

В. М. Щебров

## К РАСЧЕТУ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КАРДАНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Существующие методы расчета дают заниженные значения контактных напряжений в карданных подшипниках, вследствие чего расхождение между расчетной и действительной долговечностями достаточно велико. В расчетах не учитываются конструктивные особенности несущих деталей, их жесткость и радиальные зазоры. Возвратно-качательное движение роликов создает особые условия работы контактирующих поверхностей. Долговечность карданных подшипников, лимитируемая естественным для такого рода узлов усталостным выкрашиванием, определяют расчетами деталей на контактную прочность, подобно тому как это делается для других подшипников качения. Проведенный ниже краткий анализ некоторых методов расчета показывает, что они недостаточно полно отражают физическую сущность явлений, имеющих место в карданных подшипниках.

### Общепринятые методы расчета карданных подшипников

**Метод, применяемый зарубежными фирмами.** На основании экспериментальных работ, проведенных рядом зарубежных фирм, установлена следующая зависимость между долговечностью подшипника, его конструктивными особенностями и нагрузкой при линейном контакте:

$$L = \left( \frac{C_d}{P_s} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (1)$$

где  $L$  — долговечность в миллионах оборотов для 90% партии подшипников;  $C_d$  — коэффициент динамической грузоподъемности;  $P_s$  — радиальная эквивалентная нагрузка.

Рекомендацией ISO-278 зависимость (1) объявлена обязательной для расчетов подшипников.

При постоянном числе оборотов долговечность может быть выражена в часах:

$$L = \frac{L_h n 60}{10^6}, \quad (2)$$

где  $L_h$  — долговечность, ч;  $n$  — число оборотов в минуту.

В странах Европы для сопоставления долговечностей подшипников качения, имеющих различные числа оборотов, за основу принимается долговечность в 500 часов при числе оборотов  $33\frac{1}{3}$  в минуту, что составляет  $10^6$  оборотов. Введем это значение в уравнение (2), приравняем к уравнению (1) и получим:

$$L_h = \frac{1,667 \cdot 10^4}{n} \left( \frac{C_D}{P_3} \right)^{\frac{10}{3}}. \quad (3)$$

Формула (3) пригодна для подшипников с вращательным движением. Приведение качательного движения карданного подшипника к эквивалентному вращательному движению производят по скоростному режиму. С этой целью принимают, что за один оборот карданного вала шип крестовины поворачивается на угол  $4\gamma$ , где  $\gamma$  — угол наклона карданного вала. Тогда эквивалентная скорость вращения равна:

$$n_{\text{эkv}} = \frac{n \gamma}{90}. \quad (4)$$

После подстановки этого значения в формулу (3) получают долговечность карданного подшипника:

$$L_h = \frac{1,5 \cdot 10^6}{n \gamma} \left( \frac{C_D}{P_3} \right)^{\frac{10}{3}} r. \quad (5)$$

Для расчета динамической грузоподъемности игольчатого роликоподшипника западногерманская фирма «Gelenkwellenbau» рекомендует следующую формулу:

$$C_D = 4 \sqrt[3]{z^2} d_p l_p i \text{ кг}, \quad (6)$$

где  $z$  — число роликов;  $l_p$  — рабочая длина ролика, мм;  $d_p$  — диаметр ролика, мм;  $i$  — количество рядов роликов.

Формула (6) справедлива при следующих условиях: суммарный межигольный зазор не более 0,5 мм; равномерность роликов в одном подшипнике не превышает  $\pm 0,001$  мм; твердость рабочей поверхности шипа крестовины — HRC  $62 \pm 2$ . Если твердость шипа меньше HRC 60, то коэффициент динамической грузоподъемности умножают на коэффициент, определяемый по графику, приведенному в справочниках, например [1].

**Метод, применяемый ВНИИМЕТМАШ.** Расчетная долговечность игольчатого роликового подшипника определяется по графику в зависимости от величины коэффициента  $k_h$ , который рассчитывают по формуле

$$k_h = \frac{0,144 CR}{M k_s k_{n\gamma} k_T}, \quad (7)$$

где  $C$  — коэффициент работоспособности подшипника;  $R$  — расстояние от центра шарнира до центра крестовины,  $m$ ;  $M$  — крутящий момент,  $кГ \cdot м$ ;  $k_0$  — динамический коэффициент;  $k_{пч}$  — коэффициент, зависящий от произведения  $n\gamma$ ;  $k_t$  — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима на долговечность подшипника.

Для игольчатых роликовых подшипников коэффициент работоспособности определяют по известной формуле

$$C = 250d^{0,7}l_p \quad (8)$$

**Метод, предложенный в работе [2].** Долговечность подшипников при качательном движении внутреннего кольца относительно наружного определяется по формуле

$$L_h = \frac{0,1z(D_0 + d_p)}{TD_0 n_{\text{кач}}} \left( \frac{C}{P_3} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (9)$$

где  $D_0$  — диаметр подшипника по окружности центров роликов,  $мм$ ;  $d_p$  — диаметр ролика,  $мм$ ;  $n_{\text{кач}}$  — количество периодов качаний подшипника в минуту, считая за период время перемещения внутреннего кольца подшипника из крайнего его положения в другое крайнее и обратно;  $T$  — вспомогательная величина, определяемая по таблице в зависимости от  $\theta/\tau$ ;  $\theta$  — угол отклонения подшипника из его среднего положения в крайнее;  $\tau$  — минимальный угол качения, при котором будет иметь место двукратное контактирование с телами качения.

$$\tau = \frac{360 \ 2D_0}{z(D_0 + d)}$$

С целью сопоставления отдельных методов расчета построен график зависимости долговечности карданов МАЗ (штриховая линия) и КрАЗ (сплошная линия) от угла наклона карданной передачи (рис. 1) при постоянном крутящем моменте  $M=310$   $кГ \cdot м$  и числе оборотов  $n=250$   $об/мин$ , при которых производились стендовые испытания.

Обращают на себя внимание значительные расхождения в величинах долговечностей карданных подшипников, рассчитанных различными методами. Так, например, при углах наклона  $\gamma=4^\circ$  долговечности отличаются в 7—8 раз, при углах  $\gamma=16^\circ$  в 1,5—2 раза. Кроме того, расчетные данные существенно отличаются от результатов эксперимента. На наш взгляд, причину следует искать в несовершенстве применяемых методов расчета.

По первой методике (рис. 1) кривая долговечности изобра-

жает обратную зависимость от угла наклона карданной передачи  $\gamma$

$$L_h = \frac{A}{\gamma},$$

$$\text{где } A = \frac{1,5 \cdot 10^6}{n} \left( \frac{C_{\text{д}}}{P_{\text{э}}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

для условий стендовых испытаний — величина постоянная.

Приведение качательного движения карданного подшипника к эквивалентному движению по формуле (4) в принципе ошибочно,

потому что в карданном шарнире на протяжении всего срока службы в контакте находятся одни и те же поверхности и значение имеет не угол поворота, а число полных циклов напряжений, испытываемых наиболее нагруженной точкой контакта за один оборот карданного вала. Как было указано выше, число циклов нагружений и, следовательно, долговечность шарниров в зависимости от угла наклона карданного вала изменяются дискретно. Теоретически, например, долговечность шарниров МАЗ при углах от  $\gamma = 0^\circ 30'$  до  $8^\circ 44'$  должна быть одинаковой, так как имеет место двукратное контактирование за один оборот вала. Однако опыт показывает некоторое уменьшение долговечности с увеличением угла наклона в указанном интервале, что, по нашему мнению, следует отнести к влиянию скорости изменения контактных напряжений, местного нагрева и, как следствие, дезориентации молекул адсорбированной пленки смазки. Количественное влияние этих факторов на долговечность при качательном движении так же, как и влияние гидродинамического эффекта, ни в одной из расчетных формул не отражается, так как износные процессы при качательном движении изучены недостаточно.

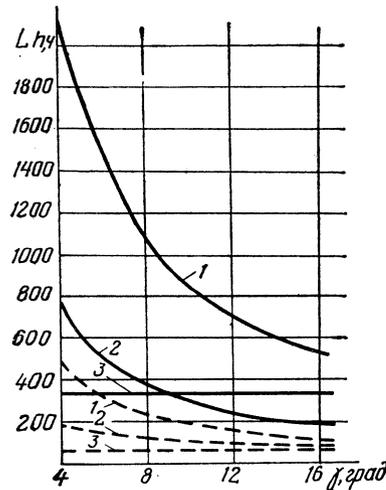


Рис. 1. Расчетные зависимости между углом наклона карданной передачи и долговечностью шарниров при  $M=310$  и  $n=250$  об/мин:

1 — по рекомендации ISO; 2 — по методу ВНИИМЕТМАШ; 3 — по методу работы [2].

предварительный подбор коэффициентов на основании экспериментальных работ, учитывающих влияние смазки, условий эксплуатации

и т. п. Область применения этого расчета — стационарные установки с карданными передачами, работающими в постоянных условиях по оборотам, нагрузке, температуре, смазке. Здесь также качательное движение приводится к эквивалентному вращательному (с помощью коэффициента  $k_{nr}$ ), кроме того, неизбежно влияние субъективного фактора при подборе остальных коэффициентов.

По третьему методу (рис. 1) долговечность подшипников качательного движения определяют исходя из условий смазки зоны контакта.

Результаты расчета по этому методу не согласуются с экспериментальными данными, так как минимальная долговечность согласно такому расчету будет почти одинаковой при  $\gamma=0^\circ$  и  $\gamma=16^\circ$ , т. е. в интервале, охватывающем все возможные углы наклона карданных передач на грузовых автомобилях. Долговечности карданных шарниров МАЗ и КрАЗ, рассчитанные по различным методикам, отличаются в 4—5 раз (для углов наклона карданной передачи  $2^\circ < \gamma < 6^\circ$ ), т. е. значительно больше, чем это имеет место в эксплуатации и при стендовых испытаниях. Конструктивно карданные подшипники этих типов отличаются только рабочей длиной игольчатых роликов. Поэтому ориентация на формулы (5), (6), (7), (8), (9) приводит к ошибочному выводу о том, что незначительным увеличением длины роликов можно существенно повысить долговечность карданных подшипников. В действительности, увеличение  $l_p$  приводит к резкому увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине шарнира, особенно при недостаточной жесткости карданных вилок.

Расчеты по формулам (5) и (6) дают долговечность  $L_h \rightarrow \infty$  при  $\gamma \rightarrow 0$ . Поскольку это противоречит опыту эксплуатации, в первом методе предусмотрено принимать в расчет  $\gamma=3^\circ$  при всех углах наклона карданной передачи  $\gamma \leq 3^\circ$ .

Такой прием практически оправдан тем, что для всех автомобильных карданных шарниров в интервале  $0^\circ 30' < \gamma < 3^\circ$  имеет место двукратное контактирование. Однако при  $\gamma=0^\circ$  и  $M_{кр} = \text{const}$  напряжение в точках контакта не изменяется и долговечность карданных шарниров теоретически должна быть бесконечной.

В практике же карданный шарнир испытывает переменную нагрузку, что приводит к износу даже при постоянном угле  $\gamma=0^\circ$  из-за пульсации контактных напряжений или осевых перемещений контактирующих деталей. Пульсация напряжений неизбежна, поскольку трансмиссия автомобиля испытывает крутильные колебания, осевые же перемещения деталей и вызываемый этим износ возможны при недостаточной жесткости вилок и наличии крутильных колебаний.

Влияние пульсации контактных напряжений и осевых микроперемещений деталей на износ пока не может быть отражено в расчетах карданных шарниров на долговечность из-за недостаточ-

ного исследования этих вопросов, отсутствия количественных закономерностей и теоретических разработок в этой области.

Кроме указанных выше, общим недостатком применяемых методов расчета является идеализация расчетных условий работы и отсутствие учета таких решающих факторов, как действительное распределение нагрузок в карданном шарнире, жесткость несущих деталей кардана, зависимость числа циклов нагружений от угла наклона кардана и величины площадки контакта, влияние крутильных колебаний и переменных нагрузочных режимов.

### Расчетная долговечность для стендовых испытаний при постоянной нагрузке

Наиболее просто расчет долговечности карданных подшипников производится для условий стендовых испытаний в тех случаях, когда построены кривые усталости для данных карданов, составлены корреляционные уравнения и имеются графики  $\sigma = f(M, \epsilon, c)$  либо произведен расчет величины  $\sigma$  с учетом жесткости карданных вилок, величины радиального зазора и действительного распределения нагрузки по длине шарнира. Тогда, задавшись величиной  $M_{кр}$ , определяя напряжения  $\sigma$  и по ним находят число циклов нагружения  $M_{ц}$ . Такие расчеты делают с целью определения режимов работы стенда для ускоренных испытаний при напряжениях выше предела выносливости, для сравнительных испытаний при отработке конструкции и т. п.

При отсутствии кривых усталости расчет долговечности карданных подшипников может быть произведен по формуле

$$L_{0\text{кач}} = L_0 \left( \frac{\sigma_{\text{э}}}{\sigma_{\text{экач}}} \right)^m \frac{i}{i_{\text{кач}}}, \quad (10)$$

где  $L_{0\text{кач}}$  — долговечность карданного подшипника, работающего при качательном движении при нулевом радиальном зазоре, ч;  $L_0$  — долговечность такого же подшипника, но работающего при вращательном движении под действием той же радиальной нагрузки с числом оборотов, равным числу периодов качания подшипника в минуту;  $\sigma_{\text{э}}$  — эквивалентное контактное напряжение при вращательном движении;  $\sigma_{\text{экач}}$  — эквивалентное контактное напряжение, испытываемое наиболее нагруженной точкой контакта при качательном движении;  $i$  — количество повторных контактных напряжений, испытываемое подшипником при одном обороте вокруг своей оси;  $i_{\text{кач}}$  — количество повторных контактных напряжений, испытываемых наиболее нагруженной точкой контакта за один период качания;  $m$  — показатель степени.

Расчетом установлено, что при наклоне карданной передачи

$\gamma = 16^\circ$  ( $i_{\text{кач}} = 4$ ) эквивалентное напряжение почти не отличается от максимального, а именно:

$$\sigma_{\text{экач}} = 0,977 \sigma_0.$$

На отечественных грузовых автомобилях углы наклона значительно меньше, чем  $\gamma = 16^\circ$ , поэтому с достаточной точностью может быть принято условие

$$\sigma_{\text{экач}} \approx \sigma_0, \quad (11)$$

где  $\sigma_0$  — максимальное контактное напряжение, испытываемое наиболее нагруженной точкой шипа крестовины при нулевом радиальном зазоре.

Для определения  $\sigma_{\text{э}}$  воспользуемся выводами работы [3]:

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{\sigma_0}{\sqrt{\lambda_p}} \left( \frac{L_p}{\varphi_0} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (12)$$

где  $\varphi_0$  — половина угла зоны контакта, рад;  $\lambda_p$  — центральный угол между направлением нагрузки и осью тела качения.

Подставив выражения (11) и (12) в формулу (10), получим:

$$L_{0\text{кач}} = L_0 \frac{L_p i}{\varphi_0 \lambda_p^{\frac{3}{m}} i_{\text{кач}}}; \quad (13)$$

при  $\varphi_0 = \pi/2$  формула (13) приобретает вид

$$L_{0\text{кач}} = L_0 0,91 \frac{i}{i_{\text{кач}}}, \quad (14)$$

где

$$L_0 = \frac{1}{n} \left( \frac{C}{Q} \right)^{\frac{10}{3}}. \quad (15)$$

Коэффициент  $C$  для игольчатых подшипников определяют по формуле (8), а радиальную нагрузку — уточненными способами по методу, описанному в работе [4], или упрощенным способом по формуле

$$Q = \frac{M}{(H - l_p) \cos \gamma}, \quad (16)$$

где угол  $\gamma$  учитывают для карданных передач, имеющих наклон более  $8^\circ$ .

Используя известную зависимость

$$\frac{L_{0\text{кач}}}{L_{\text{кач}}} = \left( \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^m,$$

где  $L_{\text{кач}}$  — долговечность карданного подшипника при радиальном зазоре  $\epsilon > 0$  и неравномерном распределении нагрузки,  $\nu$ ;  $\sigma_{\text{max}}$  — максимальное контактное напряжение, испытываемое наиболее нагруженной точкой шипа крестовины при радиальном зазоре  $\epsilon > 0$ , получим

$$L_{\text{кач}} = \frac{L_{0\text{кач}}}{\left( \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^m}. \quad (17)$$

Подставив сюда значения  $L_{0\text{кач}}$ ,  $L_0$  из формул (14), (15), получим

$$L_{\text{кач}} = \frac{0,91}{n} \left[ \frac{C(H-l_0) \cos \gamma}{M} \right]^{\frac{10}{3}} \frac{i}{i_{\text{кач}} \left( \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^m}. \quad (18)$$

В этой формуле величина  $i$  определяется на основании известных кинематических соотношений вращающегося подшипника:

$$i = \frac{(D_0 + d_0) z \varphi_0}{2D_0\pi}, \quad (19)$$

где  $\varphi_0$  — половина угла зоны контакта.

Обозначив  $\left( \frac{\sigma_{\text{max}}}{\sigma_0} \right)^m = k$ , получим формулу для расчета долговечности карданных подшипников при постоянных оборотах и нагрузке:

$$L_{\text{кач}} = \frac{0,145 z \varphi_0 (D_0 + d_0)}{D_0 k i_{\text{кач}} n} \left[ \frac{C(H-l_0) \cos \gamma}{M} \right]^{\frac{10}{3}}. \quad (20)$$

В этой формуле значение  $\sigma_{\text{max}}$ , необходимое для расчета величины  $k$ , определяют описанным в работе [5] методом с учетом радиального зазора и конструктивных особенностей кардана. Для упрощения расчетов следует пользоваться графиками  $\sigma_{\text{max}} = f(M, \epsilon, \nu)$ , откуда можно одновременно от угла получить  $\sigma_{\text{max}}$  и  $\sigma_0$ . Величину  $i_{\text{кач}}$  принимают в зависимости от угла  $\gamma$  наклона карданной передачи.

## Л и т е р а т у р а

- [1] Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения. М., 1967. [2] Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. М.—Л., 1959. [3] Цыпкин Б. В. Метод расчета подшипников качения с учетом влияния радиального зазора. — «Вестник машиностроения», 1951, № 3. [4] Щебров В. М. Исследование работоспособности карданных шарниров грузовых автомобилей. Канд. дисс. Минск, 1970. [5] Щебров В. М. Распределение радиальной нагрузки в карданных шарнирах. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей. Минск, 1971.