

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ ПОДШИПНИКОВ ВИБРОГРОХОТА

Д. В. Попков

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого», Беларусь*

Научные руководители: Г. П. Тариков. А. Т. Бельский

Вибротранспортные машины, к которым относятся грохоты, широко используются во многих отраслях промышленности. Вибрационные грохоты применяются для разделения материалов (угля, щебня, гравийно-песчаных масс) на кондиционные товарные классы перед отправкой потребителям.

Вибрационный грохот – это грохот с вибрационным приводом, который в отличие от жесткого кинематического привода называют динамическим. Принципиальная особенность вибрационного грохота состоит в том, что характер колебательного движения, амплитуда и форма траекторий грохота определяются исключительно динамическими факторами – силовым воздействием, генерируемым приводом, числом и массой движущихся элементов, а также числом, расположением и характеристиками упругих элементов.

Динамический привод вибрационного грохота называется вибровозбудителем. В подавляющем большинстве конструкций грохотов используют центробежные вибровозбудители с вращающейся неуравновешенной массой, гораздо реже – электромагнитные.

Основной особенностью грохотов по отношению к другим вибротранспортным машинам является то, что они обладают самым высоким уровнем вибрации. Подшипники качения, установленные в вибровозбудителях грохотов, наряду с высокими скоростями и нагрузками, должны выдерживать также большие ускорения и центробежные силы.

Кроме этого имеют место неблагоприятные факторы, такие как загрязнение и влага. Из-за высоких радиальных ускорений особенно большой нагрузке подвергаются сепараторы подшипников.

Дисбаланс вращающихся масс вызывает прогиб вала, что приводит к увеличению трения и, следовательно, рабочей температуры подшипника.

Подшипники для вибрационного грохота обычно рассчитывают для номинальной долговечности L_h – от 10000 до 20000 ч. Долговечность L_h рассчитывают по зависимости:

$$L_h = \left(\frac{C}{P} \right)^{m'} \frac{10^6}{60n}, \text{ ч},$$

где C – динамическая грузоподъемность, кН; P – эквивалентная динамическая нагрузка, кН; $m' = \frac{10}{3}$ – показатель кривой усталости для расчета долговечности роликоподшипников; n – частота вращения, об/мин.

При вычислении эквивалентной нагрузки подшипника P влияние недостаточно точно определенных параметров учитывается с помощью коэффициента запаса $k_3 = 1,2$.

Целью данной работы являлось получения зависимостей для определения радиальной нагрузки на подшипник при различных видах вибровозбудителей.

Вибровозбудитель с круговыми колебаниями

Радиальная нагрузка на подшипник вибровозбудителя с круговыми колебаниями определяется центробежной силой короба, радиусом вибрации и частотой вращения по зависимости:

$$F_r = \frac{1}{z} \frac{G}{g} r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2, \text{ кН},$$

где z – количество подшипников; G – вес короба, кН; g – ускорение свободного падения, м/с²; r – радиус вибрации, м; n – частота вращения, об/мин.

Вибровозбудители с круговыми колебаниями, как правило, работают в сверхкритическом режиме, при котором почти достигается статическая амплитуда вибраций, поэтому общую ось центра масс можно считать неизменной. Радиус вибрации в этом случае можно определить из соотношения веса короба и веса вибровозбудителя:

$$Gr = G_1(R - r), \text{ откуда } r = \frac{G_1 R}{G + G_1}, \text{ м},$$

где G – вес короба виброгрохота, кН; G_1 – вес вибровозбудителя, кН; R – расстояние между центром тяжести вибровозбудителя и осью подшипника, м; r – радиус вибрации короба виброгрохота, м.

В этом случае радиальная нагрузка на подшипник вибровозбудителя с круговыми колебаниями:

$$F_r = \frac{1}{z} \frac{G}{g} \frac{G_1 R}{G + G_1} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2, \text{ кН},$$

а эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = k_3 F_r, \text{ кН}.$$

Вибровозбудитель с линейными колебаниями

Характерной особенностью вибровозбудителя с линейными колебаниями является то, что имеется две синхронно вращающиеся в противоположные стороны вибросистемы.

Для определения сил, действующих на подшипники вибровозбудителя, вращающие вектора центробежных сил разложим в проекции на оси в направлении, связывающем оба вала, и в направлении, перпендикулярном этой линии.

Очевидно, что компоненты, проецируемые на линию, связывающие оба вала, взаимно сокращаются, а компоненты в перпендикулярном направлении складываются и генерируют гармонически изменяющую центробежную силу инерции, сообщающую коробу виброгрохота линейные колебания.

В этом случае нагрузки, действующие на подшипник, вычисляются по зависимостям:

– в направлении вибрации:

$$F_{r_{\min}} = \frac{1}{z} \frac{G}{g} \cdot r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 = \frac{1}{z} \frac{G_1}{g} (R - r) \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2, \text{ кН};$$

– в направлении перпендикулярно колебательному движению:

$$F_{r_{\max}} = \frac{1}{z} \frac{G_1}{g} \cdot R \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2, \text{ кН}.$$

В этом случае для вибровозбудителя величина радиальной нагрузки синусоидального характера, действующая на подшипник, будет определяться по зависимости:

$$F_r = 0,68F_{r_{\max}} + 0,32F_{r_{\min}}, \text{ кН}.$$

Эксцентрикковый виброгрохот

В отличие от вибровозбудителя на пружинах при использовании грохота с вибровозбудителем с жестким креплением радиус вибрации определяется эксцентриситетом вала.

Если пренебречь влиянием опорных пружин, то, как и в случае с вибровозбудителем с круговыми колебаниями, радиальная нагрузка на подшипники для эксцентриккового виброгрохота будет определяться по зависимости:

$$F_r = \frac{1}{z} \frac{G}{g} \cdot r \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2, \text{ кН},$$

где r – эксцентрикковый радиус коленчатого вала, м; z – число внутренних подшипников.

На внешние подшипники эксцентриккового виброгрохота действует небольшая нагрузка. Это связано с тем, что центробежная сила, действующая на короб виброгрохота, на холостом ходу компенсируется противовесами. Причем эта нагрузка непостоянна, она изменяется по синусоиде из-за наличия опорных пружин.

Внешние подшипники не участвуют в колебательных движениях, поэтому при их выборе ориентируются на диаметр вала.

Л и т е р а т у р а

1. Быховский, И. И. Основы теории вибрационной техники / И. И. Быховский. – М. : Машиностроение, 1968. – 362 с.

2. Галахов, М. А. Расчет подшипниковых узлов / М. А. Галахов, А. Н. Бурмистров. – М. : Машиностроение, 1988. – 272 с.
3. Перель, Л. Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1983. – 543 с.
4. Блехман, И. И. Вибрационная механика / И. И. Блехман. – М. : Физматлит, 1994. – 400 с.