

УДК 621.833.3

Неравномерность распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ролика и винта с гайкой планетарной роликвинтовой передачи

Блинов Д. С.^{1,*}, Морозов М. И.¹

* dmitriyblinov@mail.ru

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Перспективные планетарные роликвинтовые передачи имеют целый ряд особенностей. Одна из них заключается в особенности нагружения резьбового ролика. Суммарный вектор осевых сил, действующих на витки ролика вдоль его образующей со стороны сопрягаемых витков гайки, равен по модулю и противоположен по направлению суммарному вектору осевых сил, действующих на витки ролика вдоль его противоположной образующей со стороны сопрягаемых витков винта. Пара указанных суммарных векторов осевых сил образуют опрокидывающий момент, действующий на ролик. Для уравнивания опрокидывающего момента происходит перераспределение нагрузки на витках ролика, что приводит к ее неравномерности. Введенный коэффициент неравномерности распределения нагрузки составляет десятки процентов.

Ключевые слова: передача, винт, ролик, гайка, нагрузка, опрокидывающий момент

Введение

Перспективные роликвинтовые передачи имеют различные конструкции с различными характеристиками, что является их дополнительным достоинством. Если нужна максимально возможная нагрузочная способность, то применяют планетарные роликвинтовые передачи с осевым люфтом (в дальнейшем ПРВП), см. рис. 1. Статья посвящена именно таким передачам.

В ПРВП рабочая осевая сила передается с винта на гайку или, наоборот, через N резьбовых роликов. Для повышения нагрузочной способности и точности ПРВП количество роликов выбирают из условия соседства по возможности наибольшим (обычно N от 7 до 11). Как правило, все резьбовые детали имеют правую резьбу. Ролики чаще всего однозаходные. Для изменения передаточной функции ПРВП ролики можно изготавливать и многозаходными, что усложняет технологию их изготовления и увеличивает стоимость передачи. В данной статье будем считать ролики однозаходными. Винт и гайка имеют многозаходные резьбы и равное число заходов $z_B = z_G$, где z_B и z_G –

число заходов соответственно винта и гайки. Число заходов этих деталей зависит от типоразмера передачи и обычно бывает от 4 (для малых типоразмеров ПРВП) до 7. С увеличением числа заходов технологическая сложность изготовления резьбы увеличивается, а диаметр промежуточных деталей (роликов) по отношению к диаметру винта уменьшается. Следовательно, уменьшаются диаметральные габариты гайки и передачи в целом. Но если ролик, который постоянно работает (находится в контакте с винтом и гайкой), будет иметь небольшой диаметр, то он будет быстрее изнашиваться, а ресурс ПРВП снижаться [1, 2]. С увеличением числа заходов винта увеличивается перемещение гайки за один оборот винта и т.д. Отсюда следует, что выбор количества заходов деталей ПРВП зависит от целого ряда противоречивых параметров.

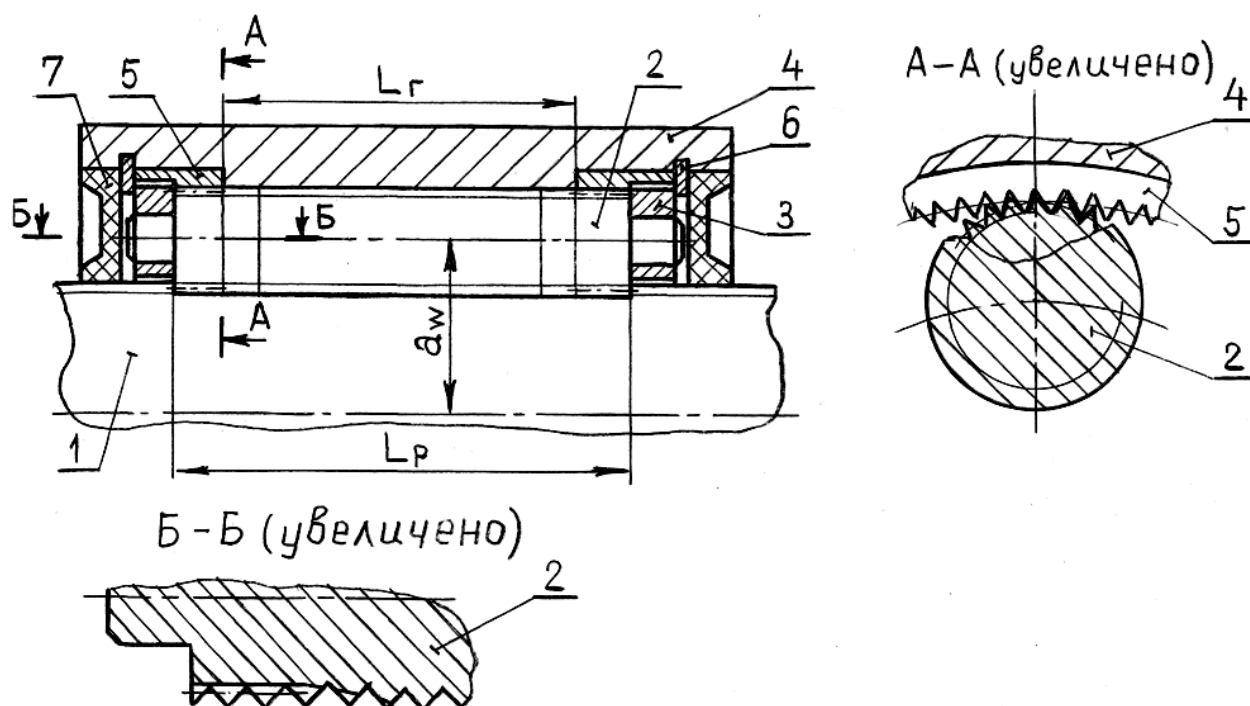


Рис. 1. ПРВП: 1 – винт; 2 – резьбовой ролик; 3 – сепаратор; 4 – гайка;
5 – втулка с зубчатым венцом; 6 – разрезное кольцо; 7 – уплотнение.

Чтобы гайка относительно винта имела одну степень свободы и чтобы все ролики работали в передаче синхронно, каждый ролик дополнительно связывают с гайкой с помощью зубчатых зацеплений. Для этого на концах ролика непосредственно по резьбе нарезают наружные зубья, смотри разрезы $A - A$ и $Б - Б$ по ролику 2 на рисунке 1. Для удобства сборки передачи и из-за технологических соображений внутренние зубья нарезают не на внутренней поверхности гайки, а на специальных втулках 5, которые устанавливают в гайку при сборке ПРВП и фиксируют от осевого перемещения и поворота. В итоге на концах каждого ролика получают внутренние зубчатые зацепления, смотри разрез $A - A$ на рисунке 1.

На резьбовых деталях ПРВП выполнена специальная резьба с углом профиля $\alpha = 90^\circ$. При этом гайка и винт имеют витки треугольной формы, а профиль витков роликов с двух сторон выполнен по дуге окружности радиуса R , центр которой расположен на оси ролика, см. точку «М» на рис.2.

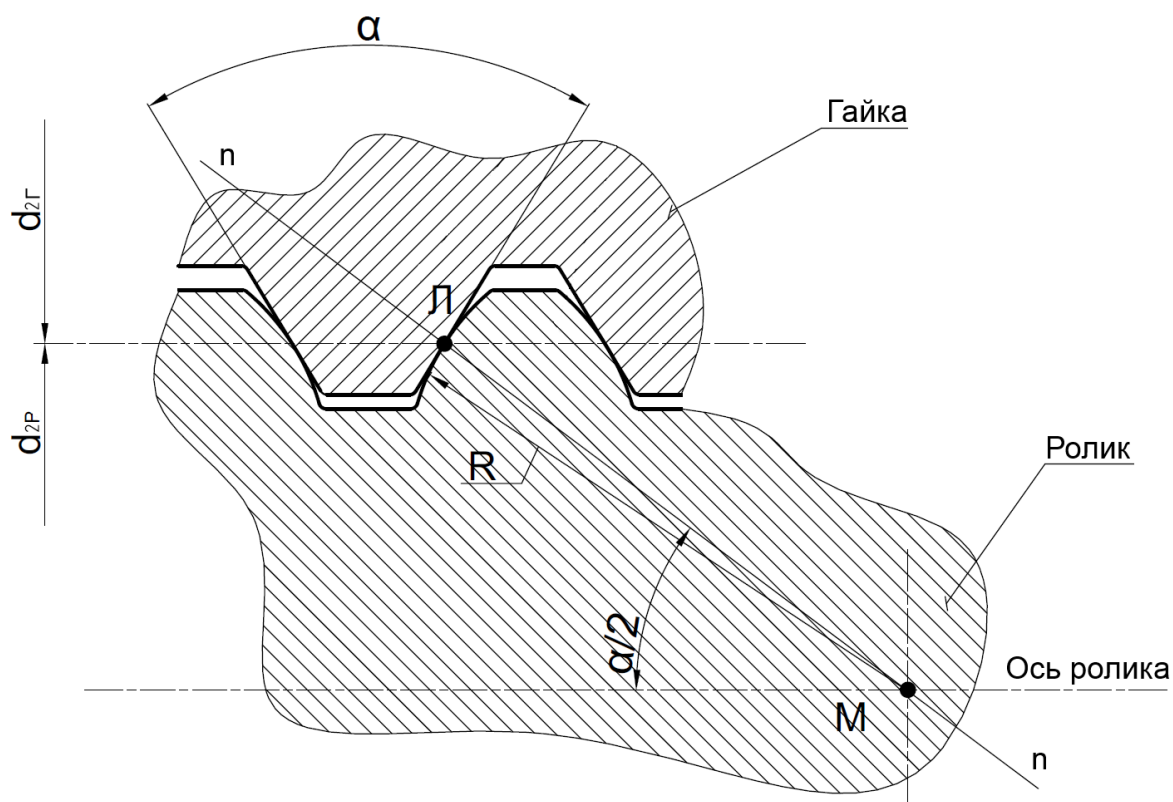


Рис.2. Сопрягаемые витки резьбы гайки и ролика.

Как уже отмечалось, в ПРВП рабочая осевая сила передается через N резьбовых роликов, то есть механическая передача является многопоточной и распределение нагрузки по потокам будет неравномерным из-за погрешностей изготовления резьбовых деталей. В первую очередь на неравномерность распределения нагрузки по потокам будет влиять разноразмерность комплекта роликов одной передачи по среднему диаметру резьбы d_{2P} . Объясняется это тем, что номинальные точки начального контакта сопрягаемых витков гайки и ролика и винта и ролика расположены на средних диаметрах резьбы d_{2P} и $d_{2Г}$ этих деталей, см. точку «Л» на рис. 2.

Количество витков ролика, контактирующих с сопрягаемыми витками гайки на длине $L_Г$ ее резьбовой части (см. рис. 1), равно

$$M_P = L_Г / P, \quad (1)$$

где P – шаг резьбы деталей ПРВП.

Погрешности изготовления резьбы по шагу являются причиной неравномерности распределения нагрузки вдоль образующих, по которым ролик взаимодействует с гайкой и винтом.

Обычно M_p составляет несколько десятков. Отсюда рабочая осевая сила передается с гайки на N роликов через $M_\Sigma = N \cdot M_p$ сопрягаемых витков резьбы гайки и роликов. Общее количество M_Σ сопрягаемых витков гайки и роликов равно обычно нескольким сотням. Так как $L_p > L_r$ (рис. 1), то количество сопрягаемых витков роликов и винта будет еще большим, см. формулу (1), и рабочая осевая сила будет передаваться с N роликов на винт через еще большее количество сопрягаемых витков.

Таким образом, ПРВП представляет собой конструкцию с N промежуточными элементами (резьбовыми роликами) между винтом и гайкой и многочисленными избыточными связями (сопрягаемыми витками), количество которых равно нескольким сотням. При этом сопрягаемые витки резьбовых деталей из-за погрешностей их изготовления нагружены неравномерно.

Еще одной причиной неравномерности распределения нагрузки между сопрягаемыми витками резьбовых деталей, которая не зависит от погрешностей их изготовления, является особенность нагружения роликов.

Обзор литературы

Определение нагрузки на всех сопрягаемых витках деталей ПРВП является очень сложной задачей, так как в передаче количество избыточных связей составляет несколько сотен, нагружение всех деталей ПРВП пространственное. Между винтом и гайкой, которые должны быть статически уравновешены, расположены резьбовые ролики, каждый из которых также должен быть статически уравновешен. Отсюда все детали ПРВП должны быть статически уравновешены.

При повороте винта на некоторый угол α_B все ролики вместе с сепараторами повернутся вокруг винта на угол $\alpha_C \neq \alpha_B$, каждый ролик повернется вокруг собственной оси на угол α_r , который не равен α_B и α_C , а гайка вместе с роликами переместится вдоль оси винта. Поэтому все ранее взаимодействующие образующие выйдут из зон сопряжения, и в зоны сопряжения войдут новые образующие резьбовых деталей. Вдоль новых образующих резьбовых деталей ПРВП погрешности изготовления будут другими. Это и будет приводить к постоянному перераспределению рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками резьбовых деталей и к перераспределению указанной силы между роликами, то есть к неравномерности распределения нагрузки между сопрягаемыми витками деталей ПРВП. Это указывает на вероятностный характер распределения нагрузки между сопрягаемыми деталями ПРВП.

Учитывая указанные особенности ПРВП, раскрытие статической неопределимости этих передач невозможно осуществить традиционными методами [3].

Некоторые отечественные исследователи ПРВП пытались использовать, предложенные Э.Л.Айрапетовым [4], стержневую модель упругих систем с односторонними связями и итерационный метод расчета. Однако, модель взаимодействия сопрягаемых витков деталей ПРВП значительно сложнее.

Более подробно изучение неравномерности распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ПРВП представлено в работах [5 и 6]. Однако расчет каждой конструкции ПРВП требует очень сложного и трудоемкого исследования.

Интерес к этой проблеме не ослабевает, так как для прочностных и ресурсных расчетов ПРВП нужно знать распределение нагрузки между сопрягаемыми витками передачи. В работе [7] была сделана такая попытка. Однако результаты расчетов вызывают целый ряд вопросов, например, о статическом равновесии ролика.

Постановка задачи

Учитывая большую сложность учета всех факторов, влияющих на неравномерность распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ПРВП, в данной работе предлагается рассмотреть с целым рядом допущений только один доминирующий фактор и разработать простую методику расчета. В качестве доминирующего фактора выбрана особенность нагружения ролика ПРВП [6].

Особенность нагружения ролика ПРВП

При рассмотрении этого явления будем считать, что все резьбовые детали ПРВП изготовлены абсолютно точно. Отсюда все ролики равнонагружены и мы можем рассмотреть произвольный I -ый ролик. Так как на концах ролика его витки прорезаны впадинами зубьев, то эти витки работают периодически. В запас нагрузочной способности сопрягаемых витков ролика и винта не будем учитывать указанные витки. Тогда сопрягаемые витки винта и ролика будут иметь длину L_r , см. рис. 1. Отсюда для разрабатываемой методики будем иметь

$$L_p = L_r \quad (2)$$

С учетом сделанных допущений вычленим I -ый ролик из ПРВП и будем рассматривать его под действием сил со стороны сопрягаемых витков гайки и винта, см. рис. 3. Силы трения учитывать не будем. Пренебрежем ввиду малости углом подъема резьбы, тогда витки будут заменены кольцевыми поверхностями, а окружные силы на витки ролика со стороны гайки и винта будут равны нулю. Указанные силы в зависимости от соотношения шага P резьбы к среднему диаметру резьбы ролика d_{2p} составляют от 1% до 5% от суммарной силы в сопряжении витков.

Введем следующие обозначения:

I – порядковый номер ролика в ПРВП, при этом $I = 1, 2, \dots N$;

J – порядковый номер витка ролика вдоль любой образующей, при этом $J = 1, 2, \dots M_p$.

На J -ый виток ролика со стороны сопрягаемого витка гайки по нормали $n - n$ будет действовать суммарная сила, которая приложена в точке, расположенной на окружности диаметра d_{2p} , см. рис. 2.

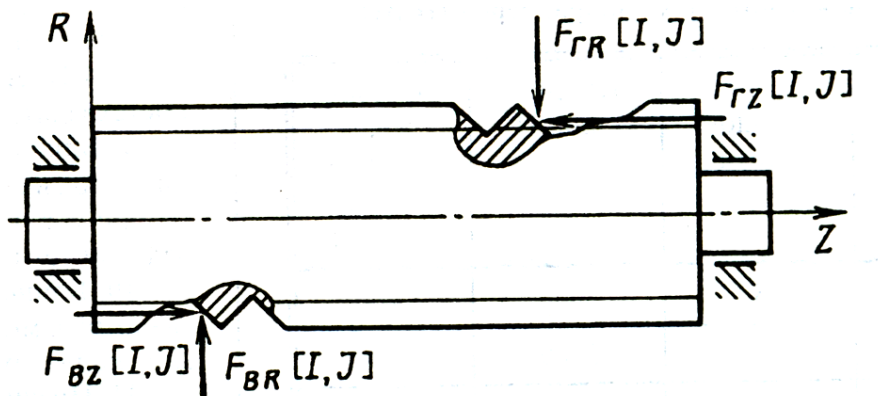


Рис. 3. Ролик ПРВП с действующей на него нагрузкой.

Разложим суммарную силу на:

$F_{\Gamma Z}[I, J]$ – осевую проекцию суммарной силы между сопрягаемыми витками гайки и ролика;

$F_{\Gamma R}[I, J]$ – радиальную проекцию суммарной силы между сопрягаемыми витками гайки и ролика;

Со стороны сопрягаемого витка винта на J -ый виток ролика будет действовать:

$F_{BZ}[I, J]$ – осевая проекция суммарной силы между сопрягаемыми витками винта и ролика;

$F_{BR}[I, J]$ – радиальная проекция суммарной силы между сопрягаемыми витками винта и ролика;

Пусть рабочая осевая сила $F_{\Gamma Z}$ приложена к гайке. Тогда из уравнения равновесия с учетом сделанных допущений получим

$$F_{\Gamma Z} = N \cdot \sum_{J=1}^{M_p} F_{\Gamma Z}[I, J] = N \cdot \sum_{J=1}^{M_p} F_{BZ}[I, J] \quad (3)$$

Учитывая, что угол наклона нормали $n - n$ к оси ролика $\alpha/2 = 45^\circ$, см. рис. 2, получим следующие зависимости

$$F_{\Gamma Z}[I, J] = F_{\Gamma R}[I, J] \text{ и } F_{BZ}[I, J] = F_{BR}[I, J] \quad (4)$$

Это значит, что на каждом витке ролика осевая проекция суммарной силы равна радиальной проекции.

Особенность нагружения ролика заключается в том, что при любом распределении нагрузки на двух образующих ролика возникает опрокидывающий момент

$$M_x = d_{p2} \cdot \sum_{J=1}^{M_p} F_{\Gamma Z}[I, J] = \frac{F_{\Gamma Z}}{N} \cdot d_{p2}, \quad (5)$$

который не зависит от указанного распределения нагрузки и может уравновеситься только силами $F_{GR}[I, J]$ и $F_{BR}[I, J]$. Это приведет к неравномерности распределения сил $F_{GR}[I, J]$ и $F_{BR}[I, J]$, а в соответствие с формулами (3) – сил $F_{GZ}[I, J]$ и $F_{BZ}[I, J]$.

Необходимо оценить неравномерность распределения нагрузки между витками ролика на двух его образующих, взаимодействующих с гайкой и винтом.

Приближенная методика определения распределения нагрузки между витками ролика

Используем принцип суперпозиций. Сначала рассмотрим нагружение ролика осевыми и радиальными проекциями суммарных сил, действующих между сопрягаемыми витками ролика и гайки с винтом, без действия опрокидывающего момента M_X , см. схему на рис. 4,а. Затем рассмотрим нагружение ролика опрокидывающим моментом M_X и необходимыми для его уравнивания осевыми и радиальными силами, см. схему на рис. 4,б. При сложении всех силовых факторов на двух указанных схемах получим нагружение витков ролика с учетом допущений (сделанных ранее и новых).

Для схемы на рис. 4,а. Витки ролика взаимодействуют с сопрягаемыми витками гайки и винта в малых локальных зонах, расположенных на двух противоположных образующих. При этом если привести осевые силы к оси ролика, то они будут в общем случае частично уравниваться. Отсюда по сравнению с контактными деформациями в указанных локальных зонах осевыми деформациями ролика, рассматриваемого в виде бруса, можно пренебречь. Для данного приблизительного расчета будем считать, что жесткость сопрягаемых витков гайки и ролика равна жесткости сопрягаемых витков ролика и винта. С учетом всех допущений все витки ролика будут равномерно нагружены осевыми и радиальными силами

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{N \cdot M_p} \quad (6)$$

Это и показано на рис. 4,а. При каком нагружении возникает опрокидывающий момент

$$M_X = F \cdot M_p \cdot d_{p2} = \frac{F_{\Sigma}}{N} \cdot d_{p2}, \quad (7)$$

который мы рассматриваем отдельно.

Для схемы на рис. 4,б. Будем считать, что момент M_X уравнивается радиальными силами $F^*[J]$ возникающими при повороте ролика относительно оси X и эпюры распределения радиальных сил $F^*[J]$ вдоль оси представляют собой треугольники, см. рис. 4,б. Сумма всех радиальных сил, действующих на ролик будет равна нулю. Надо отметить, что из-за равенства на каждом витке радиальной и осевой сил, сумма осевых сил на каждой образующей ролика будет также равна нулю. Учитывая

прямую пропорциональную зависимость между произвольной силой $F^*[J]$ и максимальной силой F_{MAX}^* , получим

$$M_x \approx 8 \cdot \frac{F_{MAX}^* \cdot P^2}{L_p} \cdot \sum_{J=1}^{L_p/(2 \cdot P)} J^2 \quad (8)$$

В последней формуле J – порядковый номер витка от начала координат, см. рис. 4, до торца ролика.

Из формулы (8), используя уравнение (7), определим значение максимальной силы

$$F_{MAX}^* \approx \frac{F_{I\Sigma} \cdot d_{P2} \cdot L_p}{8 \cdot N \cdot P^2 \cdot \sum_{J=1}^{L_p/(2 \cdot P)} J^2} \quad (9)$$

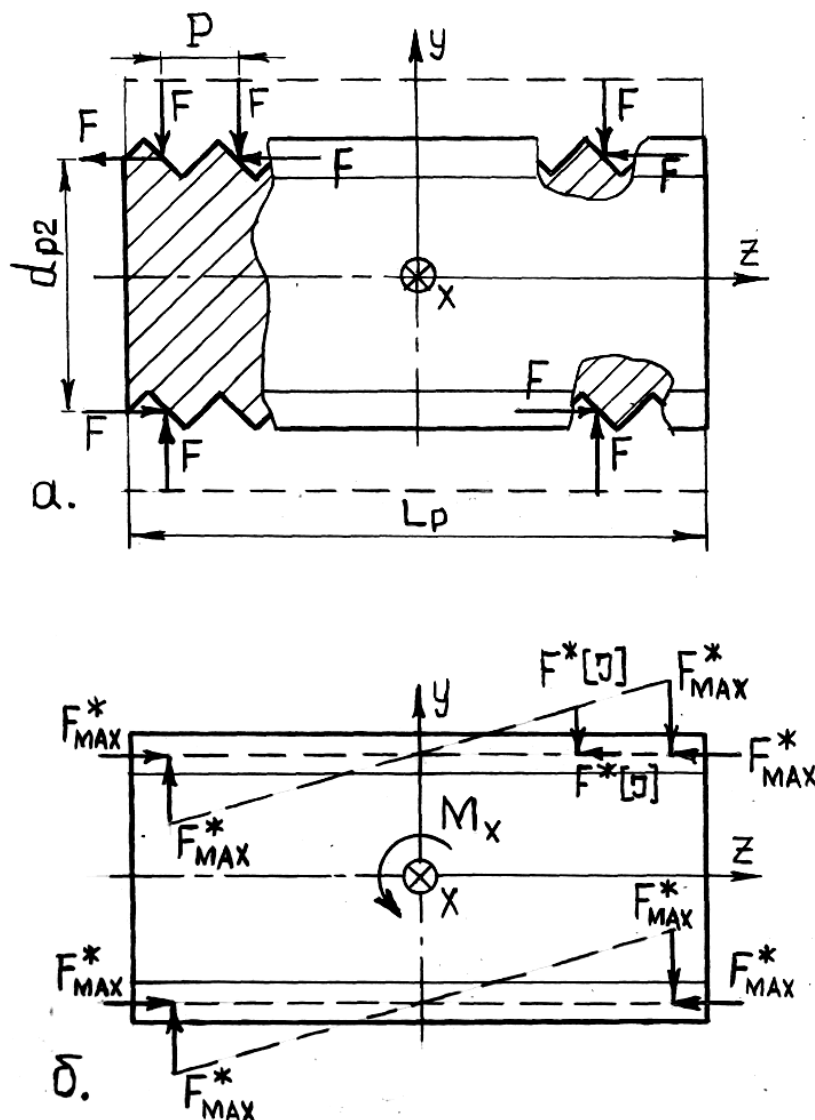


Рис. 4. Схема нагружения ролика: а – без действия опрокидывающего момента;

б – только под действием опрокидывающего момента M_x

По величине максимальной силы F_{MAX}^* , используя линейную зависимость, можно определить значение силы $F^*[J]$ на произвольном витке ролика.

Так как витки ролика сопрягаются с витками гайки и винта, то по 3-му закону Ньютона аналогичное распределение нагрузки будет и между витками этих деталей.

Введем понятие коэффициента неравномерности нагружения витков резьбовых деталей ПРВП в виде отношения максимальной силы $(F + F_{MAX}^*)$, действующей на наиболее нагруженный виток ролика, к номинальной силе F , см. формулу (6). Силой F нагружены витки ролика, расположенные в его среднем сечении при $z = 0$, см. рис. 4. С учетом зависимостей (1), (2), (6) и (9), значение этого коэффициент после преобразований получилось равным

$$K_H = \frac{F + F_{MAX}^*}{F} = 1 + \frac{d_{P2} \cdot L_r^2}{8 \cdot P^3 \cdot \sum_{J=1}^{L_r/(2 \cdot P)} J^2} \quad (10)$$

Из уравнения (10) следует, что величина коэффициента K_H неравномерности нагружения витков резьбовых деталей ПРВП зависит от среднего диаметра резьбы ролика, длины резьбового участка гайки и шага резьбы.

Порядок расчета

Обычно задается типоразмер ПРВП. Типоразмер ПРВП обозначают двумя числами, разделенными символом « $\times$ ». Например, типоразмер 21×5 означает, что средний номинальный диаметр резьбы винта $d_{2B} = 21$ мм, а перемещение гайки за один оборот винта $P_h = 5$ мм. При этом первое число типоразмера является важнейшим геометрическим параметром ПРВП, так как определяет ее радиальные габариты, а второе число является передаточной функцией (подачей гайки за 1 оборот винта или наоборот). Перемещение гайки за один оборот винта равно

$$P_h = P \cdot z_B \quad (11)$$

Обычно для ПРВП среднего типоразмера с $12 \leq d_{2B} \leq 80$ мм рекомендуемый шаг резьбы деталей передачи $P = 1; 1,2; 1,6; 2; 3; 4; 5$ мм, а количество заходов винта (гайки) $z_B = 4; 5; 6$ ($z_B = 4$ ориентировочно для d_{2B} до 25 мм). При этом меньшие значения P и z_B для меньших значений d_{2B} , а большие значения P и z_B – для больших значений d_{2B} .

Исходные данные: типоразмер ПРВП, длина резьбового участка гайки L_r (в ряде случаев необходимо еще знать количество заходов винта z_B).

Расчет.

1) Определим среднего диаметра резьбы винта d_{2B} (первое число типоразмера).

2) Определим количества заходов винта z_B по перемещению гайки за один оборот винта P_h (второе число типоразмера) с учетом рекомендуемых шагов резьбы деталей передачи, см. формулу (11). Если z_B не определяется однозначно, то его надо запросить. Вместе с количеством заходов винта определим шаг P резьбы деталей ПРВП.

3) По следующей формуле [1] определим среднего диаметра ролика

$$d_{2P} = d_{2B} / (z_B - 2) \quad (12)$$

4) По формуле (10) рассчитывается значение коэффициента K_H неравномерности нагружения витков резьбовых деталей ПРВП. Коэффициента K_H можно также определить, используя формулы (6), (9) и отношение сил в формуле (10).

Примечание. Для силового и прочностного расчета ПРВП исходные данные необходимо дополнить значениями рабочей осевой силы $F_{Г\Sigma}$ и числа роликов N . В этом случае, используя формулы (1) и (6), определим среднюю силу F , действующую на виток резьбы ролика. По формуле (10) определим значение коэффициента K_H , а затем определим значение силы F_{MAX}^* наиболее нагруженного витка ролика.

Возможен другой путь расчета. По формуле (9) определим значение силы F_{MAX}^* наиболее нагруженного витка ролика, а затем по формуле (10) определим значение коэффициента K_H , как отношение сил.

Пример расчета

Исходные данные. Рассчитать коэффициент неравномерности нагружения витков резьбовых деталей ПРВП типоразмера 20×8 . Длина резьбового участка гайки $L_G = 60$ мм, а количество роликов $N = 8$.

Расчет.

1) Средний диаметра резьбы винта $d_{2B} = 20$ мм.

2) Перемещение гайки за один оборот винта $P_h = 8$ мм. Для $d_{2B} = 20$ мм число заходов винта (гайки) может быть 4 или 5. Для $z_B = 4$ по формуле (11) получаем шаг $P = 2$ мм, имеющейся в рекомендуемом ряду шагов резьбы деталей ПРВП. Для $z_B = 5$ по формуле (11) получаем шаг $P = 1,6$ мм, имеющейся в рекомендуемом ряду шагов резьбы деталей ПРВП. Отсюда возникла ситуация, при которой z_B не определяется однозначно. После дополнения исходных данных получим $z_B = 4$ и $P = 2$ мм.

3) Средний диаметра резьбы ролика, см. формулу (12), $d_{2P} = 20 / (4 - 2) = 10$ мм.

4) Количество витков ролика на его резьбовой части длиной L_G , см. формулу (1),

$$M_P = 60 / 2 = 30$$

5) Значение средней силы, действующей на витки резьбы ролика, см. формулу (6)

$$F = \frac{F_{I\Sigma}}{8 \cdot 30} = 0,00417 \cdot F_{I\Sigma}$$

Без учета неравномерности распределения нагрузки между сопрягаемыми витками ролика и гайки с винтом осевая сила, передаваемая одним витком ролика, составляет менее 0,5% от рабочей осевой силы воспринимаемой ПРВП. Это объясняется тем, что рабочая осевая сила передается с гайки на 8 роликов через 240 сопрягаемых витков этих деталей. Далее рабочая осевая сила передается с 8 роликов на винт через такое же число сопрягаемых витков этих деталей с учетом сделанного допущения.

6) Значение наибольшей силы F_{MAX}^* наиболее нагруженного витка ролика от действия опрокидывающего момента, см. формуле (9)

$$F_{MAX}^* \approx \frac{F_{I\Sigma} \cdot 10 \cdot 60}{8 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 1240} = 0,00189 \cdot F_{I\Sigma}$$

7) Значение коэффициента неравномерности нагружения витков резьбовых деталей ПРВП, см. формулу (10)

$$K_H = \frac{0,00417 + 0,00189}{0,00417} = 1,454$$

Таким образом, коэффициент неравномерности распределения нагрузки для заданного примера получился равным 1,454 или максимальная сила, действующая на наиболее нагруженный виток ролика, превосходит номинальное значение более чем на 45%. Это говорит о большом влиянии опрокидывающего момента, действующего на ролик, на распределение нагрузки между его витками.

Заключение

1. Перспективные конструкции планетарных роликовинтовых передач (ПРВП), которые находят все большее применение в машиностроении и приборостроении Российской Федерации, имеют целый ряд особенностей. Одна из них заключается в возникновении опрокидывающего момента от сил, нагружающих резьбовой ролик. Величина этого момента зависит от рабочей осевой силы, передаваемой ПРВП, и геометрических параметров деталей передачи и не зависит от погрешностей изготовления этих деталей.

2. Опрокидывающий момент, действующий на ролик, приводит к неравномерности распределения нагрузки между его витками, сопрягаемыми по одной образующей с витками гайки, а по противоположной образующей – с витками винта. Введен коэффициент неравномерности распределения нагрузки между витками ролика. Величина указанного коэффициента велика и составляет десятки процентов.

3. Особенность нагружения ролика опрокидывающим моментом является доминирующим фактором в неравномерности распределения нагрузки между сопрягаемыми витками деталей ПРВП.

4. Спроектировать ПРВП, в которой без учета погрешностей изготовления деталей передачи все витки резьбовых деталей были бы равнонагружены невозможно из-за действия опрокидывающего момента.

5. Разработана приближенная методика определения распределения нагрузки между витками ролика, которая характеризуется коэффициентом неравномерности распределения нагрузки между витками ролика.

Список литературы

1. Блинов Д.С. Планетарные роликовинтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов / Под ред. О.А. Ряховского. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 222 с.
2. SKF roller screws. SKF, Printed in France, 2008. 88 s.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: учеб. для втузов. М.: Наука, 1986. 512 с.
4. Айрапетов Э.Л. Статическая нагруженность многопарных передач зацеплением // Вестник машиностроения. 1990. № 1. С. 6-21.
5. Козырев В.В. Анализ и синтез роликовинтовых передач как исполнительных механизмов электромеханических приводов: дис. ... докт. техн. наук. Владимир, ВГТУ, 1995. 408 с.
6. Блинов Д.С. Разработка научно-методических основ расчета и проектирования планетарных роликовинтовых механизмов, имеющих многочисленные избыточные связи: дис. ... докт. техн. наук. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 373 с.
7. Жданов А.В., Степенькин А.В., Шаламберидзе А.З. Теоретическое исследование распределения нагрузки по виткам резьбы роликовинтовых механизмов // Научно-технический вестник Поволжья. 2011. № 2. С. 87-90.

Uneven Load Distribution Between Mating Windings of Roll and Screw with Nut of Planetary Roller Drive

D.S. Blinov^{1,*}, M.I. Morozov¹

[*dmitriyblinov@mail.ru](mailto:dmitriyblinov@mail.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: roller, nut, drive, screw, overturning moment

Planetary roller drives (PRD) with axial backlash have the highest load capacity amongst the prospective roller drives. PRD consists of a screw and a nut, between which thread rolls are installed in separators, force calculation of which is sufficient to assess the PRD force loading. For several reasons, the load is unevenly distributed between the roll turns operating with the screw and nut turns. These include rollers size variation by the average diameter of their thread, PRD parts' thread manufacturing errors, primarily thread pitch errors, and other reasons. The article discusses one of them – a special feature of thread roll loading. If we neglect the circumferential forces due to their smallness, then the roll's turns mating with the nut along one of the roll's generatrices and the roll turns mating with the screw along the opposite generatrix will be loaded with axial and radial forces. Since the PRD parts thread turn flank angle is symmetrical and equal to 90° , then the radial force is equal to the axial one on each turn. If we sum the axial forces on the mating roll turns along one of the generatrices, then from the equation of equilibrium one gets that the sum vector value is equal to the sum vector value along the other roll generatrix. Here the sum vectors will have the opposite direction, and the arm between them equals to the average roll thread diameter. Multiplying the sum vector modulus by that arm, one gets the roll overturning moment that does not depend on the distribution of the axial forces along the roll axis. This moment is the cause of uneven load distribution between the roll turns mating with the nut and the screw. The overturning moment can be balanced on the two forming roll generatrices only by radial forces, distribution of which along the roll axis will be uneven. The PRD parts thread turns load distribution irregularity factor is introduced as the ratio of the maximum force acting on the most loaded roll turn to a nominal force. It is determined in the example that the value of this factor is equal to 1.454 or 45.4%, i.e. the influence of the PRD roll loading characteristics on the drive threaded parts turns loading irregularity is strong.

References

1. Blinov D.S. *Planetarnye rolikovintovye mekhanizmy. Konstruktsii, metody raschetov* [Planetary roller screw mechanisms. Designs, calculation methods]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2006. 222 p. (in Russian).
2. SKF roller screws. SKF, Printed in France, 2008. 88 s.
3. Feodos'ev V.I. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Nauka Publ., 1986. 512 p. (in Russian).
4. Airapetov E.L. Static load of multi-pair gears by engagement. *Vestnik mashinostroeniia*, 1990, no. 1, pp. 6-21. (in Russian).
5. Kozyrev V.V. *Analiz i sintez rolikovintovykh peredach kak ispolnitel'nykh mekhanizmov elektromekhanicheskikh privodov. Dokt. diss.* [Analysis and synthesis of roller screw gears as actuators of electromechanical drives. Dr. diss.]. Vladimir, VSTU, 1995. 408 p. (in Russian).
6. Blinov D.S. *Razrabotka nauchno-metodicheskikh osnov rascheta i proektirovaniia planetarnykh rolikovintovykh mekhanizmov, imeiushchikh mnogochislennye izbytochnye sviazi. Dokt. diss.* [Development of scientific-methodical bases of calculation and design of planetary roller screw mechanisms with multiple redundant links. Dr. diss.]. Moscow, Bauman MSTU, 2007. 373 p. (in Russian).
7. Zhdanov A.V., Stepen'kin A.V., Shalamberidze A.Z. Theoretical investigation of load distribution on thread turns screwroll mechanisms. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Povolzh'ia*, 2011, no. 2, pp. 87-90. (in Russian).