

Для подшипника 4-36204 сила взаимодействия шарика с сепаратором изменяется от 38,7 Н в начале работы до 241,9 Н в момент выхода из строя из-за износа деталей. Следовательно, измерение этого усилия может быть использовано для диагностики состояния подшипника в процессе его работы. Для измерения предлагается использовать индуктивный датчик деформации сепаратора, в котором выпол-

няются прорези (рисунок 1). По обеим сторонам прорези выполняются вставки из ферромагнитного материала. Датчик, встроенный в наружное кольцо подшипника формирует импульс при прохождении каждой вставки. В результате при увеличении усилия возрастет деформация сепаратора и, следовательно, расстояние между вставками и время между соответствующими импульсами.

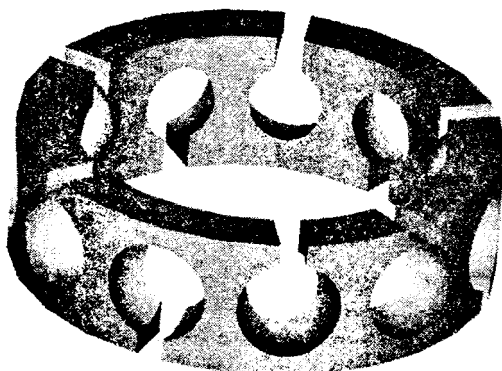


Рисунок 1 – Конструкция сепаратора

Таким образом, измеряя время между импульсами, можно получить силу, действующую на сепаратор подшипника со стороны шариков и использовать ее как диагностический параметр.

1. Опоры осей и валов машин и приборов / Под общ. ред. Н.А. Спицына и М.М. Машнева. – Л.: Машиностроение, 1970. – 159 с.

2. Курушин, М.И. Определение усилий и прочности сепаратора шарикоподшипника в условиях перекоса колец / М.И. Курушин, А.И. Дубровкина, А.Н. Калгин // Сб. науч. тр. / Куйбышевский авиационный ин-т им. С.П.Королева. – Куйбышев, 1969. – Вып. 40. – С. 117 – 140.

УДК 621.822

## ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОСТОЙКОСТИ ОПОР КАЧЕНИЯ В ПРИБОРОСТРОЕНИИ

Савченко А.Л., Минченя Н.Т., Минченя В.Т.

Белорусский национальный технический университет, Минск, Республика Беларусь

Для гашения вибраций наиболее часто используют пассивные методы, такие как демпфирование системы повышением осевого натяга в подшипниках или момента сопротивления вращению. Это приводит к увеличению энергетических потерь и снижению срока службы подшипников. Также применяют динамическое гашение вибраций установкой на роторе подвижных элементов. Такой метод ухудшает динамические свойства системы и работает в узком диапазоне частот.

Предлагается активный способ гашения вибраций путем создания дополнительных колебаний, находящихся в противофазе с доминирующей составляющей вибрации. Дополнительные колебания создаются путем создания пульсирующего потока смазочного материала, направляемого в подшипники. С этой целью маслораспределитель выполнен в виде струйного генератора, частотой которого

управляют путем изменения площади сечения выходного канала. Фазой колебаний управляют путем изменения длины выходного канала.

Система гашения колебаний строится следующим образом. С помощью вибродиагностического устройства выделяется доминирующая частота вибраций, после чего система задает нужную частоту струйного генератора и подбирает фазу колебаний до момента максимальной компенсации вибрации. Таким образом, система построена по схеме с обратной связью (рисунок 1).

На рисунке 2а показана модель вибраций подшипника, которая, как показано в [1], имеет очевидное сходство с реальной осциллограммой. На рисунке 2б приведена модель работы системы гашения вибраций (модели созданы в программе Vis-Sim 3.0E компании Visual Solutions). Видно, что при компенсирующем воздействии с постоянной частотой

той вибрации подшипника уменьшаются примерно в четыре раза. Работа с переменной частотой компенсирующих вибраций будет еще более эффективной.

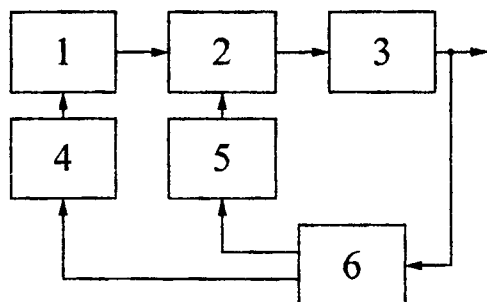
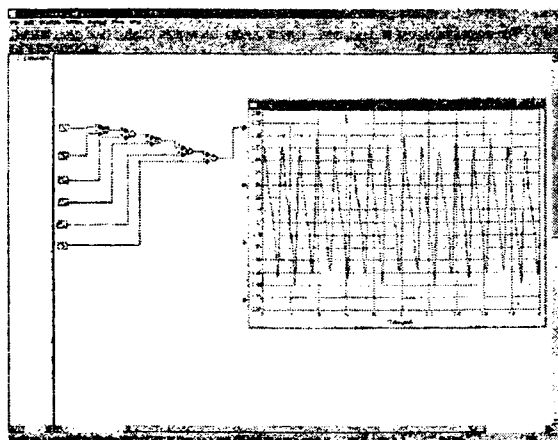
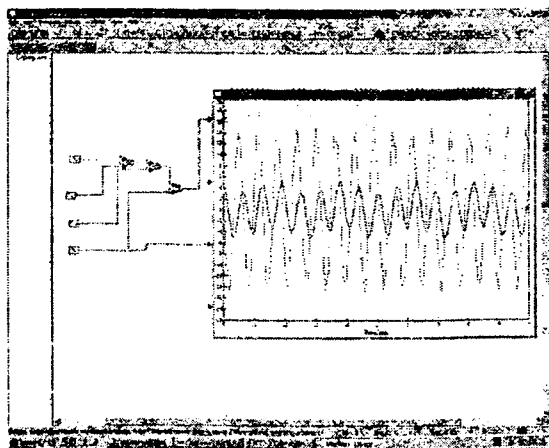


Рисунок 1 – Структурная схема системы активного гашения вибраций: 1 – струйный генератор; 2 – выходной канал генератора; 3 – подшипник; 4 – электромагнит для изменения частоты генератора; 5 – электромагнит для изменения фазы колебаний; 6 – вибродиагностическое устройство



а)



б)

Рисунок 2 – Модель частично скомпенсированных вибраций подшипника

Более простым вариантом решения проблемы представляется использование пассивных методов гашения вибраций, которые, однако, имеют низкую эффективность. Так, например, широко распространен метод повышения вибростойкости роторных систем за счет повышения предварительного осевого натяга в опорах. Низкая эффективность метода связана с особенностями конструкции радиально-упорного подшипника. Как показано на рисунке 3, основное направление действий вибраций расположено радиально по отношению к оси подшипника. В то же время сила  $F$ , противодействующая вибрациям, является радиальной составляющей осевого натяга  $F_a$  и может быть вычислена в зависимости от угла контакта в подшипнике:

$$F = F_a \cdot \sin \alpha.$$

При использовании в опорах радиально-упорных подшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  сила  $F$  составляет только 20% осевого натяга, зато момент трения в подшипнике растет в более значительной степени. Использовать для тех же целей более выгодный с энергетической точки зрения радиальный натяг затруднительно, так как направление действия вибраций в радиальной плоскости непостоянно.

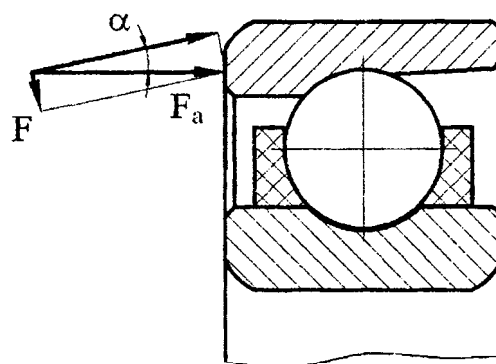


Рисунок 3 – Действие осевого натяга

Для решения этого противоречия авторы предлагают конструкцию виброустойчивой опоры, состоящей из трех радиально-упорных или радиальных подшипников. Каждый из подшипников нагружен предварительной радиальной силой, векторы которых расположены под углами  $120^\circ$  друг к другу. Такое расположение позволит гасить вибрации, действующие во всех радиальных направлениях.

Конструктивно устройство для создания натяга может быть выполнено в виде трех отдельных узлов создания нагрузки или одной общей регулируемой обоймы.

1. Савченко, А.Л. Исследование вибраций роторных систем машин и приборов и способ их активного гашения / А.Л. Савченко, Н.Т. Минченя // Приборостроение-2008 / Материалы междунар. научн.-техн. конф., Минск 12 – 14 ноября 2008 г. – Мн.: БНТУ, 2009. – С. 221–222.