

УДК 539.41:621.793

ПРОЧНОСТНАЯ НАДЕЖНОСТЬ ДВУХСЛОЙНЫХ МАТЕРИАЛОВ

А.Л. ХУДОЛЕЙ, А.М. ГОМАН

(Институт механики и надежности машин НАН Беларуси, Минск)

На основании исследования напряженно-деформированного состояния детали с покрытием и решения контактной задачи о вдавливании жесткой цапфы в упругий слой под действием радиальной силы предложена методика расчета максимального контактного давления и сформулированы критерии прочностной надежности двухслойных материалов.

Введение. В Институте механики и надежности машин НАН Беларуси на базе многолетних исследований в области прочности материалов и конструкций предложен метод определения прочности сцепления покрытия при газотермическом напылении шеек валов [1], заключающийся в установлении предельных напряжений в зоне контакта «покрытие – основа». Используем этот метод для разработки критериев оценки прочностной надежности двухслойных материалов на примере биметаллического вкладыша.

Наносимый на поверхность вкладыша подшипника скольжения слой покрытия должен удовлетворять условиям прочности, износостойкости, обеспечивать надежную работу в пределах заданного срока эксплуатации. В проектных расчетах, связанных с определением толщины, подбором физико-механических характеристик материала наносимого слоя, оценку прочностной надежности покрытия можно произвести посредством сопоставления предельного напряженного состояния, возникающего в нем, с допусковым напряжением [2]. Наиболее тяжелыми режимами работы подшипников скольжения являются периоды пусков и остановов. При малой угловой скорости вращения вала они работают в условиях граничной смазки и без нее. При таких режимах коэффициент трения скольжения f между валом и поверхностью покрытия достигает своего максимального значения.

Для исследования напряженно-деформированного состояния покрытия необходимо решить контактную задачу о вдавливании жесткой цапфы в упругий слой под действием радиальной силы. Следует отметить, что упругие константы слоя и основания вкладыша подшипника таковы, что основание вкладыша в первом приближении можно считать недеформируемым телом. Особенностью рассматриваемого случая является соизмеримость площадки контакта с характерными размерами взаимодействующих тел, что не позволяет использовать контактную задачу Герца для описания напряженно-деформированного состояния покрытия.

Решение контактной задачи и определение максимального давления. Первоначально рассмотрим решение контактной задачи от действия на цапфу только радиальной силы. В этом случае цапфа будет перемещаться поступательно. Возникающие в реальной эксплуатации подшипников перекосы оси вала на этом этапе рассматриваться не будут.

Решение контактных задач теории упругости и пластичности рассмотрено во многих фундаментальных работах [3 – 6]. И.Я. Штаерманом проведено исследование для тел, у которых площадка контакта соизмерима с их размерами. Им решена задача о вдавливании жесткого цилиндрического штампа в цилиндрическую полость бесконечного упругого тела, причем радиусы штампа и полости незначительно отличаются друг от друга. Рассматриваемая в данной работе задача является аналогичной, только вместо упругого тела цапфа вдавливается в тонкий упругий слой из антифрикционного материала, нанесенный на поверхность вкладыша. Проведенные исследования [6, 7] показали, что если толщина покрытия существенно меньше зоны контакта, то упругий слой можно рассматривать как упругое основание (рис. 1, где Δ – диаметральный зазор в подшипнике;

$e = \frac{\Delta}{2}$ – эксцентриситет (смещение центра точки O_1 цапфы относительно центра подшипника точки O в начальный момент времени);

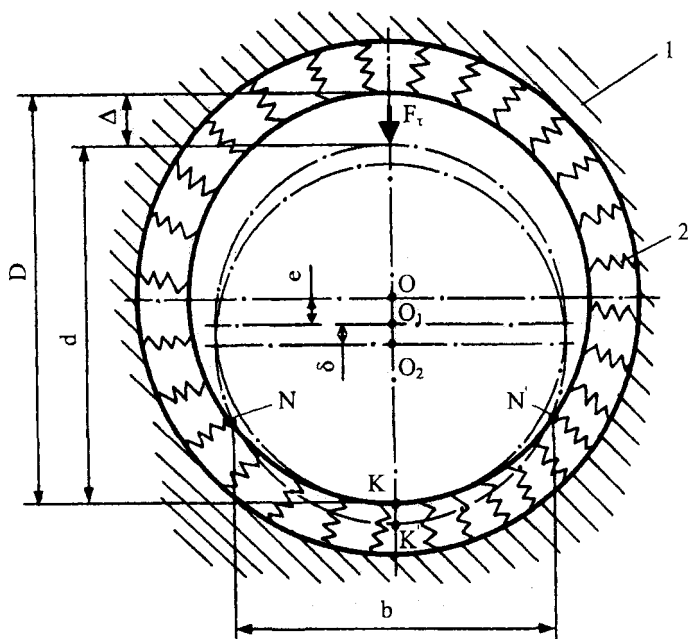


Рис. 1. Деформированное состояние слоя

где Δ – диаметральный зазор в подшипнике; $e = \frac{\Delta}{2}$ – эксцентриситет (смещение центра точки O_1 цапфы относительно центра подшипника точки O в начальный момент времени);

δ – вертикальное перемещение оси цапфы под действием радиальной силы F_r ; точка K' – положение точки K вертикального диаметра цапфы после внедрения ее в упругий слой; $KK' = \delta NN'$ – зона контакта точек N и N' (точки пересечения окружности диаметром d) цапфы с центром в точке O_2 с окружностью внутренней цилиндрической поверхности вкладыша $D = d + \Delta$ с центром в точке O .

Упругий слой моделируется радиальными пружинами, работающими на растяжение-сжатие. Жесткость упругого слоя K_w определяется выражением:

$$K_w = \frac{E(z)}{h}, \tag{1}$$

где $E(z)$ – переменный вдоль оси z подшипника модуль упругости материала покрытия; h – толщина покрытия вкладыша.

Будем считать, что модуль упругости покрытия остается в каждом поперечном сечении, перпендикулярном этой оси, по толщине постоянным.

Закон изменения интенсивности радиальной нагрузки $q(z)$ вдоль оси подшипника (рис. 2) определяется изменением пористости, а следовательно, модулем упругости $E(z)$. Предполагается с целью выравнивания концентрации напряжений по краям подшипника пористость наносимого покрытия увеличивать к краям, уменьшая при этом модуль упругости.

Связь между радиальной нагрузкой F_r и ее интенсивностью представляется интегралом:

$$F_r = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} q(z) dz. \tag{2}$$

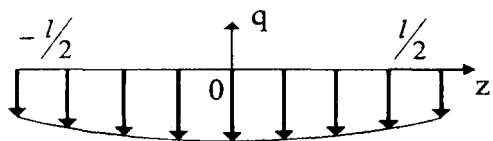


Рис. 2. Схема симметричного распределения интенсивности радиальной нагрузки вдоль оси подшипника

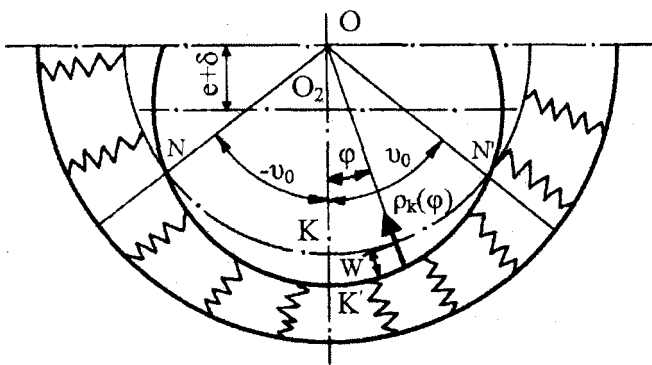


Рис. 3. Схема к расчету контактного давления

Найдем закон изменения контактного давления в поперечном сечении z подшипника (рис. 3).

На рис. 3 зона контакта NN' , соответствующая перемещению цапфы на δ , ограничивается углами $-v_0, v_0$, составленными радиусами ON и ON' с вертикалью. Контактное давление, возникающие в точке на поверхности слоя, определяемой углом φ , равно

$$P_k(\varphi) = K_w W(\varphi), \tag{3}$$

где $W(\varphi)$ – перемещение этой точки вдоль радиуса при внедрении цапфы в слой.

Интенсивность радиальной силы $q(z)$ в сечении z находится из выражения:

$$q(z) = \int_{-\vartheta_0}^{\vartheta_0} P_k(\varphi) \frac{D}{2} \cos \varphi d\varphi. \tag{4}$$

Здесь предполагается, что в первом приближении элементарная дуга контакта

$dS \approx \frac{D}{2} d\varphi$. Подставляя в (4) выражения (1) и (3), имеем

$$q(z) = \int_{-\vartheta_0}^{\vartheta_0} \frac{E(z)}{h} W(\varphi) \frac{D}{2} \cos \varphi d\varphi. \tag{5}$$

Используя зависимость (2), получим связь между радиальной силой F_r , действующей на цапфу, и геометрическими и механическими параметрами подшипника:

$$F_r = \frac{D}{2h} \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} E(z) dz \cdot \int_{-\vartheta_0}^{\vartheta_0} W(\varphi) \cos(\varphi) d\varphi. \tag{6}$$

Максимальное контактное давление в соответствии с принятыми предположениями реализуется при $z = 0$ и $\varphi = 0$ и равно

$$P_{kmax} = \frac{E(0)}{h} \delta. \tag{7}$$

Уравнение (7) позволяет определить не только максимальное контактное давление, но и устанавливает связь между толщиной покрытия и величиной внедрения в него цапфы.

Напряженное состояние и критерии прочностной надежности. Наиболее опасное напряженное состояние слоя возникает в зоне действия максимального контактного напряжения P_{kmax} , которое имеет место в середине площадки контакта. В этой точке выделим элементарный объем в виде куба и покажем напряжения в соответствующих секущих плоскостях, которые можно рассматривать как напряженное состояние в исследуемой точке (рис. 4).

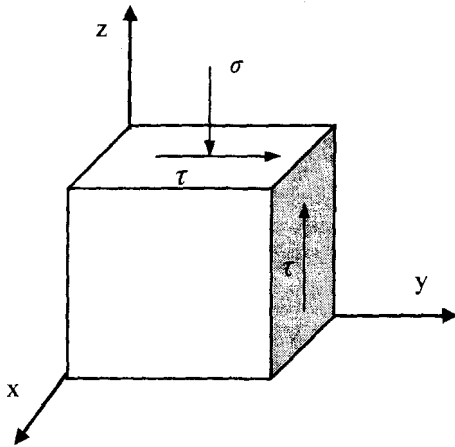


Рис. 4. Напряженное состояние слоя в зоне максимального контактного давления

Это состояние является плоским: $\sigma = -P_{kmax}$, $\tau = fP_{kmax}$. Такое же напряженное состояние будет в локальных объемах в соответствующих местах сцепления антифрикционного слоя с основанием вкладыша подшипника.

С учетом (7) максимальное касательное напряжение

$$\tau_{max} = f_0 E(0) \frac{\delta}{h} \quad (8)$$

За критерий прочности слоя покрытия принята теория Мора, согласно которой нарушение прочности происходит тогда, когда на некоторой площадке осуществляется неблагоприятная комбинация нормального и касательного напряжений. Эту теорию рекомендуется применять для материалов, по-разному сопротивляющихся растяжению и сжатию, к которым относится и материал покрытия [8].

Эквивалентное напряжение $\sigma_{экв}$ определяется через σ и τ следующим образом:

$$\sigma_{экв} = \frac{1-\nu}{2} \sigma + \frac{1+\nu}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \frac{E(0)}{2h} \delta \left[(1-\nu) + (1+\nu) \sqrt{1+f_0^2} \right], \quad (9)$$

где $\nu = \frac{\sigma_{ТР}}{\sigma_{ТСЖ}}$; $\sigma_{ТР}$ и $\sigma_{ТСЖ}$ соответственно предел текучести при растяжении и сжатии материала покрытия.

Условие прочностной надежности имеет вид:

$$\sigma_{экв} \leq [\sigma]_p, \quad (10)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое растягивающее напряжение, которое определяется из условия $[\sigma]_p = \frac{\sigma_{пред}}{n}$,

$\sigma_{пред}$ – предельное растягивающее напряжение для материала покрытия, n – коэффициент запаса.

Выводы

1. Приведенная в работе методика расчета максимального контактного давления позволяет по общепринятой теории Мора определить значение максимального эквивалентного напряжения в слое, которое определяется физико-механическими и геометрическими параметрами подшипника.

2. Оценку прочностной надежности двухслойных материалов следует проводить путем сопоставления максимального эквивалентного напряжения с допускаемым. Предельные напряжения для вкладыша могут быть определены при проведении испытаний на отрыв антифрикционного слоя от материала основы. Следует также отметить, что предложенная методика может быть использована и для многослойных материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Долонговский В.А., Белоцерковский М.А., Гоман А.М. Расчет на прочность шеек коленчатых валов, восстановленных газотермическим напылением // Физика и технологии тонкопленочных материалов: Сб. науч. ст. Вып. 3. – Гомель: БелГУТ, 1996. – С. 104 – 116.
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
3. Лейбензон Л.С. Курс теории упругости. – М. – Л.: ГИТТЛ, 1947. – 464 с.
4. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 304 с.
5. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. – М. – Л.: ОНТИ, 1949.
6. Ворович И.И., Александров В.М., Бабешко В.А. Неклассические смешанные задачи теории упругости. – М.: Наука, 1974. – 456 с.
7. Гоман А.М. К определению нагрузки, действующей на обрезиненный вал // Изв. вузов. Машиностроение. – 1974. – № 4. – С. 36 – 40.
8. Завистовский В.Э., Захаров Н.М. Техническая механика. – Мн.: Амалфея, 2000. – 416 с.