

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:

неполная самоустановка подшипника (перекос);  
непрямолинейность образующей трущихся поверхностей;  
овальность тонкостенного нежесткого вкладыша.

На основании анализа экспериментальных данных о влиянии различных факторов на распределение давления в смазочном слое и изменении его геометрии сделан вывод об установлении целесообразного предела повышения точности расчетов тяжело нагруженных опор скольжения. Исходя из этого выполнен анализ степени влияния различных факторов, включаемых в расчет тяжело нагруженных высокоскоростных опор. Расчет должен основываться на решении неизотермической гидродинамической задачи с учетом деформируемости трущихся поверхностей и вязкости, зависящей от давления и температуры. Показано, что погрешность от введения некоторых упрощающих допущений лежит в пределах погрешности, определяемой разбросом вязкостных свойств масел, погрешностями изготовления и установки подшипников, неточностью определения нагрузки. Дано экспериментальное подтверждение удовлетворительной точности расчета.

**Т. А. Ноздрина**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОПРЯЖЕННОСТИ ДЕЙДУДНЫХ КАПРОЛОНОВЫХ ПОДШИПНИКОВ**

В последние годы в качестве антифрикционного материала для дейдвудных подшипников начали применять полиамидные материалы. В связи с высоким тепловым сопротивлением и низкой теплоустойчивостью полиамидов особое значение приобретает исследование тепловой напряженности подшипников. Дейдвудные подшипники, смазываемые и охлаждаемые забортной водой, имеют свою специфику, которая не позволяет переносить на них результаты, полученные для подшипников, работающих в других условиях.

Тепловой режим подшипника, смазываемого и охлаждаемого водой, существенным образом зависит от закономерностей движения охлаждающей жидкости в зазоре.

Движение воды в дейдвудном подшипнике определяется двумя факторами: перепадом давлений по длине подшипника (создается насосом) и вращением вала, которое приводит к перераспределению водяных потоков в подшипнике.

Экспериментальное исследование гидродинамических и тепловых явлений в дейдвудных подшипниках подтверждает основные выводы теоретического анализа.

Исследование режимов трения применительно к реальным условиям, в которых работают капролоновые дейдвудные подшипники, показывает, что трение носит полужидкостный характер.