

**РЯХОВСКИЙ**

Олег Анатольевич

доктор технических наук,
профессор
зав. кафедрой «Основы
конструирования машин»

**СОРОКИН**

Федор Дмитриевич

доктор технических наук,
профессор
кафедры
«Прикладная механика»

**МАРОХИН**

Антон Сергеевич

аспирант
кафедры
«Основы конструирования
машин»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Расчет ресурса по критерию изнашивания резьбы планетарного роликвинтового механизма

О.А. Ряховский, Ф.Д. Сорокин, А.С. Марохин

Определен ресурс резьбы по критерию изнашивания в планетарном роликвинтовом механизме, нагруженном осевой силой. По величинам сил и моментов трения выполнены расчеты на изнашивание резьбы и ресурса планетарного роликвинтового механизма.

Ключевые слова: роликвинтовой механизм, силы, моменты, трение, верчение, изнашивание.

The work is devoted to the life time estimation according to the wear criterion of the thread of the planetary roller screw mechanism, loaded with an axial force. The knowledge of friction forces and moments values allowed to perform calculations of the thread wear and the life time of the planetary roller screw mechanism (PRSM).

Keywords: rollerscrew mechanism, forces, moments, friction, spinning, wear.

В настоящее время в приводах машин для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот широкое распространение получили компактные планетарные роликвинтовые механизмы (ПРВМ). ПРВМ превосходят известные шариковинтовые передачи (ШВП) по предельной частоте вращения ходового винта (до 2 раз), по осевой грузоподъемности (при одинаковых габаритах до 3 раз), по долговечности (малые силы трения), по осевой жесткости (до 2 раз), а также по плавности перемещения гайки. ПРВМ допускают линейные скорости перемещения гайки до 3 м/с. Высокие параметры ПРВМ обеспечиваются за счет преобладания трения качения в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки, а также за счет большого числа витков резьбы, передающих осевую силу.

ПРВМ (рис. 1) состоит из ходового винта 1, гайки 2, резьбовых роликов 3, на концах которых нарезаны зубчатые венцы 4, двух сепараторов 5, в которых размещены цилиндрические цапфы роликов. Сепараторы установлены по обоим концам гайки и свободно вращаются не касаясь гайки и винта. На обоих торцах гайки расположены кольца 6 с внутренними зубчатыми венцами, с которыми зацепляются зубчатые венцы 4 на роликах. При необходимости выбора боковых зазоров между витками резьбы винта, роликов и гайки, гайки выполняют составными из двух частей с возможностью их взаимного осевого перемещения.

Рассмотрим случай когда гайка 2 выполнена сплошной и предварительный натяг в сопряжениях витков резьбы роликов, ходового винта и гайки отсутствует (см. рис. 2).

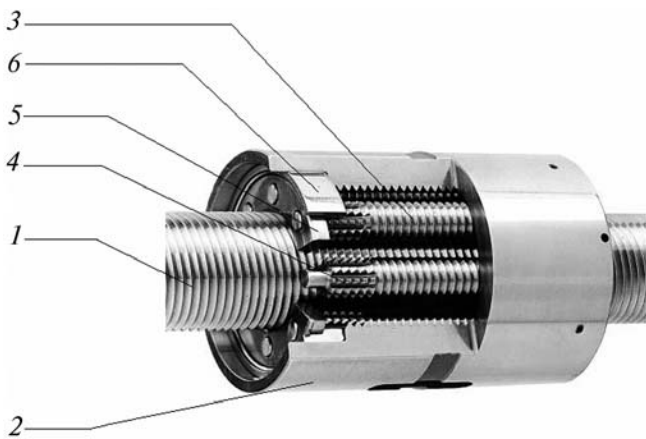


Рис. 1. Планетарный роликовинтовой механизм

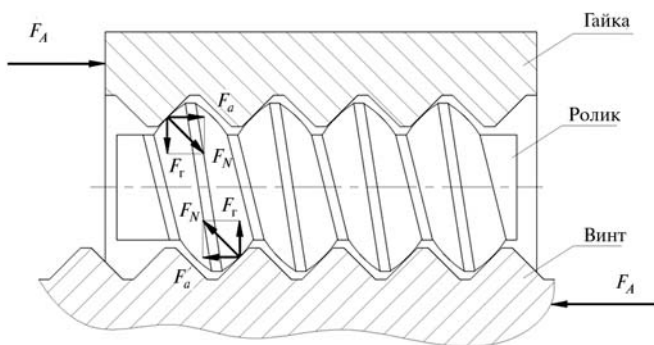


Рис. 2. Силы, действующие на винт, ролики и гайку

Трение скольжения в резьбе, имеющее место в обычной паре винт–гайка скольжения, заменено в основном трением качения роликов по винту и гайке.

Примем следующие допущения:

1) винт, ролики и гайка изготовлены точно. В действительности вследствие неизбежных при изготовлении ошибок шага резьбы ходового винта, роликов и гайки, толщин витков резьбы в осевых сечениях и диаметров винта, роликов и гайки первоначальный контакт витков резьбы носит случайный характер и распределение нагрузки по виткам резьбы вдоль образующей не будет равномерным. В этом случае при расчетах приближенно можно говорить о некотором среднем значении нагрузки на виток резьбы;

2) первоначальное касание резьбы винта роликов и гайки происходит на среднем диаметре резьбы;

3) динамические нагрузки в механизме отсутствуют;

4) деформация тела гайки при действии осевой силы F_A пренебрежимо мала. Таким об-

разом, принимаем, что осевая сила и вращающий момент равномерно нагружают работающие участки резьбы.

Основными внешними силовыми факторами, действующими на механизм, являются:

1) осевая сила F_A , передаваемая с ходового винта на ролики и с роликов на гайку;

2) вращающий момент M_B на ходовом винте;

3) вращающий момент M_T на гайке.

При наличии ошибок изготовления вращение роликов относительно гайки будет неравномерным. Поэтому ролики могут незначительно смещаться относительно гайки вдоль оси. Для уменьшения неравномерности вращения роликов применено зубчатое зацепление роликов с гайкой (см. рис. 1).

На рисунке 3 показана схема сил, действующих на виток резьбы ролика со стороны резьбы ходового винта, без учета силы трения в сопряжениях витков резьбы (статическая задача).

Определим вращающий момент на винте

$$M_B = M_{\text{пер}} + M_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где $M_{\text{пер}}$ — вращающий момент, перемещающий вдоль оси винта ролики, нагруженные осевой силой F_A (см. рис. 2, 3),

$$M_{\text{пер}} = F_t \frac{d_B}{2} = F_A \frac{d_B}{2} \operatorname{tg} \gamma,$$

где γ — угол подъема винтовой линии на среднем диаметре резьбы винта.

Если с винта механизма передается осевая сила F_A , то одна пара витков резьбы винта и роликов, роликов и гайки будет нагружена силой

$$F_a = \frac{F_A}{ik}, \quad (2)$$

где i — число витков резьбы на ролике, передающих осевую силу (i зависит от шага резьбы и длины ролика); k — число роликов в механизме. При этом нормальная составляющая силы на площадке контакта витков резьбы винта и ролика описывается выражением (см. рис. 3)

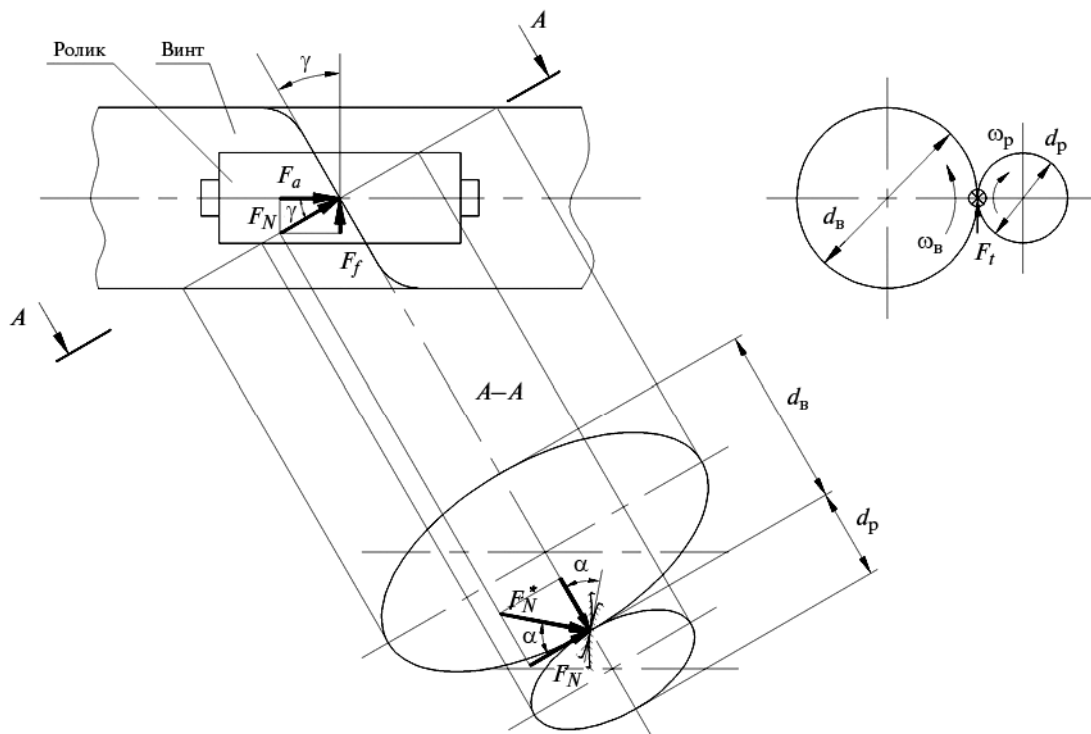


Рис. 3. Составляющие силы, действующей на виток резьбы винта и ролика

$$F'_N = \frac{F_a}{\cos \alpha \cos \gamma} = \frac{F_A}{ik \cos \alpha \cos \gamma}, \quad (3)$$

где α — половина угла профиля резьбы в сечении, нормальном к направлению витка резьбы; γ — угол подъема резьбы на среднем диаметре.

Момент трения в резьбе складывается из трения резьбы винта о резьбу ролика $M_{тр.в.р}$ и трения резьбы ролика о резьбу гайки $M_{тр.р.г}$:

$$M_{тр} = M_{тр.в.р} + M_{тр.р.г}. \quad (4)$$

Определим моменты трения и силы трения в резьбе работающего механизма. Рассмотрим два возможных случая работы механизма.

1. Винт закреплен от осевых перемещений и вращается в опорах качения. Гайка нагружена осевой силой и удерживается от вращения. Гайка вместе с роликами перемещается вдоль винта как единое целое. В этом случае (рис. 4) винт вращается от двигателя и силой трения в точке K вращает ролик. Для увеличения силы трения в зоне контакта резьбы винта и ролика угол профиля резьбы в сечении, нормальном к направлению витка резьбы, принят $2\alpha = 90^\circ$ (рис. 5). Ролик вращается вокруг своей оси

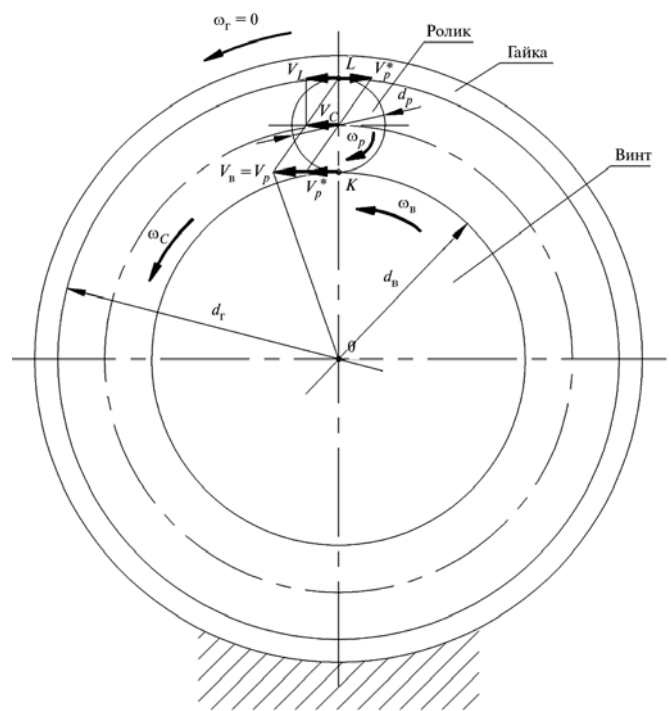


Рис. 4. План скоростей, действующих в точках контакта резьбы винта, ролика и гайки

с угловой скоростью ω_p и обкатывается по гайке с окружной скоростью, равной окружной скорости сепаратора V_c .

В точке K касания резьбы винта и ролика их окружные скорости равны:

$$V_B = V_P,$$

где $V_B = \frac{\omega_B d_B}{2}$ — окружная скорость на среднем диаметре резьбы винта; ω_B — угловая скорость винта.

Из плана скоростей (см. рис. 4) следует

$$V_c = \frac{V_B}{2} = \omega_c \frac{d_B + d_p}{2}, \quad (5)$$

откуда угловая скорость сепаратора

$$\omega_c = \frac{V_B}{d_B + d_p} = \frac{\omega_B d_B}{2(d_B + d_p)}. \quad (6)$$

Если точка L является мгновенным центром вращения ролика, то угловая скорость ролика

$$\omega_p = \frac{V_p}{d_p} = \omega_B \frac{d_B}{d_p}.$$

Окружная скорость ролика, вращающегося вокруг своей оси с угловой скоростью ω_p , рассчитывается по формуле

$$V_p^* = \omega_p \frac{d_p}{2} = \frac{V_p}{d_p} \frac{d_p}{2}. \quad (7)$$

При работе механизма ролик вращается и обкатывается по невращающейся гайке. Однако резьбовой ролик не должен вывинчиваться (ввинчиваться) по резьбе гайки. Это возможно только при условии равенства в точке L окружных скоростей резьбы ролика относительно резьбы неподвижной гайки V_L и окружной скорости вращающегося при этом ролика:

$$V_L = V_p^*, \quad (8)$$

где согласно (5) $V_L = V_c = \frac{V_B}{2} = \omega_c \frac{d_B + d_p}{2}$ — скорость переносного движения ролика.

Поскольку винт и ролик вращаются в разных направлениях, в точке L контакта резьбы винта и ролика имеет место верчение с относительной угловой скоростью (см. рис. 5):

$$\omega_{отн} = \omega_B + \omega_p. \quad (9)$$

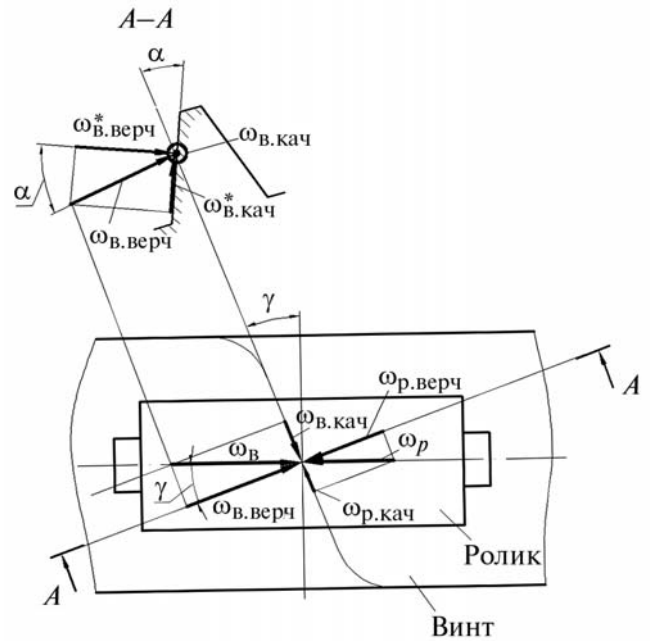


Рис. 5. Характер угловых скоростей в точке контакта витков резьбы винта и ролика

Разложим вектор угловой скорости ω_B на компоненты:

- вектор угловой скорости вращения винта

$$\omega_{в.верч} = \omega_B \cos \gamma; \quad (10)$$

- вектор угловой скорости качения

$$\omega_{в.кач} = \omega_B \sin \gamma.$$

Пренебрежем в дальнейшем составляющей трения качения по сравнению с трением скольжения ввиду ее малости.

Принимая во внимание, что резьба треугольная разложим вектор $\omega_{в.верч}$ на компоненты.

Вектор угловой скорости вращения ходового винта вокруг оси, нормальной к плоскости, касательной к сопрягаемым поверхностям витков резьбы (соприкасающаяся плоскость),

$$\omega_{в.верч}^* = \omega_{в.верч} \cos \alpha = \omega_B \cos \gamma \cos \alpha, \quad (11)$$

где α — половина угла профиля треугольной резьбы в сечении, нормальном к направлению витка резьбы.

На рисунке 5 также видно, что вектор угловой скорости ролика ω_p направлен навстречу вектору угловой скорости винта ω_B . Таким образом, компоненты вектора ω_p можно, по аналогии с (10) и (11), записать в следующем виде:

- вектор угловой скорости вращения ролика

$$\omega_{p, \text{верч}} = \omega_p \cos \gamma; \quad (12)$$

- вектор угловой скорости качения ролика

$$\omega_{p, \text{кач}} = \omega_p \sin \gamma;$$

• вектор угловой скорости (12) вращения ролика с учетом треугольного профиля сечения резьбы и угла γ подъема резьбы ходового винта:

$$\omega_{p, \text{верч}}^* = \omega_{p, \text{верч}} \cos \alpha = \omega_p \cos \gamma \cos \alpha.$$

Тогда в точке касания резьбы ролика и ходового винта (см. рис. 5) имеет место относительное верчение вокруг оси нормальной к соприкасающейся плоскости

$$\begin{aligned} \omega_{\text{отн}} &= \omega_p \cos \gamma \cos \alpha + \omega_b \cos \gamma \cos \alpha = \\ &= (\omega_p + \omega_b) \cos \gamma \cos \alpha. \end{aligned} \quad (13)$$

Резьба ролика на среднем диаметре контактирует с резьбой винта к точке K и с резьбой гайки в точке L (см. рис. 4).

В точке L имеет место только верчение ролика относительно гайки с угловой скоростью $\omega_{\text{отн}}$ (13). В точке K имеет место верчение ролика относительно винта с угловой скоростью $\omega_{\text{отн}}$, а также скольжение резьбы винта по резьбе ролика со скоростью

$$V_{\text{отн.в.р}} = V_b - V_p^* = V_b - \frac{V_p}{2} = V_b / 2. \quad (14)$$

Выражение (14) было получено из рассмотрения плана скоростей в плоскости нормальной к оси вращения винта. С учетом угла подъема резьбы γ на среднем диаметре получим

$$V_{\text{отн.в.р}}^* = \frac{V_{\text{отн.в.р}}}{\cos \gamma} = \frac{V_b}{2 \cos \gamma}. \quad (15)$$

2. Во втором случае ведущей является гайка. Гайка равномерно вращается внешним моментом и зафиксирована от осевых перемещений. Ролики при этом совершают планетарное движение. Винт не вращается и перемещается вдоль своей оси (рис. 6). При вращении гайки с угловой скоростью ω_r ролик увлекается силой трения, приложенной в точке начального контакта резьбы гайки и ролика, и вращается с уг-

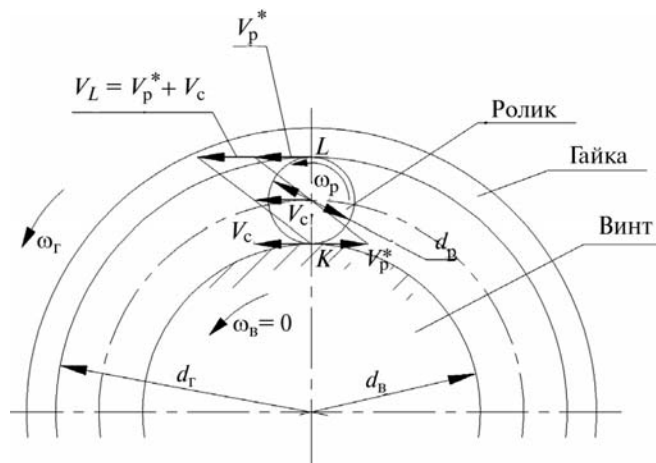


Рис. 6. Характер скоростей, действующих в точках контакта гайки, ролика и винта

ловой скоростью ω_p . Ролик катится по винту и при этом ось ролика перемещается в окружном направлении со скоростью, равной скорости сепаратора. Точка K является мгновенным центром скоростей.

Диаметры гайки, винта и роликов должны быть подобраны так, чтобы окружные скорости гайки и ролика в точке L касания резьб были равны (см. рис. 6):

$$V_r = V_p^* + V_c; \quad (16)$$

$$\omega_r \frac{d_r}{2} = \omega_p \frac{d_p}{2} + \omega_c \frac{d_b + d_p}{2};$$

$$\omega_c = \frac{2}{d_b + d_p} \left(\omega_r \frac{d_r}{2} - \omega_p \frac{d_p}{2} \right). \quad (17)$$

В этом случае в точке K контакта витка резьбы винта и ролика имеет место только трение вращения с угловой скоростью ω_p .

В точке L окружные скорости точек контакта резьбы ролика и гайки равны по абсолютному значению и направлению (только в этом случае вращающийся ролик не будет вывинчиваться из резьбы гайки), а угловые скорости ролика и гайки различны и относительная угловая скорость вращения составит (рис. 7)

$$\omega_{\text{отн}} = \omega_p - \omega_r. \quad (18)$$

Окружная скорость скольжения в точке L

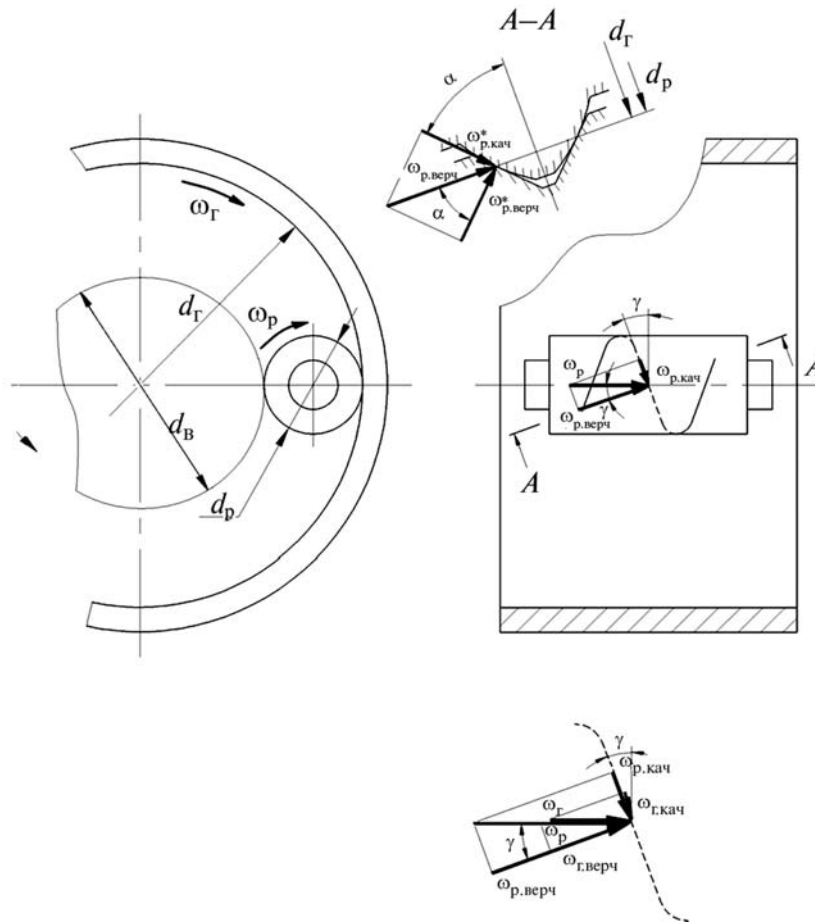


Рис. 7. Характер угловых скоростей в точке контакта витков резьбы ролика и гайки

$$V_{cKL} = V_r - V_c = \omega_r \frac{d_b + 2d_p}{2} - \omega_p \frac{d_p}{2}, \quad (19)$$

где ω_c — угловая скорость сепаратора (17).

По аналогии с выражением (11), при выводе которого пренебрегли составляющей вектора угловой скорости качения (см. рис. 7), запишем

$$\omega_{p, \text{верч}}^* = \omega_p \cos \alpha \cos \gamma, \quad (20)$$

где ω_p — угловая скорость ролика; γ — угол подъема резьбы на среднем диаметре (см. рис. 7); α — половина угла профиля резьбы в сечении, нормальном к направлению витка резьбы.

Формула (19) была получена из рассмотрения плана скоростей в плоскости нормальной к оси вращения гайки и роликов. С учетом наличия угла подъема резьбы γ на среднем диаметре получим

$$\begin{aligned} V_{\text{отн.г.р}}^* &= \frac{V_{\text{отн}}}{\cos \gamma} = \frac{V_r}{\cos \gamma} - \frac{V_c}{\cos \gamma} = \\ &= \omega_r \frac{d_b + 2d_p}{2 \cos \gamma} - \omega_c \frac{d_b + d_p}{2 \cos \gamma}. \end{aligned} \quad (21)$$

Таким образом:

1) если ведущим является винт, вращающийся с угловой скоростью ω_b при невращающейся гайке, совершающей линейное перемещение вместе с роликами вдоль оси (см. рис. 4), в точке L контакта ролика и гайки имеет место верчение ролика относительно гайки с угловой скоростью ω_p .

В точке контакта K резьбы винта и ролика имеет место трение верчения с угловой скоростью

$$\omega_{\text{отн.р.в}}^* = (\omega_p + \omega_b) \cos \gamma \cos \alpha \quad (22)$$

и трение скольжения со скоростью

$$V_{\text{отн.в.р}}^* = \frac{V_{\text{отн.в.р}}}{\cos \gamma} = \frac{V_{\text{в}}}{2 \cos \gamma}; \quad (23)$$

2) если ведущей является гайка, вращающаяся с угловой скоростью ω_r при невращающемся винте, совершающим линейное перемещение вдоль оси (см. рис. 6), в точке K контакта резьбы ролика и винта имеет место верчение ролика относительно винта с угловой скоростью $\omega_p = 2V_p / d_p$. С учетом того, что резьба треугольная с углом подъема резьбы γ на среднем диаметре, относительная угловая скорость составит

$$\omega_{\text{отн.р.г}}^* = (\omega_p - \omega_r) \cos \gamma \cos \alpha. \quad (24)$$

В точке контакта L окружные скорости точек контакта резьбы ролика и гайки должны быть равны (в этом случае вращающийся ролик не вывинчивается из резьбы гайки).

В точке L относительная угловая скорость вращения

$$\omega_{\text{отн}} = \omega_p - \omega_r = \frac{2V_p}{d_p} - \frac{2V_r}{d_r}; \quad (25)$$

относительная окружная скорость скольжения резьбы гайки по резьбе ролика

$$V_{\text{отн.р.г}}^* = \frac{V_{\text{отн}}}{\cos \gamma} = \frac{V_r - V_p}{\cos \gamma} = \omega_r \frac{d_b + 2d_p}{2 \cos \gamma} - \omega_p \frac{d_p}{2 \cos \gamma}. \quad (26)$$

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

При действии нормальной силы F_N^* (см. рис. 3) величина максимального давления составит [1]

$$p_0 = \frac{3}{2} \frac{F_N^*}{\pi ab}. \quad (27)$$

В работе [1] определены размеры полуосей эллипса контура площадки контакта двух геликоидальных стальных поверхностей.

Рассмотрим случай, когда при работе ПРВМ вращается винт, а гайка с роликами перемещается вдоль оси винта без вращения. В точке

L (см. рис. 4) имеет место верчение с относительной угловой скоростью (13).

Таким образом, пятно контакта резьбы винта и ролика в форме эллипса вращается вокруг оси O (рис. 8) с угловой скоростью (13).

На рисунке 8 видно, что характер изменения давления по площадке контакта описывается эллипсоидом с максимальным значением в точке O .

Рассмотрим характер изменения давления $p(x)$ в плоскости, нормальной к плоскости эллипса контакта и проходящей через ось OX , и окружной скорости $V(x)$ вращающегося эллипса. Задачей является оценка интенсивности изнашивания и ресурса ПРВМ по критерию износостойкости.

В нашей задаче окружная скорость $V = x\omega_{\text{отн}}$ растет линейно с увеличением x , а давление p падает от p_0 до 0. Значит, на оси X есть область, в которой произведение V_p будет максимальным. Найдем область на оси OX (см. рис. 8), в которой мощность трения максимальна.

Запишем выражение мощности работы сил трения на элементарном кольце шириной dx (см. рис. 8) и единичной длины

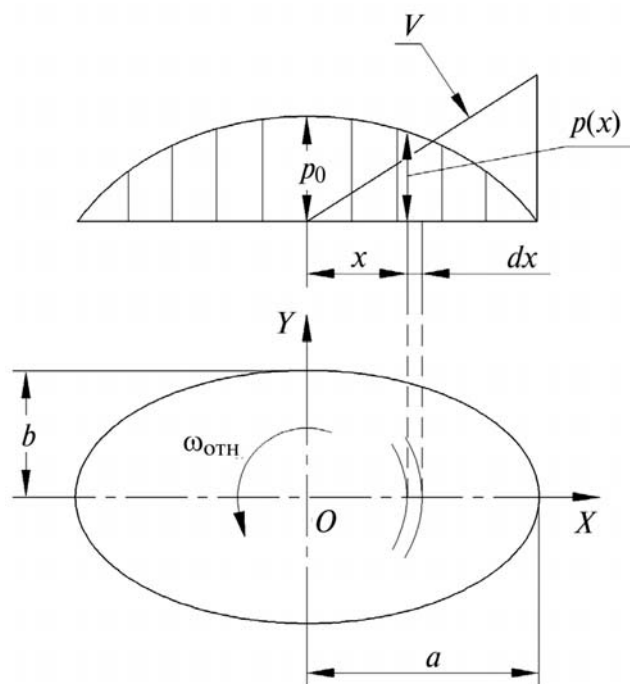


Рис. 8. Форма пятна контакта геликоидальных поверхностей, характер распределения давления по пятну контакта и окружных скоростей при вращении эллипса

$$N^* = fVpdx = f\omega_{\text{отн}}xp_0\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}dx, \quad (28)$$

где f — коэффициент трения скольжения; V — окружная скорость точки с искомой координатой x^* ,

$$V = \omega_{\text{отн}}x^*; \quad (29)$$

pdx — нормальная сила на элементарной площадке шириной dx и единичной длины

$$p(x) = p_0\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}} \text{ при } y = 0. \quad (30)$$

Здесь a — большая полуось эллипса.

Найдем координату x^* , в которой мощность работы силы трения максимальна:

$$\frac{dN^*}{dx} = f\omega_{\text{отн}}p_0\left(\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}x\right) = 0. \quad (31)$$

Отсюда

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx}\left(x\sqrt{1-\frac{x^2}{a^2}}\right) &= \frac{d}{dx}\left(x^2 - \frac{x^4}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}} = \\ &= \frac{1}{2}\left(x^2 - \frac{x^4}{a^2}\right)^{-\frac{1}{2}}\left(2x - \frac{4x^3}{a^2}\right) = 0; \quad (32) \\ \frac{2x - \frac{4x^3}{a^2}}{\left(x^2 - \frac{x^4}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}}} &= 0. \end{aligned}$$

Поскольку $\sqrt{x^2 - x^4/a^2} \neq 0$, имеем $2x - \frac{4x^3}{a^2} = 0$; $2xa^2 = 4x^3$; $a^2 = 2x^2$;

$$x^* = \pm \frac{a}{\sqrt{2}}. \quad (33)$$

Таким образом найдена координата x^* в области пятна контакта, в которой мощность силы трения и интенсивность изнашивания максимальны.

Интенсивность изнашивания I зависит от конкретных условий работы механизма и является функцией времени. Она безразмерна и также зависит от силы сжатия трущихся поверхностей, скорости скольжения, твердости материала, волнистости и шероховатости контакти-

рующих поверхностей, вида смазочного материала, температуры, наличия вибраций (переменность толщины смазочного слоя и величины нормальной силы), погрешностей формы контактирующих поверхностей (отклонение от теоретического профиля контактирующей поверхности) и других факторов;

$$I = \frac{dh(t)}{dl(t)} = \frac{1}{V} \frac{dh}{dt}, \quad (34)$$

где h — линейное изнашивание трущихся поверхностей; l — путь трения; $V \frac{dl}{dt}$ — скорость скольжения.

Рассмотрим параметр скорости изнашивания. С учетом (34) запишем

$$\gamma = \frac{dh}{dt} = I \frac{dl}{dt} = IV. \quad (35)$$

Из (35) имеем

$$dt = \frac{dh}{VI}. \quad (36)$$

Отсюда определим время работы (ресурс) деталей, трущихся с постоянной скоростью скольжения $V_{\text{отн}}$:

$$\begin{aligned} \int_0^T dt &= \frac{1}{V_{\text{отн}} I} \int_0^{[h]} dh; \\ T &= \frac{1}{V_{\text{отн}} I} [h], \end{aligned}$$

где T — предельное время работы механизма, определяемое его работоспособностью по изнашиванию; $[h]$ — допустимое изнашивание, определяемое работоспособностью конкретного механизма. Так, в ПРВМ изнашивание рабочих участков резьбы винта, роликов и гайки приводит к потере точности перемещения гайки по винту, появлению динамических нагрузок в реверсивных ПРВМ и др.

Литература

1. Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2006. № 1.
2. Планетарные роликовинтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов. Блинов Д.С. Под ред. проф. Ряховского О.А. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2006. 222 с.

Статья поступила в редакцию 02.03.2012