

Выделения и твердого раствора α -титана дисперсных фаз различных примесей происходит в довольно широком температурном интервале (20-400°C). Безусловно, этот процесс в значительной степени зависит от содержания примесей в твердом растворе, в частности от содержания таких элементов, как азот и углерод.

Электронномикроскопический анализ деформированного растяжением титана BT1-0 при комнатной температуре (рис. 1а), подтверждает протекание физико-химического процесса выделения фаз примесей из твердого раствора.

Повышение температуры до 100°C при растяжении титана BT1-0 стимулирует реакции динамического деформационного старения. Просмотр угольных реплик в электронном микроскопе показал, что наряду с большим количеством зерен свободных от частиц или имеющих весьма незначительное число частиц, имеются зерна, где концентрация частиц фаз примесей увеличилась (рис. 1б, 1в).

В случае деформации сжатием при комнатной температуре в структуре титана увеличивается количество двойников. Процесс двойникования в значительной степени зависит от схемы напряженного состояния. Наиболее благоприятной схемой образования двойников является сжатие. Именно для этой схемы напряженного состояния деформированная структура титана и ряда других металлов содержит наибольшее число двойниковых образований.

Механизм двойникования у некоторых металлов может играть решающую роль в процессах пластического течения, влияя на сопротивление деформации, пластические, прочностные и усталостные свойства испытываемого металла.

ЛИТЕРАТУРА:

1. А.Х. Котрелл. Сб. Структура металлов и их свойства. М. 1984. 2. В.С. Иванова. Усталость и прочность металлических материалов. М. 1988.

УДК 621.793

Спиридонов Н.В., Сокоров И.О., Коробейников В.В., Пилецкая Л.И.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОЙ УДЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ В ПАРЕ «ОПОРНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ВАЛА – ВТУЛКА ПОДШИПНИКА»

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Рассмотрим сопряженную пару «опорная поверхность вала – втулка подшипника».

Для исследования кинетики изнашивания рассматриваемой трибопары необходимо оценить начальную удельную нагрузку $p_0(\alpha)$ и установить закон его перераспределения при изнашивании.

Данную задачу можно решить как плоскую задачу теории упругости [1]. При расчете принимаем форму опорной поверхности вала 1 и втулки подшипника (далее втулка) 2 круговой. Между валом и втулкой имеет место радиальный зазор $\delta=R_2-R_1$ (рисунок 1). В начальный момент времени радиальный зазор можно принять равным нулю, т.к. она устанавливается на вал с натягом. В процессе эксплуатации, вследствие износа, зазор между валом и втулкой увеличивается.

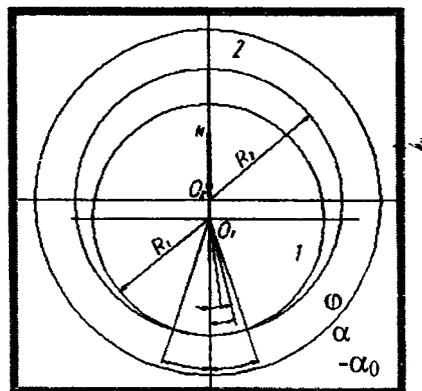


Рисунок 1 – Расчетная схема опоры

Уравнение задачи для рассматриваемого случая имеет

вид [2]:

$$\left(\frac{1 + \chi_1}{8\pi\mu_1} + \frac{1 + \chi_2}{8\pi\mu_2} \right) \cdot \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p'(\varphi) \cdot \operatorname{ctg} \left(\frac{\alpha - \varphi}{2} \right) d\varphi = \left(\frac{\chi_1 - 1}{4\mu_1} - \frac{\chi_2 - 1}{4\mu_2} \right) p(\alpha) + \frac{N}{2\pi R_1 l} \cdot \frac{\mu_2 + \chi_2 \mu_1}{\mu_1 \mu_2} \cdot \cos \alpha + \frac{1 + \chi_2}{8\pi\mu_2} \cdot \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p'(\varphi) d\varphi + \frac{\delta}{R_1}, \quad (1)$$

где p и p' - удельная нагрузка и ее дифференцирование по соответствующей переменной;

R_1 - радиус вала;

R_2 - радиус втулки;

α - угловая текущая координата;

α_0 - полуугол контакта;

δ - радиальный зазор;

φ - вспомогательная координата;

N - общая нагрузка;

l - длина втулки;

χ, μ - параметры, равные:

$$\chi_i = 3 - 4\nu_i, \quad (2)$$

$$\mu_i = \frac{E_i}{2(1 + \nu_i)}, \quad (3)$$

где $i=1$ (вал) $i=2$ (втулка), ν_i - коэффициент Пуансона, E_i - модуль упругости.

Условие равновесия цилиндра:

$$\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p(\alpha) \cos \alpha d\alpha. \quad (4)$$

После соответствующих преобразований исходных уравнений и численного их решения при условии $0 \leq \delta/R_2 \leq 0$ находится зависимость коэффициента нагруженности и удельной нагрузки в произвольной точке зоне контакта при заданном значении угла контакта.

Коэффициент нагруженности определяется по формулам [2]:

$$\beta = \frac{N}{8\pi\delta} \left(\frac{1 + \chi_1}{\mu_1} + \frac{1 + \chi_2}{\mu_2} \right) \text{ или } \beta = \frac{N}{\pi\delta} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right). \quad (5)$$

Расчет параметров $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, b$ осуществляется по формулам:

$$\gamma_1 = \frac{(1 - \chi_2)\mu_1 - (1 - \chi_1)\mu_2}{(1 + \chi_2)\mu_1 + (1 + \chi_1)\mu_2}; \quad (6)$$

$$\gamma_2 = \frac{\mu_2 + \chi_2\mu_1}{(1 + \chi_2)\mu_1 + (1 + \chi_1)\mu_2}; \quad (7)$$

$$\gamma_3 = \frac{(1 + \chi_2)\mu_1}{(1 + \chi_2)\mu_1 + (1 + \chi_1)\mu_2}; \quad (8)$$

$$b = \operatorname{ctg} \frac{\alpha_0}{2}; \quad (9)$$

$$\frac{1}{Y_0} = 0,393 - 0,702 \gamma_1 - 0,04 \gamma_1^2 + (0,051 - 1,456 \gamma_1) \cdot b + b^2. \quad (10)$$

Определяем коэффициенты:

$$\frac{1}{Y_1} = \frac{1}{Y_2} = 1 - 2,162 \gamma_1 + 0,087 \gamma_1^2 - (0,893 \gamma_1 + 0,07 \gamma_1^2) \cdot b + b^2, \quad (11)$$

$$\frac{1}{Y_3} = 1,812 - 3,787 \gamma_1 - 0,034 \gamma_1^2 - (0,145 + 0,251 \gamma_1 - 0,014 \gamma_1^2) \cdot b + b^2. \quad (12)$$

Связь коэффициента нагруженности с полууглом контакта α_0 :

$$\beta = \frac{1}{\frac{(1 - \gamma_3 \gamma_2 Y_2)(1 - \gamma_3 Y_0)}{Y_2} - 4\gamma_2 \gamma_3 Y_1}. \quad (2)$$

Зависимость нагрузки от коэффициента нагруженности:

$$N = 8\pi\delta\beta \frac{\mu_1 \mu_2}{\mu_1(1 + \chi_1) + \mu_2(1 + \chi_2)}. \quad (3)$$

Построив зависимость $N=N(\alpha_0)$ по величине заданной нагрузки N , найдем половину угла контакта α_0 . Расчет α_0 полуугола контакта по формуле Герца таков:

$$\alpha_0 = \arcsin \sqrt{\frac{2N}{\pi\delta} \left(\frac{1 - \nu_1}{\mu_1} + \frac{1 - \nu_2}{\mu_2} \right)}. \quad (4)$$

По заданной величине нагрузки N и по углу контакта $2\alpha_0$ находим среднее по проекции площадки контакта давление в зоне контакта:

$$q = \frac{N}{2R_1 l \sin \alpha_0}. \quad (16)$$

Максимальную удельную нагрузку можно выразить через среднюю:

$$p_{max} = kp, \quad (17)$$

$$k = 2 \left(\frac{b}{\beta} + \gamma_3 c_0 \right) \frac{0,318}{(0,106 - 1,8\gamma_1 b + b^2)} + \frac{1,28\gamma_2 b}{0,336 - 0,434\gamma_1 - 0,176\gamma_1^2 + (0,077 - 1,67\gamma_1 + 0,125\gamma_1^2) \cdot b + b^2}, \quad (18)$$

где p – средняя удельная нагрузка для прессовых валов бумагоделательных машин определяется по формуле:

$$p = \frac{R}{S} \quad \text{МПа}, \quad (19)$$

где R – реакция опоры вала, Н;

S – средняя площадь контакта, мм².

Реакция опоры вала определяется по формуле [3]

$$R = \frac{\sqrt{G_H^2 + Q_{Ц}^2 + 2G_H \cdot Q_{Ц} \cdot \cos \gamma}}{2}, \quad (20)$$

где G_H – вес нижнего вала, Н;

$Q_{Ц}$ – давление между валами, направленное по линии соединения центров нижнего и верхнего валов, Н;

γ – угол между вертикальной и линией, соединяющей центры валов.

Средняя площадь контакта:

$$S = \pi \cdot R_1 \frac{n^\circ}{180^\circ} \cdot l, \quad (21)$$

где R_1 – радиус вала, мм;

l – длина контакта, мм;

n – угол контакта.

Тогда средняя удельная нагрузка:

$$p = \frac{\sqrt{G_H^2 + Q_{Ц}^2 + 2G_H \cdot Q_{Ц} \cdot \cos \gamma}}{\pi \cdot r \cdot \frac{4\alpha_0}{180^\circ} \cdot L}. \quad (22)$$

$$\text{Коэффициент } c_0 = \frac{Y_0}{Y_2} (1 - 4\gamma_2 Y_3) + 4\gamma_2 Y_1.$$

Коэффициент k учитывает отличие максимальной удельной нагрузки от ее среднего значения.

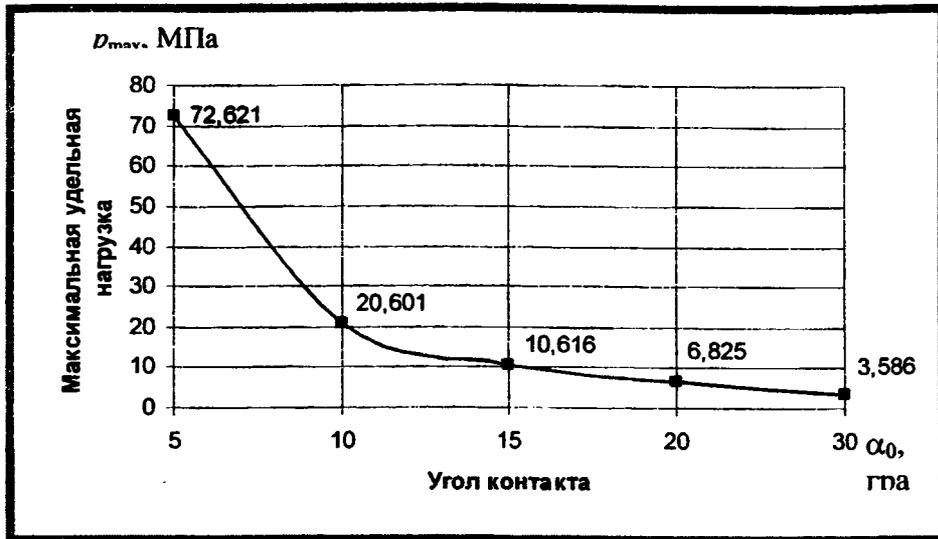


Рисунок 2 – Зависимость максимальной удельной нагрузки от угла контакта для вала массой 1,7 тонн

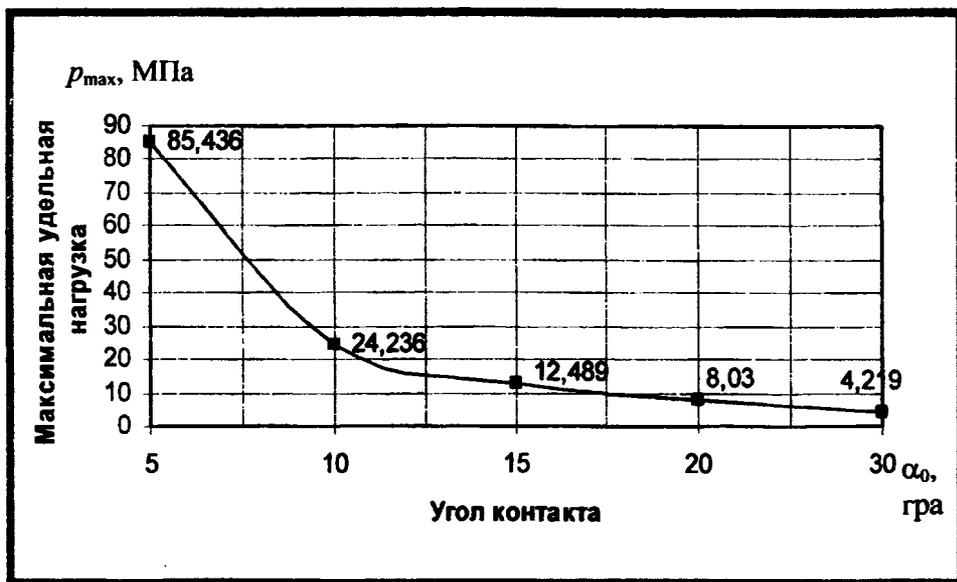


Рисунок 3 – Зависимость максимальной удельной нагрузки от угла-контакта для вала массой 2 тонны

В результате вычислений проведенных для валов массой от 1,7 до 4 тонн получен зависимость удельной нагрузки от угла контакта). Расчеты выполнялись с помощью пакета программ MathCAD.

Прочность сцепления газотермических покрытий должна превышать максимальную удельную нагрузку, т.е. $\sigma_{сц} > p_{max}$.

Из условий эксплуатации валов известно, что критическое значение угла контакта находится в районе 100, а прочность сцепления покрытий нанесенных газопламенным методом находится в пределах 30 МПа. При действии на опорную поверхность вала удельной нагрузки превышающей 30 МПа необходимо применение источников концентрированной энергии (плазменных, лазерных, микроплазменных), которые позволяют получить прочность сцепления на порядок выше, чем при напылении газопламенным методом.

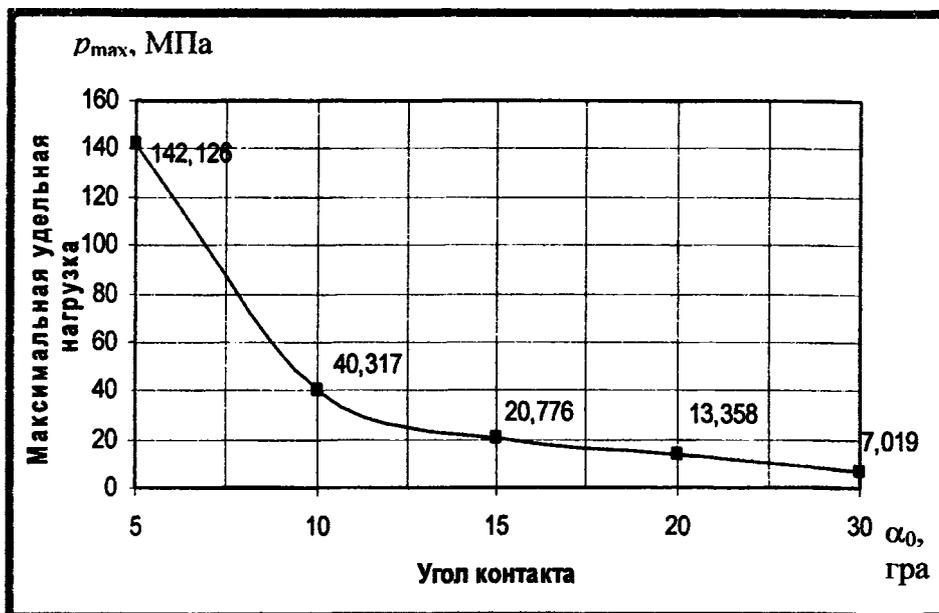


Рисунок 4 – Зависимость максимальной удельной нагрузки от угла контакта для вала массой 4 тонны

ЛИТЕРАТУРА

1. Голубец В.М., Чернец М.В. Метод расчета долговечности опор скольжения турбобура ЗТСШ1-195ТЛ // ФХММ, 1992, №2. – с.95-98.
2. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин: Учеб. пособие для машиностр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319с.
3. Эйдлин И.Я. Бумагоделательные и отделочные машины. Изд 3-е испр. и доп. – М.: «Лесная промышленность», 1970. – с.624

УДК 621.833.62-192

*Жмайлик В.А., Захарик А.М., Захарик Ал.М., Гоман А.М.,
Солитерман Ю.Л., Комиссаров В.В., Сосновский Л.А.*

АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ШЕСТЕРЕН ГЛАВНОЙ ПАРЫ ВЕДУЩЕГО МОСТА АВТОМОБИЛЕЙ СЕМЕЙСТВА МАЗ-5440

*ПО «ГОМСЕЛЬМАШ» Гомель, Беларусь,
РУП МАЗ, Минск, Беларусь
РНУ ОИМ НАН Б, Минск, Беларусь*

Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Беларусь

В рамках Государственной программы прикладных исследований (ГППИ) «Создание новых компонентов машин и оборудования для машиностроительного комплекса Республики Беларусь» в 2004 – 2005 гг. был выполнен комплекс теоретических и экспериментальных исследований, главной задачей которых являлось прогнозирование надежности и долговечности зубчатых зацеплений, а также определения сопротивления материалов зубчатых колес контактной и изгибной усталости. Решение поставленной задачи возможно с использованием (1) метода стендовых и натурных испытаний, (2) метода расчетно-экспериментальной оценки долговечности зубчатых зацеплений, (3) метода ускоренных испытаний малоразмерных моделей зубчатого зацепления. Разработка и апробация предложенных методов была выполнена применительно к шестерням главной пары ведущего моста МАЗ-5440.