

Проведенные экспериментальные исследования по определению траектории центра шатунной шейки были выполнены на двигателе СМД-14 при помощи индуктивных датчиков. Определение деформации шатунного подшипника исследовалось в статических условиях. В результате были получены зависимости максимальной деформации и величины контактного угла от действующей внешней силы на подшипник.

Исследования показали, что при значительном слое между рабочими поверхностями деформация в 1—2 мкм не оказывает заметного влияния на параметры масляного слоя. Деформация подшипника при сближениях под действием инерционных сил равна 1 мкм, поэтому влиянием ее пренебрегают. Деформация шатунной шейки не бывает более 1 мкм, поэтому ею тоже пренебрегают. В период действия газовых сил величина деформации достигает 16 мкм, следовательно, учет ее необходим. Построение деформированной поверхности вкладыша производится следующим образом. Для выбранного момента определяется по полярной диаграмме нагружения величина действующей внешней силы. По ней находится величина деформации и откладывается от поверхности вкладыша, изображенной на траектории в его тело.

Построение траектории с учетом деформации в период действия газовых сил значительно повышает ее точность.

**И. Я. Альшиц, Д. Д. Гуськов**

## **ПОВЫШЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ ПРИМЕНЕНИЕМ УПРУГО-ДЕФОРМИРУЕМЫХ ВКЛАДЫШЕЙ**

Грузоподъемность подшипников зависит от относительного зазора. По расчету, чем меньше относительный зазор, тем больше грузоподъемность. Однако на практике эта зависимость не всегда подтверждается, вследствие худшей прокачки масла через подшипник с малым относительным зазором и, следовательно, большим нагревом подшипника.

В упруго-деформируемом подшипнике участок масляной пленки между деформированной частью вкладыша и валом можно рассматривать как аналогичный участок в недеформированном подшипнике с величиной зазора, определяемой новой фактической кривизной вкладыша, т. е. можно считать, что при деформации вкладыша его несущая способность будет определяться новой условной величиной относительного зазора, т. к. площадь сечения зазора при деформации вкладыша (обеспечиваемая созданием соответствующих поднутренний в корпусе или во втулке) остается практически постоянной. Таким образом можно проверить зависимость грузоподъемности вкладыша от относительного зазора при одной и той же прокачке масла через подшипник.

Экспериментальная проверка (при скорости 3 м/сек) показала, что у недеформированного вкладыша (поднутрения отсутствуют) при условном относительном зазоре  $= 0,0082$  грузоподъемность  $= 3450$  кгс; у деформированного (за счет поднутрений на вкладыше) условный относительный зазор  $= 0,0015—0,002$ , грузоподъемность  $= 13200$  кгс; у деформированного за счет поднутрений на промежуточной втулке условный относительный зазор  $= 0,004—0,005$ , грузоподъемность  $= 10000$  кгс.

Данные испытаний дают представление о влиянии на несущую способность подшипников изменения кривизны внутренней поверхности вкладышей при их деформировании. Показано, что грузоподъемность подшипников с большим относительным зазором может быть значительно повышена (до 4-х и более раз) за счет изменения конструкции подшипника, обеспечивающей заданную деформацию вкладыша под нагрузкой.

Ю. И. Байбородов, А. П. Савинов

## **ВЛИЯНИЕ ЭЛАСТО-ЭФФЕКТА НА РАСХОД СМАЗКИ В УПРУГО-ДЕФОРМИРУЮЩИХСЯ ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Известно, что в жестких бронзовых и баббитовых подшипниках скольжения расход смазки существенным образом зависит от зазора в нерабочей части подшипника.

Существующие методики расчета с достаточной точностью позволяют определить расход смазки через рабочую и нерабочую зону подшипника при заданных геометрических и режимных параметрах подшипника.

Однако эксперименты и расчеты показывают, что в эластичных упруго-деформирующихся неметаллических и металло-пластмассовых подшипниках скольжения шейка вала под действием нагрузки может смещаться относительно центра подшипника на величину, превышающую радиальный зазор.

При этом относительный эксцентриситет может быть значительно больше единицы, чего в жестких металлических подшипниках практически не бывает. Данное обстоятельство приводит к существенному увеличению зазора в нерабочей зоне подшипника и повышению расхода смазки через подшипник.

В докладе приведен анализ влияния жесткости подшипника на величину зазора в нерабочей его зоне и составлены исходные уравнения для определения расхода смазки через подшипник с учетом деформации эластичного вкладыша.