

РЕШЕНИЕ КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Все известные в настоящее время решения контактно-гидродинамической проблемы являются решениями стационарной задачи для случая постоянных нагрузок и скоростей движения трущихся поверхностей. При этом толщина смазочного слоя не меняется со временем.

Однако работа большинства деталей машин происходит в нестационарных условиях и применение указанного упрощающего предположения неправомерно.

Действительно, даже в радиальном подшипнике качения, нагруженном постоянной нагрузкой, контакт между телом качения и беговой дорожкой за один оборот сепаратора проходит зону больших и малых нагрузок, а также зону отсутствия нагрузки. Естественно, что при этом значительно изменяется толщина смазочного слоя. Существующая же методика расчета практически не учитывает этот демпфирующий эффект смазочного слоя, что вносит существенную ошибку в определение сил трения, влияющих на кинематику, а также усталостную прочность (долговечность) подшипника.

Наибольшее значение эта погрешность имеет для приборных подшипников, где вращающаяся на двух подшипниках ось может быть нагружена динамической нагрузкой, по-разному влияющей на оба подшипника. В результате неучета демпфирующих свойств масляного слоя неправильно определяется разность жесткости обоих подшипников, что может исказить нормальную работу прибора.

В настоящей работе получено решение динамической контактно-гидродинамической задачи. Ранее нами было доказано, что применение приближенного метода, основанного на гипотезе Винклера-Циммермана, является своеобразным приемом для облегчения нахождения истинного уточненного решения контактно-гидродинамической задачи. Существует простая связь между результатами приближенных и уточненных методов. Поэтому воспользуемся приближенным методом и для случая переменных нагрузок.

Пользуясь зависимостями и обозначениями, приведенными в нашей монографии («Контактно-гидродинамическая теория смазки», Куйбышевское книжное издательство, 1963 г.), получим для случая плоской задачи и независимости скорости сближения поверхностей (V) от абсциссы:

$$\frac{dk_0}{dx} = 6\mu_0(U_a + U_b) e^{Bn^2} \frac{h_0 - h}{h^3} - 12\nu_0 V e^{Bn^2} \frac{x_0 - x}{h^3}$$

Переходя, как и в монографии, к безразмерным параметрам, получим систему уравнений:

$$\frac{dk}{dz} = \frac{1-H}{H^3} e^{Bn^2} - V_1 \frac{a-z}{H^3} e^{Bn^2},$$

$$H = 1 - a^2 + z^2 + Ck,$$

решаемую на ЭВМ с помощью стандартных программ.
Здесь

$$V_1 = \frac{2\sqrt{2}V}{(U_a + U_b)\sqrt{h_0}(\lambda_a \pm \lambda_b)}$$

Получено решение этой системы для ряда комбинаций безразмерных параметров C , Bn , V_1 и найдены графики для определения связи несущей способности (импульса нагрузки), толщины слоя и сил трения

при переменном нагружении. Найдены также результаты при взаимном повороте трущихся поверхностей. Наложение обоих решений представляет собой полное решение поставленной задачи.

Ю. И. Байбородов, В. А. Котов, Ю. М. Селивановский

АКУСТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭЛАСТИЧНЫХ МЕТАЛЛО-ПЛАСТМАССОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

Современные быстроходные редукторы представляют сложные колебательные системы, уровни вибрации которых в большей степени определяются многочисленными резонансами, нежели передаваемой мощностью.

Существует ряд расчетных и экспериментальных методов определения резонансов и их источников, на базе которых разрабатываются мероприятия по отстройке колебательной системы. Однако в многоступенчатых редукторах с большим числом различных зацеплений очень сложно произвести полную отстройку оборотов во всем рабочем диапазоне, и практически всегда при изменении числа оборотов от холостого хода до максимального режима редуктор будет последовательно проходить несколько более или менее интенсивных резонансных состояний.

Для снижения интенсивности колебаний используются различные способы вибродемпфирования и виброизоляции: изготовление ступиц колес из чугуна, введение упругой прокладки между ободом и ступицей колеса, использование амортизаторов и упругих опор, покрытие деталей вибропоглощающими материалами и т. д. Большинство перечисленных мероприятий связано с использованием неметаллических материалов, которые плохо переносят повышенные температуры, масляную среду, интенсивные вибрации, знакопеременные нагрузки и т. д.

Было предложено в качестве амортизирующего и демпфирующего материала использовать «металлорезину». Ее упругость должна была обеспечить снижение колебаний в зарезонансной зоне (резонанс конструкции при использовании упругих опор существенно снижается), а демпфирующие свойства существенно уменьшить амплитуду колебаний при резонансе. Все остальные свойства «металлорезины» удовлетворяют самым жестким требованиям: термостойкость, маслостойкость, устойчивость при вибрационных нагрузках выше, чем у всех других вибродемпфирующих материалов.

Конструктивно «металлорезина» может быть включена в виде прокладок между корпусом редуктора и подшипника (при использовании шариковых подшипников) или являться основным несущим элементом подшипника скольжения. В этом случае в качестве поверхности трения может быть использован баббит (на тонкостенной втулке) или фторопласт-4, нанесенный на слой «металлорезины». В последнем случае улучшается ряд эксплуатационных характеристик подшипника. При использовании фторопласта желательнее предусмотреть увеличенную прокачку масла, так как подшипник критичен к локальному перегреву.

Акустические испытания «металлорезины» с фторопластовым покрытием были проведены на вибростенде ВК-ЗД. Плоские образцы различной толщины и материала спиралей показали снижение вибраций на 10—20 дБ в полосе частот от 300 до 2000 гц. Была установлена зависимость между толщиной слоя МР и акустической эффективностью. Влияние материала спиралей значительно меньше. Акустические испытания эластичных металло-пластмассовых подшипников на основе материала МР также выполнены на установке, но при возбуждении