

УДК 531.4

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ДЛЯ ОЦЕНКИ РЕСУРСА РАБОТЫ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ ПО УСЛОВИЮ ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМОГО ИЗНОСА

В.Г. Павлов

Износ относится к типовым видам разрушения поверхностных слоев деталей машин, работающих в условиях абразивной среды, граничного или смешанного режимов смазки. При создании объектов новой техники инженеру приходится решать ряд проблем, и в частности, по каким критериям выбрать конструкционные материалы, способные реализовать выбранную схему машины, и смогут ли эти материалы обеспечить требуемый ресурс работы механизма. В связи с этим актуальной научно-технической задачей является дальнейшее развитие расчетных методов по оценке ресурса работы трибосопряжений по условию предельно допустимого износа.

При разработке математической модели расчета на износ деталей машин необходимо учитывать конструктивные особенности сопряжения, определяющие механику деформирования и кинематику контакта, параметры внешнего воздействия на него (нагрузка, скорость, температура) и способность материалов сопротивляться изнашиванию, характеризуемую его механическими свойствами (модуль упругости, коэффициент Пуассона, твердость и т.д.). На основе этих данных проводится оценка напряженно-деформированного состояния узла трения и определяются контактные давления, размеры площадки контакта, анализируется кинематика сопряжения с целью определения путей трения для каждого тела за время их взаимодействия. Точность модели будет существенно повышена, если в расчетной схеме учесть влияние изменения геометрии тел вследствие износа на контактные и кинематические характеристики узла трения. Принципиальное значение имеет выбор и обоснование элементного закона изнашивания материалов и форма его представления. Он должен увязывать основные влияющие на износ материала величины, которые целесообразно сгруппировать в виде физически информативных комплексов, адаптивных к современным расчетным методам на износ.

Необходимо провести анализ известных экспериментальных данных по характеру протекания процессов изнашивания деталей узла трения с целью выявления типовых закономерностей образующихся геометрических форм изношенных поверхностей. Расчетная модель должна качественно и, по возможности, более точно количественно описывать экспериментально установленные профили изношенных поверхностей контактирующих тел.

Развитие современных компьютерных технологий открывает новые возможности при разработке математических моделей по расчету на износ деталей машин. Расчетные программы, в основу которых положен метод конечных элементов, позволяют смоделировать напряженно-деформированное состояние в трибосопряжении и предварительно выбрать основные параметры, влияющие на износ деталей, а также оценить форму эпюры и величины контактных давлений в зависимости от приложенных внешних сил, механических свойств материалов и геометрических размеров взаимодействующих тел. Такое моделирование может быть особенно эффективным при анализе напряженно-деформированного состояния механизмов и передач, в которых внешняя нагрузка распределяется между несколькими контактными поверхностями. К числу таких сопряжений относится

передача винт-гайка скольжения.

Было проведено компьютерное моделирование напряженно-деформированного состояния передачи винт-гайка скольжения на модели, представленной на (рис. 1).

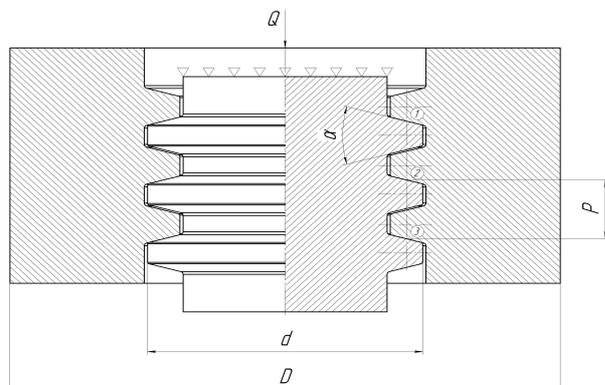


Рис. 1

По результатам проведенных исследований установлены следующие закономерности. Угол наклона винтовой линии витка резьбы на среднем диаметре d_2 в пределах $\psi = 2-5^\circ$ практически не оказывает заметного влияния на напряженно-деформированное состояние в сопряжениях витков винта и гайки (отклонения не превышают нескольких процентов). Следовательно, при расчете контактных давлений, в последующем, физическую модель такой передачи можно упростить, приняв угол наклона витков резьбы $\psi = 0^\circ$.

Эпюры контактных давлений p в сопряжениях всех трех витков резьбы имеют одинаковую конфигурацию, отличающуюся наличием двух неравных максимумов, расположенных по краям поперечного сечения кольцевых площадок контакта (рис. 2).

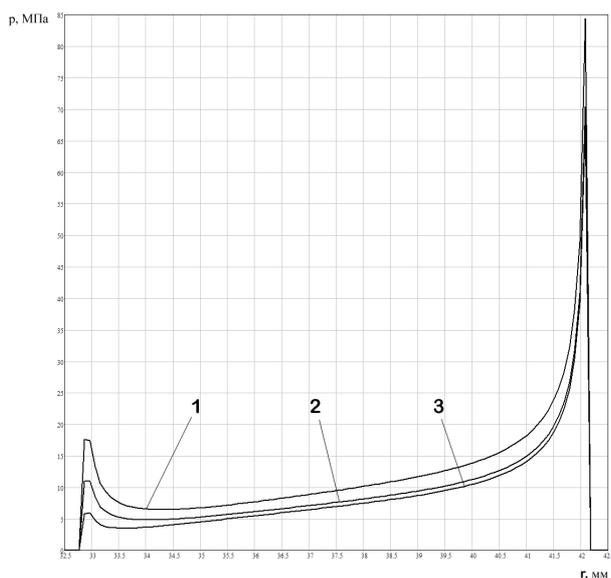


Рис. 2

напряженно-деформированного состояния в передаче, состоящей из десяти витков резьбы, показало, что нагрузка Q распределяется по виткам резьбы также неравномерно и соответствует закономерностям, вытекающим из решения задачи о распределении нагрузки между витками крепежной резьбы, полученными Н.Е. Жуковским и И.А. Биргером.

Профиль резьбы выполнен по ГОСТ 2438-81: $d = 85$ мм; $\alpha = 30^\circ$; $D = 160$ мм $P = 20$ мм; материалы: винт 1 – сталь 40Х: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = 0,29$; гайка 2 – БрА9ЖЗЛ: $E_2 = 1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_2 = 0,33$. Внешняя нагрузка $Q = 73$ кН приложена к телу гайки (среднее контактное давление на каждом из трех витков резьбы $p_c \approx 10$ МПа). Треугольными значками обозначена поверхность винта, перемещение которой под нагрузкой Q равно нулю.

Здесь 1 – первая пара витков; 2 – вторая пара витков; 3 – третья пара витков. Большие значения p расположены у внешнего края площадок контакта и для каждой пары витков в соответствии с их нумерацией, указанных на (рис. 1; рис. 2), равны: 1 – $p_{max} = 85$ МПа; 2 – $p_{max} = 71$ МПа; 3 – $p_{max} = 68$ МПа. Внешняя нагрузка Q распределяется по трем виткам резьбы неравномерно. Согласно площадям эпюр контактных давлений (рис. 2), более нагруженными является первая пара витков резьбы, менее нагруженными – третья пара витков. Отношение площадей эпюр первой пары витков (S_1) и третьей пары витков (S_3), а значит и соотношение нагрузок, воспринимаемых этими витками, составляет $Q_1/Q_3 = S_1/S_3 \approx 1,4$. Моделирование

На (рис. 3) представлены эпюры контактных давлений p поперек кольцевой площадки контакта одной пары витков резьбы винта и гайки в зависимости от угла наклона профиля резьбы: 1 - $\alpha = 0^\circ$; 2 - $\alpha = 30^\circ$; 3 - $\alpha = 60^\circ$. Исследования проводились

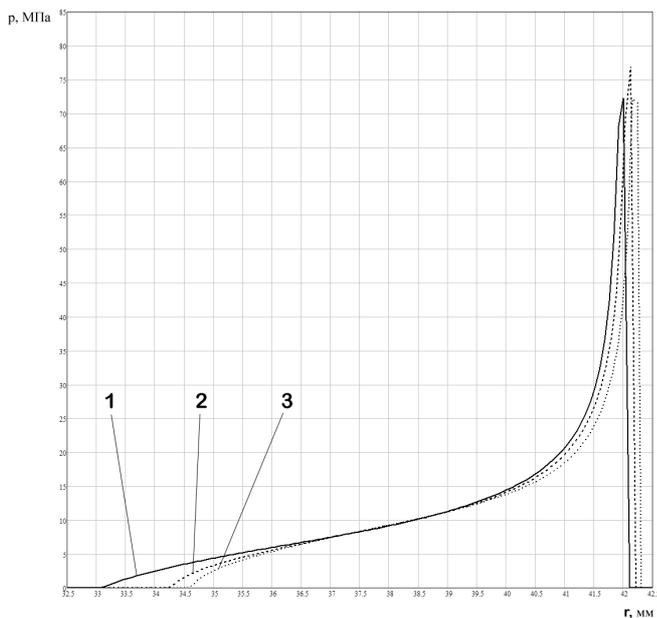


Рис. 3

Очевидно, что при одном и том же $\alpha = 30^\circ$ витки трехвитковой модели обладают большей жесткостью и меньше прогибаются под воздействием внешней нагрузки Q , чем витки одновитковой модели под нагрузкой $Q_1 = Q/3$.

Введение радиусов закругления на выступах и впадинах профилей резьбы способствует уменьшению концентраторов напряжений по концам эпюры контактного давления.

Отмеченные выше закономерности относятся к передаче винт-гайка скольжения с новыми профилями резьбы. В тоже время, как показывают инженерная практика и теоретические исследования, с течением времени в процессе приработки передачи первоначальная неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы быстро устраняется [1]. Более нагруженные витки изнашиваются интенсивнее, происходит перераспределение нагрузки между витками, эпюры контактных давлений поперек кольцевых площадок контакта становятся более равномерными, а величины износов и форма профилей изношенных поверхностей становятся практически одинаковыми [2].

В отличие от уже известных методик расчета ресурса работы передачи винт-гайка скольжения [2,3], в предлагаемой модели предполагается на каждом рабочем ходе гайки проведение расчета контактных давлений в сопряжениях витков резьбы винта и гайки, изменяющихся во времени вследствие их износа, и учет прогиба витков под воздействием внешней нагрузки Q .

На основе экспериментально установленных фактов с учетом компьютерного моделирования напряженно-деформированного состояния витков резьбы была выбрана следующая геометрическая (рис. 4; а – общий вид передачи; б – профиль резьбы) и физическая модель для расчета на износ передачи винт-гайка скольжения. Винт 1 длиной l_1 ($l_1 > 2l_2$) зафиксирован от осевых перемещений и вращается с частотой вращения n_1 . Гайка 2 длиной l_2 удерживается от проворачивания шпонкой и многократно совершает рабочий ход длиной l_p ($l_p > l_2$), преодолевая внешнюю силу Q . Полагаем, что резьба – однозаходная, прямоугольного профиля, шаг резьбы P , угол

на одновитковой модели аналогичной модели, представленной на (рис. 1): $d = 85$ мм; $D = 160$ мм; $Q_1 = 24,3$ кН; $p_c \approx 10$ МПа. Очевидно, что формы эпюр контактных давлений p при различных значениях α практически однотипны. Отмечается тенденция: с ростом угла α увеличиваются максимальные контактные давления у внешнего края площадки контакта p_{max} и сокращаются поперечные размеры площадок контакта (частичное раскрытие стыка сопряженных поверхностей). Следует также отметить различие форм эпюр контактных давлений на трехвитковой модели (рис. 2, кривая 1) и одновитковой модели (рис. 3, кривая 2).

Очевидно, что при одном и том

подъема резьбы $\psi = \arctg(P/(\pi \cdot d_2))$, коэффициент высоты резьбы $\psi_h = H_1/P$, коэффициент высоты гайки $\psi_H = l_2/P$. Число витков гайки $z_2 = l_2/P = \psi_H d_2/P$ ($H_1 -$

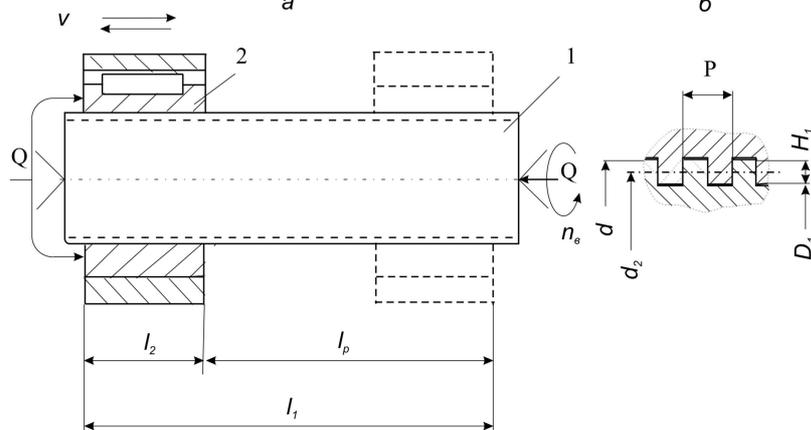


Рис. 4

рабочая высота профиля резьбы, d_2 – средний диаметр резьбы). Передача винт-гайка изготовлена из материалов с упругими свойствами μ_i , E_i и интенсивностью изнашивания J_j ($j = 1;2$). Ресурс работы передачи выражается в виде числа

рабочих ходов гайки N , при которых суммарный

износ витков винта h_1 и гайки h_2 достигнет предельно допустимой величины износа $[h] = h_1 + h_2$.

Физическая модель, определяющая процесс изнашивания одного витка резьбы в передаче винт-гайка скольжения, а также ресурс работы передачи N описывается системой уравнений (1)-(7):

$$\vartheta HB_1 \int_0^{2\pi} \int_a^b \frac{q(n, \rho) \rho d\rho d\varphi}{\sqrt{r^2 + \rho^2 - 2r\rho \cos \varphi}} = \xi(n) - z_0 - A_1 \int_0^{L_1} (q(n, r))^{m_1} dl - A_2 \left(\frac{HB_1}{HB_2} \right)^{m_2} \int_0^{L_2} (q(n, r))^{m_2} dl \quad (1)$$

$$Q_1 = HB_1 \int_0^{2\pi} \int_a^b q(n, \rho) \cdot \rho \cdot d\rho \cdot d\varphi, \quad (2)$$

$$J_j = k_j \left(\frac{p \cdot \xi(f)}{HB_j \cdot \varepsilon_j} \right)^{m_j} \left(\frac{R_{\max, j}}{r_{i, j} b_{i, j}^{1/\nu_{i, j}}} \right)^{c_j}, \quad (3)$$

$$L_1 = 2\pi r l_2 / (P \cos \psi), \quad L_2 = 2\pi r l_\delta / (P \cos \psi), \quad L_1 / L_2 = l_2 / l_\delta, \quad (4)$$

$$\Delta h_j(r, l) = A_j \int_0^{L_j} (q(n, r))^{m_j} dl, \quad A_j = k_j \left(\frac{\xi(f)}{\varepsilon_j} \right)^{m_j} \left(\frac{R_{\max, j}}{r_{i, j} b_{i, j}^{1/\nu_{i, j}}} \right)^{c_j}, \quad (5)$$

$$\delta_{j\max} = K_{j\delta} \frac{pb_j^4}{E_j H_j^3}, \quad \frac{\delta_1}{\delta_{1\max}} = \left(\frac{r-a}{b-a} \right)^4, \quad \frac{\delta_2}{\delta_{2\max}} = \left(\frac{b-r}{b-a} \right)^4, \quad (6)$$

$$[h] = \sum_{i=1}^N \Delta h_1 + \sum_{i=1}^N \Delta h_2 \Rightarrow N, \quad (7)$$

где $\vartheta_j = (1 - \mu_j^2) / (\pi \cdot E_j)$, ($j=1,2$); $q(n, r) = p(n, r) / HB_1$ - контактное давление в безразмерном виде; $a = D_1/2$ и $b = d/2$ - внутренний и внешний радиусы кольцевой

площадки контакта винта и гайки; r – радиус-вектор, проведенный на контактной площадке из начала координат в точку, где определяется вертикальное перемещение; ρ – радиус-вектор, проведенный из начала координат в точку, где приложена сила $P_c = p(n,\rho) \cdot \rho \cdot dp \cdot d\varphi$; $p(n,\rho)$ – контактное давление; $\xi(n)$ – сближение тел, определяемое по сближению точек деталей, для которых упругие смещения пренебрежимо малы; z_0 – начальный зазор между поверхностями витков винта и гайки; $Q_1 = Q/z_2$ – нагрузка, приходящаяся на один виток резьбы; J_j – интенсивность изнашивания материалов винта и гайки; $\xi(f)$ – параметр, учитывающий влияние сил трения на износ материала; f – коэффициент трения; HB_j – твердости материалов; ε_j – остаточные относительные удлинения материалов после разрыва; $R_{max,j}$, $r_{m,j}$ – максимальные высоты и характерные радиусы кривизны микронеровностей поверхностей винта и гайки; $b_{m,j}$, $v_{m,j}$ – коэффициенты кривой опорной поверхности; k_j , m_j , c_j – экспериментально устанавливаемые коэффициенты; L_j – пути трения для соответствующего тела; δ_{jmax} – максимальные прогибы кольцевых пластин, моделирующих витки резьбы винта и гайки ($j=1,2$), [4]; δ_1 и δ_2 – прогибы кольцевых пластин на расстоянии r от оси симметрии; $K_{j\delta}$ – коэффициент прогиба, зависящий от характера закрепления пластины по контуру, вида распределения контактного давления p и соотношения геометрических размеров пластины a/b ; H_j – толщины пластин; Δh_j – износы поверхностей винта и гайки за время их одного контакта; $[h]$ – величина предельно допустимого износа сопряжения; N – ресурс работы передачи винт-гайка скольжения в виде числа рабочих ходов гайки.

Эти уравнения отражают следующие закономерности: 1 – условие совместности перемещений сопряженных точек поверхностей винта и гайки в пределах площадки контакта; 2 – равновесие одного витка резьбы под воздействием нагрузки Q_1 и контактного давления $q(\rho)$, (из этих двух уравнений находится контактное давление q с учетом износа трущихся тел); 3 – элементные законы изнашивания материалов винта и гайки J_j ($j = 1,2$); 4 – пути трения для точек поверхностей винта и гайки $L_j(r)$ за время одного контакта; 5 Δh_j – износы поверхностей винта и гайки за время их одного контакта; 6 – прогибы кольцевых пластин $\delta_j(r)$, моделирующих перемещения витков резьбы под нагрузкой Q_1 (учитываются при определении начального зазора между сопряженными поверхностями); 7 - уравнение, из которого определяется ресурс работы передачи винт-гайка скольжения в виде числа рабочих ходов гайки N в зависимости от величины $[h]$.

Уравнения (1)-(6) решаются численным методом (метод граничных элементов), согласно которого кольцевая площадка контакта шириной $(b - a)$ разбивается на $i = k$ равных кольцевых частей, в пределах которых справедливо уравнение (1) и $q(n,\rho) = \text{const}$ [5,6] В результате выполнения ряда математических преобразований составляется система линейных уравнений, состоявшая из k преобразованных уравнений типа (1) и уравнения (2) в безразмерном виде. При решении этой системы уравнений определяются значения износов Δh_1 и Δh_2 на каждом рабочем ходе гайки и при достижении суммарного износа витков резьбы $(h_1 + h_2) = [h]$ устанавливается величина ресурса работы передачи винт-гайка скольжения N в соответствии с уравнением (7).

Литература

1. Турпаев А.И. Винтовые механизмы и передачи. М.: Машиностроение. 1982. 222 с.
2. Проников А.С., Дмитриев Б.М., Шеремет Л.И. Определение закона распределения вероятности безотказной работы кинематической пары винт-гайка методом статистических испытаний // Известия ВУЗов. 1978. № 12. С. 26-30.

3. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа. 1991. 319 с.
4. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчеты на прочность деталей машин. М.: Машгиз. 1959. 460 с.
5. Эфрос Д.Г., Воронин Н.Н., Киселев С.Н., Саврухин А.Н., Павлов В.Г. Расчетная оценка трибологических характеристик материалов тяжело нагруженных узлов трения железнодорожных вагонов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1998. № 2. С. 66-71
6. Павлов В.Г. Ресурс работы передачи винт-гайка скольжения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 5. С. 54-59.

Институт машиноведения РАН, Россия, Москва

Поступила: 10.04.09.