

ЧАСТИНА 1. ОЦІНКА, НОРМУВАННЯ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ

УДК 62-192

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ, РАБОТАЮЩИХ В РЕЖИМЕ КАЧЕНИЯ С МАЛЫМ ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕМ

Кухтов В.Г., д.т.н., проф.; Алферов А.И., к.т.н.

*Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства имени Петра Василенко*

Савчук В.П., ст. преподаватель

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

В статье рассмотрены результаты теоретических исследований влияния ресурсопределяющих факторов работоспособности подшипника скольжения раздаточной коробки трактора Т-150К.

При создании инженерных методов расчета подшипников скольжения возникают определенные трудности, обусловленные учетом влияния рабочих параметров подшипников, свойств смазочных материалов и материалов подшипника на формирование смазочной пленки в нагруженной зоне узла. Поэтому многие исследователи прибегают к упрощениям расчетов, основными из которых являются:

- течение жидкости в смазочном слое ламинарное;
- смазка несжимаема;
- плотность масла постоянна;
- рабочий процесс изотермический;
- температура слоев в зоне контакта постоянна (но отличается от температуры в ненагруженной зоне и температуры масла на сливе);
- кривизна масляного слоя, силы тяжести, центробежные силы и силы инерции не учитываются;
- на границах между твердым телом и вязкой жидкостью отсутствует скольжение;
- подшипник и шип абсолютно жесткие тела правильной геометрической формы.

Однако эти допущения справедливы не для всех режимов работы подшипников и не для всех конструкций. Как показали исследования [1], при приложении нагрузки система шип-подшипник упруго деформирует-

ся и при этом правильность геометрических форм деталей подшипника нарушается. При увеличении нагруженности деформация поверхностей вала и вкладыша достигает величин, превышающих минимальную величину смазочной пленки в несколько раз.

Контактно-гидродинамическая теория смазки (КГТС) объясняет явления, возникающие при жидкостном трении твердых поверхностей. Она учитывает как гидродинамические и тепловые процессы, происходящие в смазочном слое, так и упругие деформации трущихся поверхностей.

Впервые ученые А.М. Эртель, А.Н. Грубин и А.И. Петрусевич в 1945–1951 г.г. совместно разработали основы контактно-гидродинамической теории смазки.

Исходное положение теории работы подшипника скольжения от упругих деформаций рабочих поверхностей вала и подшипника и о квази-параллельном их расположении при нагружении стало основополагающим и присутствует в физических моделях исследователей работы подшипника.

В обширных научных исследованиях работоспособности различных опор скольжения, отсутствуют инженерные методы расчета опор, работающих в режиме качения, к которым относятся подшипники зубчатых передач трансмиссий автотракторной техники. Назначение конструктивных параметров узла по аналогам не всегда дают возможность получить требуемый результат о его долговечности и при необходимости произвести уточненный расчет. Конструктор сталкивается с необходимостью введения в расчетные зависимости поправочных коэффициентов, которые получают в результате экспериментальных исследований.

Для выявления распределений напряжений по периметру таких узлов мы провели стендовые испытания подшипника скольжения 151.37.251 шестерни рабочего ряда 151.37.046-2 [3], в результате которых был определен угол действия сжимающих напряжений $2\varphi_0$. Угол действия нагрузки в подшипнике скольжение имеет важное значение для установления граничных условий при расчете узлов. В работе [4] приведена методика расчета угла контакта при известных параметрах приложенной нагрузки и диаметрах контактирующих цилиндров с учетом толщины вкладыша без учета смазки и приведена формула для определения площади деформации узла:

$$S_d = (R_2^2 - R_1^2) \cdot \varphi_0 - \frac{n_0^2}{2} \sin 2\varphi_0 - n_0 \times \sin \varphi_0 \cdot n_0 \cdot \sin \varphi_0 \cdot \sqrt{R_1^2 - n_0^2 \cdot \sin^2 \varphi_0} - R_1^2 \cdot \arcsin \left(\frac{n_0}{R_1} \cdot \sin \varphi_0 \right). \quad (1)$$

Приведенные зависимости позволяли получить максимальные контактные напряжения в материалах подшипникового сопряжения с учетом деформации вала.

Для определения напряжений в материалах подшипникового узла использовано соотношение между напряжением и деформациями в полярных системах координат для случая плоского напряженного состояния:

$$\begin{aligned}\sigma_{rr} &= \frac{E_1}{1-\mu_1^2} (\varepsilon_{rr_1} + \mu_2 \varepsilon_{\theta\theta_1}), \\ \sigma_{rr} &= \frac{E_2}{1-\mu_2^2} (\varepsilon_{rr_2} + \mu_2 \varepsilon_{\theta\theta_2})\end{aligned}\quad (2)$$

где E_1, E_2 – модули упругости вала и втулки, Па;

μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона вала и втулки;

$\varepsilon_{rr_1}, \varepsilon_{rr_2}$ – относительная радиальная деформация контактирующих поверхностей вала и втулки;

$\varepsilon_{\theta\theta_1}, \varepsilon_{\theta\theta_2}$ – относительная деформация вала и втулки в направлении координаты θ .

Поскольку в нашем случае деформациями в направлении оси θ можно пренебречь, то уравнения (2) представим в виде:

$$\begin{aligned}\sigma_{rr} &= \frac{E_1 \varepsilon_{rr_1}}{1-\mu_1^2}, \\ \sigma_{rr} &= \frac{E_2 \varepsilon_{rr_2}}{1-\mu_2^2}.\end{aligned}\quad (3)$$

Приравнивая эти уравнения, получим соотношение:

$$\frac{\varepsilon_{rr_1}}{\varepsilon_{rr_2}} = \frac{\Delta h_1}{\Delta h_2} = \frac{E_1 (1-\mu_2^2) \cdot R_1}{E_2 (1-\mu_1^2) \cdot h_1}, \quad (4)$$

где Δh_1 и Δh_2 – величины деформации вала радиусом R_1 и втулки толщиной h_1 , м.

Для упрощения расчетов, введем обозначение:

$$\frac{E_1 (1-\mu_2^2) \cdot R_1}{E_2 (1-\mu_1^2) \cdot h_1} = A. \quad (5)$$

Исследуем зависимость:

$$\Delta h_1 + \Delta h_2 = \frac{S_\delta}{2\varphi_0 R}. \quad (6)$$

Введем соотношение между приложенной силой и деформациями подшипника:

$$P = E_2 \frac{\Delta h_2}{h} 2\varphi_o RL, \quad (7)$$

где L – длина опорной поверхности подшипника, м.

Учитывая уравнения (5) и (6), получим:

$$\begin{aligned} \Delta h_1 &= \frac{S_o}{2\varphi_o R(A+1)}, \\ \Delta h_2 &= \frac{S_o}{2\varphi_o R(A+1)}. \end{aligned} \quad (8)$$

Вводя выражение (8) в (7), получаем:

$$P = \frac{E_2}{h} \frac{S_o \cdot L}{(A+1)}$$

или

$$P = \frac{E_1}{R} \frac{A \cdot S_o \cdot L}{(A+1)}. \quad (9)$$

В итоге получаем зависимость между приложенной нагрузкой к подшипниковой опоре скольжения и ее и физико-геометрическими параметрами:

$$\begin{aligned} P = \frac{L \cdot E_2}{(A+1) \cdot h} & \left((R_2^2 - R_1^2) \cdot \varphi_o - \frac{n_o^2}{2} \sin 2\varphi_o - n_o \sin \varphi_o \sqrt{R_1^2 - n_o^2 \cdot \sin^2 \varphi_o} - \right. \\ & \left. - R_1^2 \arcsin \left(\frac{n_o}{R} \sin \varphi_o \right) \right), \end{aligned} \quad (10)$$

где $n_o = \sqrt{R_2^2 - R_1^2 \cdot \sin^2 \varphi_o} - R_1 \cdot \cos \varphi_o$.

Таким образом, получена зависимость, отображающая взаимосвязь между приложенной нагрузкой к подшипниковой опоре и углом контакта с учетом деформации материалов подшипника и шипа.

Для определения максимального напряжения в материале подшипника используется уравнение:

$$\sigma_{\max} = \frac{E_2}{1 - \mu_2^2} \frac{\Delta h_{2\max}}{h}, \quad (11)$$

где

$$\Delta h_{2\max} = \frac{\left(\varepsilon - \left(\sqrt{R_2^2 - R_1 \sin^2 \varphi_o} - R_1 \cos \varphi_o \right) \right)}{A+1}. \quad (12)$$

Тогда

$$\sigma_{\max} = \frac{E_2}{1 - \mu_2^2} \frac{\left(\varepsilon - \left(\sqrt{R_2^2 - R_1 \sin^2 \varphi_o} - R_1 \cos \varphi_o \right) \right)}{h(A+1)}, \quad (13)$$

где ε – радиальный зазор, м; $\varepsilon = R_2 - R_1$.

Результаты расчетов подшипникового сопряжения шестерни рабочего ряда раздаточной коробки трактора Т-150К и его модификаций показывают хорошую сходимость с модифицированным решением Штаермана:

$$\varphi_o^2 = -53,3x \pm \sqrt{2840,9x^2 + 8569,0x}, \quad (14)$$

где $x = \frac{P}{E \cdot \varepsilon}$.

Экспериментальные и расчетные исследования производились для трех случаев с разными радиальными зазорами в подшипниковом сопряжении: $\varepsilon_1=0,05$ мм, $\varepsilon_2=0,06$ мм, $\varepsilon_3=0,215$ мм при радиусе подшипника $R_2=35.04$ мм, его толщине $h=6$ мм и длине $L=45$ мм. Материалы узла имеют следующие свойства: $E_1=210$ ГПа, $E_2=90$ ГПа, $\mu_1=0,27$, $\mu_2=0,15$ для шипа и подшипника соответственно. Полученные значения для нагрузок в диапазоне от 6 до 15кН приведены на рисунке 1.

Анализируя графические зависимости, отметим, что протяженность угла действия давлений в подшипнике жидкостного трения отличается от расчетного без учета смазки от 2 до 3.5 раз в зависимости от радиального зазора. В работе[4] приведены данные, показывающие практически отсутствие влияния скорости вращения узла на протяженность угла развития гидродинамических давлений в опоре. Следует отметить, что смазка в подшипниках скольжения жидкостного трения способствует более равномерному распределению нагрузки по периметру узла, чем у работающих без смазки.

Учитывая вышеизложенное, отметим, что исследования аналогичных узлов необходимо вести в направлении теории упругогидродинамической смазки для уточнения влияния смазки и упругих свойств материалов на распределение давлений.

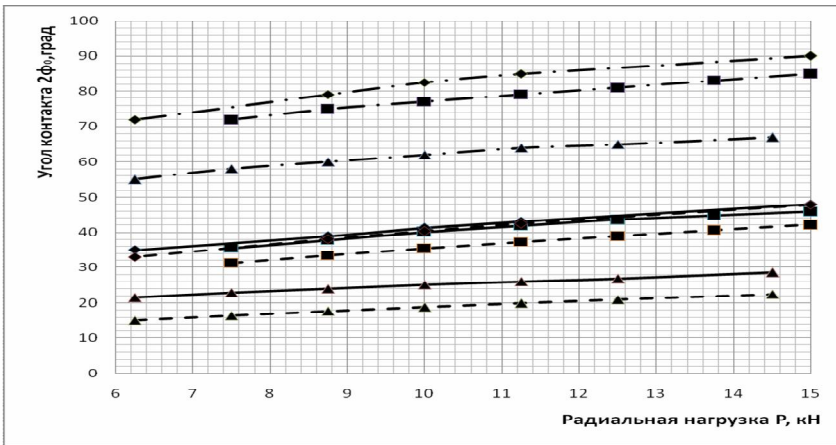


Рис.1 – Зависимости угла контакта для статически нагруженного подшипника без учета смазки и угла протяженности гидродинамических давлений для подшипника жидкостного трения от приложенной нагрузки: \blacklozenge – соответствует ε_1 ; \blacksquare – соответствует ε_2 ; \blacktriangle – соответствует ε_3 ; (—) – по предложенной расчетной методике; (---) – по модифицированному уравнению И. Штаермана; (-•-•-) – экспериментальные данные

Проведенный анализ влияния рабочих параметров на распределение давления по периметру подшипников скольжения, работающих в режиме качения с малым проскальзыванием, позволяет сделать следующие выводы:

1. Скорость качения незначительно влияет на величину угла контакта $2\varphi_0$ распределения нагрузки.
2. Расчетные методы угла протяженности действия нагрузки на подшипник, которые не учитывают влияния смазки, требуют дополнительных поправочных коэффициентов.
3. Наличие жидкостной смазки в подшипниках скольжения увеличивает значение угла $2\varphi_0$, что очевидно способствует снижению максимальных давлений на материал подшипника по сравнению с работающими без смазки.
4. Максимальное влияние на значение протяженности действия нагрузки в исследуемых узлах оказывает зазор в сопряжении.
5. Для проведения оценки нагруженности подшипникового узла, его расчет необходимо производить с учетом влияния смазки на распределение давлений между деформируемыми поверхностями.

Список использованных источников

1. Снеговский Ф.П. Экспериментальные основы теории термоупруго-гидродинамической смазки, Тезисы VI Всероссийской научной конференции «Контактная гидродинамика», Самара, КуАЭКу, 1996, с. 18–19.

2. Снеговский Ф.П. Оценка некоторых расчетных методик для подшипников скольжения. Конструирование и технология машиностроения. Под ред. Ф.П. Снеговского. –К.: Машгиз, 1961. – Вып. I. 268 с.

3. Кухтов В.Г., Лузан С.А., Савчук В.П. Стендовые испытания подшипников скольжения автотракторных трансмиссий. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. «Тракторна енергетика в рослинництві». Харків, 2007. Вип. 60, с.139-143.

4. Кухтов В.Г., Савчук В.П. Определение несущей способности подшипников скольжения автотракторных трансмиссий // Вестник ХНАДУ: Сб. науч. тр.- Харьков, 2004.- Вып. 27.- с. 138-140.

Анотація

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ НАВАНТАЖЕНОСТІ ОПОР КОВЗАННЯ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В РЕЖИМІ КОЧЕННЯ З МАЛИМ ПРОСЛИЗАННЯМ

Кухтов В.Г., Алферов О.І., Савчук В.П.

В статті розглянуті результати теоретичних досліджень впливу ресурсовизначальних чинників працездатності підшипників ковзання розподільної коробки трактора Т-150К

Abstract

PERFECTION OF METHODS WHICH DETERMINE LOADING OF SUPPORTS WHICH WORK IN MODE OF ROLLING WITH SMALL SLIPPING

V. Kuhtov, A. Alferov, V. Savchuk.

In the article there considered results of theoretical researches influencing factors of capacity bearing sliding distributive box of tractor T-150K