

УДК 621.833

П. А. Соколов, Ф. Д. Сорокин,  
О. А. Ряховский, Д. С. Блинов,  
И. А. Лаптев

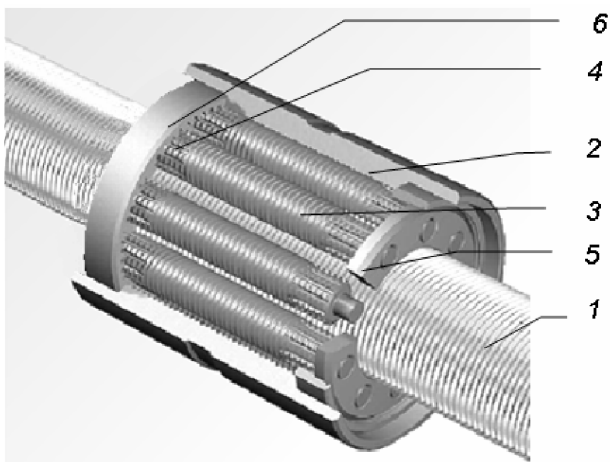
## **СИЛОВОЙ КОНТАКТ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВИТКОВ РЕЗЬБЫ ПЛАНЕТАРНОГО РОЛИКОВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА**

*Определены размеры и форма площадки контакта, а также максимальные нормальные напряжения на рабочих поверхностях контактирующей пары витков резьбы роликов и винта планетарного роликовинтового механизма.*

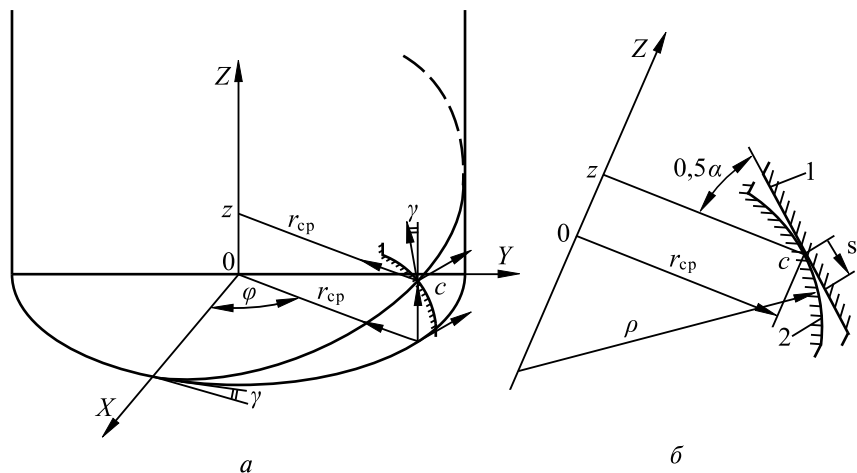
В настоящее время в приводах машин для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот широкое распространение получили планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ), превосходящие известные шариковинтовые передачи (ШВП). Планетарные роликовинтовые механизмы допускают линейные скорости перемещения гайки до 3 м/с [1 и 2]. Высокие параметры ПРВМ обеспечиваются благодаря преобладанию трения качения в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки, а также из-за большого числа витков резьбы, передающих осевую силу.

Планетарный роликовинтовой механизм (рис. 1) состоит из многозаходных винта 1 и гайки 2, однозаходных резьбовых роликов 3, на концах которых нарезаны зубчатые венцы 4, двух сепараторов 5, в отверстиях которых установлены цилиндрические цапфы роликов. Сепараторы установлены по обоим торцам гайки, они могут свободно вращаться относительно винта и гайки. На торцах гайки установлены кольца 6 с внутренними зубчатыми венцами, с которыми зацепляются зубчатые венцы 4 роликов.

Профиль витков резьбы винта, роликов и гайки отличается от профиля крепежных и ходовых резьб. Так, профиль резьбы винта и гайки в сечении, нормальном к направлению витка резьбы, треугольный с углом профиля  $2\alpha = 90^\circ$ , а профиль резьбы ролика в сечении, нормальном к направлению витка резьбы, очерчен дугой окружности радиуса  $\rho$  с центром на оси ролика (рис. 2, б). Криволинейный профиль резьбы ролика обеспечивает бескромочный контакт рабочих поверхностей резьбы даже при наличии неизбежных ошибок изготовления деталей механизма и, в первую очередь, резьбы.

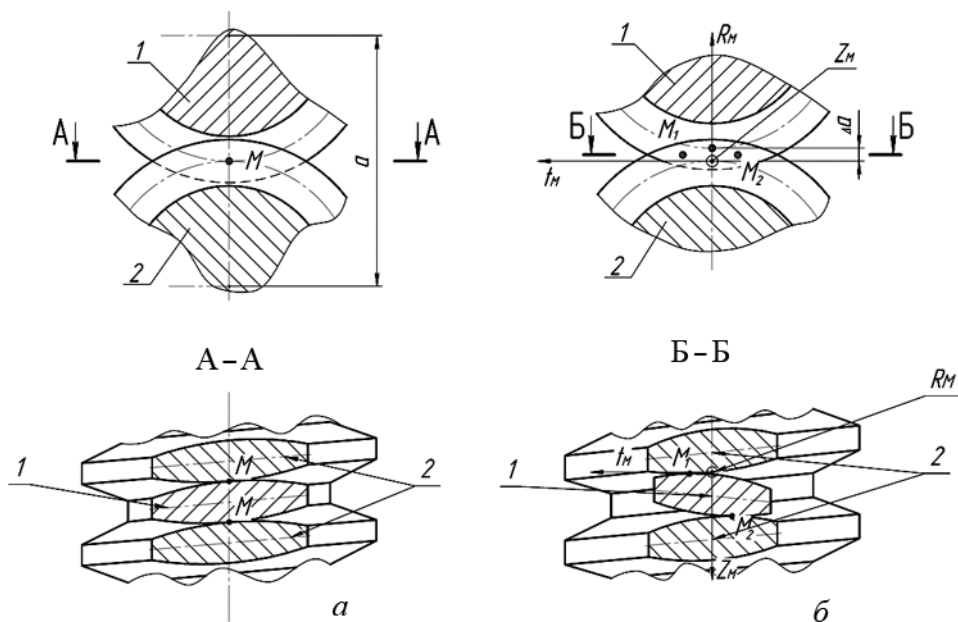


**Рис. 1. Планетарный роликовинтовой механизм**



**Рис. 2. Схема образования геликоидальной поверхности**

В общем случае, при одинаковых по величине и направлению углах подъема резьбы винта и ролика с параллельными осями, первоначальной точкой контакта витков резьбы является точка  $M$  (рис. 3, а). Указанная точка располагается на среднем диаметре резьбы винта  $d_{2в}$  в плоскости, проходящей через оси вращения винта и ролика, а расстояние между осями винта и ролика  $a = 0,5(d_{2в} + d_{2р})$ . Углы подъема резьбы винта и ролика ПРВМ всегда различны. В этом случае точкой первоначального контакта одной стороны витка резьбы ролика с сопрягаемым витком резьбы винта является точка  $M_1$ , а другой стороны витка резьбы ролика — точка  $M_2$  (рис. 3, б), которые не совпадают с



**Рис. 3.** Схема первоначального контакта винта и ролика при одинаковых (а) и разных (б) углах подъема резьбы

точкой  $M$  (см. рис. 3, а). При этом расстояние между осями вращения винта и ролика увеличивается на величину  $\Delta a$  (см. рис. 3, б). Если спроектировать точки  $M_1$  и  $M_2$  на плоскость, перпендикулярную оси винта, то они будут расположены симметрично относительно линии, соединяющей оси винта и ролика (см. рис. 3, б). Для определения положения точки  $M_1$  была введена местная система координат  $R_M - t_M - Z_M$  с началом координат на среднем радиусе винта. Для расчета координат точки  $M_1$ , а также величины  $\Delta a$  разработан численный метод и программа для ЭВМ [3].

Количество роликов  $m_R$  выбирают наибольшим (до 10 и более) из условия соседства, обеспечивая увеличение числа сопрягаемых витков резьбы. При этом каждый ролик по образующей, параллельной оси винта, взаимодействует с  $m_v$  витками резьбы винта. Величина  $m_v$  зависит от шага резьбы  $P$  и в среднем составляет  $m_v = 40 \dots 60$ .

Отсюда, рабочая осевая сила  $F_\Sigma$  передается с винта на ролики через 400...600 сопрягаемых витков резьбы этих деталей. Далее  $F_\Sigma$  передается с роликов на гайку через такое же число сопрягаемых витков резьбы. Поэтому эти механизмы, являясь преобразователями вращательного движения в поступательное, способны передавать значительные осевые силы. Знание контактных напряжений, формы и размеров площадки контакта представляют практический интерес для последующих расчетов контактной прочности, сопротивления изнашиванию, осевой жесткости механизма и потерь в механизме на трение.

Рассмотрим силовое взаимодействие винта и роликов. Примем следующие допущения: винт и ролики изготовлены точно по номинальным размерам; динамические нагрузки отсутствуют, силы трения не учитываем; собственные деформации тел винта и роликов (как бруса) при действии осевой силы не рассматриваем; изгибные деформации витков винта и роликов из-за малости не учитываем; материалы контактирующих тел однородны и изотропны; нагрузки вызывают упругие деформации (применим закон Гука); площадки контакта витков резьбы малы по сравнению с размерами соприкасающихся поверхностей.

Принятые допущения обеспечивают равномерное нагружение всех сопрягаемых витков винта и роликов рабочей осевой силой. Поэтому в дальнейшем будем рассматривать контакт одной пары сопрягаемых витков под действием осевой силы

$$F_a = \frac{F_\Sigma}{m_R m_v}. \quad (1)$$

Примем **дополнительное допущение**, что нормальную силу взаимодействия пары сопрягаемых витков резьбы винта и ролика можно считать приложенной в точке  $M$  (см. рис. 3) **при определении проекций указанной силы**. Это существенно упрощает зависимости для определения проекций нормальной силы и, как показали сравнительные расчеты для ПРВМ с различными типоразмерами, погрешность составит доли процента по сравнению с реальным случаем, когда нормальная сила приложена в точке  $M_1$  или  $M_2$  (см. рис. 3).

Теория упругих деформаций тел сложной формы в местах их контакта позволяет определить форму и размеры площадки контакта, величину и характер распределения давления на площадке контакта, величину сближения тел. Для этого необходимо знать главные кривизны контактирующих поверхностей в точке начального касания, упругие постоянные материала, величину приложенной нагрузки.

В работе [4] подробно рассмотрена такая задача в общем виде. Приведенные данные позволяют достаточно просто определить форму площадки контакта и наибольшие напряжения в зоне контакта двух упругих тел для различных случаев, встречающихся в практике.

Если на механизм действует осевая сила  $F_\Sigma$ , то пара контактирующих витков резьбы винта и ролика будет нагружена силой  $F_a$ , а силу, нормальную к контактирующим виткам резьбы (рис. 4), учитывая дополнительное допущение, можно определить по формуле

$$F_N = \frac{F_a}{\cos \gamma \cos \alpha}, \quad (2)$$

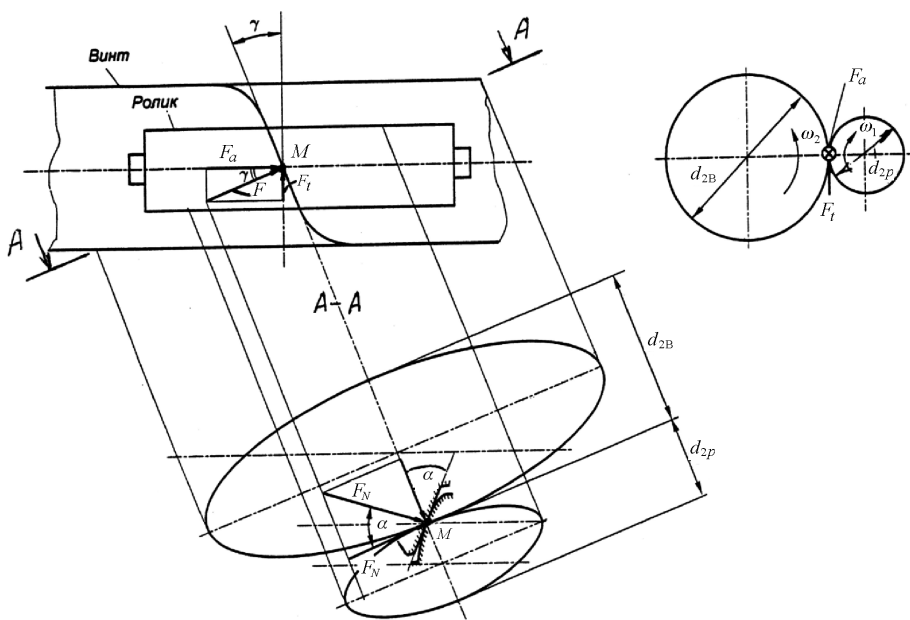


Рис. 4. Схема сил, действующих на винт

где  $\gamma$  – угол подъема витка резьбы на среднем диаметре;  $2\alpha$  – угол профиля резьбы в сечении, нормальном к направлению витка резьбы.

При контакте двух тел, поверхности которых имеют положительную гауссову кривизну, контур площадки контакта ограничен эллипсом с полуосями  $a$  и  $b$ .

Если тела сжимает нормальная сила  $F_N$ , то величина максимального давления составит [4]

$$p_0 = \frac{3 F_N}{2 \pi a b}. \quad (3)$$

Размеры полуосей эллипса контура площадки контакта определяются выражениями:

$$a = n_a \sqrt[3]{\frac{3 \eta F_N}{2 \sum k}}; \quad b = n_b \sqrt[3]{\frac{3 \eta F_N}{2 \sum k}}, \quad (4)$$

где  $n_a = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \left(1 + \frac{A}{B}\right) D}$ ;  $n_b = \sqrt[3]{\frac{2}{\pi} \left(1 + \frac{A}{B}\right) (K - D) \sqrt{1 - e^2}}$ ;

$e = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2}$  – относительный эксцентриситет контурного

эллипса площадки контакта;  $K = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi}}$  и  $L = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \varphi} d\varphi$  — полные эллиптические интегралы первого и второго рода;  $D = \frac{1}{e^2}[K - L]$  — сочетание эллиптических интегралов первого и второго рода;

$$\frac{A}{B} = (1 - e^2) \frac{D}{K - D}; \quad (5)$$

$\sum k$  — сумма главных кривизн в месте первоначального контакта тел

$$\sum k = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22}; \quad (6)$$

$\eta$  — упругая постоянная материалов соприкасающихся тел:

$$\eta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}, \quad (7)$$

$\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициенты Пуассона материала тел;  $E_1$  и  $E_2$  — модули упругости первого рода материала тел.

Из приведенных зависимостей следует, что максимальное давление  $p_0$  и размеры площадки контакта зависят от упругих постоянных  $\eta$  материалов, суммы главных кривизн  $\sum k$  поверхностей в точке начального контакта и нормальной силы  $F_N$ .

Геликоидальную винтовую поверхность можно получить переносом некоторого образующего контура  $\bar{a}(s)$  вдоль оси симметрии  $Z$  с одновременным равномерным вращением вокруг оси  $Z$ . На рис. 2, б таким контуром для винта является линия 1, а для ролика — линия 2.

Геликоидальную поверхность, как и любую другую, можно описать радиусом-вектором, зависящим от двух переменных (гауссовых координат),

$$\bar{r} = \bar{r}(z, s), \quad (8)$$

где  $z$  — осевая координата точки на поверхности;  $s$  — дуговая координата точки на контуре  $\bar{a}$ .

Геликоидальная симметрия поверхности позволяет записать выражение (8) в виде

$$\bar{r}(z, s) = \bar{k}z + \mathbf{L}(\omega z) \cdot \bar{a}(s), \quad (9)$$

где  $\bar{k}$  — орт оси  $Z$ ;  $\mathbf{L}(\omega z)$  — матрица поворота контура  $\bar{a}(s)$  вокруг оси  $Z$ ,  $\omega = \frac{2\pi}{Pz_B}$  — крутка,  $P$  — шаг резьбы,  $z_B$  — заходность резьбы

винта (резьба ролика однозаходная);  $\bar{a}(s)$  — радиус-вектор образующего контура при  $z = 0$ .

Для перехода к проекциям на оси декартовой системы координат необходимо подставить в соотношение (9) выражение матрицы поворота [5]

$$\mathbf{L}(\omega z) = \begin{bmatrix} \cos(\omega z) & -\sin(\omega z) & 0 \\ \sin(\omega z) & \cos(\omega z) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

и радиуса-вектора образующего контура

$$\bar{a}(s) = \begin{bmatrix} a_x(s) \\ a_y(s) \\ a_z(s) \end{bmatrix}. \quad (11)$$

После подстановки выражений (10) и (11) в уравнение (9) получим следующие соотношения:

$$\begin{aligned} r_x(s) &= a_x(s) \cos(\omega z) - a_y(s) \sin(\omega z); \\ r_y(s) &= a_x(s) \sin(\omega z) + a_y(s) \cos(\omega z); \\ r_z(s) &= z + a_z(s). \end{aligned} \quad (12)$$

Рассматривая резьбу конкретного профиля, компоненты вектора  $\bar{a}(s)$  можно представить определенными выражениями. В нашем случае резьба винта и гайки образована прямой линией, наклоненной к радиусу на угол  $\alpha$ , поэтому компоненты вектора можно записать в следующем виде (рис. 2, б):

$$\begin{aligned} a_x(s) &= r_{\text{ср}} + s \cos \alpha; \\ a_y(s) &= -s \sin \alpha \sin \gamma; \\ a_z(s) &= s \sin \alpha \cos \gamma, \end{aligned} \quad (13)$$

где  $r_{\text{ср}}$  — средний диаметр резьбы (см. рис. 2 и 4);  $\gamma$  — угол подъема резьбы на среднем диаметре;  $\alpha = 45^\circ$  — половина угла профиля резьбы.

Резьба ролика образована отрезком дуги окружности радиуса  $\rho$ . Дуга относительно оси  $Z$  расположена таким образом, что на среднем диаметре резьбы касательная к дуге окружности наклонена на угол  $\alpha$  к радиусу, в этом случае компоненты вектора  $\bar{a}(s)$  можно записать как

$$\begin{aligned}
 a_x(s) &= r_{\text{cp}} + s \cos \alpha - \frac{s^2 \sin \alpha}{2\rho}; \\
 a_y(s) &= \left( s \sin \alpha + \frac{s^2 \cos \alpha}{2\rho} \right) \sin \gamma; \\
 a_z(s) &= - \left( s \sin \alpha + \frac{s^2 \cos \alpha}{2\rho} \right) \cos \gamma.
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

В рассматриваемом случае координата  $s$  отсчитывается от точки  $C$ , лежащей на среднем радиусе (рис. 2, б).

В классической теории оболочек в простейшем случае в качестве координатных линий используют линии кривизны, образующие ортогональную сеть на поверхности оболочки.

Для определения главных кривизн и главных направлений в нашей задаче используем теорию оболочек, изложенную в работе [6].

Для геликоидальной поверхности выбор естественных координат ( $z$  — осевая,  $s$  — контурная) приводит к косоугольным координатам. Поэтому в геометрических соотношениях присутствует угол  $\chi(s)$  между координатными линиями.

Коэффициенты первой квадратичной формы поверхности [6] можно записать в виде

$$\begin{aligned}
 A &= \sqrt{\left(\frac{\partial r_x}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial r_y}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial r_z}{\partial z}\right)^2}; \\
 B &= \sqrt{\left(\frac{\partial r_x}{\partial s}\right)^2 + \left(\frac{\partial r_y}{\partial s}\right)^2 + \left(\frac{\partial r_z}{\partial s}\right)^2}; \\
 AB \cos \chi &= \frac{\partial r_x \partial r_x}{\partial z \partial s} + \frac{\partial r_y \partial r_y}{\partial z \partial s} + \frac{\partial r_z \partial r_z}{\partial z \partial s},
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

или с учетом выражений (12) как

$$\begin{aligned}
 A &= \sqrt{\omega^2(a_x^2 + a_y^2) + 1}; \\
 B &= \sqrt{\left(\frac{da_x}{ds}\right)^2 + \left(\frac{da_y}{ds}\right)^2 + \left(\frac{da_z}{ds}\right)^2}; \\
 AB \cos \chi &= \omega \left( a_x \frac{da_y}{ds} - a_y \frac{da_x}{ds} \right) + \frac{da_z}{ds}.
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

Это значит, что все величины, входящие в уравнения (16), не содержат переменной  $z$ , т.е. представляют собой функции только переменной  $s$ , что является результатом геликоидальной симметрии.



Коэффициенты второй квадратичной формы определяют через проекции вторых производных радиуса-вектора  $\bar{r}$  поверхности на нормаль  $\bar{n}$  [6]. Единичные орты касательных к координатным линиям можно записать в виде

$$\begin{aligned}\bar{t}_1 &= \frac{\partial \bar{r}}{A \partial z} = \frac{1}{A} \left( \frac{\partial r_x}{\partial z} \frac{\partial r_y}{\partial z} \frac{\partial r_z}{\partial z} \right)^T; \\ \bar{t}_2 &= \frac{\partial \bar{r}}{B \partial s} = \frac{1}{B} \left( \frac{\partial r_x}{\partial s} \frac{\partial r_y}{\partial s} \frac{\partial r_z}{\partial s} \right)^T.\end{aligned}\quad (17)$$

Положение нормали  $\bar{n}$  определяют через произведение векторов  $\bar{t}_1$  и  $\bar{t}_2$ :

$$\bar{n} \sin \chi = (\bar{t}_1 \times \bar{t}_2).\quad (18)$$

В проекциях на декартовы оси координат выражение (18) получит вид

$$\begin{aligned}n_x \sin \chi &= \frac{1}{AB} \left( \frac{\partial r_y}{\partial z} \frac{\partial r_z}{\partial s} - \frac{\partial r_z}{\partial z} \frac{\partial r_y}{\partial s} \right); \\ n_y \sin \chi &= \frac{1}{AB} \left( \frac{\partial r_z}{\partial z} \frac{\partial r_x}{\partial s} - \frac{\partial r_x}{\partial z} \frac{\partial r_z}{\partial s} \right); \\ n_z \sin \chi &= \frac{1}{AB} \left( \frac{\partial r_x}{\partial z} \frac{\partial r_y}{\partial s} - \frac{\partial r_y}{\partial z} \frac{\partial r_x}{\partial s} \right).\end{aligned}\quad (19)$$

Запись выражений частных производных с последующей подстановкой в уравнения (19) приводит к весьма громоздким выражениям. Чтобы избежать громоздких выражений, зависимости (19) и все последующие зависимости определяли численно. Например, производная проекции радиуса-вектора поверхности на ось  $x$  находится по формуле центральных разностей:

$$\frac{\partial r_x}{\partial z} \approx \frac{r_x(z + \Delta z, s) - r_x(z - \Delta z, s)}{2\Delta z},\quad (20)$$

где  $\Delta z = \frac{(Pz_B)}{10^5}$ .

Коэффициенты второй квадратичной формы поверхности вычисляли по формулам [6]:

$$\begin{aligned}L &= \frac{\partial^2 \bar{r}}{\partial z^2} \bar{n} = \frac{\partial^2 r_x}{\partial z^2} n_x + \frac{\partial^2 r_y}{\partial z^2} n_y + \frac{\partial^2 r_z}{\partial z^2} n_z; \\ M &= \frac{\partial^2 \bar{r}}{\partial z^2 \partial s} \bar{n} = \frac{\partial^2 r_x}{\partial z \partial s} n_x + \frac{\partial^2 r_y}{\partial z \partial s} n_y + \frac{\partial^2 r_z}{\partial z \partial s} n_z; \\ N &= \frac{\partial^2 \bar{r}}{\partial s^2} \bar{n} = \frac{\partial^2 r_x}{\partial s^2} n_x + \frac{\partial^2 r_y}{\partial s^2} n_y + \frac{\partial^2 r_z}{\partial s^2} n_z.\end{aligned}\quad (21)$$

По найденным значениям коэффициентов первой и второй квадратичной формы находим кривизны и кручение поверхности в косоугольной системе гауссовых координат [6]

$$\frac{1}{R'_1} = \frac{-L}{A^2} ; \quad \frac{1}{R'_2} = \frac{-N}{B^2} ; \quad \frac{1}{R_{12}} = \frac{M}{AB} \quad (22)$$

(штрих в верхнем индексе обозначает, что кривизны не являются главными).

В теории оболочек [6] приведены формулы для определения главных кривизн  $\left(\frac{1}{R_1} \text{ и } \frac{1}{R_2}\right)$  и направления линии кривизны относительно одного из координатных ортов (в нашем случае орта  $\bar{t}_1$  из зависимости (17)), определяемого углом  $\eta_*$ , в случае, если координатные линии не являются ортогональными,

$$\operatorname{tg} 2\eta_* = \frac{2\frac{\sin \chi}{R_{12}} + \frac{\sin 2\chi}{R'_1}}{\frac{1}{R'_2} + \frac{\cos 2\chi}{R'_1} + \frac{2\cos \chi}{R_{12}}}; \quad (23)$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{1}{R_1} \\ \frac{1}{R_2} \end{array} \right\} = \frac{1}{2\sin^2 \chi} \left[ \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} + \frac{2}{R_{12}} \cos \chi \pm \sqrt{\left(\frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R'_2} + \frac{2}{R_{12}} \cos \chi\right)^2 - 4\left(\frac{1}{R'_1 R'_2} - \frac{1}{R_{12}^2}\right) \sin^2 \chi} \right]. \quad (24)$$

Единичные векторы, касательные к линиям кривизны (собственные векторы тензора кривизны, указывающие главные направления), определяли по найденному углу  $\eta_*$ :

$$\begin{aligned} \bar{e}_1 &= \bar{t}_1 \cos \eta_* + \bar{n} \times \bar{t}_1 \sin \eta_*; \\ \bar{e}_2 &= -\bar{t}_1 \sin \eta_* + \bar{n} \times \bar{t}_1 \cos \eta_*. \end{aligned} \quad (25)$$

Таким образом, расчет главных кривизн (24) и главных направлений (23) можно выполнить численным дифференцированием.

В качестве примера было подсчитано максимальное нормальное напряжение  $p_0$ , а также размеры полуосей ( $a$  и  $b$ ) контурного эллипса площадки контакта для стальных винта и роликов.

Основные размеры и параметры резьбы: шаг резьбы  $P = 1,6$  мм; средние диаметры резьбы ролика  $d_{2p} = 16$  мм, винта  $d_{2в} = 48$  мм и

гайки  $d_{2r} = 80$  мм; число заходов винта и гайки  $z_b = z_r = 5$ ; наружные диаметры резьбы ролика  $d_p = 16,54$  мм и винта  $d_b = 48,6$  мм; внутренний диаметр гайки  $d_r = 79,44$  мм; угол подъема резьбы на среднем диаметре  $\operatorname{tg} \gamma_p = \operatorname{tg} \gamma_r = \frac{P}{\pi d_{2p}} = \frac{P z_r}{\pi d_{2r}} = 0,03183$  — для ролика и гайки,  $\operatorname{tg} \gamma_b = \frac{P z_b}{\pi d_{2b}} = 0,05305$  — для винта.

Далее приведены результаты вычислений для пары витков резьбы винта и ролика ПРВМ с размерами, приведенными ранее.

Из-за неравенства углов подъема резьбы винта и ролика расстояние между осями этих деталей увеличивается на  $\Delta a = 0,023$  мм [3].

Координаты точки  $M_1$  начального контакта пары витков резьбы винта и ролика, определенные численным методом [3] (см. рис. 3, б), составляют (в мм)  $R_m - 3,312 \cdot 10^{-2}$ ;  $t_m - 2,616 \cdot 10^{-1}$ ;  $Z_m - 2,074 \cdot 10^{-2}$ .

Ниже приведены результаты вычислений по методике, изложенной в работах [4 и 6]:

$\cos \chi = -0,55508$  (косинус угла разворота главных осей);  $\cos 2\chi = -0,38377$ ;  $\sum k = 0,20614 \text{ мм}^{-1}$  (сумма главных кривизн);  $n_a = 1,11659$ ;  $n_e = 0,90080$ ;  $a/b = 1,23956$ . Примечание: главные кривизны подставляются во все формулы по модулю, так как обе детали направлены друг к другу выпуклостями.

$F_N = 10,00; 20,00; 30,00; 40,00$  Н,  $a = 0,09736; 0,12266; 0,14041; 0,15454$  мм,  $b = 0,07849; 0,09890; 0,11321; 0,12460$  мм,  $p_0 = 624,8; 787,2; 901,1; 991,8$  МПа соответственно.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бушенин Д. В. Несоосные винтовые механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 112 с.
2. Ряховский О. А., Блинов Д. С., Фетисов В. И., Бушенин Д. В. Перспективные конструкции передачи винт-гайка // Привод и управление. – 2000. – № 3. – С. 7–9.
3. Блинов Д. С., Ряховский О. А., Соколов П. А. Численный метод определения точки первоначального контакта двух винтов с параллельными осями и различными углами подъема резьбы // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия “Машиностроение”. – 1996. – № 3. – С. 93–97.
4. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л., Лихарев К. К. Расчеты на прочность в машиностроении. – М.: Машгиз, 1958. – Т. II. – 974 с.
5. Дронг В. И., Дубинин В. В., Ильин М. М. Курс теоретической механики / Под ред. К.С. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 736 с.
6. Бидерман В. Л. Механика тонкостенных конструкций. Статика. – М.: Машиностроение, 1977. – 488 с.

Статья поступила в редакцию 22.09.2005



Павел Александрович Соколов родился в 1972 г. Окончил Пензенский государственный технический университет в 1994 г. Докторант кафедры “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 15 научных работ в области расчета, конструирования и исследования деталей машин.

P.A. Sokolov (b. 1972) graduated from the Penza Technical University in 1972. Doctorate of “Machine Parts” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 15 publications in the field of calculation, design and analysis of machine parts.



Олег Анатольевич Ряховский родился в 1933 г. Окончил Среднеазиатский политехнический институт (г. Ташкент). Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области расчета, конструирования и исследования деталей машин и механических передач.

O.A. Ryahovsky (b. 1933) graduated from the Middle Asia Polytechnic Institute (Tashkent). D. Sc. (Eng.), professor, head of “Machine Parts” department of the Bauman Moscow State Technical University/ Author of more than 50 publications in the field of calculation, design and analysis of machine parts and mechanical gears.



Дмитрий Сергеевич Блинов родился в 1949 г. Окончил в 1974 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 30 научных работ в области конструирования и исследования деталей машин.

D.S. Blinov (b. 1949) graduated from the Bauman Moscow High Technical School in 1974. Ph.D. (Eng.), assoc. professor of “Machine Parts” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 30 publications in the field of design and analysis of machine parts.

Иван Александрович Лаптев родился в 1980 г. Окончил в 2003 г. Московский автомобильно-дорожный институт (Государственный технический университет). Аспирант кафедры “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области расчета, конструирования и исследования деталей машин.

I.A. Laptev (b. 1980) graduated from the Moscow Institute for Vehicles and Roads in 2003. Post-graduate of “Machine Parts” department of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of calculation, design and analysis of machine parts.



Федор Дмитриевич Сорокин родился в 1960 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1983 г. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Прикладная механика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор 40 научных работ в области динамики и прочности машин.

F.D. Sorokin (b. 1960) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1983. D.Sc. (Eng.), professor of Moscow State Technical University. Author of the 40 publications mainly in dynamics and strength of machines.