

Рис. 4. Результаты изменения динамических параметров подшипника 6-305AE при переменной нагрузке

## ЛИТЕРАТУРА

1. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. – М.: Машиностроение, 1988. – 272с.: ил.;
2. Герасимова Н.Н., Суханова В.В. Исследование влияния волнистости рабочих поверхностей деталей радиальных шарикоподшипников на уровень вибрации// Тр.ин-та Всесоюз.н.-и.конструк.-технол.ин-т подшип.пром-сти. 1965.N 2.с.74-83.

УДК 620.178.16; 620.178.3

Л.А. Сосновский<sup>1)</sup>, С.С. Щербаков<sup>2)</sup>

### О КЛАССИФИКАЦИИ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СИЛОВЫМ СИСТЕМАМ МАШИН

<sup>1)</sup>Белорусский государственный университет транспорта  
Гомель, Беларусь

<sup>2)</sup>Белорусский государственный университет  
Минск, Беларусь

Контактные задачи составляют отдельное и широкое направление исследований в механике деформируемого твердого тела [1–6 и мн.др.]. В трибофатике [7, 8] развивается нетрадиционный подход к постановке и решению контактных задач, поскольку требуется их приложение к специфическим объектам – силовым системам машин и оборудования. Силовой называют всякую механическую систему, в которой реализуется процесс трения в любых его проявлениях (при качении, скольжении, проскальзывании, ударе и т.д.) и которая одновременно воспринимает и передает рабочую циклическую нагрузку [9]. В таблице 1 приведены типичные силовые системы и указаны основные виды их эксплуатационного повреждения и разрушения. Применительно к ним, очевидно, требуется комплексный анализ как поверхностного

деформирования и повреждения в локальной области контакта двух элементов системы, так и объемного деформирования и повреждения от действующей внеконтактной нагрузки, которая вызывает различные виды общей деформации (изгиб, кручение, растяжение-сжатие, их комбинации и т.д.) хотя бы одного из элементов системы (таблица 2). Главная особенность силовой системы как специфического объекта для изучения в рамках трибофатики состоит в том, что наибольшие напряжения, обусловленные контактной и внеконтактной нагрузками, как правило, реализуются в единой области, которую называют опасным объемом [7-10]. Статистическая модель деформируемого твердого тела с опасным объемом [10] предложила критерии для ограничения опасного объема и общую процедуру их расчета [7].

Таблица 1

## Основные виды износоусталостного повреждения

Типичная силовая система	Комплексное повреждение и разрушение	Определение
Шейка коленчатого вала / шатунная головка с подшипником скольжения	Фрикционно-механическая усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения скольжения
Колесо / железнодорожный рельс	Контактно-механическая усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения качения (трения качения с проскальзыванием)
Шлицевой вал / втулка	Фреттинг-усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и фреттинга
Вал гребного винта / морская вода	Коррозионно-механическая усталость	Усталость материала при одновременном воздействии повторно-переменных напряжений и коррозионной среды
Лопатки турбины / поток жидкости или газа, несущий твердые частицы	Эрозионно-механическая усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и эрозии

Методы исследования объектов

Дисциплина	Объект для изучения	Основные методы исследования		Масштаб повреждения
		экспериментальные	теоретические	
Т (трибология)	Пара трения	Испытания на трение	Механика контактного взаимодействия	Поверхностное повреждение (износ, питтинг и др.)
Ф (механика усталостного разрушения)	Элемент конструкции	Испытания на усталость	Механика деформирования и разрушения	Объемное (усталостное) разрушение
ТФ (трибофатика)	Силовая система	Износоусталостные испытания	Механика износоусталостного повреждения	Комплексное поверхностное повреждение и объемное разрушение

Классификация контактных задач для случая, когда контактная нагрузка  $F_N$  является одновременно и изгибающей, дана в таблицах 3-5. Традиционно решается лишь тип задач А. Типы задач В и С требуют учета объемного деформирования одного либо обоих тел, находящихся в силовом контакте. При этом тела могут представлять собой и «сэндвичи», т.е. состоять из двух и более слоев (толщиной  $h'$  и т.д.), материал которых отличается физико-механическими свойствами. Заметим, что при контакте тел вращения (см. таблицу 3) элементы могут иметь как положительную, так и отрицательную кривизну, и реализуются основные типы площадки реального контакта (полоска, круг, эллипс). В таблицах 4 и 5 приведены лишь схемы статического контакта – схемы подвижного (возвратно-поступательное движение) и ударного контакта в принципе аналогичны тем, которые представлены в таблице 3.

Более общим является случай расчета силовой системы при раздельном действии контактных ( $F_N$ ) и внеконтактных ( $M$ ,  $M_k$ ,  $Q$ ) нагрузок (рисунок 1). Решение частной задачи контакта цилиндрических поверхностей ролика и вала (площадка контакта в виде полоски) при действии изгибающего ( $M$ ) и крутящего ( $M_k$ ) моментов изложено в работе [7]. Ниже дается алгоритм решения задачи для общего случая эллиптической контактной площадки (применительно, например, к систем колесо/рельс – см. таблицу 3, контакт типа В).

Дадим алгоритм расчета параметров площадки контакта и полного поля напряжений в зоне контакта для подвижного контакта по схеме В (задача «ролик/кольцо»).

1. Рассматривая кольцо как кривой брус с толщиной  $h$  и характерной длиной  $l$ , зададим зависимость контактной  $F_c$  и изгибающей  $F_b$  составляющих приложенной нагрузки  $F_N$  по экспоненциальному закону:

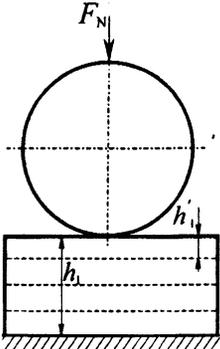
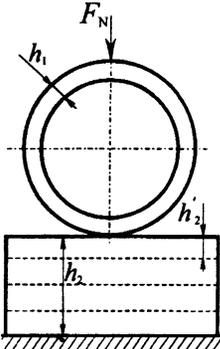
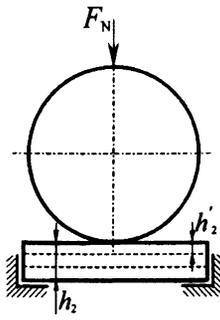
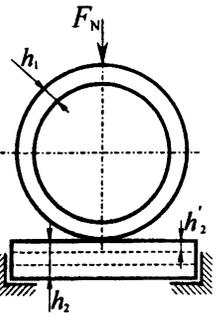
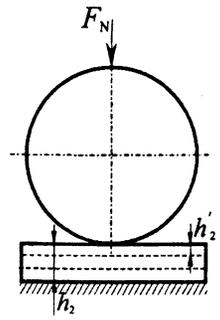
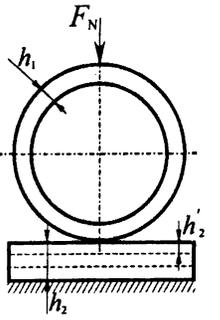
$$F_c = F_N \left( 1 - \exp\left(-\frac{h}{lk}\right) \right), \quad (1)$$

$$F_b = F_N \exp\left(-\frac{h}{lk}\right),$$

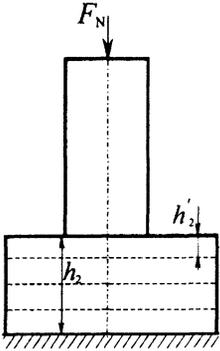
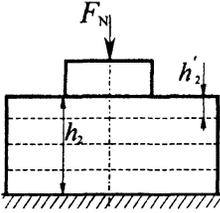
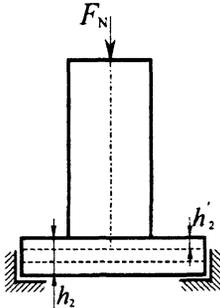
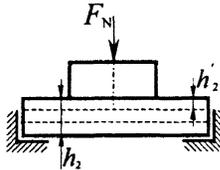
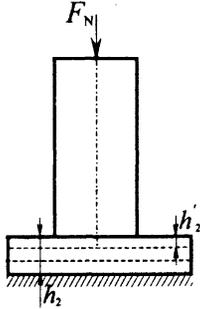
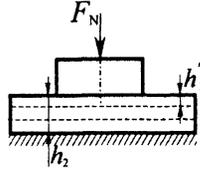
Общая классификация контактных задач для тел вращения по двум признакам: характеру нагружения и условиям деформирования

Статический контакт			
<p>Элемент 1: <math>R_{11} &gt; 0</math> <math>R_{12} &gt; 0</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} &gt; 0</math> <math>R_{22} &gt; 0</math></p>			
Тип контакта	A	B	C
Подвижный контакт			
<p>Элемент 1: <math>R_{11} &gt; 0</math> <math>R_{12} &gt; 0</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} &gt; 0</math> <math>R_{22} &gt; 0</math></p>			
Тип контакта	A	B	C
Динамический контакт			
<p>Элемент 1: <math>R_{11} &gt; 0</math> <math>R_{12} &gt; 0</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} &gt; 0</math> <math>R_{22} &gt; 0</math></p>			
Тип контакта	A	B	C

Общая классификация контактных задач для системы тело вращения/плоский элемент по условиям опирания и деформирования

Плоский элемент – массивное тело (штамп)		
<p>Элемент 1: <math>R_{11} &gt; 0</math> <math>R_{12} &gt; 0</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} = R_{22} = \infty</math></p>		
Тип контакта	A	B
Плоский элемент – пластина (балка) с опорой по контуру (по концам)		
<p>Элемент 1: <math>R_{11} &gt; 0</math> <math>R_{12} &gt; 0</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} = R_{22} = \infty</math></p>		
Тип контакта	B	C
Плоский элемент – пластина (балка) на сплошном упругом основании		
<p>Элемент 1: <math>R_{11} &gt; 0</math> <math>R_{12} &gt; 0</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} = R_{22} = \infty</math></p>		
Тип контакта	B	C

Общая классификация контактных задач для системы плоских тел

<p>Элемент 1: <math>R_{11} = R_{12} = \infty</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} = R_{22} = \infty</math></p>		
Тип контакта	A	B
<p>Элемент 1: <math>R_{11} = R_{12} = \infty</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} = R_{22} = \infty</math></p>		
Тип контакта	B	C
<p>Элемент 1: <math>R_{11} &gt; 0</math> <math>R_{12} &gt; 0</math></p> <p>Элемент 2: <math>R_{21} = R_{22} = \infty</math></p>		
Тип контакта	B	C

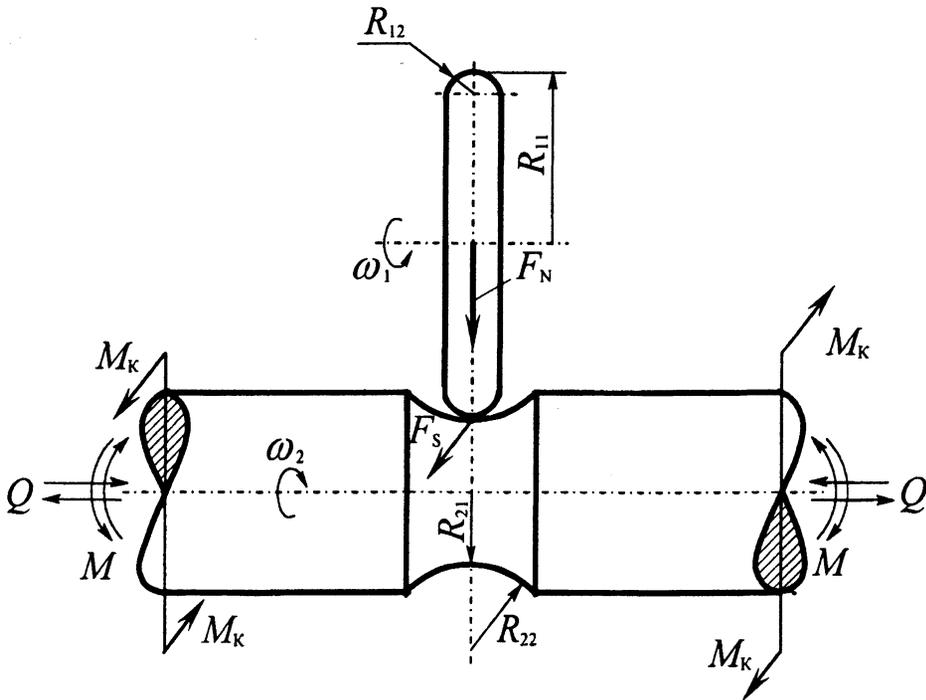


Рис. 1. Расчетная схема силовой системы при действии контактной ( $F_N$ ) и внеконтактных ( $M$ ,  $M_K$ ,  $Q$ ) нагрузок

где  $k$  – эмпирический коэффициент. Формула (1) показывает, что воздействие ролика на кольцо формирует поля контактных и изгибных напряжений в результате перераспределения приложенной к системе силы на контактную и изгибную, а не в результате искусственного введения некоей новой нагрузки, будь то поверхностной, либо континуальной.

2. Параметры площадки контакта при действии контактной силы  $F_c$  находят известным методом, описанным, например, в работах [1, 2]. Относительный эксцентриситет контурного эллипса области контакта  $e$ , который необходим для вычисления большой  $a$  и малой  $b$  его полуосей, а также давления  $p_0$  в центре площадки контакта можно найти из трансцендентного уравнения

$$\frac{1-\Omega}{1+\Omega} - (1-e^2) \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\sin^2 \varphi d\varphi}{\sqrt{1-e^2 \sin^2 \varphi}}}{e^2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(1-\sin^2 \varphi) d\varphi}{\sqrt{1-e^2 \sin^2 \varphi}}} = 0 \quad (2)$$

решая его, например, методом Ньютона.

3. Для расчета напряженного состояния, вызванного действием нормальной контактной нагрузки  $F_c$ , применим следующую процедуру.

Чтобы получить компоненты  $\sigma_x^n, \sigma_y^n, \sigma_z^n, \tau_{xy}^n, \tau_{xz}^n, \tau_{yz}^n$  напряжения в точке  $M(\xi, \eta, z)$  полупространства, воспользуемся решением задачи Буссинеска о действии единичной силы на полупространство [1, 2], проинтегрировав выражения для компонент напряжений по эллиптической области  $S$  приложения нагрузки  $F_c$ :

$$\begin{aligned}
\sigma_x^n &= \iint_S \frac{p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \left\{ \frac{(1-2\nu)}{r^2} \left[ \left(1 - \frac{z}{\rho}\right) \frac{(x-\xi)^2 - (y-\eta)^2}{r^2} + \frac{z(y-\eta)^2}{\rho^3} \right] - \frac{3z(x-\xi)^2}{\rho^5} \right\} dx dy, \\
\sigma_y^n &= \iint_S \frac{p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \left\{ \frac{(1-2\nu)}{r^2} \left[ \left(1 - \frac{z}{\rho}\right) \frac{(y-\eta)^2 - (x-\xi)^2}{r^2} + \frac{z(x-\xi)^2}{\rho^3} \right] - \frac{3z(y-\eta)^2}{\rho^5} \right\} dx dy, \\
\sigma_z^n &= - \iint_S \frac{3p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \frac{z^3}{\rho^5} dx dy, \\
\tau_{xy}^n &= \iint_S \frac{p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \left\{ \frac{(1-2\nu)}{r^2} \left[ \left(1 - \frac{z}{\rho}\right) \frac{(x-\xi)(y-\eta)}{r^2} - \frac{(x-\xi)(y-\eta)z}{\rho^3} \right] - \frac{3(x-\xi)(y-\eta)z}{\rho^5} \right\} dx dy, \\
\tau_{xz}^n &= - \iint_S \frac{3p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \frac{(x-\xi)z^2}{\rho^5} dx dy, \\
\tau_{yz}^n &= - \iint_S \frac{3p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \frac{(y-\eta)z^2}{\rho^5} dx dy,
\end{aligned} \tag{3}$$

где  $r^2 = (x-\xi)^2 + (y-\eta)^2$ ,  $\rho^2 = (x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + z^2$ ,  $p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$  – закон

распределения нагрузки,  $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$  – уравнение области  $S$ .

Для получения поля напряжений в полупространстве в каждой из рассматриваемых точек  $M(\xi, \eta, z)$  следует вычислить все двойные интегралы (3). По имеющимся данным, эта задача является нерешенной. Для ее решения применим следующую процедуру. При вычислении каждого из данных интегралов сначала по формуле Симпсона вычислим интеграл по  $x$  при фиксированных  $y$ , взятых из  $S$  с определенным шагом. По полученному набору точек построим сплайн, интегрирование которого дает второй интеграл по  $y$ .

4. Для расчета напряженного состояния, вызванного действием силы трения, применим аналогичную процедуру.

Воспользуемся решением для определения компонент напряжения при действии единичной касательной силы [1]. Чтобы получить компоненты  $\sigma_x^f, \sigma_y^f, \sigma_z^f, \tau_{xy}^f, \tau_{xz}^f, \tau_{yz}^f$  напряжения в точке  $M(\xi, \eta, z)$  полупространства, проинтегрируем выражения для компонент напряжения по эллиптической области  $S$  приложения касательных

напряжений  $\lambda p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$ :

$$\begin{aligned}
\sigma_x^f &= \iint_S \frac{\lambda p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \left\{ -\frac{3(x-\xi)^3}{\rho^5} + (1-2\nu) \left[ \frac{(x-\xi)}{\rho^3} - \frac{3(x-\xi)}{\rho(\rho+z)^2} + \frac{(x-\xi)^3}{\rho^3(\rho+z)^2} + \frac{2(x-\xi)^3}{\rho^2(\rho+z)^3} \right] \right\} dx dy, \\
\sigma_y^f &= \iint_S \frac{\lambda p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \left\{ -\frac{3(x-\xi)(y-\eta)^2}{\rho^5} + (1-2\nu) \left[ \frac{(x-\xi)}{\rho^3} - \frac{(x-\xi)}{\rho(\rho+z)^2} + \frac{(x-\xi)(y-\eta)^2}{\rho^3(\rho+z)^2} + \frac{2(x-\xi)(y-\eta)^2}{\rho^2(\rho+z)^3} \right] \right\} dx dy, \\
\sigma_z^f &= -\iint_S \frac{3\lambda p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \frac{(x-\xi)z^2}{\rho^5} dx dy, \\
\tau_{xy}^f &= \iint_S \frac{\lambda p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \left\{ -\frac{3(x-\xi)^2(y-\eta)}{\rho^5} + (1-2\nu) \left[ -\frac{(y-\eta)}{\rho(\rho+z)^2} + \frac{(x-\xi)^2(y-\eta)}{\rho^3(\rho+z)^2} + \frac{2(x-\xi)^2(y-\eta)}{\rho^2(\rho+z)^3} \right] \right\} dx dy, \\
\tau_{xz}^f &= -\iint_S \frac{3\lambda p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \frac{(x-\xi)^2 z}{\rho^5} dx dy, \\
\tau_{yz}^f &= -\iint_S \frac{3\lambda p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}}{2\pi} \frac{(x-\xi)(y-\eta)z}{\rho^5} dx dy,
\end{aligned} \tag{4}$$

где  $r^2 = (x-\xi)^2 + (y-\eta)^2$ ,  $\rho^2 = (x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + z^2$ ,  $p_0 \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}}$  — закон

распределения нормальной нагрузки.

Для получения поля напряжений в полупространстве в каждой из рассматриваемых точек  $M(\xi, \eta, z)$  вычисляются все двойные интегралы (4). Сделаем это по схеме, которая применялась для вычисления интегралов (3).

5. Изгибные напряжения  $\sigma_y^b$  в кольце определим по формулам для кривого бруса:

$$\begin{aligned}
\sigma_y^M &= \frac{My}{eF(r_n - y)}, \\
\sigma_y^N &= \frac{N}{F}, \\
e &= R - r_n, \\
\sigma_y^b &= \sigma_y^M U \sigma_y^N,
\end{aligned} \tag{5}$$

где  $r_n$  — радиус нейтральной линии,  $R$  — радиус средней линии,  $F$  — площадь поперечного сечения бруса,  $M$  и  $N$  — значения изгибающего момента и продольного усилия в рассматриваемой точке бруса, найденные с помощью метода сил.

6. Найдем полные поля напряжений  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$ ,  $\tau_{yz}$  в ролике и кольце. В соответствии с формулами (1) напряженное состояние ролика описывается как чисто контактное, в то время как напряженное состояние кольца описывается как промежуточное между контактным и изгибным. Таким образом, объединенное напряженное состояние для ролика получим как суперпозицию рассчитанных по формулам (3) и (4) контактных напряжений на заданном наборе точек, а для кольца — как суперпозицию напряжений (3), (4) и изгибных напряжений рассчитанных по формулам (5) на том же наборе.

7. На основе полученных объединенных напряжений  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$ ,  $\tau_{yz}$  найдем компоненты главных напряжений  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  в каждой точке  $M(\xi, \eta, z)$ .

8. Наконец, определим динамические опасные объемы как области тела при движении ролика по кольцу, в которых возникают напряжения  $\sigma \geq \sigma_{lim}$  [7, 10].

Некоторые результаты численного расчета напряжений в характерной точке оси  $z$  в системах ролик-ролик и ролик-кольцо приведены в таблице 6. Были приняты следующие значения для свойств материалов и геометрические характеристики (все размеры в системе единиц СИ):  $E_1 = E_2 = 2.01 \cdot 10^{11}$  Па,  $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ ,  $R_{11} = 0.05$  м,  $R_{12} = 0.015$  м,  $R_{21} = 0.015$  м,  $R_{22} = \infty$ . Задана нагрузка  $F_N = 500$  Н.

Таблица 6  
Результаты численного расчета в точке  $z = 3.82 \cdot 10^{-5}$ ,  $x=0$ ,  $y=0$   
(все значения в таблице приведены в системе единиц СИ)

напряжения	ролик-ролик $a = 3.82 \cdot 10^{-4}$ , $b = 2.06 \cdot 10^{-4}$ , $p_0 = 3.02 \cdot 10^9$ ; $b/a = 0.54$ , $z/a = 0.1$		ролик-кольцо $a = 1.88 \cdot 10^{-4}$ , $b = 1.02 \cdot 10^{-4}$ , $p_0 = 1.49 \cdot 10^9$ ; $b/a = 0.54$ , $z/a = 0.1$	
	ролик (верхний)	ролик (нижний)	ролик	кольцо
$\sigma_x^n (\sigma_x^n/p_0)$	$-1.62 \cdot 10^9 (0.54)$	$-1.62 \cdot 10^9 (0.54)$	$-7.1 \cdot 10^8 (0.54)$	$-7.1 \cdot 10^8 (0.54)$
$\sigma_y^n (\sigma_y^n/p_0)$	$-1.65 \cdot 10^9 (0.55)$	$-1.65 \cdot 10^9 (0.55)$	$-8.14 \cdot 10^8 (0.55)$	$-8.14 \cdot 10^8 (0.55)$
$\sigma_z^n (\sigma_z^n/p_0)$	$-2.96 \cdot 10^9 (0.98)$	$-2.96 \cdot 10^9 (0.98)$	$-1.46 \cdot 10^9 (0.98)$	$-1.46 \cdot 10^9 (0.98)$
$\tau_{xy}^n (\tau_{xy}^n/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\tau_{xz}^n (\tau_{xz}^n/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\tau_{yz}^n (\tau_{yz}^n/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\sigma_x^f (\sigma_x^f/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\sigma_y^f (\sigma_y^f/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\sigma_z^f (\sigma_z^f/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\tau_{xy}^f (\tau_{xy}^f/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\tau_{xz}^f (\tau_{xz}^f/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\tau_{yz}^f (\tau_{yz}^f/p_0)$	0 (0)	0 (0)	0 (0)	0 (0)
$\sigma_y^b$	0	0	0	$1.56 \cdot 10^8$
$\sigma_x$	$-1.62 \cdot 10^9$	$-1.62 \cdot 10^9$	$-7.1 \cdot 10^8$	$-7.1 \cdot 10^8$
$\sigma_y = \sigma_y^n U \sigma_y^b$	$-1.65 \cdot 10^9$	$-1.65 \cdot 10^9$	$-8.14 \cdot 10^8$	$-6.58 \cdot 10^8$
$\sigma_z$	$-2.96 \cdot 10^9$	$-2.96 \cdot 10^9$	$-1.46 \cdot 10^9$	$-1.46 \cdot 10^9$
$\tau_{xy}$	0	0	0	0
$\tau_{xz}$	0	0	0	0
$\tau_{yz}$	0	0	0	0

По данным таблицы 6 можно сделать следующие основные выводы.

1. При  $F_N = const$  контактные напряжения в системе ролик-кольцо значительно меньше (в 2 раза в условиях расчета), чем в системе ролик-ролик. Это означает, что контактная прочность системы резко возрастает, если один из ее элементов подвергается объемному деформированию той же контактной нагрузкой.

2. В системе ролик-кольцо в результате (объемного) изгиба возникают растягивающие напряжения  $\sigma_y = 156$  МПа, которые частично компенсируют сжимающие контактные напряжения  $\sigma_y = -814$  МПа, в результате чего в системе ролик-кольцо величина  $\sigma_y$  уменьшается примерно на 25 % (с 814 до 658 МПа).

3. При  $F_N = const$  параметры площадки контакта существенно различны в системах ролик-ролик и ролик-кольцо. В условиях расчета величины  $a, b, p_0$  уменьшаются примерно 2 раза. Это объясняется перераспределением (при переходе к системе ролик-кольцо) приложенной к ней контактной нагрузки ( $F_N$ ) на две составляющие (контактную  $F_c$  и изгибную  $F_b$ ).

Изложенные краткие результаты представляют, по нашему мнению, лишь введение в новую область исследований: контактные задачи для силовых систем.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989;
2. Пономарев С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1958;
3. Рвачев В.Л., Проценко В.С. Контактные задачи теории упругости для неклассических областей. – Киев: Наукова думка, 1977;
4. Саверин М.М. Контактная прочность материала в условиях одновременного действия нормальной и касательной нагрузки. – М.: Машгиз, 1946.;
5. Штаерман И.Я. Контактная задача теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1949.;
6. Горячева И.Г., Добычин Н.М. Контактные задачи в трибологии. – М.: Машиностроение, 1988. –253 с.;
7. Сосновский Л.А. Основы трибофатики. – Гомель: БелГУТ, 2003. –Т.1. –246 с., – Т.2. –234 с.;
8. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). Научный редактор Сосновский Л.А./ Авт.: Л.А.Сосновский, В.Т. Трощенко, Н.А. Махутов, Гао Ван-Чжэн, А.В. Богданович, С.С. Щербаков. – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. –170 с.;
9. ГОСТ 30638–99. Трибофатика. Термины и определения (Межгосударственный стандарт). – Минск: Межгосударственный Совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. – 17 с.;
10. Сосновский Л. А. Статистическая механика усталостного разрушения. – Минск: Наука и техника, 1987. – 288 с.

УДК 620.178.16; 620.178.3

Л.А. Сосновский<sup>1)</sup>, В.И. Матвеев<sup>1)</sup>, С.А. Тюрин<sup>2)</sup>, А.А. Кебиков<sup>1)</sup>, А.А. Сырокваш<sup>3)</sup>

### ВЛИЯНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ИЗМЕНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТАЛЕЙ

<sup>1)</sup>Белорусский государственный университет транспорта  
Гомель, Беларусь

<sup>2)</sup>Институт механики и надежности машин НАНБ  
Минск, Беларусь

<sup>3)</sup>Минский метрополитен  
Минск, Беларусь

Условия эксплуатации рельсов в метрополитенах и на магистральных железных дорогах в значительной мере отличаются друг от друга. Режимы ведения моторвагонных секций в метро требуют частых остановок. Кроме того, малые осевые нагрузки, короткие интервалы движения поездов и сравнительно высокая грузонапряженность в метрополитенах накладывают свои особенности на структуру зарождения и развития дефектов рельсов [1–3].