

ВЫВОДЫ

1. Переходный процесс в лампе накаливания из-за наличия малой индуктивности тела накала практически не влияет на режим ее работы.
2. Изменение температуры тела накала при переходном процессе существенно влияет на светотехнические характеристики лампы.

УДК 531.43/46 +539.388.1→539.43

Вавилов О.Т.

КОНЦЕПЦИЯ ОПАСНЫХ ОБЪЕМОВ В КОНТАКТНОЙ ЗАДАЧЕ

1. Модель ТОПО. Представление о том, что прочность деформируемого твердого тела с рабочим объемом V_0 определяется ограниченной областью конечных размеров, общепризнано [1, 2 и др.]. Затруднения состоят в обосновании критерия ограничения этой области и критерия установления критического уровня напряжений в ней. В работе [3] указанная область трактовалась как объем, в котором действующее напряжение превышает нижнюю границу прочности дефектного элемента структуры тела. Но при расчетах эта нижняя граница условно принималась равной нулю, и тогда искомый объем оказывался просто геометрическим объемом образца. В работе [4] сопротивление усталости связывается с «высоконапряженным» объемом образца – такой его областью, где напряжения превышают произвольно установленный 95%-ный порог от максимального напряжения в опасном сечении. Погрешность полученного решения оказалась высокой.

В работах [5, 6] дано обоснованное количественное решение задачи об определении ограниченной области конечных размеров с критическим уровнем нормальных напряжений в образце. Эта область называется опасным объемом. Как указано в работе [7], любое твердое тело представляет собой статистический ансамбль большого количества первичных элементов, каждый из которых в той или иной мере ответствен за прочность тела в целом. Чтобы определить «меру ответственности» каждого из элементарных объемов за прочность деформируемого тела в целом и вводится представление о его опасном объеме [6].

Если деформируемое твердое тело характеризуется таким напряженным состоянием при осуществлении реального комплекса условий испытаний, что, возможно, его усталостное разрушение, то оно состоит из двух областей: объемов с безопасным и опасным состоянием (рисунок 1).

Опасным называют объем V_{py} , в котором с некоторой вероятностью P возможно появление действующих нормальных напряжений σ , превышающих нижнюю границу σ_{-1min} рассеяния пределов выносливости σ_{-1} тела, и наличие предельных напряжений σ_{-1} , меньших, чем верхняя граница σ_{-1max} рассеяния напряжений σ от действующей нагрузки. Как следует из определения, величина P имеет смысл вероятности разрушения тела. Давая ей доверительную оценку с

Вавилов Олег Трофимович. Научный сотрудник лаборатории трибофатики научного центра проблем механики машин Национальной академии наук Беларуси (ИЦ ПММ НАНБ).
Беларусь, г. Минск, пр. Ф. Скорины 12.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Вугман С.М. и др. О работоспособности ламп накаливания, эксплуатируемых в импульсном режиме. Электрические источники света. Тр. ВНИИС, Саранск, 1985 г., вып.17. – С. 17-23.
2. Киселева Н.П. и др. Срок службы ламп накаливания в режиме частых включений. Светотехника №8, 1989 г. – С.11-12.
3. Электротехника. Под ред. В.Г. Герасимова. Изд. В.шк., М., 1985 г. – С. 420.
4. Ламехов О.А. и др. Светотехника и светоизмерения. Изд. Машиностроение, М., 1980 г. – С.310.

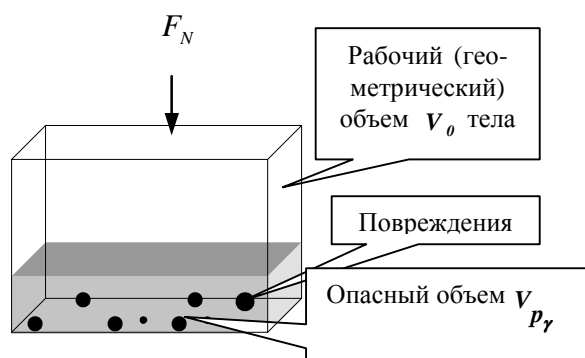


Рисунок 1 – Деформируемое твердое тело с опасным объемом.

вероятностью $\gamma_0 = 1 - \alpha_0$, где α_0 – нормированный уровень значимости, опасный объем можно вычислить с учетом γ_0 , т.е. определить V_{py} . Величине γ_0 придается смысл вероятности, с которой производится ограничение функции распределения $P(\sigma_{-1})$ для установления минимального значения σ_{-1min} случайной величины σ_{-1} , такого, что практически вероятность $P(\sigma_{-1} < \sigma_{-1min}) = 0$.

Следовательно, опасный объем деформируемого твердого тела должен зависеть от его геометрических размеров, определяющих его рабочий объем V_0 тела, параметров функций распределения $P(\sigma_{-1})$ и $P(\sigma)$ пределов выносливости σ_{-1} и действующих напряжений σ с учетом вероятностей P и γ_0 , градиента G_σ действующих напряжений, как по диаметру, так и по длине тела:

$$V_{py} = F_V [p(\sigma_{-1}), p(\sigma), G_\sigma, V_0 P, \gamma, \vartheta_V]. \quad (1.1)$$

Здесь ϑ_V описывает влияние на величину предела выносливости формы тела и схемы его нагружения при усталостных испытаниях.

Граница между объемами с опасным и безопасным состоянием, как следует из выражения (1.1), в общем случае раз-

мыта и носит вероятностный характер. С увеличением вероятности разрушения p тела опасный объем V_{py} растет. Но при заданном p он может количественно изменяться в зависимости от величины доверительной вероятности γ_0 . Значит, при $p = const$

$$V_{p\gamma_{min}} \leq V_{py} \leq V_{p\gamma_{max}}, \quad (1.2)$$

если $\gamma_{min} \leq \gamma_0 \leq \gamma_{max}$, где γ_{min} , γ_{max} образуют допустимый интервал изменения γ_0 . Если же принять, что $\gamma_0 = const$, то опасный объем будет иметь единственное значение, связанное с вероятностью разрушения p . Далее будем полагать, что $p = 0,5$.

Изложенная модель тела с опасным объемом (модель ТОПО) оказалась плодотворной. Она была положена в основу статистической теории усталостного разрушения при произвольном напряженном состоянии и объединенной теории масштабного эффекта [6]. Последняя базируется на обобщенном критерии подобия усталостного разрушения в форме относительного опасного объема. Позднее эта модель применена к анализу процессов трения и изнашивания при скольжении [8], что позволило получить ряд новых результатов. Концептуальная схема формирования опасных объемов в силовых системах предложена в работе [9].

Основываясь на модели ТОПО, дадим ее развитие применительно к простейшей контактной задаче: трение качения двух роликов с параллельными осями. Схема качения двух роликов может моделировать, например, зубчатое зацепление с прямыми зубьями колесами.

2. Визуализация и расчет опасных объемов. Для визуализации опасных объемов, которые образуются в двух твердых телах при контактом нагружении, необходимо применение методов численного моделирования. При разработке программ для ЭВМ были использованы уравнения поверхностей опасных объемов. Такие уравнения можно получить из формул для напряженного состояния в любой точке пространства, если заданы критические уровни напряжений σ_{*x} ,

σ_{*y} , σ_{*z} , $\tau_{*yz} = \tau_{*zy}$. Запишем уравнения таких поверхностей по каждой компоненте напряжения.

По компоненте напряжения σ_x при критическом уровне напряжения σ_{*x} уравнение поверхности опасного объема будет иметь вид

$$\sigma_{*x} = -2\mu p_0 \frac{z}{b} \left(\sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}} - 1 \right). \quad (2.1)$$

Аналогично, можно записать уравнения для поверхностей по другим компонентам напряжений:

$$\sigma_{*y} = -p_0 \frac{z}{b} \left[\sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}} \left(2 - \frac{b^2 z^2}{\lambda^2 + b^2 z^2} \right) - 2 \right], \quad (2.2)$$

$$\sigma_{*z} = -p_0 \frac{bz^3}{\lambda^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}}, \quad (2.3)$$

$$\tau_{*yz} = \tau_{*zy} = -p_0 \frac{byz^2}{\lambda^2 + b^2 z^2} \sqrt{\frac{\lambda}{b^2 + \lambda}}. \quad (2.4)$$

В уравнениях (2.2)-(2.4) параметр λ - наибольший корень уравнения

$$\frac{y^2}{b^2 + \lambda} + \frac{z^2}{\lambda} = 0. \quad (2.5)$$

Критические уровни напряжений в (2.1)-(2.5) приняты в предположении, что твердое тело является, выражено анизотропным. В случае изотропного материала имеем

$$\sigma_{*x} = \sigma_{*y} = \sigma_{*z} = \sigma_*$$

Моделирование опасных объемов на ЭВМ показало, что они имеют очень сложную геометрическую форму. Это не позволяет применять для расчетов их величин обычные методы математического анализа. Поэтому для определения величин опасных объемов был использован статистический метод Монте - Карло. Суть метода заключается в том, что выбирается куб, который включает в себя всю поверхность опасного объема. С помощью генератора случайных чисел получают набор точек, равномерно распределенных внутри куба. Эту операцию можно организовать следующим образом. Пусть длина ребра куба равна L и все три координаты заключенных внутри него точек меняются от нуля до L . Трижды обратившись к генератору случайных чисел, получим три числа, u_1 , u_2 , u_3 , лежащие в интервале $(0, 1)$. Построим из них координаты первой точки, лежащей внутри куба, по формулам $X_1 = Lu_1$, $Y_1 = Lu_2$, $Z_1 = Lu_3$. Проведя эту процедуру Q раз, получим Q точек, в среднем равномерно заполняющих куб. Пусть Q_1 - число точек, оказавшихся внутри поверхности. Так как точки распределяются равномерно, то число Q_1 характеризует объем, ограниченный поверхностью. Именно, если число Q достаточно велико, то искомый объем равен $L^3 Q_1 / Q$.

Рассмотрим пример машинного моделирования опасных объемов при заданных критических уровнях напряжений в контактирующих роликах.

Входные параметры, для проведения численного моделирования, представлены в таблице.

В результате моделирования, выполнены:

- 1) расчет параметров контакта двух роликов;
- 2) расчет величин V_x , V_y , V_z , V_τ опасных объемов по

компонентам σ_x , σ_y , σ_z , $\tau_{yz} = \tau_{zy}$;

Таблица 1 – Входные параметры для численного моделирования.

Радиус 1-го ролика r_1 , мм	Радиус 2-го ролика r_2 , мм	Длина роликов l , мм	Кoeff. Пуассона μ	Модуль упруг. E , МПа	Нагрузка F_N , Н
6	50	3	0,3	$2 \cdot 10^5$	1200

3) представление визуальных образов (конфигураций) опасных объемов по всем компонентам напряжений.
 В процессе моделирования критические уровни напряжений принимались равными:

$$\sigma_{*x} = \sigma_{*y} = \sigma_{*z} = -750 \text{ МПа},$$

$$\tau_{*yz} = \tau_{*zy} = \pm 300 \text{ МПа}.$$

В ходе машинного моделирования были получены следующие результаты:

1) полуширина полоски контакта двух цилиндров $b = 0.158$ мм, величина наибольшего давления по площадке контакта $p_0 = 1615,305 \text{ Н/мм}^2$;

2) величины опасных объемов по всем компонентам напряжений равны:

$$V_x = 0,000384 \text{ мм}^3, V_y = 0,006336 \text{ мм}^3,$$

$$V_z = 5,18688 \text{ мм}^3, V_\tau = 2 \cdot 0,052128 \text{ мм}^3;$$

3) визуальные образы V_x, V_y, V_z, V_τ опасных объемов по всем компонентам напряжений представлены на рисунке 2.

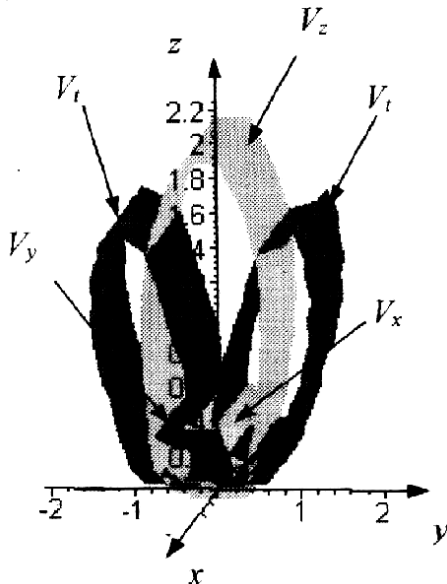


Рисунок 2 – Система опасных объемов по компонентам напряжений, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{yz} = \tau_{zy}$.

3. Главные опасные объемы. Развитие концепция об опасных объемах связана с введением понятия главного опасного объема. Главные опасные объемы можно определить, если известны главные напряжения $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$. В этом случае уравнения поверхностей главных опасных объемов можно записать в виде:

$$\sigma_1(x, z) = \sigma_{*1}, \sigma_2(x, z) = \sigma_{*2}, \sigma_3(x, z) = \sigma_{*3}. \quad (3.1)$$

Введение понятия главного опасного объема является конструктивным шагом в развитии концепции об опасных областях деформируемого твердого тела при решении контактной задачи. Это связано, в первую очередь с тем, что, как будет показано ниже, значительно упрощается процедура долговечности компонентов силовых систем.

При статическом контакте двух роликов с параллельными осями благодаря деформации тел их первоначальное касание по линии переходит в соприкосновение по площадке контакта.

Запишем уравнения поверхностей главных опасных объемов. Для этого в уравнениях (2.1) – (2.5) необходимо положить $y = 0$.

На рисунке 3 показаны главные опасные V_1, V_2, V_3 объемы и значения их величин. V_1, V_2, V_3 были построены для следующих входных параметров: $F_N = 1200 \text{ Н}$, $l = 3 \text{ мм}$, $r_1 = 6 \text{ мм}$, $r_2 = 50 \text{ мм}$, $\mu = 0.3$, $E = 2 \cdot 10^5$.

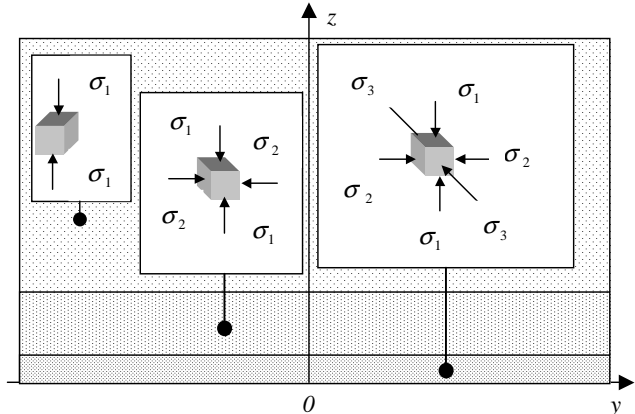


Рисунок 3 – Пример построения главных опасных объемов для $F_N = 1200 \text{ Н}$, $l = 3 \text{ мм}$, $r_1 = 6 \text{ мм}$, $r_2 = 50 \text{ мм}$, $\mu = 0.3$, $E = 2 \cdot 10^5$; $V_1 = 0.902 \text{ мм}^2$; $V_2 = 0.17 \text{ мм}^2$; $V_3 = 0.123 \text{ мм}^2$;

Анализ результатов моделирования главных опасных объемов показывает, что для достаточно большого диапазона нагрузок объединение главных опасных объемов совпадает с V_1 . Можно записать аналитическое выражение, которое связывает его величину с такими входными параметрами, как нагрузка, геометрические размеры ролика и показатели материала:

$$V_{123} = 1.522l \sqrt{\frac{F_N}{l} \left(0.175 \frac{F_N}{l \sigma_{*1}^2} - E \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \right)}. \quad (3.2)$$

Важно отметить, что в случае статического контакта при заданной контактной нагрузке F_N опасные объемы вообще и главные опасные объемы в частности оказываются одинаковыми по величине в обоих роликах, хотя их диаметры и различаются почти в 10 раз. Это связано с тем, что в соответствии с решением Герца компоненты напряжений оказываются одинаковыми в обоих роликах. И тогда получается, что несущая способность обоих роликов и их долговечность должны быть одинаковыми. А это противоречит опыту. Для разрешения этого противоречия введем представление о главных опасных объемах при динамическом контакте.

На рисунке 4 представлена расчетная схема пары ролик – ролик при динамическом контакте. В этом случае одно тело движется относительно другого. На рисунке 4 первый ролик имеет угловую скорость ω_1 , а второй – ω_2 . В этом случае в окрестности контактной площадки может возникнуть либо процесс трения скольжения ($\omega_1 = 0, \omega_2 \neq 0$ или $\omega_1 \neq 0, \omega_2 = 0$), либо процесс трения качения ($\omega_1 = \omega_2$), либо оба эти процесса ($\omega_1 \neq \omega_2$). Как и в случае статического контакта в каждый момент времени в окрестности контактной

площадки роликов возникают главные опасные объемы. Такие опасные объемы, как было установлено ранее, образуют площадки прямоугольной формы, которые размещаются в плоскости X, Z каждого из контактирующих роликов. При их вращении эти площадки «заменяют» в теле некоторые области цилиндрической формы, которые будем называть главными опасными объемами при динамическом контакте, и обозначать, как V_{r_1} и V_{r_2} для первого и второго роликов соответственно. Приведем конечные формулы, которые позволяют рассчитать величины главными опасными объемами при динамическом контакте для каждого ролика

$$V_{r_i} = \pi l (r_i^2 - z^2), \quad (3.3)$$

где $z = 1.522 \sqrt{0.175 \frac{F_N^2}{l^2} - \frac{F_N}{l} E \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2}}$, $i = 1, 2$.

В связи с тем, что объем работы ограничен, только отметим, что при контакте двух роликов с параллельными осями помимо главных опасных объемов возникают также главные касательные опасные объемы по компонентам главных касательных напряжений τ_1, τ_2, τ_3 . Они представляют собой прямоугольные площадки, которые лежат в плоскости X, Z .

4. К расчету долговечности на основе модели ТОПО.

Итак, мы разработали методику расчета, анализа и визуализации опасных объемов, которые обусловлены любой из компонент напряжения – нормальных (в том числе и главных) и касательных. В общем случае 6 компонент напряжения могут приводить к возникновению 6-ти областей с опасным состоянием по уровню напряженности. Если контактная нагрузка достаточно мала, то опасных объемов может быть и много меньше, например, два или даже один. Но мы продолжим анализ наиболее общего случая: обнаруживается 6 опасных объемов. Дает ли это принципиально новые возможности анализа?

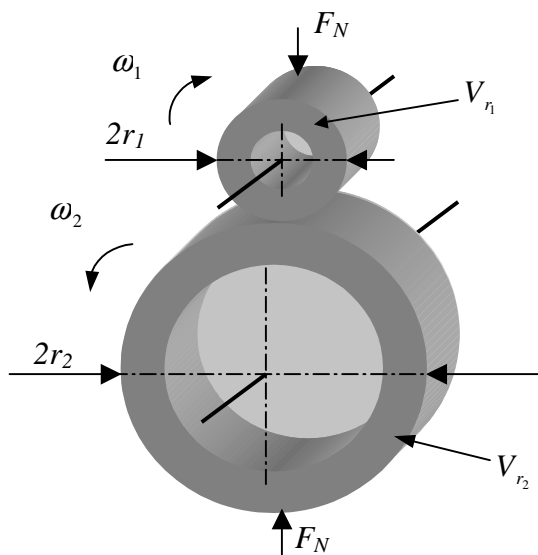


Рисунок 4 – Расчетная схема пары ролик – ролик с главными опасными объемами при динамическом контакте.

Если в точке деформируемого твердого тела имеет 6 компонент напряжений, то физически их нельзя заменить одной величиной какого-либо напряжения, поскольку все они направлены по 6-ти разным направлениям в пространстве. Но если в этой же точке обнаруживается 6 (элементарных) опас-

ных объемов, то физически они представляют собой не что иное, как единую конечную точку-область, поскольку элементарные объемы упаковываются в ней. Тот факт, что разные компоненты напряжения направлены в разные стороны, не имеет значения. Совокупность подобных точек-областей при данных условиях контактного воздействия и представляет собой то, что называется опасным объемом (на макроуровне).

Анализ показывает, что упаковка (совмещение) 6-ти элементарных объемов в одной области – событие достаточно редкое. Гораздо чаще возникает ситуация, когда опасные объемы, обусловленные разными компонентами напряжения, физически обнаруживаются в разных областях твердого тела при контактом взаимодействии. Общая схема относительно-го расположения трех главных опасных объемов (V_1, V_2 и V_3), обусловленные главными напряжениями $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, показана на рисунке 5. Если очертить все эти три объема единой кривой $abcdef$, то мы имеем дело с их объединением

$$V_1 \cup V_2 \cup V_3 = V_{123}, \quad (4.1)$$

особенность которого состоит в том, что каждая точка любого из объемов V_1, V_2 и V_3 входит в область V_{123} только один раз. Можно, далее, обнаружить еще три характерные области – зоны пересечения опасных объемов V_1, V_2, V_3 :

$$V_{1/3} = V_1 \cap V_3, \quad V_{1/2} = V_1 \cap V_2, \quad (4.2)$$

$$V_{1/2/3} = V_1 \cap V_2 \cap V_3, \quad (4.3)$$

при этом (4.2) представляет собой пересечение (совмещение) только двух опасных объемов, тогда как (4.3) представляет собой пересечение (совмещение) всех трех объемов (V_1, V_2, V_3).

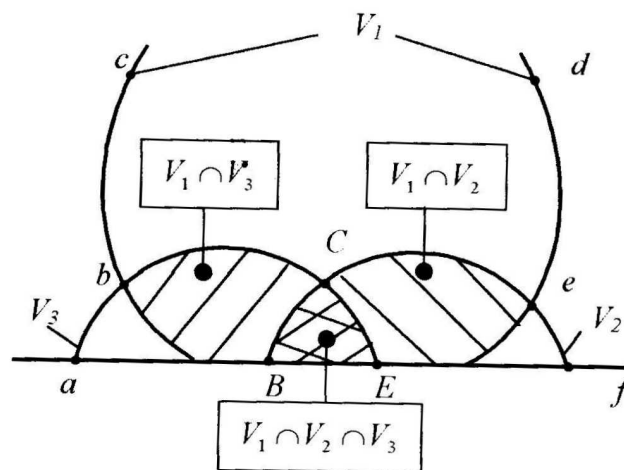


Рисунок 5 – К расчету долговечности на основе модели ТОПО.

Таким образом, имеется три типа опасных областей: 1) объемы V_1, V_2, V_3 , в каждом которых напряженное состояние является линейным; 2) два объема (4.2), в каждом из которых напряженное состояние является двухосным и 3) один объем (4.3), в котором напряженное состояние будет трехосным. И теперь остается лишь выяснить, какой из этих объемов следует считать наиболее опасным – тем самым будет установлено, в какой именно области следует ожидать зарождение усталостного повреждения.

В области (4.3) обнаруживается всестороннее сжатие – можно полагать, что такая область не является наиболее

опасной, поскольку сопротивление усталости материала при трехосном сжатии весьма велико. В области (4.2) обнаруживается двухосное сжатие, так что в третьем направлении материал может выдавливаться. Следовательно, объемы (3.23) более опасны, чем объем (4.3), с точки зрения возникновения первичного повреждения. Наконец, в тех частях области (4.1), которые обозначены как $a b B$, $E e f$ и $b c d e C b$ имеет место линейное напряженное состояние, опасность которого характеризуется просто: чем больше величина напряжения, тем оно опаснее.

Исходя из этого анализа, можно полагать, что зарождение рассеянного (усталостного) повреждения следует ожидать в объемах (4.2), - и, прежде всего в том из них, который окажется большим по величине. А развитие множественных усталостных трещин в принципе возможно в области (4.1), и оно должно рассматриваться как их проникновение (перколяция) из областей (4.2) в область (4.1). Но проникновение малых усталостных трещин вглубь металла хотя и возможно, но имеет весьма ограниченную перспективу: величина любой компоненты напряжения резко уменьшается с увеличением расстояния от поверхности. Зато их развитие к поверхности максимально облегчено. В таком случае ясно, что следует ожидать поверхностного разрушения путем образования ямочек выкрашивания – сначала в тех зонах сопротивления материала разрушению, в которых оказывается минимальным. Контактное разрушение, следовательно, - это, в принципе, потеря сплошности материала в пределах опасных объемов. Поэтому обобщенное условие контактного разрушения имеет вид

$$V_{ij} > 0 \quad (4.4)$$

или в безразмерном виде

$$0 < V_{ij} / V_0 \leq 1, \quad (4.5)$$

где V_0 – некоторый рабочий (номинальный) объем. Ясно, что условие надежности тогда будет отсутствие в теле опасного объема:

$$V_{ij} = 0. \quad (4.6)$$

Вероятность усталостного разрушения растет, если величина (4.5) относительного опасного объема увеличивается. При $V_{ij}=1$ должно наступить предельное состояние: поверхностный слой ролика полностью теряет несущую способность: он разрушен.

Таким образом, если ставится задача об оценке усталостной долговечности по питтингобразованию, она должна решаться с учетом опасных объемов, обусловленных главными напряжениями $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

Поскольку, как известно, подповерхностное усталостное разрушение при трении качения ведет к износу отслаиванием и обусловлено оно наибольшими касательными напряжениями, то ясно, что долговечность по такому критерию необходимо связать с величиной касательного опасного объема V_τ . Опасные объемы, обусловленные касательными напряжениями

ми разного знака, не пересекаются в области зоны контактного взаимодействия, то речь должна идти только об объединении таких объемов, именно

$$V_\tau = V_{+\tau} \cup V_{-\tau}. \quad (4.7)$$

Таким образом, если ставится задача об оценке усталостной долговечности по критерию износа отслаиванием, то она должна решаться с учетом работы опасных объемов (4.7).

Итак, предлагается решать задачу об оценке долговечности при трении качения дифференцированно – по критерию питтингобразования и по критерию износа отслаиванием. Такой подход, по-видимому, вполне соответствует практическим запросам.

Тем самым оказывается снятой первая трудность анализа контактной задачи: нам не требуется теория прочности, в тоже время влияние на долговечность всех компонент напряжения оказывается учтенным.

Далее требуется снять вторую трудность – для этого надо отказаться от использования любой теории масштабного эффекта. Это можно сделать, если рассматривать не статический контакт двух роликов, а их динамическое взаимодействие в процессе трения качения. Схема такого взаимодействия приведена на рисунке 3.2. в разделе 3. Так как в этом случае опасные объемы соотносятся, как $V_{r1} < V_{r2}$, то отсюда неизбежно следует, что долговечности роликов будут находиться в отношении $N_{r1} < N_{r2}$.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Иванова В. С. Усталостное разрушение металлов. М., 1963. – 272 с.
2. Трощенко В. Т. Деформирование и разрушение металлов. – Киев: Наук. думка, 1981. – 343 с.
3. Weibull W. // Proc. Roy. Swed. Inst. Eng. Res. – 1939. - № 151. – P. 3 – 45.
4. Kugel R. A relation between theoretical stress concentration factor and fatigue notch factor deduced from the concept of highly stressed volume // Proc. ASTM. – 1961. – 61. – P. 732 – 748.
5. Сосновский Л. А. Статистическая модель деформируемого твердого тела и некоторые ее приложения. Сообщ. 1-2 // Пробл. прочности. – 1990. - № 5. – С. 8 – 12.
6. Сосновский Л. А. Статистическая механика усталостного разрушения. – Минск: Наука и техника, 1987. – 288 с.
7. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. – М.: Стройиздат, 1965. – 280 с.
8. Сосновский Л. А. Статистическая модель деформируемого твердого тела и некоторые ее приложения. Сообщ. 3 // Пробл. прочности. – 1992. - № 11. – С. 21 – 29.
9. Корешков В. Н., Ожигар Г. П., Сосновский Л. А. Моделирование силовых систем. – Гомель: НПО ТРИБОФАТИКА, 1999. – 80 с.

УДК 621.396.664

Шуть В.Н., Бычинский Д.И.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО МОНТАЖА

Целью настоящей работы является оптимизация метода контроля электрического монтажа и повышение производительности на основе данного метода на несколько порядков в

рамках уже известных и используемых в производстве устройств.

Выполнение больших объемов проводного и печатного

Шуть Василий Николаевич. К.т.н., доцент каф. ЭВМиС Брестского государственного технического университета.
Бычинский Дмитрий Иванович. Студент IV курса Брестского государственного технического университета.
Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская 267.