

ЛИТЕРАТУРА

1. Противофильтрационные одежды аргиллоновых канализов / Пер. с англ. Е. В. Мальшиной. Под ред. С. Р. Оффенгендена. — М.: Колос, 1965. — 158 с.
2. Sima N., Harsulescu A. The use of bentonites for sealing dams. — Bulletin of the International association of Engineering geology, 1979, № 20, december, p. 222—226.
3. К изучению бентонитовых глин для применения в противофильтрационных целях / Э. Т. Джрбашян, Р. А. Алавердян, Б. Х. Лалазарян и др. — В кн.: Вопросы мелноразмн и водного хозяйства АрмССР, Ереван, Айастан, вып. XI, с. 115—126.
4. Авакян Г. С. Бентониты Армении. — В кн.: Бентониты. М., Наука, 1980, с. 73—82.
5. Месчан С. Р. Экспериментальная реология глинистых грунтов. — М.: Недра, 1985. — 342 с.

Изв. АН АрмССР (сер. ТН) т. XL, № 3, 1987

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Э. П. АРУТЮНЯН, Н. Б. ГРИГОРЯН

К РАСЧЕТУ ШАРИКОВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ НАТЯГОМ

Для устранения зазоров и повышения осевой жесткости шариковинтовые передачи (рис. 1) во многих случаях монтируются с предварительным натягом. Одним из распространенных методов создания предварительного натяга является выполнение передачи с внутренним натягом: комплект шариков с положительным отклонением $\Delta z_{ш}$ от номинального диаметра $d_{ш}$ принудительно вводится в пространство между винтовыми канавками.

Нормальные усилия по длине контактных линий (дискретный контакт шариков с витками условно заменяется непрерывным), вызванные предварительным натягом (рис. 2а), обозначим $P_{iш}$ ($i=1,2$, индекс 1 относится к винту, 2 — гайке). После приложения осевого усилия Q (рис. 3) нормальные усилия перераспределяются: в точках контакта $A - P_{1A} > P_{1ш}$, а в точках контакта $B - P_{1B} < P_{1ш}$ (рис. 2б).

Из условий равновесия следует, что

$$P_{1A} - P_{1B} = P_{1ш},$$

$$\frac{P_{1A(B)}}{P_{2A(B)}} = \frac{P_{1ш}}{P_{2ш}} = \frac{S_{2ш}}{S_{1ш}},$$

где нормальное усилие по длине контактных линий, обусловленное силой Q , равно

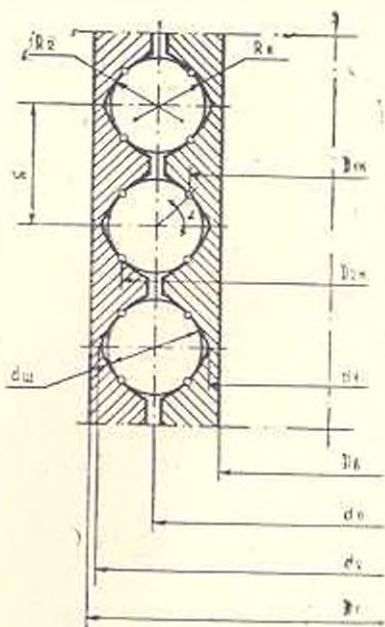


Рис. 1.

$$P_{it} = q \frac{S}{\pi D_{ik} \sin \alpha \cos \varphi_t}$$

Здесь S_{im} — шаг расположения шариков вдоль контактной линии; S — шаг резьбы; D_{ik} — диаметр цилиндрической поверхности, на которой расположена линия контакта; α — угол контакта; φ_t — угол подъема винтовой контактной линии; q — интенсивность распределения осевых сил после приложения осевого усилия Q (рис. 3).

Нормальное усилие на шарик в точках контакта A и B винта (гайки) при создании предварительного натяга равно $P_{im} = P_{in} S_{im}$, а после приложения осевого усилия — $P_{iA(B)un} = P_{iA(B)} S_{im}$.

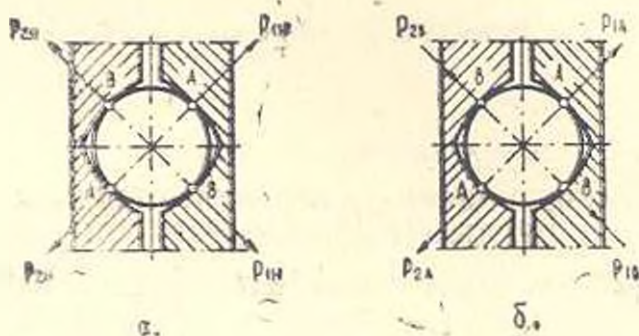


Рис. 2

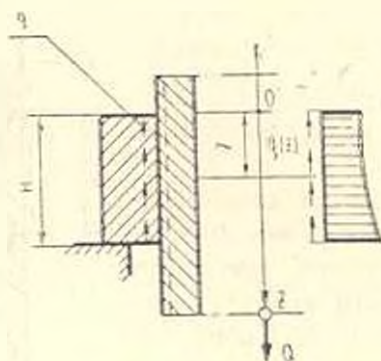


Рис. 3.

Зависимость между деформациями в точках контакта до нагружения представляется в виде

$$\sum_{i=1}^2 \delta_{in} = \frac{\Delta l_{in}}{2} \sin \alpha \sum_{i=1}^2 \cos \varphi_t - \sum_{i=1}^2 \delta_{in} \quad (1)$$

а после приложения осевой силы Q соотношения между деформациями будут:

$$\sum_{i=1}^2 \delta_{in} + \sum_{i=1}^2 \delta_{in} = \sum_{i=1}^2 \delta_{in} + \sum_{i=1}^2 \delta_{in} - \sum_{i=1}^2 \delta_{in} = \sum_{i=1}^2 \delta_{in}$$

где $\delta_{ин}$ — величина контактных деформаций в осевом направлении в точках контакта винта (гайки); $\delta_{ин}$ — осевое перемещение точек контакта от радиального смещения тел винта (гайки) после принудительного ввода шариков; δ_i — осевое перемещение витка винта (гайки) в результате контактных деформаций, вызванных осевой силой; $\delta_{iA(B)}$ — результирующая величина контактных деформаций в осевом направлении шарика с витком винта (гайки) в точке A (B).

На основании соотношений, полученных в [1]:

$$\sum_{i=1}^2 \delta_{ин} = \chi^* P_{ин}^{\frac{2}{3}}; \quad \sum_{i=1}^2 \delta_{ин} = 2\chi^* P_{ин}; \quad \sum_{i=1}^2 \delta_{iA(B)} = \chi^* P_{ин(в)}^{\frac{2}{3}}, \quad (2)$$

где упруго-геометрические параметры:

$$\chi^* = \frac{S_{ин}^{\frac{2}{3}}}{d_{ин}^{\frac{2}{3}}} \sum_{i=1}^2 \gamma_i \frac{\cos \psi_i}{E_i^{\frac{2}{3}}};$$

$$\lambda^* = \frac{\cos \alpha \operatorname{ctg} \alpha}{2S} \left[\frac{d_1 \cos \psi_1}{E_1} \left(\frac{d_1^2 + D_2^2}{d_1^2 - D_2^2} - \gamma_1 \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{d_2 \cos \gamma_2}{E_2} \left(\frac{D_1^2 + d_1^2}{D_1^2 - d_1^2} + \gamma_2 \right) \frac{D_{ин}}{D_2} \right],$$

причем, E_i , ν_i — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала винта (гайки); d_1 , d_2 , D_2 , D_1 — диаметры тел винта и гайки (рис. 1); γ_i — безразмерный коэффициент, зависящий от материалов шарика, винта и гайки, а также от геометрии контакта [1]. Совместно решая (1) и (2), получаем уравнение

$$P_{ин} + \frac{\chi^*}{2\lambda^*} P_{ин}^{\frac{2}{3}} = \frac{\Delta d_{ин}}{4\lambda^*} \sin \alpha \sum_{i=1}^2 \cos \psi_i, \quad (3)$$

которое легко сводится к кубическому. Если при заданном $\Delta d_{ин}$ требуется вычислить $P_{ин}$, то действительный корень этого уравнения более удобно отыскать методом Ньютона. Обозначая правую часть (3) через f , положим

$$F(P_{ин}) = P_{ин} + \frac{\chi^*}{2\lambda^*} P_{ин}^{\frac{2}{3}} - f = 0.$$

Тогда итерационная схема будет выражаться (при сохранении первых двух членов разложения):

$$P_{ин(j+1)} = P_{ин(j)} - \frac{P_{ин(j)} + \frac{\chi^*}{2\lambda^*} P_{ин(j)}^{\frac{2}{3}} - f}{1 + \frac{\chi^*}{3\lambda^*} \frac{1}{P_{ин(j)}^{\frac{1}{3}}}}.$$

где $P_{1n(j)}$ и $P_{1n(j+1)}$ исходное и последующие приближения для искомой величины P_{1n} .

В качестве первого приближения можно принять

$$P_{1n(j)} = \frac{f}{1 + \frac{\chi^*}{2\lambda^*}}.$$

Результаты расчетов по уравнению (3) сравнительно с вычислениями по [2] дают пониженное значение усилия на шарик при предварительном натяге. Это объясняется тем, что здесь кроме контактных учитываются также деформации тел винта и гайки в радиальном направлении.

Исходя из вышеизложенного, получаем уравнение, совпадающее с уравнением, полученным в [2]:

$$2P_{1n}^{\frac{2}{3}} = P_{1A}^{\frac{2}{3}} + (P_{1A} - P_{1q})^{\frac{2}{3}},$$

корень которого P_{1A} можно, аналогично изложенному способу, определить по следующей итерационной схеме:

$$P_{1A(j+1)} = P_{1A(j)} - \frac{P_{1A(j)}^{\frac{2}{3}} + (P_{1A(j)} - P_{1q})^{\frac{2}{3}} - 2P_{1n}^{\frac{2}{3}}}{\frac{2}{3} \left[\frac{1}{P_{1A(j)}^{\frac{1}{3}}} + \frac{1}{(P_{1A(j)} - P_{1q})^{\frac{1}{3}}} \right]}, \quad (5)$$

где $P_{1A(j)}$ и $P_{1A(j+1)}$ — исходное и последующие приближения для величины P_{1A} . В первом приближении можно принять $P_{1A(1)} = P_{1n} + 0,5P_{1q}$. Расчеты по (4) и (5) заканчиваются при достаточной близости двух соседних приближений. Обычно третье приближение дает приемлемую точность.

Имея значения P_{1n} и P_{1A} , можно определить все силовые параметры передачи. В практических расчетах приближению можно принять:

$$P_{1A} = P_{1n} + 0,5P_{1q} = P_{1n} + K_1 q; \quad P_{1B} = P_{1n} - 0,5P_{1q} = P_{1n} - K_1 q,$$

где

$$K_1 = \frac{S}{2\pi D_{1B} \sin \alpha \cos \psi_1}.$$

Лен. фил. ЕрПИ им. К. Маркса

5. IV. 1985

ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер И. А., Арутюнян Э. П. Распределение нагрузки по виткам шариковой резьбы. — Вестник машиностроения, 1974, № 3, с. 20—24.
2. Левит Г. А. Расчет передач винт-гайка качения (шариковых). — Станки и инструмент, 1963, № 5, с. 8—16.