии.

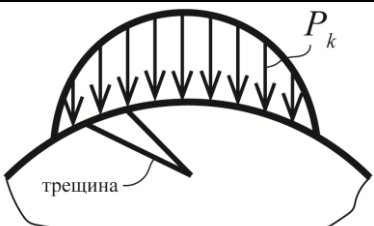
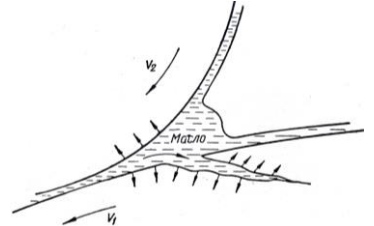
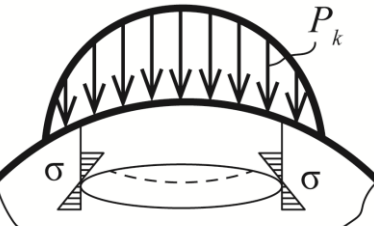
Решением задач контактной прочности занимались многие ученые. Однако существующие решения не учитывают конкретный механизм возникновения и развития повреждений поверхностей контакта деталей. Контактную прочность деталей оценивают сравнением контактных напряжений, определяемых по формуле Герца σ_H , с пределом контактной выносливости σ_{Hlim} , определяемым эксперимен-

тально. Тем не менее существуют методики, которые учитывают конкретный механизм образования дефектов поверхности. Например, Саверин М. М. и Дымшиц И. И. предполагали, что дефекты образуются за счет роста микротрещин, которые развиваются от поверхности внутрь под действием циклически меняющихся напряжений (рис.1). Причём, Саверин считал, что определяющими являются нормальные напряжения, а Дымшиц, что касательные напряжения.

Трубин Г. К. предположил, что основной причиной роста трещины является масло, которое в процессе работы механизма под давлением загоняется внутрь трещины и расклинивает её (рис.2). В подтверждение этому предположению в экспериментальных работах Взя показано, что при наличии смазки дефекты развиваются быстрее.

Шур Е. А., Цвигун В. Н., Цусима Н, Муро Х., и другие обосновывали, что выкрашивание поверхности возникает из-за подповерхностных дефектов, в зоне которых цикл напряжений может иметь знакопеременный характер (рис.3). При обкатывании двух контактирующих поверхностей внутри материала развивается подповерхностная трещина и, по мере работы эта трещина раскрывается в сторону поверхности обкатывания, тем самым приводя к появлению усталостных поверхностных дефектов. Такой механизм выкрашивания является наиболее вероятным.

Таблица 1. Существующие методики оценки контактной выносливости

Механизм разрушения	Авторы	Предлагаемые подходы
 <p>Рис. 1. Трещина поверхности</p>	Саверин М. М.	$\sigma_n \leq k_n[\sigma_H](0,2 + 2,28\mu - 1,5\mu^2)$, где k_n – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности, μ – коэффициент трения
	Дымшиц И. А.	$\tau_n \leq k_n[\sigma_H](0,12 + 1,5\mu)$, где τ_n – поверхностные касательные напряжения.
 <p>Рис. 2. Расклинивание трещины маслом</p>	Трубин Г. К. Вей С.	$\sigma_H \leq k_c[\sigma_H]$, где k_c – коэффициент учитывающий вязкость используемого масла.
 <p>Рис. 3. Подповерхностная трещина</p>	Шур Е. А. Цвигун В. Н. Цусима Н. Муро Х.	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{s} \prod Y_i$, где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости, определяемый экспериментально, s – коэффициент запаса, назначаемый исходя их опыта эксплуатации, Y_i – коэффициенты, учитывающие различные факторы, влияющие на усталостную прочность.

В главе 2 описано проведённое экспериментальное исследование контактной выносливости алюминиевого сплава марки 2024-Т3 и приведён численный расчёт напряжённого состояния в момент начала усталостного контактного разрушения.

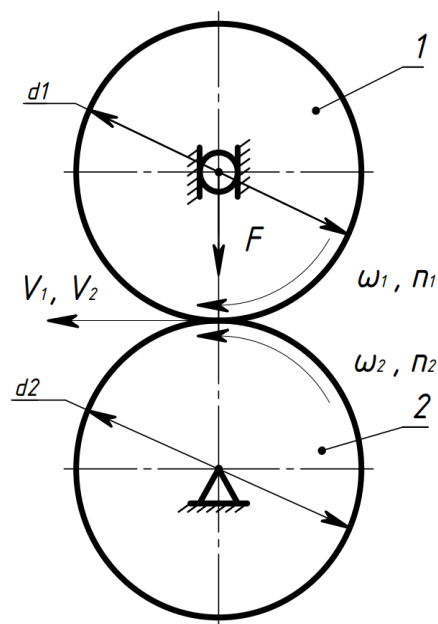


Рис. 4. Схема испытаний

Реализация экспериментальных исследований была начата с выбора схемы испытаний, материала, формы и размеров образцов. Схема испытаний была выбрана согласно ГОСТ 25.501-78 (рис. 4). В данной схеме цилиндрический образец 1 испытываемого материала диаметром d_1 контактирует с контрольным образцом 2 диаметром d_2 . Усилие контакта F создается прижимным устройством. Образцы одинакового диаметра и вращаются с одинаковой скоростью $\omega_1 = \omega_2$.

В качестве материала образцов был выбран алюминиевый сплав марки 2024-Т3, часто используемый при изготовлении деталей современных машин. Характеристики данного сплава приведены в

таблице 2. Помимо этого, исследование контактной выносливости на образцах из алюминиевого сплава позволяет получить результаты в меньшие сроки и при меньших нагрузках, чем исследование на стальных образцах, что позволяет расширить программу эксперимента.

Таблица 2. Характеристики алюминиевого сплава 2024-Т3

Е, МПа	μ	σ_T , МПа	σ_B , МПа	σ_{-1} , МПа	σ_0 , МПа
71000	0,33	380	450	140	213
Условный предел выносливости при $2,3 \cdot 10^6$ циклов					

Важно отметить, что ширина образца определялась путем численного моделирования его напряжённого состояния с помощью МКЭ. Если в образце реализовывалось плоское деформированное состояние, то ширина считалась достаточной.

Численное моделирование проводилось пошагово. Вначале моделировалось 2 цилиндра с минимальной шириной. Эти цилиндры контактно нагружались фиксированным значением нагрузки.

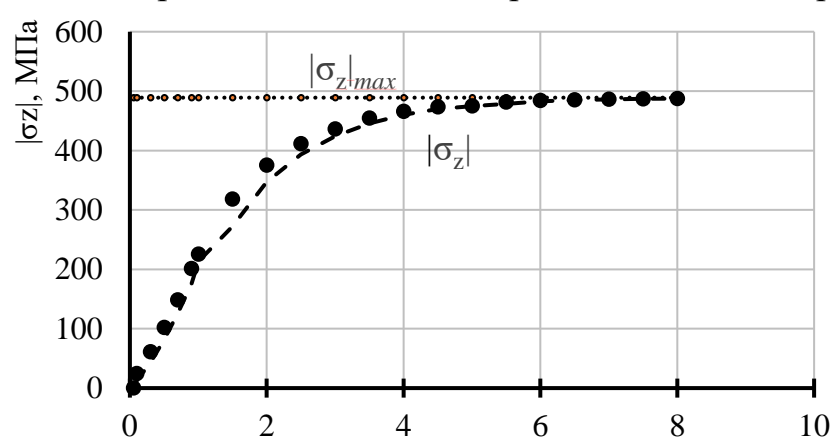


Рис. 5. Результаты расчёта

После этого фиксировались значения напряжений в материале цилиндров. Далее толщина цилиндров увеличивалась с шагом 0,5 мм и расчёт повторялся. По результатам численного расчёта был построен график зависимости осевого напряжения от толщины смоделированных цилиндров (рис. 5).

Из графика видно, что при ширине более 8 мм напряжённое состояние

гарантированно становится плоским. Испытания образцов такой ширины дает возможность применения плоской схемы МКЭ при моделировании его напряжённого состояния, а также оценить точность расчетов при применении объёмной схемы МКЭ. Эскиз образца для испытаний с итоговыми размерами изображён на рис. 6.

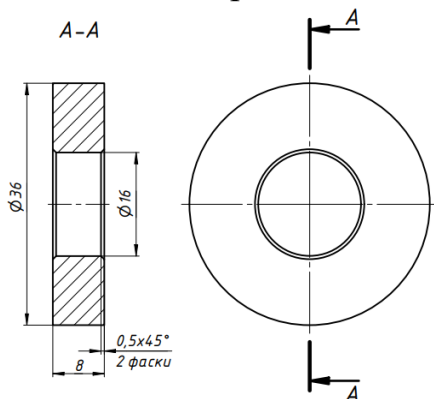


Рис. 6. Эскиз образца

образцов составляла 700 об/мин. При пуске машины запускался секундомер, который фиксировал время работы.

Эксперимент проводился на 5 уровнях нагрузки. При наибольшей нагрузке испытывалось 20 образцов с целью определения параметров функции распределения, а на других уровнях нагрузки для сокращения времени исследования испытывалось по 12 образцов.

Установка для испытаний была собрана на базе стандартной машины трения. Основными её элементами являются: электродвигатель 1, передаточный механизм 2, валы 3 и 4, на которых установлены образцы 5 и 6, а также прижимное устройство 7.

Внешний вид и принципиальная схема испытательной установки показаны на рис. 7. Смазка образцов осуществлялась капельным путём, маслом ТМ5-18. Нагрузка к образцу прикладывалась постепенно после запуска установки. Частота вращения

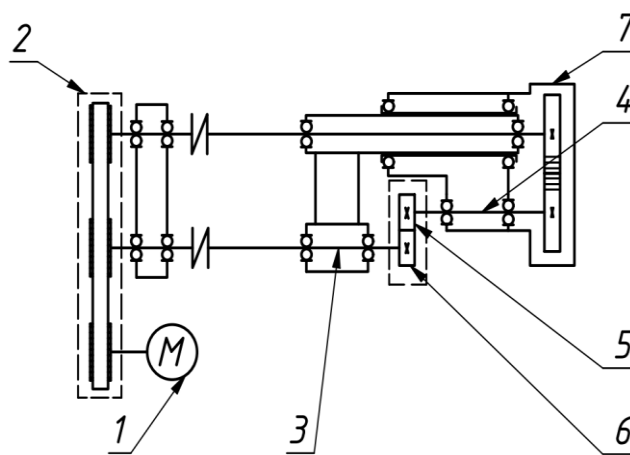
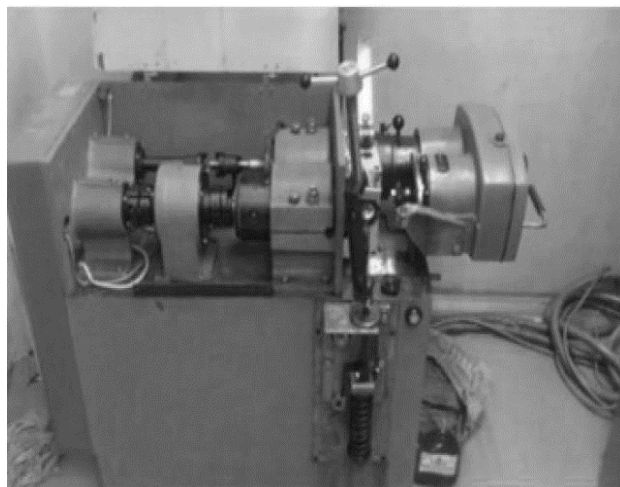


Рис. 7. Внешний вид (слева) и принципиальная схема работы установки (справа)

По результатам испытаний определялось время до наступления усталостного контактного разрушения, которое пересчитывалось в число циклов нагружения. Момент начала разрушения определялся визуально и по характерному шуму при работе установки. Разрушение характеризовалось появлением на поверхности образца одной большой или нескольких небольших ямок выкрашивания. Характерный вид образца после наступления контактного выкрашивания показан на рис. 8. Среднее значение циклов до начала выкрашивания и доверительные интервалы (\pm три среднеквадратических отклонения – СКО) приведены в таблице 3.

Таблица 3. Результаты эксперимента	
Нагрузка F_i , Н	Среднее число циклов $\bar{N}_i \pm 3 \text{ СКО}$
1820	138530 ± 17094
1445	333445 ± 31681
1105	794850 ± 112252
890	1485085 ± 202641
760	2282560 ± 251925

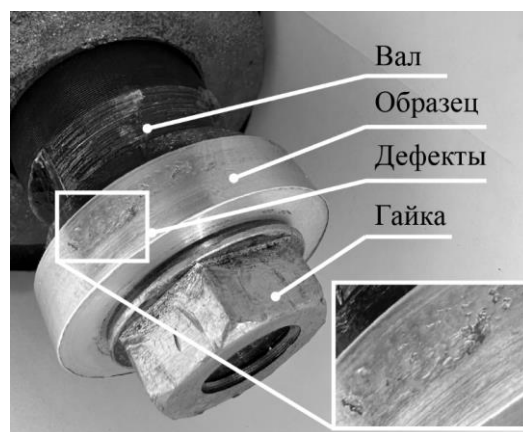


Рис. 8. Разрушенный образец

Для каждого уровня нагрузки было посчитано значение максимальных контактных напряжений σ_H с использованием формулы Герца (1) и построена кривая контактной выносливости для алюминиевого сплава марки 2024-T3 (рис. 9).

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{FE^*}{\pi Rb'}} \quad (1)$$

где F – сила поджатия, $\frac{1}{E^*} = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$ – приведённый модуль упругости, E_1, μ_1 и E_2, μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материала образца и контробразца, соответственно, $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ – приведённый радиус кривизны, R_1 и R_2 – радиусы кривизны образца и контробразца, соответственно, b – ширина образца. Для пары испытуемых образцов в эксперименте $E^* = 5,84 \cdot 10^4$ МПа, $R = 9$ мм, $b = 8$ мм.

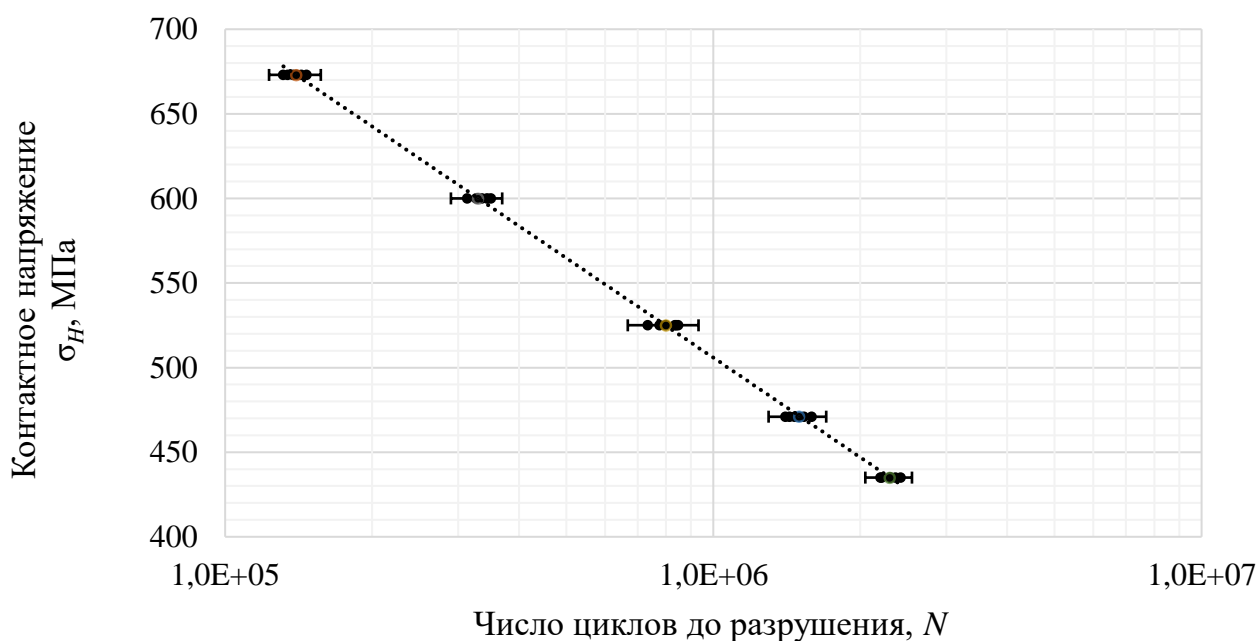


Рис. 9. Кривая контактной выносливости алюминиевого сплава 2024-T3

Получив экспериментальные данные по контактной выносливости материала с целью определения напряжённого состояния в момент разрушения необходимо

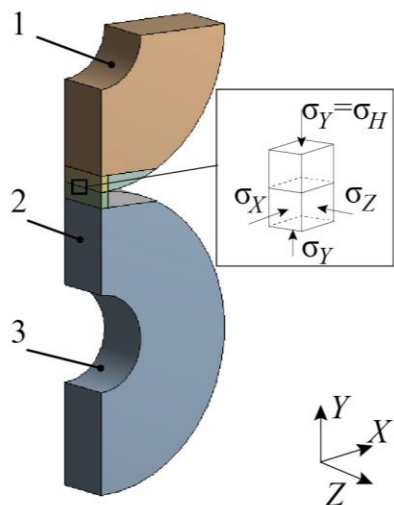


Рис. 10. Граничные условия

выполнение равенства осевых напряжений произведению суммы двух других напряжений на коэффициент Пуассона, то есть условие плоской деформации. Кинематические граничные условия задавались на поверхностях отверстий образца и контробразца (обозначенных 1 и 3 на рис. 10). При анализе напряженных состояний определялись следующие основные параметры: три главных напряжения и эквивалентное напряжение по Мизесу. Было принято решение остановиться именно на этих параметрах, как наиболее апробированных, однако предварительно было проанализировано 8 теорий прочности, приведенных в таблице 4. На рис. 11 показаны зоны эквивалентных напряжений, посчитанные по этим теориям.

По результатам проведения экспериментов и расчётов была составлена итоговая таблица 5, в которой для каждого уровня нагрузки F приведены: экспериментально определенное число циклов до начала разрушения (N), рассчитанное по формуле Герца (1) значение максимального контактного напряжения (σ_H), рассчитанные с помощью МКЭ значения главных напряжений ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) и значение эквивалентного напряжения по Мизесу (σ_e^{IV}), которое далее будем обозначать σ_e . Также в таблицу внесены

произвести численный расчёт. Расчёт проводился методом конечных элементов с использованием программы *Ansys*. Расчётная схема, применяемая при численном моделировании изображена на рис. 10. Использовались объёмные конечные элементы и учитывалась симметрия задачи. В области контакта размер сетки уменьшался до тех пор, пока значение получаемого контактного давления не стабилизировалось. Помимо этого, для оценки достоверности полученных результатов проводилось сравнение максимального контактного давления, полученного численным методом, со значением максимального контактного напряжения, посчитанного по формуле Герца (1), а также проверялось

Таблица 4. Рассмотренные теории

1	$\sigma_e^{IV} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$
2	$\sigma_e^{III} = \sigma_1 - \sigma_3$
3	$\sigma_e^{ПЛ} = \chi \sigma_i + (1 - \chi) \sigma_1, \chi = \frac{\sigma_B^P}{\sigma_{сж}^P}$
4	$\sigma_e^{БМ} = 3(1 - \chi) \sigma_m + \frac{(1 + \chi) \sigma_i}{2}, \sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$
5	$\sigma_e^C = \frac{\sigma_1 + \sigma_i}{2}, \sigma_i = \sigma_e^{IV}$
6	$\sigma_e^B = 3(1 - \chi) \sigma_m + \frac{\sigma_i^2}{\sigma_T}$
7	$\sigma_e^S = \sigma_i + \alpha_S \sigma_m, \alpha_S = \frac{\sqrt{2} \sigma_{-1}}{3 \sigma_0}$
8	$\sigma_e^{Car} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \tau_{max} \right)^2}$

значения пределов выносливости при симметричном и пульсационном циклах (σ_{-1} , σ_0), взятые из графиков других исследователей.

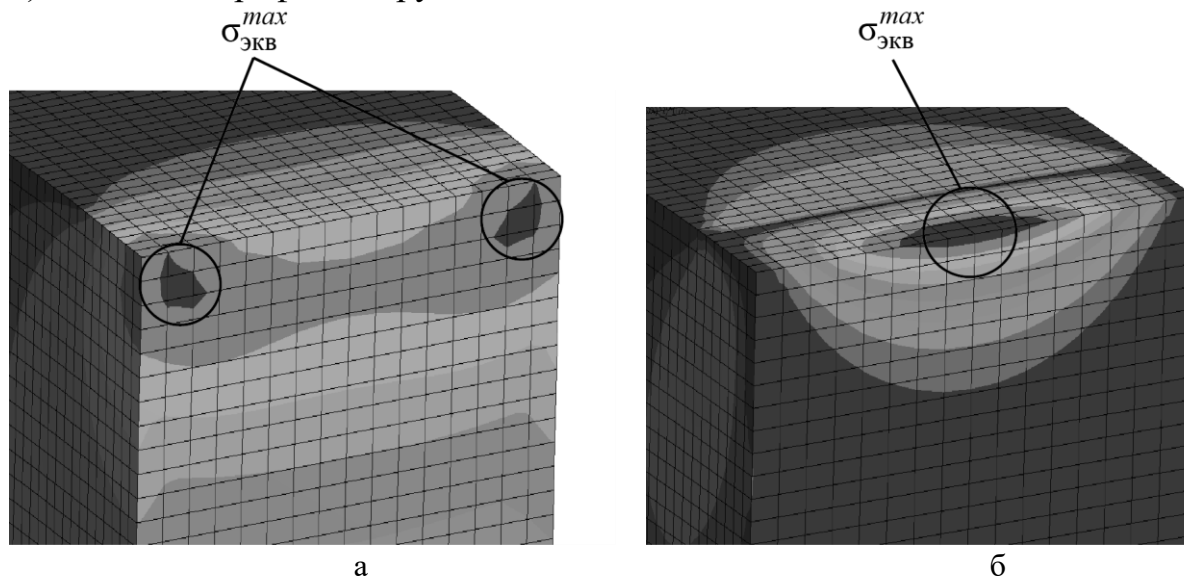


Рис. 11. Характерная зона максимального эквивалентного напряжения, а – для теорий 1) – 4), 6), 8), б – для теорий 5), 7)

Таблица 5. Сводная таблица с полученными данными

Экспериментальные данные			Данные численного расчёта				Данные из справочника	
F	N	σ_H	$ \sigma_1 $	$ \sigma_2 $	$ \sigma_3 $	σ_e	$\sigma_{-1}(N)$	$\sigma_0(N)$
1820	$1,4 \cdot 10^5$	673	413	662	669	252,5	217	320
1445	$3,3 \cdot 10^5$	600	375	594	602	223	193	288
1105	$8 \cdot 10^5$	525	327	517	524	194	169	254
890	$1,5 \cdot 10^6$	471	297	468	475	174	152	229
760	$2,3 \cdot 10^6$	435	276	433	441	161	140	213

В главе 3 по результатам анализа экспериментальных данных и численного расчёта формулируется новое условие контактной выносливости материала.

Анализ приведённых в сводной таблице 5 данных показал, что рассчитанное с помощью МКЭ 3-е главное напряжение и рассчитанное по формуле Герца максимальное контактное напряжение всегда близки по значениям, расхождения не превышают 5%. Это косвенно подтверждает достоверность проведенных расчётов. Максимальное значение σ_3 в зоне контакта можно использовать в качестве критерия контактной выносливости, а условие контактной выносливости можно записать в виде:

$$|\sigma_3| \leq \sigma_H(N), \quad (2)$$

где $\sigma_H(N)$ – экспериментально получаемая зависимость.

Эта зависимость определяет предельно допустимое значение герцевского напряжения, при котором на поверхности детали гарантированно не появятся дефекты в течении N циклов нагружения. Как уже отмечалось, зависимость $\sigma_H(N)$, называемая кривой контактной выносливости, определяется путём длительных экспериментов. Кривую $\sigma_H(N)$ нельзя найти в справочниках для любого материала, помимо этого достоверность найденных данных не гарантирована. Уход от использования этой зависимости в условии контактной выносливости является основной целью исследования. Необходимо сформулировать такое условие, в котором в качестве критического значения использовалась хорошо известная и стабильная характеристика материала. При циклическом контактном взаимодействии подходящей характеристикой может являться предел выносливости материала при пульсационном цикле нагружения. В этом случае условие контактной выносливости примет вид условия усталостной прочности:

$$\sigma_e \leq \sigma_0(N), \quad (3)$$

где σ_e – численно посчитанное значение эквивалентных напряжений в материале, $\sigma_0(N)$ – известная усталостная характеристика материала при пульсационном цикле нагружения.

Для проверки возможности использования этого условия полученная в ходе собственных экспериментов кривая контактной выносливости была перестроена в эквивалентных напряжениях и сопоставлена с кривой усталостной прочности при пульсационном цикле нагружения, взятой из справочника. При использовании предложенного условия (3) оценка контактной выносливости получается оптимистичной, что недопустимо. Например, из эксперимента точно известно, что при силе $F = 1445$ Н разрушение произойдёт через $3,3 \cdot 10^5$ циклов, при этом эквивалентное напряжение в зоне контакта составляет 223 МПа. При пульсационном цикле нагружения такое же количество циклов материал выдержит при большем значении напряжения, равном 288 МПа (рис. 12). То есть использование критерия даёт завышенную оценку допускаемых напряжений в 1,3 раза.

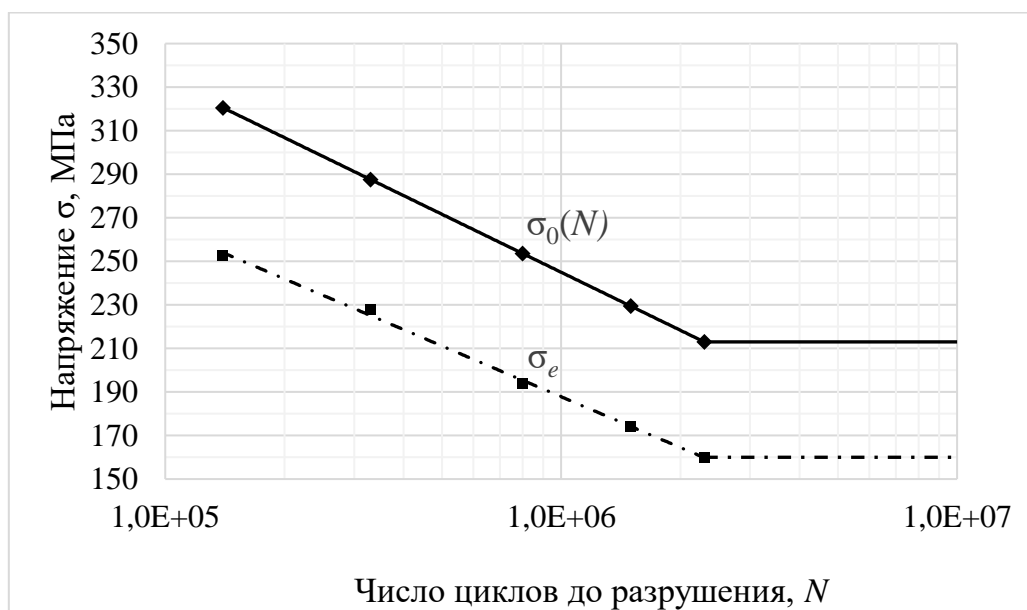


Рис. 12. Сравнение σ_e и $\sigma_0(N)$

Ранее отмечалось, что многими исследователями предполагался механизм контактного разрушения, связанный с развитием подповерхностных дефектов при циклическом нагружении. В зоне этих дефектов вполне возможен знакопеременный цикл изменения напряжений (рис. 3). Исходя из этого предположения, оценить контактную выносливость можно по условию:

$$\sigma_e \leq \sigma_{-1}(N). \quad (4)$$

где $\sigma_{-1}(N)$ – известная усталостная характеристика материала при симметричном цикле нагружения.

Сопоставление кривой контактной выносливости, перестроенной в эквивалентных напряжениях, с кривой усталостной прочности при симметричном цикле нагружения показало, что использование условия $\sigma_e \leq \sigma_{-1}(N)$ даёт умеренную пессимистическую оценку, то есть использование этого критерия занижает допускаемые напряжения в 1,2 раза (рис. 13). Пессимистическая оценка приветствуется в инженерных расчётах, поэтому было решено остановиться на использовании критерия $\sigma_e \leq \sigma_{-1}(N)$.

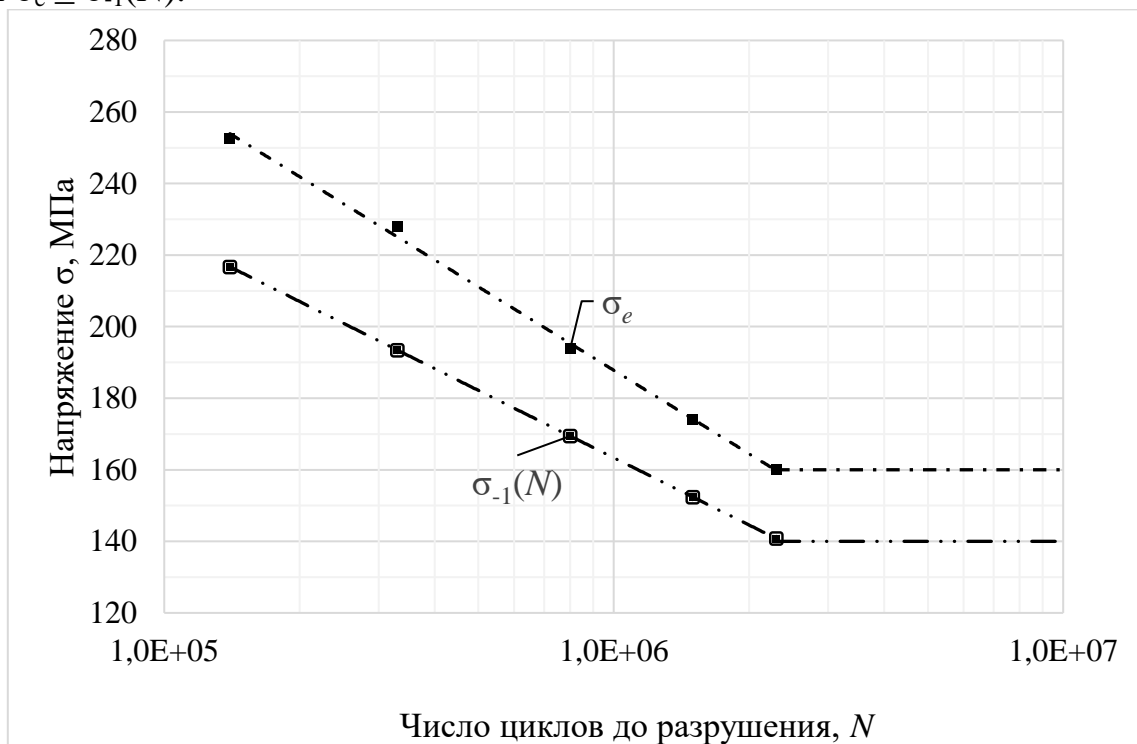


Рис. 13. Сравнение σ_e и $\sigma_{-1}(N)$

В общем случае эквивалентное напряжение определяется путем численного анализа. Если нет возможности его провести, то значение σ_e можно оценить приближённо. Было установлено, что в зоне контакта $\sigma_3 = \sigma_H$. Напряжение σ_H легко рассчитать по формуле Герца (1). Проведённые численные расчёты также показали, что в зоне контакта материал находится в условиях плоской деформации ($\varepsilon_1 = 0$) и $\sigma_2 \approx \sigma_3$, тогда из обобщённого закона Гука $\sigma_1 = 2\mu\sigma_3$. Подставив полученные зависимости в формулу для эквивалентного напряжения по Мизесу получим:

$$\begin{aligned} \sigma_e &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(2\mu \cdot \sigma_3 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - 2\mu \cdot \sigma_3)^2} = (1 - 2\mu) \cdot \sigma_3 = \\ &= (1 - 2\mu) \cdot \sigma_H. \end{aligned}$$

После вычисления эквивалентного напряжения по полученным данным условие контактной выносливости (4) преобразуется к виду:

$$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{-1}(N)}{(1 - 2\mu)}. \quad (5)$$

где σ_H – контактные напряжения, определяемые по формуле Герца (1), μ – коэффициент Пуассона материала.

Кривая выносливости, построенная по данному критерию, практически совпадает с реальной усталостной кривой (рис. 14). В таблице 6 показано соотношение реально допустимых напряжений (эксперимент) и принятых критических значений.

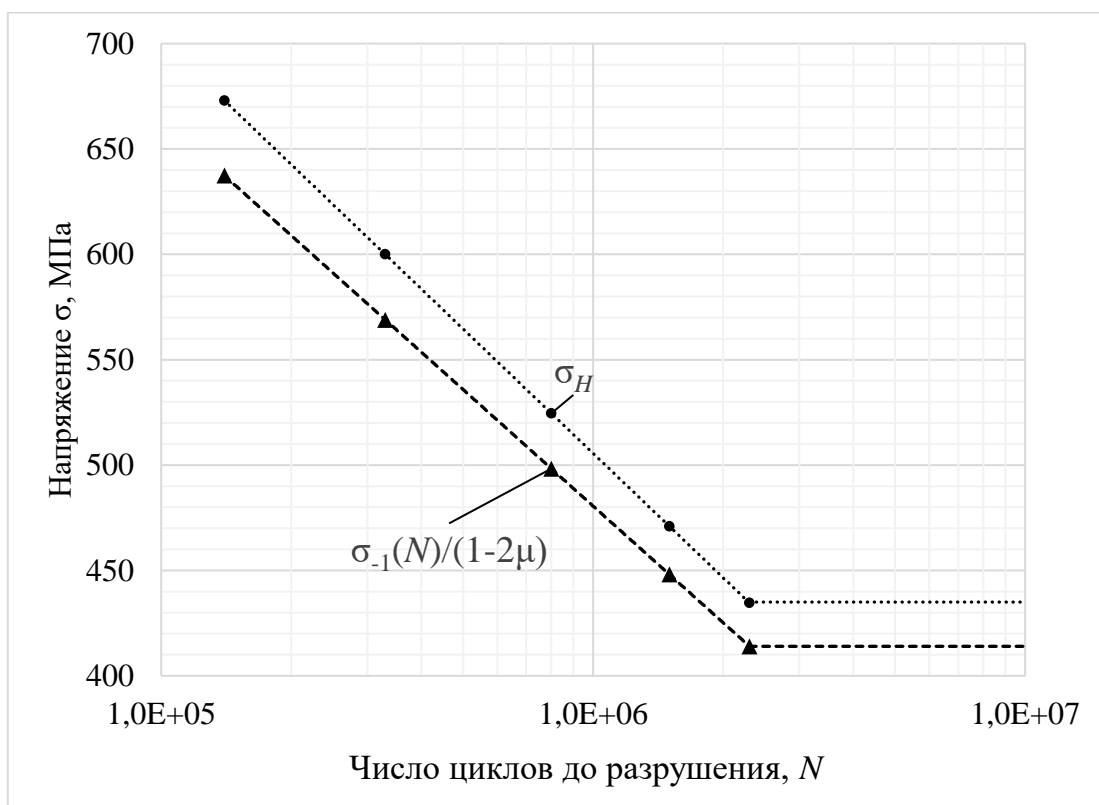


Рис. 14. Сравнение σ_H и предложенного критерия

Таблица 6. Сравнение предложенных критериев с экспериментальными данными

$N_{\text{эксп}}$	$ \sigma_3 \leq \sigma_H(N),$		$\sigma_e \leq \sigma_0(N)$		$\sigma_e \leq \sigma_{-1}(N)$		$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{-1}(N)}{(1 - 2\mu)}$	
	$\frac{N_{\text{эксп}} - N_{\text{расч}}}{N_{\text{эксп}}}$ %	$\frac{ \sigma_3 }{\sigma_H(N)}$	$\frac{N_{\text{эксп}} - N_{\text{расч}}}{N_{\text{эксп}}}$ %	$\frac{\sigma_e}{\sigma_0(N)}$	$\frac{N_{\text{эксп}} - N_{\text{расч}}}{N_{\text{эксп}}}$ %	$\frac{\sigma_e}{\sigma_{-1}(N)}$	$\frac{N_{\text{эксп}} - N_{\text{расч}}}{N_{\text{эксп}}}$ %	$\frac{\sigma_H(1 - 2\mu)}{\sigma_{-1}(N)}$
$1,4 \cdot 10^5$	0,5	0,997	67,5	0,59	32,2	1,17	26,2	1,12
$3,3 \cdot 10^5$	0,3	1,003	68,8	0,59	31,1	1,16	23,4	1,11
$8 \cdot 10^5$	0,1	0,998	81	0,55	25,3	1,11	22,9	1,11
$1,5 \cdot 10^6$	0,8	1,009	85	0,54	18,4	1,06	19,3	1,07
$2,3 \cdot 10^6$	1,4	1,01	103	0,49	18,1	1,06	16,8	1,05

В главе 4 разрабатывалась экспериментальная установка для проведения модельных испытаний на контактную выносливость материала плоских образцов, работающих в условиях специфического контактного взаимодействия и проводилась апробация предложенного условия прочности при циклическом контактном взаимодействии, разработанного ранее.

Моделью являлся механизм, имитирующий работу приводной долбежной головки (ПДГ). С помощью ПДГ на станках нарезают внешние и внутренние пазы, лыски, зубчатые венцы и прочее. Принципиальная схема механизма ПДГ представлена на рис.15.

Данный механизм служит для преобразования вращательного движения привода станка, в возвратно-поступательное перемещение штока. На вращающийся приводом станка диск 1 устанавливается ролик 4, который входит в паз штока 2. В процессе вращения ролик давит на внутреннюю поверхность паза и шток совершает возвратно-поступательное перемещение. Шток, как правило, выходит из строя вследствие выкрашивания внутренней поверхности паза.

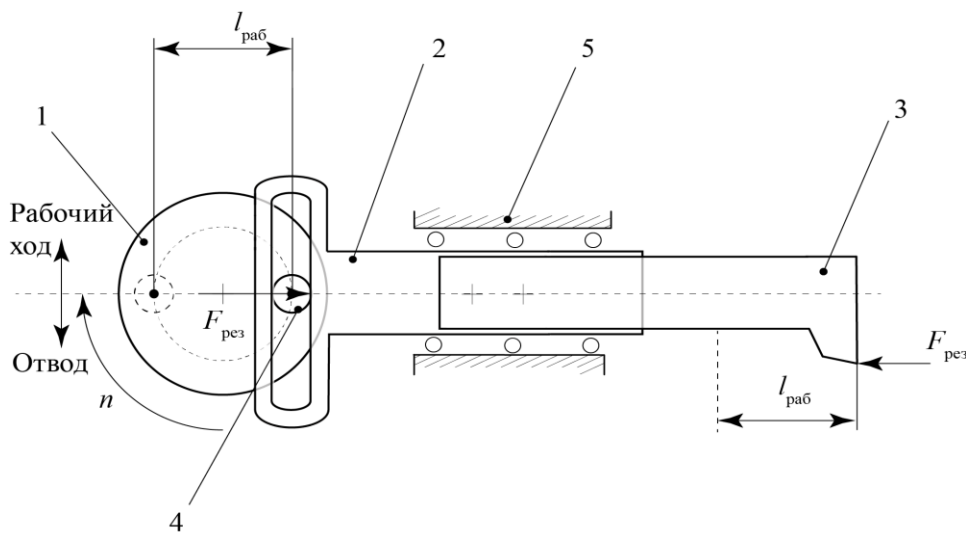


Рис. 15. Принципиальная схема механизма ПДГ

Рассмотрим подробнее взаимодействие ролика и поверхности паза (рис. 16а). За один полный оборот диска шток совершает рабочий ход и ход отвода. При отводе штока контактные напряжения практически отсутствуют, поэтому выкрашивание наступает на верхней правой половине поверхности штока. Перемещение эпюры контактных напряжений на этой поверхности изображено на рис. 16б.

Для моделирования контактного взаимодействия ролика и штока была собрана установка, принципиальная схема и внешний вид которой изображены на рис. 17. Отличие от реального процесса работы ПДГ заключается только в том, что ролик 2, установленный в оправке 1 стоит на месте, а образец 3, имитирующий рабочую поверхность штока, совершает возвратно-поступательное перемещение. Образец закреплялся на каретку привода 7. Нагрузка задавалась при помощи рукоятки винтового пресса 4 и контролировалась динамометрической скобой с индикатором 5. Смазка образца осуществлялась капельным путем маслом ТМ5-18.

Образец представлял из себя прямоугольный параллелепипед с выступом такой же формы. Он перемещался с частотой 420 ходов/мин. Величина перемещения была равна $S = 20$ мм. Диаметр ролика составлял 35 мм. Роликом выступал подшипник качения. Материалом образца являлся тот же самый сплав марки 2024-Т3.

Испытания были проведены на трёх уровнях нагрузки, при каждом из которых испытывалось по 6 образцов до начала усталостного разрушения. В таблице 7 приведены результаты проведённого эксперимента, а также на рис. 18 изображён характерный вид образца после наступления контактного выкрашивания.

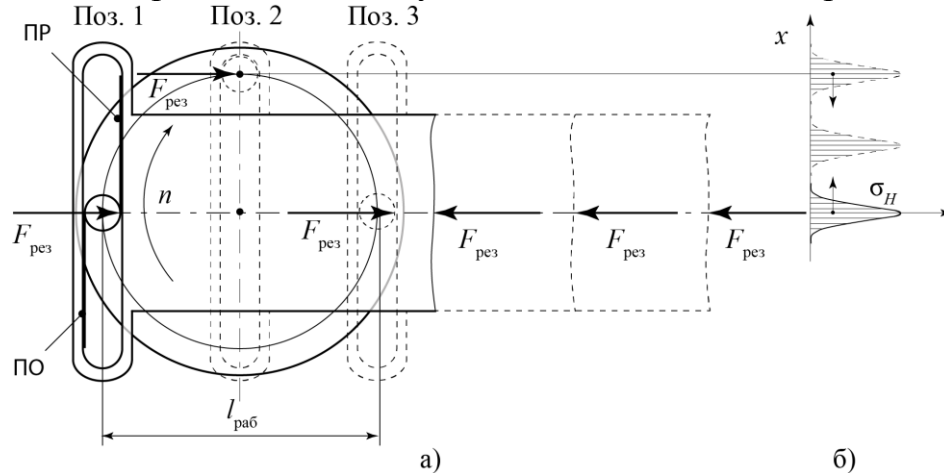


Рис. 16. Взаимодействие ролика и штока ПДГ; а) – рабочий ход ПДГ, б) – смещение эпюры контактных напряжений на рабочей поверхности паза

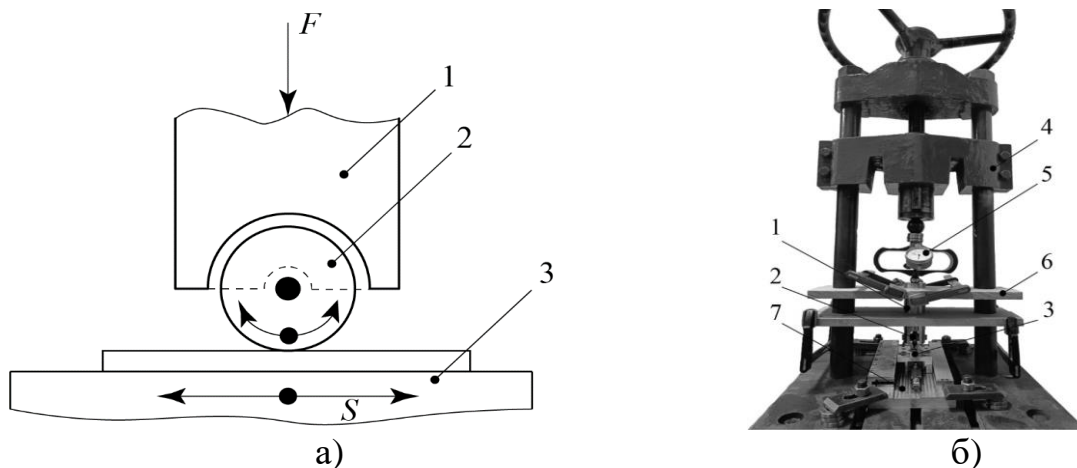


Рис. 17. Экспериментальная установка; а) – принципиальная схема работы, б) – собранная экспериментальная установка

Для каждого уровня нагрузки посчитаны значения контактных напряжений по формуле Герца (1), среднее значение числа циклов до разрушения, ширина полосы разброса не превышала 9%. По полученным данным также была построена кривая контактной выносливости алюминиевого сплава марки 2024-Т3, изображённая пунктирной линией (рис. 19). Также на графике сплошной линией приведена кривая контактной выносливости, которая была получена в результате эксперимента по схеме (рис. 4). Как видно эти две экспериментальные кривые практически совпали, то есть выкрашивание плоской поверхности, обкатываемой роликом, начинается через тот же промежуток времени, что и выкрашивание цилиндрической поверхности, обкатываемой контрообразцом. Этот факт подтверждает следующее: во-первых, корректность проведения экспериментов, во-вторых, возможность описания единым условием прочности процесс контактного взаимодействия поверхностей любой конфигурации, в-третьих подтверждает, что предел контактной выносливости является механической характеристикой материала, то есть его

значение не зависит от схемы проведения экспериментов, формы и размеров образцов.

Таблица 7. Экспериментальные данные

Нагрузка F , Н	Контактные напряжения σ_H , МПа	Среднее число цик- лов \bar{N}	Разброс зна- чений, %
900	440	2205000	9
1000	464	1728000	6,5
1200	508	946800	7

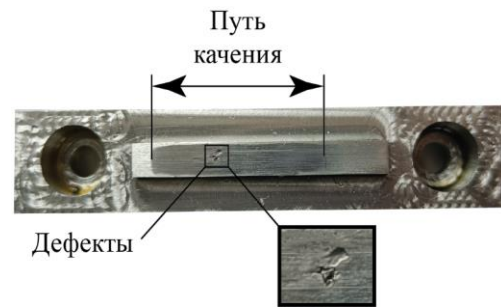


Рис. 18. Разрушенный образец

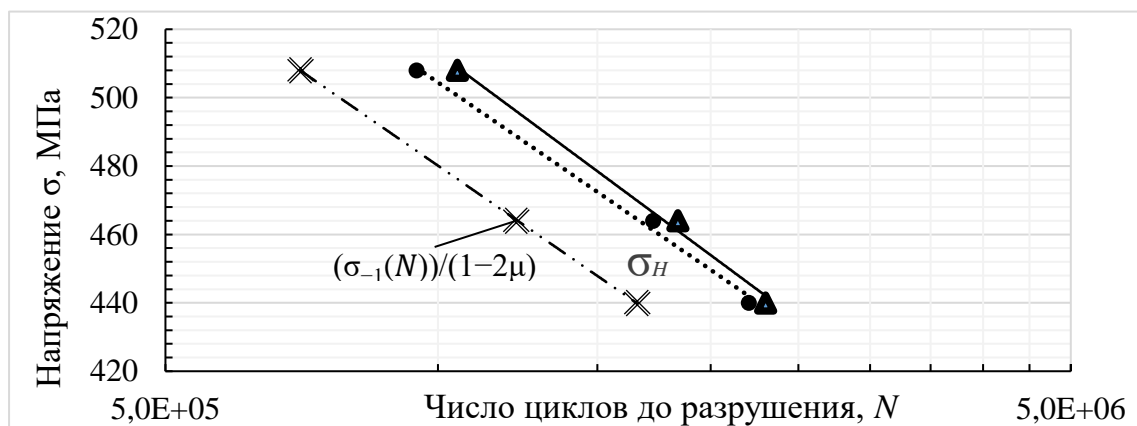


Рис. 19. Кривая контактной выносливости алюминиевого сплава 2024–Т3

При использовании разработанного критерия (5) оценка ресурса осуществляется с запасом. На рис. 19 расчётная кривая контактной выносливости, построенная по предложенному критерию, изображена штрих-пунктирной линией и при сопоставлении с экспериментальными кривыми легко заметить, что при одном и том же уровне контактных напряжений расчётный ресурс в среднем будет в 1,3 раза меньше, то есть оценка ресурса консервативная, что гарантирует работоспособность конструкции, а значит разработанный критерий можно применять в инженерной практике.

Основные результаты и выводы:

1. Анализ механизмов образования дефектов поверхности детали при циклическом контактном взаимодействии показал, что в зоне контакта при наличии подповерхностных дефектов возможен знакопеременный характер изменения напряжений, а значит контактная выносливость связана с усталостной прочностью;
2. Путём испытания серии образцов по стандартной схеме построена кривая контактной выносливости алюминиевого сплава 2024-Т3 с доверительным интервалом $(0,88 \dots 1,12) \bar{N}$, что позволяет использовать её в практике проектных расчётов;
3. Численный анализ напряженного состояния образцов в зоне контакта при нагрузках, соответствующих заданному числу циклов до начала усталостного

выкрашивания позволил установить связь максимальных значений эквивалентных напряжений с пределами усталостной прочности и установить возможность консервативной оценки контактной выносливости (примерно с 30% запасом) по условию $\sigma_e \leq \sigma_{-1}$;

4. Численное МКЭ моделирование напряжённого состояния контактно-нагруженных цилиндрических образцов позволило с некоторым приближением описать связь герцевского и главных напряжений двумя равенствами: $\sigma_3 = \sigma_H$ и $\sigma_2 = \sigma_3$;

5. Выявленные соотношения главных и герцевских напряжений, а также предложенное консервативное условие контактной выносливости позволили сформулировать то же условие в максимально удобном для инженерных расчётов виде: $\sigma_H \leq \sigma_{-1}/(1-2\mu)$, где σ_H определяется по формуле Герца, а σ_{-1} по справочнику;

6. Верификация предложенного условия контактной выносливости проводилась путем сравнения расчётных значений числа циклов до начала выкрашивания с результатами модельного эксперимента, имитирующего условия работы штока приводной долбежной головки, которое подтвердило возможность консервативной оценки по предложенному критерию;

7. Созданная оригинальная установка для имитации работы контактного нагружения штока долбежной головки, защищённая полученным патентом №226182, может быть использована для оценки контактной выносливости материала с использованием плоских образцов, что в некоторых случаях принципиально необходимо.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

1. Захаров М. Н., Медовщиков А. В. Оценка контактной выносливости деталей машин на основе механических характеристик усталостной прочности // Вестник машиностроения. 2023. № 6. С. 461–466. (0,38 п. л./0,19 п. л.).

2. Медовщиков А. В. Специфика исследования контактной усталости алюминиевых образцов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2023. № 11. С. 29–33. (0,31 п. л.).

3. Устройство для испытаний на контактную выносливость: а.с.226182 РФ / А. В. Медовщиков, К. Г. Эрастова; заявл. 2024106389; опубл. 23.05.2024. Бюлл. № 15.

4. Медовщиков А. В. Разработка экспериментальной установки для исследования контактной усталости при реверсивном линейном движении: Машиностроение: инновационные аспекты развития.: Тезисы докладов международной научно-практической конференции. Санкт-Петербург. 2024. С. 73–75. (0,19 п. л.).

5. Захаров М. Н., Магнитский И. В., Медовщиков А. В. Оценка напряженного состояния в зоне силового контакта деталей машин методом конечных элементов по различным теориям прочности // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024. №6. С. 32–39. (0,5 п. л./0,17 п. л.).

6. Захаров М. Н., Медовщиков А. В. Экспериментальное моделирование контактного разрушения деталей приводной долбежной головки // Вестник машиностроения. 2024. №8. С. 623–627. (0,31 п. л./0,16 п. л.).