

И.С. Цитович, Л.И. Офенгейм,
С.М. Рудницкая, П.В. Кислейко

ВЕРОЯТНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

В условиях эксплуатации все детали автомобиля, в том числе и подшипники качения, имеют значительное рассеивание сроков службы. В связи с этим следует считать перспективной разработку вероятностного способа расчета подшипников, в результате которого должна быть получена кумулятивная зависимость вероятности выхода из строя подшипника от величины пробега автомобиля.

Рассеивание сроков службы подшипников в эксплуатации обусловлено в основном двумя факторами: 1) нестабильностью свойств самих подшипников, т.е. рассеиванием значений динамической грузоподъемности подшипника C ; 2) переменными условиями эксплуатации и изменением в связи с этим нагрузочных режимов автомобилей.

При разработке вероятностного способа расчета подшипников необходимо учесть оба указанных фактора.

Предложенный в настоящей работе способ расчета подшипников трансмиссии автомобиля базируется на основных положениях вероятностного расчета деталей автомобиля, изложенных в работе [1], и на рекомендациях по выбору нагрузочного режима для расчета подшипников, приведенных в работе [2].

Первый вариант расчета кумулятивной кривой. Основная расчетная зависимость для определения долговечности подшипника может быть представлена в виде

$$S = \frac{C^{3,33}}{C_{тр}^{3,33}} S_0, \quad (1)$$

где S — долговечность подшипника в км пробега автомобиля;

C — динамическая грузоподъемность подшипника, кг; $C_{тр}$ — требуемая по заданному нагрузочному режиму динамическая грузоподъемность подшипника, кг; S_0 — планируемый межремонтный пробег автомобиля, км.

При вероятностном расчете величины C и $C_{тр}$ являются случайными. Для построения кумулятивной кривой выхода подшипника из строя необходимо знать законы изменения этих случайных величин.

Для случайной величины $C^{3,33}$ можно использовать многочисленные данные стендовых испытаний, проводимых на подшипниковых заводах. По этим данным доля выходящих из строя подшипников по времени работы

$$\alpha = f \left(m = \frac{C^{3,33}}{C_{кат}^{3,33}} = \frac{S}{S_p} \right)$$

выражается не кумулятивной нормальной кривой распределения, а кривой, показанной на рис. 1 под индексом 1 [3]. Расчетная долговечность S_p определяется по каталожному значению динамической грузоподъемности $C_{кат}$; в этом случае $\alpha = 0,1$.

Учитывая работу автомобиля на нескольких передачах, случайная величина $C_{тр}^{3,33}$ может быть выражена зависимостью

$$C_{тр}^{3,33} = \frac{60}{10^6} \cdot \frac{1}{0,377 r_k} \sum (K Q_{пр})^{3,33}_i S_{к д п} K_{п}, \quad (2)$$

где $Q_{пр}$ — приведенная радиальная нагрузка на подшипник в кг, определяемая согласно [2], по постоянному для данной пере-

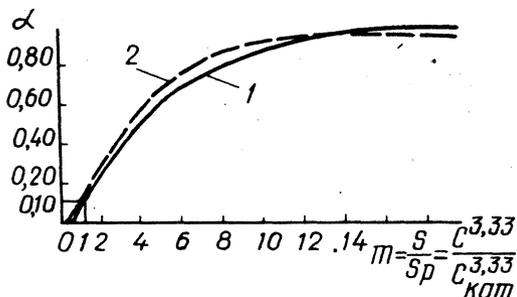


Рис. 1. Кумулятивные кривые вероятности выхода из строя подшипника в зависимости от значений реальной динамической грузоподъемности подшипника.

дачи расчетному крутящему моменту M_p ; K_6 — коэффициент безопасности; r_k — рабочий радиус качения ведущего колеса автомобиля, м; $i_{пк}$ — передаточное число от рассчитываемого подшипника до ведущего колеса автомобиля; S_d — действительный пробег автомобиля на данной передаче, км, $K_{п}$ — коэффициент пробега, учитывающий влияние переменного крутящего момента на долговечность подшипника.

При заданном режиме эксплуатации автомобиля случайной величиной в уравнении (2) следует считать только коэффициент пробега $K_{п}$. В предлагаемой методике расчета принято, что на каждой передаче случайная величина $K_{п}$ подчиняется закону нормального распределения со следующими параметрами: среднее значение $\bar{K}_{п} = 0,9 K_{пг}$; средне-квадратическое отклонение $\sigma_k = 0,1 K_{пг}$; где $K_{пг}$ — величина коэффициента пробега, определяемая по специальному графику [2].

Уравнение (2) может быть представлено в виде

$$C_{тр}^{3,33} = b \sum a_i K_{пi} \quad (3)$$

Так как случайная величина $C_{тр}^{3,33}$ является линейной функцией независимых случайных величин $K_{п}$, подчиняющихся нормальному распределению, то, согласно теории вероятностей [4], величина $C_{тр}^{3,33}$ также будет подчиняться нормальному закону распределения со следующими параметрами:

$$\text{среднее значение } \bar{C}_{тр}^{3,33} = b \sum a_i \bar{K}_{пi};$$

$$\text{средне-квадратическое отклонение } \sigma_{тр} = b \sqrt{\sum a_i^2 \sigma_k^2}.$$

Поскольку случайные величины $C_{тр}^{3,33}$ и $C_{тр}^{3,33}$ подчиняются различным законам распределения, для построения кумулятивной кривой выхода из строя подшипника по пробегу автомобиля предлагается следующий прием.

Кривая нормального распределения величин $C_{тр}^{3,33}$ разбивается на несколько равных интервалов. Для каждого i -го

интервала определяется вероятность его действия γ_i и значение $C_{\text{тр}i}^{3,33}$, соответствующее середине интервала. Для каждого значения $C_{\text{тр}i}^{3,33}$ строится своя кумулятивная кривая выхода из строя подшипника. С этой целью определяется расчетная долговечность подшипника, при которой $\alpha = 0,1$:

$$S_p = \frac{C_{\text{кат}}^{3,33}}{C_{\text{тр}i}^{3,33}} S_0 .$$

Затем для ряда принятых пробегов автомобиля S_j по величине $m = \frac{S_j}{S_p}$ на основании кривой 1 (рис. 1) определяется значение α_j и строится кумулятивная кривая $\alpha_j = f(S_j)$.

Аналогичным образом строятся кумулятивные кривые для остальных значений $C_{\text{тр}}^{3,33}$, а затем — результирующая кумулятивная кривая выхода подшипника из строя. Доля выходящих из строя подшипников $\alpha_{\Sigma j}$ для каждого значения пробега S_j определяется по формуле

$$\alpha_{\Sigma j} = \sum_{i=1}^N \alpha_{ji} \gamma_i .$$

Результирующие кумулятивные кривые должны строиться для различных режимов эксплуатации автомобиля (для различных дорожных условий).

Каждый режим эксплуатации характеризуется среднетехнической скоростью движения автомобиля и соответствующим распределением пробега по передачам. Определение среднетехнических скоростей движения грузовых автомобилей общего транспортного назначения на различных видах дорог рекомендуется производить в зависимости от величины расчетного удельного тягового усилия на первой передаче с помощью графика (рис. 2). По величине среднетехнической скорости с помощью графиков 2 определяется распределение общего пробега автомобиля по передачам S_g .

Построение отдельных кумулятивных кривых выхода из строя подшипников дает возможность оценить работоспособность подшипников в различных эксплуатационных условиях. Для общей оценки работоспособности подшипника с учетом работы автомобилей на всех видах дорог необходимо учесть относи-

Рис. 2. Графики среднетехнических скоростей движения грузовых автомобилей по различным видам дорог:

1— асфальтированные дороги равнинной местности; 2— асфальтированные дороги переменной местности; 3—булыжные, щебеночно-гравийные и улучшенные грунтовые дороги; 4—городские магистрали; 5— разбитые грунтовые и лесные дороги.

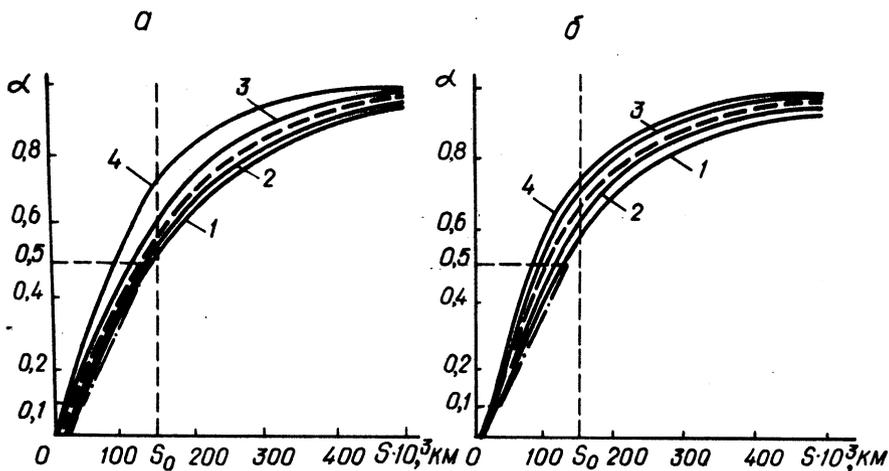
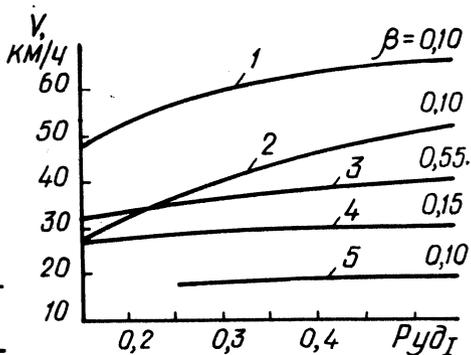


Рис. 3. Расчетные кумулятивные кривые выхода из строя подшипника задней опоры первичного вала коробки передач автомобиля ЗИЛ-130:

а— первый вариант; б— второй вариант; 1— асфальт; 2— булыжник; 3— город; 4— грунт; штриховая линия — обобщенная кривая; штрихпунктирная — эксплуатационная кривая.

тельное количество автомобилей β , работающих в данных дорожных условиях, и построить обобщенную кривую выхода подшипника из строя. При построении такой кривой величина $\alpha_{jодик}$

для любого значения пробега S_j определяется по формуле $\alpha_j = \frac{\beta_j}{\sum \beta_i}$

Значения β для каждого вида дорог приведены на графиках рис. 2.

Критерием правильности выбора подшипника может служить доля подшипников α_{S_0} , выходящих из строя при пробеге автомобиля $S = S_0$. Если $\alpha_{S_0} \leq 0,1$, можно считать, что подшипник выбран правильно. В противном случае подшипниковый узел нуждается в усилении.

Для иллюстрации на рис. 3, а показаны расчетные кумулятивные кривые выхода из строя подшипника задней опоры первичного вала коробки передач автомобиля ЗИЛ-130 при работе на различных видах дорог и обобщенная кривая выхода из строя подшипника. Из результатов расчета видно, что данный подшипник нуждается в усилении. Это подтверждается также эксплуатационными данными о работоспособности указанного подшипника, приведенными на этом же рисунке.

Второй вариант расчета кумулятивной кривой. Упрощенный вариант расчета и построения кумулятивных кривых выхода подшипников из строя по пробегу автомобиля основан на использовании логарифмически-нормальных кривых распределения случайных величин. Уравнение (1) в логарифмической форме примет вид

$$\lg S = \lg C^{3,33} - \lg C_{TP}^{3,33} + \lg S_0.$$

Предполагается, что случайные величины $\lg C^{3,33}$ и $\lg C_{TP}^{3,33}$ подчинены нормальному закону распределения и вследствие этого случайная величина $\lg S$ также подчиняется этому же закону.

Для распределения случайной величины $\lg C^{3,33}$ подобраны статистические параметры:

$$\text{среднее значение } \lg C^{3,33} = 3,33 \lg C_{кам} + 0,517;$$

$$\text{средне-квадратическое отклонение } \sigma_C = 0,379.$$

Построенная на основании этих параметров зависимость

$$\alpha = f \left(\frac{C^{3,33}}{C_{кам}^{3,33}} \right) \text{ показана на рис. 1 под индексом 2.}$$

Случайная величина $C_{\text{тр}}^{3,33}$ (уравнение 3) после логарифмирования примет вид

$$\lg C_{\text{тр}}^{3,33} = \lg(\sum a_i K_{\text{п}i}) + \lg b = \lg M + \lg b.$$

Сделанные расчеты показывают, что принятие нормального закона распределения для величины $\lg M$ приводит к сравнительно незначительной ошибке в конечных результатах расчета.

Основные статистические параметры распределения величин $\lg M$ и $\lg C_{\text{тр}}^{3,33}$ следующие:

$$\text{среднее значение } \overline{\lg M} = \frac{\lg M_{\text{max}} + \lg M_{\text{min}}}{2};$$

$$\text{среднее значение } \overline{\lg C_{\text{тр}}^{3,33}} = \overline{\lg M} + \lg b;$$

средне-квадратическое отклонение в обоих случаях

$$\sigma_M = \sigma_{\text{тр}} = \frac{\lg M_{\text{max}} - \lg M_{\text{min}}}{6}.$$

Параметры нормального распределения случайной величины $\lg S$ могут быть рассчитаны по следующим формулам:

$$\text{среднее значение } \overline{\lg S} = \overline{\lg C_{\text{тр}}^{3,33}} - \overline{\lg C_{\text{тр}}^{3,33}} + \lg S_0;$$

$$\text{средне-квадратическое отклонение } \sigma_S = \sqrt{\sigma_C^2 + \sigma_M^2}.$$

Построение кумулятивной кривой выхода из строя подшипника по пробегу автомобиля производится на основании принятых значений пробегов S_j . С помощью таблицы интегральной функции нормального распределения по величине отношения

$$x_j = \frac{\lg S_j - \overline{\lg S}}{\sigma_S}$$

определяется доля вышедших из строя подшипников α_j ; для принятого режима эксплуатации автомобиля.

На основании кривых, построенных для каждого режима эксплуатации, строится обобщенная кривая выхода из строя подшипника с учетом относительной доли β автомобилей, работающих на каждом виде дорог.

По второму варианту также был произведен расчет подшипника задней опоры первичного вала коробки передач ЗИЛ-130.

Полученные кривые выхода из строя подшипника изображены на рис. 3,б. Как видно из сопоставления соответствующих кривых, доля выходящих из строя подшипников α , подсчитанная по второму варианту, при одинаковых условиях примерно на 10--20% выше, чем при расчете по первому варианту.

Л и т е р а т у р а

1. Цитович И.С. Вероятностные расчеты деталей транспортных и тяговых машин. Минск, 1971. 2. Цитович И.С. и др. Методика расчета подшипников качения трансмиссий автомобилей и тракторов. Кн. 1. Минск, 1967. 3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. М., 1967. 4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М., 1964.

Г.Ф. Бутусов

ОСЕВОЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ПРЯМОЗУБОЙ СКОЛЬЗЯЩЕЙ ШЕСТЕРНИ И ЕЕ САМОВЫКЛЮЧЕНИЕ

Проведенными исследованиями [1] было установлено, что на прямозубых скользящих шестернях в результате взаимодействия сопряженных деталей шлицевого соединения возникают осевые силы, которые приводят к самовыключению передач.

Анализируя результаты последних исследований следует заметить, что некоторые авторы приходят к противоречивым выводам, и до настоящего времени нет единого мнения о природе возникновения осевых перемещений прямозубой скользящей шестерни, о влиянии зазоров в шлицевом соединении и асимметрии шестерен на возникновение осевых сил.

В практике создания коробок передач тракторов и автомобилей с целью улучшения конструкции коробок и упрощения механизма переключения передач неизбежно применение шестерен с асимметричным расположением венца относительно ступицы. Величина же зазора в шлицевом соединении существенным образом влияет не только на величину осевой силы, но и опреде-