

Рассмотрим наиболее часто встречающийся режим движения в условиях эксплуатации — вход в поворот с торможением, при этом

$$\dot{v} < 0; \dot{\beta} > 0; \dot{v}_c < 0.$$

Преобразуя уравнение (16) с учетом производных, получаем:

$$j_x = -\dot{v} + b\omega^2 + 2b\omega\dot{\beta};$$

$$j_y = v(\omega + \dot{\beta}) + \dot{v}b\frac{\omega}{v} - b^2\omega^2\frac{\dot{\beta}}{v}. \quad (17)$$

Таким образом, формула (16) позволяет учитывать влияние режима движения на изменение инерционных сил или ускорений ц.т. автомобиля при криволинейном движении.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля, т. 1. М., 1944.
2. Зимелев Г.В. Теория автомобиля. М., 1959.
3. Антонов А.С. и др. Армейский автомобиль. Теория. М., 1970, 4.
- Жуковский Н.Е. К динамике автомобиля. — "Мотор", 1923, № 1.
5. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., 1971.
6. Невзглядов В.Г. Теоретическая механика. М., 1959.

О. Я. Заславский

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК ПО ЭЛЕМЕНТАМ КАРДАННОГО ШАРНИРА

Работоспособность карданного шарнира в основном зависит от нагрузок, воспринимаемых подвижными элементами.

Рассмотрим зону силового контакта шипа крестовины и игольчатого подшипника. Из теории и расчета подшипников качения известна взаимосвязь между максимальной нагрузкой на тело качения и общей радиальной нагрузкой на подшипник.

$$P_0 = \frac{Q}{z} k, \quad (1)$$

где P_0 — максимальная нагрузка на тело качения; Q — радиальная нагрузка, воспринимаемая подшипником; z — количество тел качения в подшипниках; k — постоянный коэффициент.

Для роликовых подшипников $k = 4,0$ при отсутствии зазоров; $k = 4,6$ — при обычно встречающихся зазорах.

Однако величины зазоров в карданных шарнирах колеблются в достаточно широких пределах. Попытаемся определить P_0 для любого интервала зазоров в шарнире. Величины диаметрального и суммарного межигольного зазоров в паре подшипник—шип крестовины определяются выражениями

$$q = D_k - 2d - D_{\omega}; \quad (2)$$

$$a = \left[(D_k - d) \sin \frac{\pi}{z} - d \right] \frac{\pi}{\sin \frac{\pi}{z}}, \quad (3)$$

где q — диаметральный зазор; a — суммарный межигольный зазор; D_k — внутренний диаметр наружного кольца подшипника; D_{ω} — диаметр шипа крестовины; d — диаметр ролика (иглы); z — общее количество игл.

Принимая в качестве исходного параметра максимальное контактное давление, возникающее при силовом контакте иглы и шипа крестовины, по известным формулам определим:

сближение недеформированных точек шипа и иглы

$$v_{\omega} = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \frac{P_0}{\pi l} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4D_{\omega}d}{2c_{\omega}} \right); \quad (4)$$

полуширину контактной площадки

$$c_{\omega} = 1,08 \sqrt{\frac{P_0 D_{\omega} d}{1E (D_{\omega} + d)}}; \quad (5)$$

максимальное контактное давление

$$p = 0,59 \sqrt{\frac{P_0 E (D_{\omega} + d)}{1 D_{\omega} d}}; \quad (6)$$

отсюда:

$$P_0 = \left(\frac{p}{0,59} \right)^2 \frac{1 D_{\omega} d}{(D_{\omega} + d) E}; \quad (7)$$

где E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона;
 l — рабочая длина иглы.

При минимальном и максимальном диаметральном зазорах в подшипнике усилие, воспринимаемое максимально нагруженной иглой, определим соответственно:

$$P_0(q_{\min}) = \left(\frac{p}{0,59}\right)^2 \frac{l_{\max} D_{w_{\max}} d_{\max}}{(D_{w_{\max}} + d_{\max}) E}; \quad (8)$$

$$P_0(q_{\max}) = \left(\frac{p}{0,59}\right)^2 \frac{l_{\min} D_{w_{\min}} d_{\min}}{(D_{w_{\min}} + d_{\min}) E}. \quad (9)$$

Теперь, возвращаясь к выражениям (4), (5) и подставляя соответствующие значения (8) и (9), получим:

$$c_{\psi}(q_{\min}) = 1,08 \sqrt{\frac{P_0(q_{\min})}{l_{\max} E} \frac{D_{w_{\max}} d_{\max}}{(D_{w_{\max}} + d_{\max})}}; \quad (10)$$

$$v_{\psi}(q_{\min}) = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \frac{P_0(q_{\min})}{\pi l_{\max}} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4D_{w_{\max}} d_{\max}}{c_{\psi}^2(q_{\min})}\right); \quad (11)$$

$$c_{\psi}(q_{\max}) = 1,08 \sqrt{\frac{P_0(q_{\max})}{l_{\min} E} \frac{D_{w_{\min}} d_{\min}}{(D_{w_{\min}} + d_{\min})}}; \quad (12)$$

$$v_{\psi}(q_{\max}) = \frac{2(1-\mu^2)}{E} \frac{P_0(q_{\max})}{\pi l_{\min}} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4D_{w_{\min}} d_{\min}}{c_{\psi}^2(q_{\max})}\right). \quad (13)$$

Аналогично определяем сближение недеформированных точек иглы и внутренней поверхности наружного кольца подшипника

(v_k) для всего интервала зазоров по выражениям (2), (3) и нагрузок по зависимостям (8), (9).

Таким образом, полное сближение δ поверхности шипа крестовины с внутренней поверхностью наружного кольца подшипника с учетом диаметрального зазора и контактной деформации определяется выражением

$$\delta = v_w + v_k + \varepsilon, \quad (14)$$

где $\varepsilon = \frac{q}{2}$,

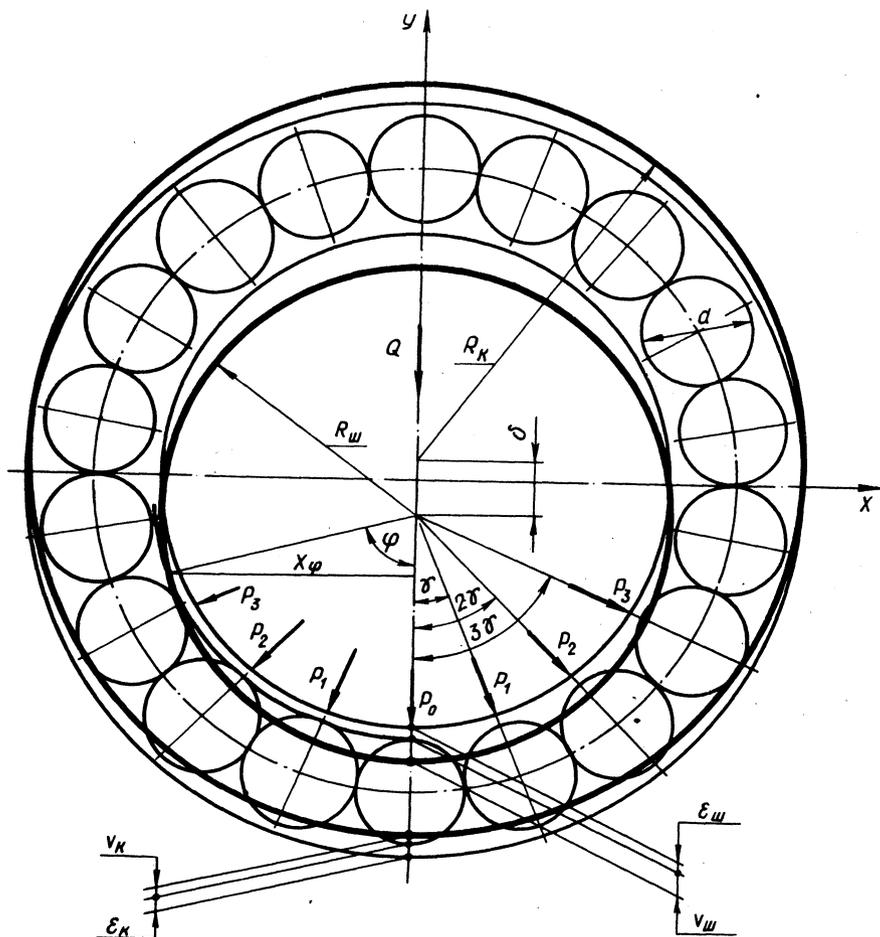


Рис. 1. Распределение нагрузки по телам качения подшипника.

или при q_{\min} :

$$\delta(q_{\min}) = v_w(q_{\min}) + v_k(q_{\min}) + \varepsilon(q_{\min}); \quad (15)$$

при q_{\max}

$$\delta(q_{\max}) = v_w(q_{\max}) + v_k(q_{\max}) + \varepsilon(q_{\max}). \quad (16)$$

Определив δ , найдем угол φ зоны нагружения подшипника. В соответствии с обозначениями рис. 1 запишем:

$$\varphi = \arcsin \frac{X_\varphi}{R_w}; \quad (17)$$

$$X_\varphi = \sqrt{(R_k - d)^2 - \left[\frac{(R_k - d)^2 - R_w^2 + \delta^2}{2\delta} \right]^2}, \quad (18)$$

где X_φ -- половина хорды центрального угла зоны нагрузки;

$$R_k = \frac{D_k}{2}; \quad R_w = \frac{D_w}{2}.$$

Перепишем формулы (17) и (18) для случая минимального и максимального диаметральных зазоров:

$$\varphi(q_{\min}) = \arcsin \frac{X_\varphi(q_{\min})}{R_{w \max}}; \quad (19)$$

$$X_\varphi(q_{\min}) = \sqrt{(R_{k \min} - d_{\max})^2 -$$

$$- \left[\frac{(R_{k \min} - d_{\max})^2 - R_{w \max}^2 + \delta^2(q_{\min})}{2\delta(q_{\min})} \right]^2}; \quad (20)$$

$$\varphi(q_{\max}) = \arcsin \frac{X_{\varphi}(q_{\max})}{R_{\psi \min}}; \quad (21)$$

$$X_{\varphi}(q_{\max}) = \sqrt{(R_{k \max} - d_{\min})^2 - \left[\frac{(R_{k \max} - d_{\min})^2 - R_{\psi \min}^2 + \delta^2(q_{\max})}{2 \delta(q_{\max})} \right]^2}. \quad (22)$$

Итак, половина угла зоны нагружения подшипника определена во всем интервале зазоров зависимостями (19) и (21).

Количество игл, находящихся в зоне нагрузки, найдем по формуле

$$z_p = \left[\frac{(D_{\psi} + d) \varphi}{d} \right] \cos \psi + 1, \quad (23)$$

где

$$\psi = \arccos \frac{d}{d + \Delta d}; \quad \Delta d = \frac{a}{z};$$

ψ — угол наклона иглы относительно оси шипа крестовины. Подставляя в выражение (23) соответствующие значения величин для всего интервала зазоров, найдем по известной из теории расчета подшипников формуле взаимосвязь радиальной нагрузки на подшипник и максимальной нагрузки на тело качения:

$$Q(q_{\min}) = P_0(q_{\min}) (1 + 2 \cos^2 \gamma(q_{\min}) + 2 \cos^2 2\alpha$$

$$\times \gamma(q_{\min}) + \dots + 2 \cos^2 n(q_{\min}) \gamma(q_{\min})); \quad (24)$$

где

$$\gamma(q_{\min}) = \frac{2\varphi(q_{\min})}{z_p(q_{\min})}; \quad n(q_{\min}) = \frac{z_p(q_{\min}) - 1}{2};$$

$$Q(q_{\max}) = P_{0}(q_{\max}) (1 + 2 \cos^2 \gamma(q_{\max}) + 2 \cos^2 2\gamma(q_{\max}) + \dots + 2 \cos^2 n(q_{\max}) \gamma(q_{\max})), \quad (25)$$

где

$$\gamma(q_{\max}) = \frac{2\varphi(q_{\max})}{z_p(q_{\max}) - 1}; \quad n(q_{\max}) = \frac{z_p(q_{\max}) - 1}{2}.$$

Предлагаемая методика позволяет определить максимальную нагрузку на тело качения подшипника для любого интервала контактных давлений и зазоров в шарнире.

Произведенный цифровой расчет карданного шарнира типоразмера КрАЗ показал, что изменение диаметрального зазора в игольчатом подшипнике от максимальной величины (0,08 мм) до минимальной (0,015) дает возможность увеличить передаваемый карданным валом крутящий момент на 30%, при постоянном контактном давлении (соответствующем максимально рекомендованному в литературе 28000 кгс/см²).

В ы в о д ы

1. Рассмотренная методика позволяет учесть влияние зазоров на распределение нагрузок в подшипнике при прочностном расчете шарнира карданного вала.

2. Предложены зависимости для определения максимальной нагрузки, угла зоны нагружения шипа и количества тел качения, находящихся в нагруженной зоне при любом интервале зазоров в шарнире карданного вала.

О.Я. Заславский

К ВОПРОСУ ОБ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПАРЫ ВАЛ—ИГОЛЬЧАТЫЙ ПОДШИПНИК БЕЗ ВНУТРЕННЕГО КОЛЬЦА

Прочностные расчеты подшипниковых узлов в основном сводятся к определению двух величин: а) контактного давления; б) контактной деформации соприкасающихся деталей.