

## ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ УРАВНЕНИЯ РЕЙНОЛЬДСА ПРИ НАЛИЧИИ КАВИТАЦИИ В МАСЛЯНОЙ ПЛЕНКЕ

Наличие в масляном клине диффузорных областей может, как известно, привести к развитию кавитационных явлений и обрыву слоя. Решение задачи по определению границ области, в которой существует сплошная масляная пленка, производится обычно по методу последовательных приближений, что даже при использовании вычислительных машин оказывается весьма непроизводительным процессом и связано с большими затратами машинного времени.

На основе широко известного способа прогонки предлагается алгоритм поиска границы, позволяющий выполнить расчет основных гидродинамических характеристик подшипника за одно приближение. При этом в одномерном случае используется обычная, а в двумерном — матричная прогонка.

В. А. Слободкин

## РАБОЧИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ТУРБУЛЕНТНОСТЬЮ В СЛОЕ СМАЗКИ

При некоторых условиях, определяемых геометрическими параметрами подшипника, его нагружением и физическими свойствами смазочной жидкости происходит нарушение ламинарного режима течения в слое смазки. Режим течения в смазочном слое в значительной степени определяет рабочие характеристики подшипника скольжения.

С целью получения расчетных зависимостей для рабочих характеристик высокоскоростных подшипников скольжения проведены экспериментально-теоретические исследования условий нарушения ламинарного режима течения смазки и влияния турбулентности на несущую способность, потери трения и прокачку масла.

Методами теории подобия получен общий вид искомых расчетных выражений, конкретный вид зависимостей получен обработкой результатов опытов в критериальной форме.

Исследуемую пару составляли неразъемный цилиндрический подшипник и валик с номинальным диаметром 50 мм. Относительная длина подшипника равна 1, диаметральный зазор — 0,15, 0,27 и 0,35 мм. Максимальное удельное давление на подшипник не превосходило  $20 \cdot 10^6$  н/м<sup>2</sup>, число оборотов валика изменялось от 1200 до 16000 об/мин. В качестве смазок применялись масла турбинные 22 и индустриальное 12. Подвод смазки осуществлялся через одно отверстие и Т-образную канавку в нерабочую зону подшипника,

условия подвода смазки во всех опытах были неизменными. Давление подачи масла составляло  $(1-4) \cdot 10^6$  н/м<sup>2</sup>, температура масла на входе изменялась в пределах 25—85° С, на выходе — 31—95° С.

В процессе экспериментов непосредственно определялись положение вала в зазоре, давление в различных точках смазочного слоя и момент трения в подшипнике.

Результаты обработки опытных данных представлены в виде графиков. Получены расчетные зависимости для несущей способности и потерь трения, позволяющие определять искомые величины с точностью 10—15%.

Помимо получения расчетных зависимостей проведенные исследования позволяют сделать следующие основные выводы:

1. При определенном сочетании условий нагружения и геометрических параметров подшипника в слое смазки нарушается ламинарный режим течения жидкости. Критические значения числа Рейнольдса несколько отличаются от таковых, найденных предшествующими исследователями.

2. Несущая способность и потери на трение в подшипнике с турбулентностью выше, чем при ламинарном режиме. Зависимость рабочих характеристик от числа Рейнольдса иная, чем для ламинарного режима.

3. В подшипнике с малым относительным зазором при высоких значениях числа Рейнольдса обнаружен «запирющий» эффект — уменьшение интенсивности осевого потока.

4. Положение вала в зазоре (угол между линией центров и линией нагрузки) в подшипнике с турбулентностью отличается от такового в подшипнике с ламинарным режимом при одинаковых значениях эксцентриситета.

**И. А. Тодер**

## **О ПРИМЕНЕНИИ КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СМАЗКИ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЯЖЕЛО НАГРУЖЕННЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ОПОР ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ**

Деформации трущихся поверхностей тяжело нагруженных опор скольжения даже при применении металлических антифрикционных материалов весьма значительны. Приведены экспериментальные данные, показывающие значительное влияние деформаций на распределение гидродинамического давления и толщины смазочного слоя в опытных подшипниках диаметром 180 мм. На основании полученных экспериментальных данных показана геометрия смазочного слоя в нагруженной зоне подшипника в зависимости от действующей нагрузки. Применительно к конструкции опор прокатных валков представлены экспериментальные и опытные данные, характеризующие влияние на распределение гидродинамического давления и геометрию смазочного слоя таких факторов как: