

...20 м/мин и подач 0,09...0,315 мм/об. При этом обеспечивается требуемая по технологическому процессу точность размеров и увод оси отверстия. Обработка глубоких отверстий шнековыми сверлами по сравнению со спиральными в производственных условиях позволила уменьшить оперативное время на 20...45%, повысить стойкости инструмента в 1,5...3 раза и уменьшить вспомогательное время за счет исключения выводов инструмента из отверстия.

Расчет экономической эффективности по методике ВНИК показал, что применение шнековых сверл позволяет уменьшить себестоимость обработки одного отверстия диаметром 10...20 мм и глубиной 20...23d на 5,3...5,5 коп.

УДК 621.822.6

П.П.ШАРДЫКО

РАСЧЕТ ДЕФОРМАЦИИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ШАРИКОВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Для определения деформации резьбового соединения передач с полукруглым профилем резьбы без предварительного натяга в [1] предложена зависимость

$$\delta = 3,8 \sqrt[3]{\frac{1}{d_1} \left(\frac{Q}{z_{\text{расч}}} \right)^2}, \quad (1)$$

где d_1 — диаметр шариков; Q — осевая нагрузка; $z_{\text{расч}} = 0,7Z \sqrt{Q/Q_{\text{доп}}}$ — расчетное число шариков, зависящее от отношения осевой нагрузки к статически допустимой осевой нагрузке $Q_{\text{доп}}$; Z — число рабочих шариков.

Подставляя в (1) значение $z_{\text{расч}}$, получим

$$\delta = 3,8 \sqrt[3]{\frac{1}{d_1} \left(\frac{Q_{\text{доп}}}{0,7Z (Q/Q_{\text{доп}})^{1/2}} \right)^2} = 3,8 \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{доп}}}{0,49 d_1 Z^2 Q}}.$$

Обозначив постоянную величину для данного шариковинтового механизма

$$3,8 \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{доп}}}{0,49 d_1 Z^2}} = \xi,$$

получим зависимость деформации от осевой нагрузки

$$\delta = \xi Q^{1/3}$$

Данное выражение противоречит общепринятой зависимости сближения двух соприкасающихся криволинейных поверхностей от нагрузки, определяемой формулой

$$\delta = \xi Q^{2/3}$$

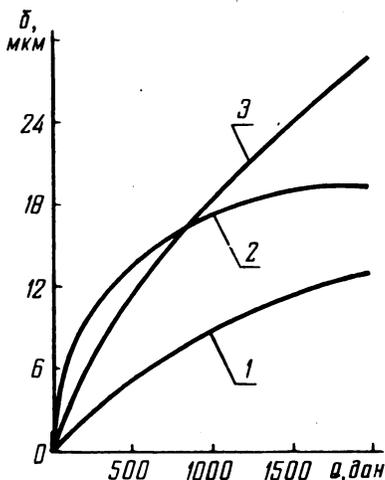


Рис. 1. Зависимость $\delta = f(Q)$ (профиль резьбы полукруглый, $d_0=50$ мм, $d_1=5$ мм, $i=3$):
1 — теоретическая по [2]; 2 — теоретическая по [1]; 3 — экспериментальная.

На рис. 1 приведена экспериментальная зависимость деформации резьбового соединения шариковинтового механизма от осевой нагрузки и зависимость, рассчитанная по формулам, приведенным в [1,2]. Сравнение графиков показывает, что формулы, приведенные в [2], дают заниженные результаты. Это можно объяснить тем, что в расчетах не учтено влияние погрешностей изготовления, изгиба, сдвига витков и радиальных упругих деформаций. Деформации, рассчитанные по формулам Г.А.Левита, при малых нагрузках в 2 раза больше [1], а при высоких нагрузках в 1,5 раза меньше деформаций, полученных экспериментальным путем. Такое положение объясняется следующим образом: при малых нагрузках величина $Q/Q_{\text{доп}}$ мала [1], значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки в пределах витка занижено и расчетное число шариков получается также заниженным; при нагрузках, близких к допустимому значению, не учтено влияние упругих радиальных деформаций, изгиба и сдвига витков [3].

Исследованию упругих деформаций твердого тела и деформаций в местах локального контакта посвящено много работ, изучение которых показывает, что на деформацию твердого тела оказывают влияние факторы, которые сложно учесть в теоретических исследованиях. В связи с этим при выводе теоретических зависимостей деформации резьбового соединения шариковинтовых механизмов приняты следующие допущения: 1) материалы соприкасающихся тел одинаковы, изотропны и имеют одинаковый модуль упругости; 2) нагрузки, приложенные к этим телам, создают в зоне контакта только упругие деформации, подчиненные закону Гука; 3) площадки контакта малы по сравнению с общей поверхностью соприкасающихся тел; 4) угол контакта всех шариков с дорожками качения одинаков; 5) оси винта и гайки совпадают; 6) разноразмерность шариков, овальность, волнистость резьбы отсутствуют; 7) смазка между соприкасающимися телами отсутствует.

При выводе формул деформации резьбового соединения использованы: 1) теория Герца—Беляева для определения контактных деформаций; 2) решение для толстостенных труб при расчете радиальных упругих деформаций винта и гайки; 3) интегральное выражение (формула О.Мора) для нахождения линейных перемещений при изгибе и сдвиге витков.

С учетом всего вышесказанного формула расчета деформации резьбового соединения шариковинтового механизма в осевом направлении принимает вид

$$\delta = C_K P_i^{2/3} + C_{ип} P_i,$$

где C_K — коэффициент, характеризующий осевое смещение в результате контактных деформаций дорожек качения винта и гайки с поверхностью шариков; $C_{ип}$ — коэффициент, характеризующий осевое смещение в результате изгиба, сдвига витков резьбы и упругих радиальных деформаций винта и гайки; $P_i = \frac{Q_i}{0,7n_1 \sin \alpha \cos \psi}$ —

нормальная составляющая осевого усилия, действующего на шарик в сечении фланца гайки, величина которой зависит от числа рабочих витков и схем нагружения; Q_i — осевая нагрузка на виток в сечении фланца гайки; α — угол контакта; ψ — угол наклона винтовой линии резьбы; n_1 — число шариков в одном витке.

В случае прямоугольного профиля резьбы

$$C_K \approx \frac{1,947}{10^4 \cos \psi} \sqrt[3]{\frac{1}{d_1}}, \text{ см/даН}^{2/3};$$

$$C_{\text{ип}} = \frac{0,286d_1^2}{10^6h^3} + \frac{1,29}{10^6h}, \text{ см/даН,}$$

где d_1 — диаметр шарика в см; h — ширина витка резьбы в см.

В случае трапецеидального профиля резьбы

$$C_K = \frac{0,615n_\delta}{10^4 \sin \alpha} \left[\sqrt[3]{\frac{4d_0 + 2d_1 \cos \alpha}{d_1(d_0 + d_1 \cos \alpha)}} + \sqrt[3]{\frac{4d_0 - 2d_1 \cos \alpha}{d_1(d_0 - d_1 \cos \alpha)}} \right], \text{ см/даН}^{2/3}$$

где d_0 — диаметр окружности центров шариков; n_δ — коэффициент, зависящий от соотношения радиусов кривизны соприкасающихся тел.

$$C_{\text{ип}} = \frac{3 \sin \alpha}{2Ed_1 \cos^3 \alpha} \left[\ln \frac{7 \sin^2 \alpha}{5 \cos \alpha} + \left(\frac{5}{7} \cos \alpha - 1 \right) (\sin^2 \alpha - 1) - \right. \\ \left. - \frac{1}{2} \left(\frac{25}{49} \cos^2 \alpha - 1 \right) \right] - \frac{6(1+\mu)}{5Ed_1 \operatorname{ctg} \alpha} \ln \frac{7}{5 \cos \alpha} + \\ + \frac{\operatorname{ctg} \alpha \cos \alpha}{d_1 SE} \left[r_{\text{нг}} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} + \mu \right) - r_{\text{вв}} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} - \mu \right) \right], \text{ см/даН,}$$

где E — модуль упругости; $\mu = 0,3$ — коэффициент Пуассона; $k = r_{\text{нг}}/R$; $K_1 = r_5/r_{\text{вв}}$; S — шаг резьбы; R — наружный радиус гайки; r_5 — радиус отверстия винта; $r_{\text{вв}}$ — внутренний радиус резьбы винта; $r_{\text{нг}}$ — наружный радиус резьбы гайки.

В случае полукруглого профиля резьбы

$$C_K = \frac{0,615}{10^4 \sin \alpha} (n_{\delta_1} \sqrt[3]{\frac{2,08}{d_1} - \frac{2 \cos \alpha}{d_0 - d_1 \cos \alpha}} + n_{\delta_2} \sqrt[3]{\frac{2,08}{d_1} + \frac{2 \cos \alpha}{d_0 + d_1 \cos \alpha}}), \text{ см/даН}^{2/3}$$

где n_{δ_1} , n_{δ_2} — коэффициенты, величина которых зависит от соотношения радиусов кривизны соприкасающихся тел.

При $\alpha = 60^\circ$ имеем

$$C_{\text{ип}} = \frac{0,61}{Ed_1} + \frac{0,865}{d_1 SE} \left[r_{\text{нг}} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} + \mu \right) + r_{\text{вв}} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} - \mu \right) \right], \text{ см/даН.}$$

При $\alpha = 45^\circ$ имеем

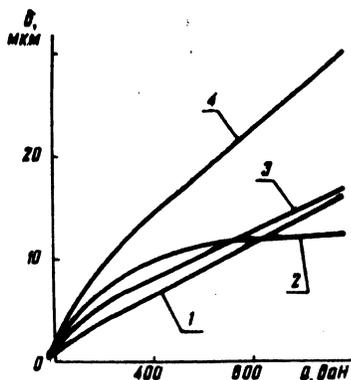
$$C_{\text{ип}} = \frac{0,41}{Ed_1} + \frac{0,707}{d_1 SE} \left[r_{\text{нг}} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} + \mu \right) + r_{\text{вв}} \left(\frac{1+K_1^2}{1-K_1^2} - \mu \right) \right], \text{ см/даН.}$$

Т а б л и ц а 1. Коэффициенты для определения деформаций $\alpha = 45^\circ$

d_0 , мм	d_1 , мм	Профиль резьбы					
		трапецеидальный		полукруглый		прямоугольный	
		$C_{к'}$, $\frac{\text{мкм}}{\text{даН}^{2/3}}$	$C_{ип'}$, $\frac{\text{мкм}}{\text{даН}}$	$C_{к'}$, $\frac{\text{мкм}}{\text{даН}^{2/3}}$	$C_{ип'}$, $\frac{\text{мкм}}{\text{даН}}$	$C_{к'}$, $\frac{\text{мкм}}{\text{даН}^{2/3}}$	$C_{ип'}$, $\frac{\text{мкм}}{\text{даН}}$
20	3	4,1	0,1	2,1	0,1	2,9	0,07
25	3	4,1	0,12	2,1	0,12	2,9	0,07
32	3	4,1	0,14	2,1	0,14	2,9	0,07
32	6	3,3	0,04	1,7	0,04	2,3	0,034
40	3	4,1	0,17	2,1	0,17	2,9	0,07
40	6	3,3	0,05	1,7	0,05	2,3	0,034
50	3	4,1	0,21	2,1	0,21	2,9	0,07
50	6	3,3	0,06	1,7	0,06	2,3	0,034
63	6	3,3	0,07	1,7	0,07	2,3	0,034
80	6	3,3	0,08	1,7	0,08	2,3	0,034
80	10	2,8	0,03	1,4	0,03	2,0	0,022
100	6	3,3	0,10	1,7	0,10	2,3	0,034
100	10	2,8	0,03	1,4	0,03	2,0	0,022

Рис. 2. Зависимость деформации шариковинтового механизма ($i = 3$, $d_0 = 50$ мм от осевой нагрузки):

1 – экспериментальная при полукруглом профиле; 2 – теоретическая при полукруглом профиле по [1]; 3 – теоретическая при полукруглом профиле по новым формулам; 4 – теоретическая при трапецеидальном профиле резьбы.



Значения коэффициентов $C_{к'}$ и $C_{ип'}$ для различных профилей резьбы приведены в табл. 1.

По результатам выполненных теоретических и экспериментальных исследований построены графики (рис. 2), анализ которых показывает, что при максимальном сближении осей винта и гайки [4] экспериментальные значения деформаций отличаются от теоретических на 10...20%. Это позволяет рекомендовать результаты теоретических исследований для использования в инженерной практике.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левит Г.А., Борисенко Г.А. Расчет и конструирование передач винт-гайка качения. — М., 1964.
2. Markhauser A.W. Preloading Ball Screws. — Machine Design, 1967, vol. 39, №7.
3. Шардыко П.П. Экспериментальные исследования влияния соотношения наружного и внутреннего диаметров гайки на жесткость ШВМ. — В сб.: Машиностроение и приборостроение. Мн., 1975, вып. 7.
4. Шардыко П.П. Влияние несоосности винта и гайки на деформацию резьбового соединения шариковинтовых механизмов. — В сб.: Машиностроение. Мн., 1978, вып. 1.

УДК 621.89

В.Ф.ГОРОШКО, Л.Л.ШЕХТМАН, В.А.УСТИМЕНКО

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ СИСТЕМЫ ЖИДКОЙ СМАЗКИ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

В настоящее время в серийных отрезных круглопильных станках моделей 8Г661, 8Г662 и в протяжных станках общего назначения внедрена централизованная система жидкой смазки периодического действия. Как видно из схемы, представленной на рис. 1, работает она следующим образом. При включении гидрораспределителя 1 масло под давлением из гидравлической системы станка подается на вход привода насоса 5 станции смазки 2. При подаче давления в приводной цилиндр 4 его поршень 3 перемещает нагнетательный плунжер в верхнее положение. При этом смазка, расположенная над плунжером, вытесняется нагнетательным клапаном 7 в питатель 8 и далее по центральному каналу 10 поступает ко всем золотникам промежуточных секций 9. Золотники перемещаются в определенной последовательности до тех пор, пока смазка поступает на вход питателя. Конструкция питателя такова, что одновременно срабатывает только один золотник. Последний, перемещаясь в конце рабочего хода, открывает проход смазке под торец последующего золотника. Благодаря такой схеме остановка любого из золотников приводит к прекращению подачи масла и загоранию сигнальной лампы "смазка". Для предохранения от перегрузок в нагнетательной линии станции смазки установлена сменная разрывная мембрана 6. При превышении давления выше допустимого происходит ее разрыв и остановка работы системы смазки.

В процессе испытаний описанной системы смазки исследовались:

величина номинальной подачи масла каждой из точек питателя и стабильность сохранения подачи без нагрузки и под нагрузкой;