

## КЛАСИФІКАЦІЯ ОПОР КОВЗАННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ ТРАНСМІСІЙ

**Кухтов В.Г., д.т.н., професор**

*(Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка)*

В багатьох літературних джерелах, присвячених проектуванню, вказується на доцільність заміни в вузлах машин опор ковзання опорами кочення. Дійсно, у багатьох випадках застосування підшипників кочення доцільно.

Істотну роль при цьому відіграють економічна доцільність, умови монтажу і вимоги до взаємозамінності. Стандартизація і масове виробництво підшипників кочення зумовили їх взаємозамінність, відносно низьку вартість і тому широке поширення в машинобудуванні.

Проектування опор ковзання значно складніше внаслідок відсутності взаємозамінності, нестачі нормативно-технічної документації, спеціальної та довідкової літератури з питань використання нових триботехнічних рішень, як при конструюванні, так і при експлуатації автомобіля.

Конструктори використовують традиційні методи розрахунку і конструювання вузлів тертя, застосовуючи випробувані практикою матеріали. Розрахунок вузлів, як правило, зводиться до розрахунку їх на конструктивну міцність, без урахування параметрів тертя. При такому підході завищуються габарити і, отже, металоємність нової конструкції, а ресурс вузла прогнозується конструктором по аналогам.

Широке поширення знайшли опори ковзання в конструкціях автомобілів зокрема, в агрегатах трансмісій. Основними їх перевагами можна назвати мінімальні габарити і високу вантажопідйомність. Підшипники ковзання мають ряд позитивних якостей, таких як безшумність, стійкість до ударних навантажень, стійкість в хімічно активних середовищах, збереження працездатності при недостатньому мащенні, а в спеціальних конструкціях – навіть без змащення.

Виходячи з аналізу конструкцій і умов роботи підшипників ковзання трансмісій автомобіля нами запропоновано класифікувати опори ковзання по трьом групам: такі, що працюють в умовах одностороннього ковзання; що працюють в умовах реверсивного ковзання; що працюють в умовах кочення з малим прослизанням.

Пошук оптимальних технічних рішень для зниження зношування підшипників ковзання ведеться при розробці нових конструкцій вузлів тертя, при створенні конструкційних матеріалів і підборі їх поєднань, включаючи мастильні матеріали, в області технологічних процесів обробки деталей вузлів тертя, в області систем і режимів змащування.

В області технологічних процесів обробки деталей для боротьби зі зношуванням використовуються методи підвищення міцності матеріалу деталі та

її поверхневої міцності в поєднанні зі зниженням шорсткості поверхонь тертя. Використовуються різні методи обробки: зміна структури поверхневого шару металу деталі; зміна складу поверхневого шару, нанесення зносостійких покриттів, абразивна обробка поверхонь для зниження їх шорсткості та інше. Це дозволяє підвищити зносостійкість поверхонь тертя.

Однією з основних причин виходу з ладу підшипників ковзання є адгезійний знос. В основному він виникає від порушення умов мащення підшипника і підвищення робочої температури в зоні контакту. Умови роботи опор ковзання в трансмісії автомобіля характеризуються частими пуск-остановами, що не може не впливати на зміну умов мащення опор і, отже, їх теплового режиму.

При малих швидкостях ковзання і, відповідно, малої товщині шару мащення, має місце сухе тертя, коефіцієнт тертя якого майже не змінюється при зростанні швидкості ковзання до певної межі.

При подальшому зростанні швидкості ковзання коефіцієнт тертя швидко зменшується, забезпечуючи тим самим режим рубіжного граничного і граничного тертя.

Область тертя є нестійкою. Зміна будь-якого збурюючого фактору (збільшення навантаження, зниження частоти обертання шипа, зменшення в'язкості мастила) негайно спровокує збільшення коефіцієнта тертя і, як наслідок, – підвищення температури підшипника. Також, при подальшому збільшенні числа обертів валу, коефіцієнт тертя починає поступово зростати за рахунок збільшення тертя в шарі мастила. Експериментально встановлено, що при збільшенні швидкості ковзання несуча здатність гідродинамічного підшипника падає.

Зміни коефіцієнта тертя залежить від об'ємних властивостей мастила і змінюється в функції безрозмірної величини. Ліва частина такої кривої характеризується залежністю коефіцієнта тертя від матеріалів трибосполучення і здатністю створювати мастилом адсорбовані плівки зі зниженим опором зсуву.

Беручи до уваги проведений аналіз, можна зробити висновок про те, що при проектуванні опор граничного і рубіжного граничного тертя, характерних для підшипників ковзання автомобільних трансмісій, перш за все необхідно приділяти увагу вибору антифрикційних матеріалів і забезпечення ефективного змащення поверхонь тертя.

### **Список використаних джерел**

1. Бургвиц А. Г. Устойчивость движения валов в подшипниках жидкостного трения / А. Г. Бургвиц, Г. А. Завьялов. – М.: Машиностроение, 1964. – 148 с.
2. Галахов М. А. Расчет подшипников качения и подшипников трения / М. А. Галахов, А. Н. Бурмистров, В. П. Ковалев. – М.: Машиностроение, 1984. – 48 с.
3. Коднир Д. С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д. С. Коднир. – М.: Машиностроение, 1976. – 304 с.
4. Коровчинский М. В. Теоретические основы работы подшипников скольжения / М. В. Коровчинский. – М.: Машгиз, 1959. – 403 с.