

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ УЗЛОВ
ВРАЩЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН:
ФРИКЦИОННАЯ МОДЕЛЬ
ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ**

**Ловейкин В.С., д.т.н., проф.¹; Човнюк Ю.В., к.т.н., доц.¹;
Почка К.И., к.т.н., доц.²**

¹Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины

²Киевский национальный университет строительства и архитектуры

Приведена и обоснована фрикционная модель тяжело нагруженных подшипников, в рамках которой становится возможным обеспечение безотказной и плавной работы узлов вращения сельскохозяйственных машин. Основные кинематические и динамические характеристики подшипников скольжения, применяемых в ходовых и поворотных рамах, а также натяжных и ведущих колёсах сельскохозяйственных машин, определены численно-аналитическим путём.

Постановка проблемы. Существующие модели трения в узлах сельскохозяйственных машин основаны на эмпирических зависимостях сил трения от постоянной скорости скольжения. Тем не менее в реальных сельскохозяйственных машинах (СМ), в частности, в их подшипниковых узлах, функционирующих в условиях тяжёлых режимов, скорости вращения валов колеблются на малых амплитудах. Значения скоростей вращения близки к нулю. В этом случае модели, представляющие силу трения константой, неприемлемы, поскольку в них не учитывается значительное влияние деформаций поверхностных микронеровностей в зоне контакта, а также деформаций в опорах подшипников при скоростях вращения, близких к нулю.

Анализ публикаций по теме исследования. Нестационарные колебания механических систем, изгибные колебания вращающихся валов, динамика роторов в упругих опорах изучены в [1-3]. Фрикционная модель тяжело нагруженных подшипников строительных и дорожных машин представлена в [4]. В данной работе будут использованы результаты цитированных выше исследований и публикаций для анализа узлов вращения сельскохозяйственных машин.

Цель работы состоит в обосновании фрикционной модели тяжело нагруженных подшипников сельскохозяйственных машин, которая позволяет существенно повысить качество инженерных расчётов, применяемых в анализе надёжности и прогнозировании безотказности работы машин такого класса.

Изложение основного содержания исследования.

Рассмотрим вал сельскохозяйственной машины, вращающийся с ускорением от нулевой скорости. Первоначально вследствие податливости системы подшипник поворачивается совместно с валом на определённый угол до начала скольжения вала. Условие возникновения скольжения - превышение момента трения между валом и подшипником M_e над моментом кулоновского (сухого) трения в контакте вал-подшипник:

$$M_e > f_T \cdot R \cdot W_e, \quad (1)$$

где W_e – реакция от воздействия нормальной нагрузки в зоне контакта вала и подшипника; R – радиус вала; f_T – коэффициент трения Кулона.

Опора любого реального подшипника должна обладать некоторой упругостью. Будем в данном исследовании моделировать опору в виде набора пружин. Вращение подшипника совместно с валом вызовет возникновение контрмомента M_{np} в направлении, противоположном вращению. Согласно уравнению для торсионных пружин имеем:

$$M_{np} = K \cdot \theta_{np}, \quad (2)$$

где K – торсионная (угловая) жёсткость опоры; θ_{np} – угол поворота подшипника.

Кроме того, составляющей податливости системы является деформация микронеровностей в области контакта (источник понижения надёжности функционирования всего подшипника). В результате в зоне предварительного смещения имеем:

$$M_e = K_1 \cdot (\theta_e - \theta_{np}), \quad (3)$$

где K_1 – эквивалентная жёсткость системы вследствие упругой деформации микронеровностей в зоне контакта; θ_e – угол поворота вала.

Результирующая моментов M_e и M_{np} является функцией ускорения подшипника согласно следующему уравнению:

$$K_1 \cdot (\theta_e - \theta_{np}) - K \cdot \theta_{np} = J_{экс} \cdot \frac{d^2 \theta_{np}}{dt^2}, \quad (4)$$

где $J_{экс}$ – эквивалентный момент инерции подшипниковой системы;
 t – время.

Для режима предварительного смещения уравнение (4) является дифференциальным уравнением движения. Оно может быть проинтегри-

ровано для переменной скорости вращения вала $\dot{\theta}_g$:

$$\dot{\theta}_g = \omega_0 \cdot \sin(\Omega \cdot t) \Rightarrow \theta_g(t) = \frac{\omega_0}{\Omega} \cdot (-1) \cdot \cos(\Omega \cdot t), \quad (5)$$

где ω_0 – максимальная угловая скорость вала; Ω – частота колебаний скорости.

Для нулевых начальных условий ($\theta_{np}|_{t=0} = 0$, $\dot{\theta}_{np}|_{t=0} = 0$) решение (4) имеет вид:

$$\theta_{np} = \frac{K_1 \cdot \left(\frac{\omega_0}{\Omega}\right)}{\Omega^2 \cdot J_{\text{экв}} - (K + K_1)} \cdot \left\{ \cos(\Omega \cdot t) - \cos\left[\sqrt{\frac{K + K_1}{J_{\text{экв}}}} \cdot t\right] \right\}. \quad (6)$$

При условии $\Omega = \Omega^* = \sqrt{\frac{K + K_1}{J_{\text{экв}}}}$, $\theta_{np}(t)$ принимает следующий вид:

$$\theta_{np}(t) = \frac{\left(-\frac{K_1 \cdot \omega_0}{\Omega \cdot J_{\text{экв}}}\right) \cdot t}{\left(\Omega + \sqrt{\frac{K + K_1}{J_{\text{экв}}}}\right)} \cdot \sin\left[\frac{1}{2} \cdot \left(\Omega + \sqrt{\frac{K + K_1}{J_{\text{экв}}}}\right) \cdot t\right] = \left(-\frac{K_1 \cdot \omega_0 \cdot t}{2 \cdot \Omega^2 \cdot J_{\text{экв}}}\right) \cdot \sin(\Omega \cdot t). \quad (7)$$

Таким образом, при $\Omega = \Omega^*$, амплитуда колебаний $\theta_{np}(t)$ подшипника растёт линейно со временем t . Это приводит к резкому понижению надёжности функционирования узла и сельскохозяйственной машины в целом. Поэтому необходимо всячески избегать возможности реализации в подшипнике подобных “вредных” резонансов ($\Omega = \Omega^*$).

Низкочастотные колебания скорости вращения характерны для подшипников скольжения, применяемых в ходовых и поворотных рамах, а также натяжных и ведущих колёсах сельскохозяйственных (в том числе подъёмно-транспортных) машин. Скорость вращения изменяется по знакопеременному циклу с частотой колебаний $\Omega = (0,05 \dots 2) \text{Гц}$.

Зная $\theta_{np}(t)$ (6) и $\theta_g(t)$ (5), можно легко определить M_{np} (2) и M_g (3).

Критерий перехода от предварительного смещения к скольжению должен быть рассмотрен на каждой ступени интегрирования уравнения (4). При этом следует выбирать минимальное значение момента вала M_g при каждом интегрировании.

При возвращении вала от скольжения к предварительному смещению величина θ_g в уравнении (4) должна быть заменена на значение начального угла поворота вала θ_g^* в момент перехода к предварительному

смещению. Значение θ_e^* почти совпадает с θ_{np} . Различие составляет величина деформации микронеровностей. Равенство для начального θ_e^* при возвращении от скольжения к предварительному смещению:

$$\theta_e^* = \theta_{np} + \frac{(f_T \cdot W_e \cdot R)}{K_1}. \quad (8)$$

Как только осуществляется переход от скольжения к предварительному смещению, θ_e в уравнении (4) измеряется аналогично с подшипником, имеющим начальную величину θ_e^* . Переменная θ_e для дифференциального уравнения (4) в режиме предварительного смещения определяется из начального θ_e^* в уравнении (8), а скорость вращения вала – согласно уравнению:

$$\theta_e = \theta_e^* + \int_0^t \dot{\theta}_e(\tau) d\tau, \quad (9)$$

где $\dot{\theta}_e(\tau)$ – периодически изменяющаяся во времени t скорость вращения вала, определяемая из выражения (5).

На рис. 1 представлена рассчитанная по уравнениям (3)-(5), (8) и (9) зависимость момента трения между валом и подшипником M_e от скорости вращения вала V . Из рис.1 очевидна зависимость момента трения M_e от частоты колебаний скорости вращения вала. Гистерезис характеризует разницу между величинами θ_e и θ_e^* .

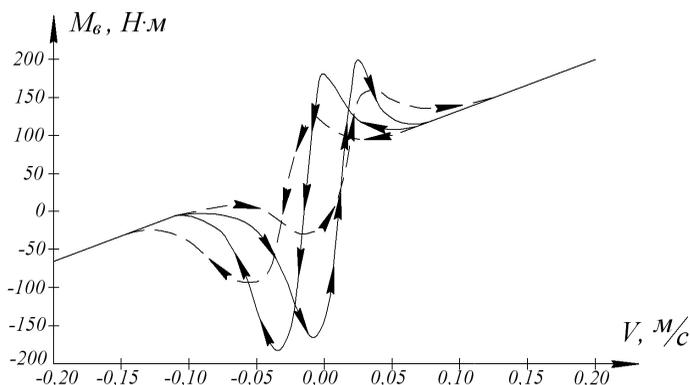


Рис.1. Зависимость момента трения M_e от скорости вращения вала V при различных частотах колебаний скорости вала Ω :
 ————— $\Omega = 0,1 \text{ Гц}$; - - - - - $\Omega = 0,5 \text{ Гц}$

Експериментальні дослідження підтверджують, що отримані залежності вповне задовільно описують значення моментів початку скользяння вала і повернення до режиму попереднього зміщення. розходження теоретических і експериментальних досліджень не перевищують 7%.

Висновки

1. Розроблена фрикційна модель важконавантажених підшипників сільськогосподарських машин дозволяє враховувати зміни швидкості обертання вала по величині і напрямленню, а також податливість системи внаслідок деформації мікронерівностей в зоні контакту і пружості підшипникових опор.

2. Данна модель може застосовуватися для визначення моменту переходу від попереднього зміщення до скользяння і навпаки, що дуже важливо при оптимізації режимів експлуатації сільськогосподарських машин з метою забезпечення плавної і безотказної роботи їх вузлів обертання.

Список використаних джерел

1. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания механических систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – Киев: Наукова думка, 1966. – 336 с.
2. Диментенберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов / Ф.М. Диментенберг. – М.: АН СССР, 1959. – 247 с.
3. Кельзон А.С. Динамика роторов в упругих опорах / А.С. Кельзон, Ю.П. Циманский, В.И. Яковлев. – М.: Наука, 1982. – С. 9-30.
4. Атопов В.И. Фрикционная модель тяжело нагруженных подшипников строительных и дорожных машин / В.И. Атопов, О.В. Бурлаченко, Г.П. Кропачёва // Известия вузов. Строительство. – 1996. – № 11. – С. 113-116.

Анотація

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗВІДМОВНОЇ РОБОТИ ВУЗЛІВ ОБЕРТАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН: ФРИКЦІЙНА МОДЕЛЬ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ПІДШИПНИКІВ

Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Почка К.І.

Приведена та обґрунтована фрикційна модель важконавантажених підшипників, у межах якої стає можливим забезпечення безвідмовної і плавної роботи вузлів обертання сільськогосподарських машин. Основні

кінематичні та динамічні характеристики підшипників ковзання, що застосовуються у ходових та поворотних рамах, а також натяжних і ведучих колесах сільськогосподарських машин, визначені чисельно-аналітичним шляхом.

Abstract

ENSURING NO-FAILURE OPERATION OF KNOTS OF ROTATION OF AGRICULTURAL CARS: FRICTIONAL MODEL OF HARD LOADED BEARINGS

Loveykin V.S., Chovnyuk Ju.V., Pochka K.I.

The frictional model of hard loaded bearings within which there is possible an ensuring no-failure and smooth operation of knots of rotation of agricultural cars is provided and proved. The main kinematic and dynamic characteristics of bearings of the sliding applied in running and rotary frames, and also tension and driving wheels of agricultural cars, are determined by a numerical and analytical way.