

ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И СПОСОБЫ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРОФИЛИРОВАННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Vladimir Mamarin

Mykolayiv State Agrarian University, Ukraine
Etcmt@yandex.ru

Аннотация. Рассмотрены основные разновидности конструкции профилированных подшипников скольжения и методы расчета их рабочих параметров, Определены технологические способы изготовления профилированных поверхностей подшипников.

Ключевые слова: профилированный подшипник, смазочный слой, рациональный профиль, несущая способность.

ВВЕДЕНИЕ

Создание более совершенных механизмов требует углубленного изучения сложных процессов, происходящих при взаимодействии деталей машин, в частности такого широко распространенного узла как вал - подшипник. Известно, что надежность и работоспособность машин и механизмов в большой степени зависит от типа и конструкции подшипниковых узлов. Часто сравнительно небольшим изменением элементов конструкции удается существенно улучшить условия работы подшипников и их смазки, повысить несущую способность и ресурс подшипника и всего механизма.

Новые конструкции нуждаются и в разработке новой сопутствующей технологии их изготовления. При этом важно учесть влияние технологических погрешностей на эксплуатационные рабочие характеристики изготовленных деталей и узлов.

Гидродинамические подшипники скольжения более распространены в технике, чем гидростатические, т.к. не требуют подачи масла под большим давлением и повышенных расходов смазки. Подъемная сила в несущем слое масла, разделяющим поверхности трения гидродинамического подшипника, создается благодаря вращению шейки вала, захватывающей масло и нагнетающей его как насос в зазор, что повышает давление в жидкостном слое до величины, уравнивающей внешнюю нагрузку. Многие исследователи, изучающие работу гидродинамических подшипников скольжения М.В.Коровчинский, Д.С.Коднир, С.А.Чернавский, Ф.П.Снеговский Х.Брендель и другие, обращали внимание на непосредственную связь формы образующегося зазора и несущей способности подшипника. В связи с этим появились многочисленные заявки на различные конструкции подшипника скольжения, где профиль вкладыша или вала имел форму, отличающуюся от цилиндрической.

Многочисленными экспериментами доказано теоретическое предположение, что имеет место самопроизвольный обрыв масляной пленки в точке, где градиент давления равен нулю. Протяженность развития гидродинамических давлений, согласно [Коровчинский М.В. 1974, Типей Н., Константинову В., Ника А. 1974], лежит в пределах 40-100°.

Представляется возможным и целесообразным расширить зону гидродинамического давления и соответственно увеличить несущую способность подшипника, созданием профилированного несущего масляного клина, путем обработки профиля несущего вкладыша по математически заданной кривой. Применяя этот способ для конкретного случая удалось сконструировать новый тип радиально-упорного конусного подшипника.

При этом возникает необходимость определить расчетным путем уравнения закона изменений профилей, отвечающим наилучшим рабочим характеристикам подшипников, разработать способы получения требуемых профилей вкладышей и методы задания технологических параметров их изготовления.

ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КАК МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

Подшипники скольжения с круговой расточкой несущего вкладыша просты в изготовлении, но не всегда соответствуют предъявляемым к ним требованиям. Так, подшипники машин с быстровращающимися хорошо отбалансированными роторами, могут служить источником интенсивных колебаний ротора, вызванных анизотропией поля давлений смазочного слоя.

Для повышения виброустойчивости и улучшения центровки цапфы, при расточке вкладышам подшипников этих машин придают такую форму, при которой возникают дополнительные гидродинамические клинья в ненагруженной зоне.

Довольно часто используют подшипники с эллиптической расточкой (рис.1, а), образно называемые "лимонными". Обладая виброустойчивостью, этот подшипник имеет сравнительно небольшую несущую способность, т.к. при любом направлении вращения вала дуга охвата в каждой половине не превышает четверти окружности, положительным качеством является возможность реверсивного вращения вала.

Для агрегатов с неизменным направлением вращения применяют подшипники со смещенными в плоскости разреза вкладышами или двух-клиновые (рис.1,б). Несущая способность у них выше чем у "лимонных". В случае ненагруженного (например, вертикального) ротора центр цапфы будет расположен посередине, и обе эпюры давлений будут симметричны.

Увеличение числа клиньев (рис.1, в) повышает устойчивость и улучшает центровку цапфы, но несущая способность подшипника уменьшается; подшипники этого типа, в основном применяются для легко нагруженных валов, вращающихся с большой угловой скоростью, т.е. центрифуг и т.д. При достаточно малом зазоре может быть достигнута очень точная центровка цапфы в подшипнике, что весьма важно для опор шпинделей шлифовальных станков.

Многоклиновые подшипники с числом клиньев от 3-х до 5-ти выпускаются заводами *Gleitlager, Gesellschaft* (ФРГ), *Clacier-Metall* (Англия) *Caro-Werk* (Австрия) и другими (рис. 1, в,г). Нормализация типоразмеров подшипников такого типа позволяет конструктору подбирать номер подшипника по величине нагрузки, частоте вращения и сорту смазки, указываемых в каталоге, подобно тому, как это практикуется при выборе подшипников качения.

При постоянной по величине и направлению нагрузке, целесообразно применять подшипник с неравными клиньями, располагая клин с большей дугой охвата в нагруженной зоне (рис.1, г). Такую конструкцию имеют трехклиновые подшипники некоторых турбин *Brown Boveri C⁰*. Если во всех предшествующих примерах клиновые сегменты образовывались равными по длине дугами окружности одного радиуса, то здесь имеем нижний несущий сегмент с углом охвата равным 180° и два верхних с углом охвата по 90°. Радиусы окружностей верхних и нижнего сегмента также различны.

Ранее уже упоминалось о многочисленных патентах, взятых на конструкции подшипников скольжения более сложных профилей.

Широкое распространение профилированных подшипников и их большие потенциальные возможности подтверждают актуальность данного исследования.

Расчет подшипников скольжения, работающих в режиме жидкостного трения, основан на гидродинамической теории смазки. Исходные положения этой теории были сформулированы Н.П.Петровым в 80-х годах прошлого столетия. Выдающийся русский ученый первым доказал возможность применения закона Ньютона и уравнения течения жидкости для описания процессов смазки. Рассматривая поверхности шипа и подшипника как соосные круговые цилиндры, Н.П.Петров на основании гипотезы Ньютона о напряжении вязкого сдвига в слое жидкости получил свою широко известную формулу для силы трения в подшипнике. Для проверки созданной теории Н.П.Петров провел ряд опытов, в которых теория получила достаточное подтверждение.

Основные положения гидродинамической теории смазки подшипников скольжения Петров Н.П. изложил в работе опубликованной в 1883 г.

Н.Е.Жуковский в своих работах указал, что центры шипа и подшипника при работе под нагрузкой не совпадают, т. к. иначе невозможно возникновение несущей силы смазочного слоя.

Профессор Манчестерского университета Осборн Рейнольдс выполнил собственное независимое исследование поведения вязкой жидкости в подшипниках скольжения. Полученные результаты он доложил в 1884 г. и опубликовал в 1886 г.

О.Рейнольдс точно установил условия ламинарного течения жидкости и возможности применения уравнений Навье-Стокса. Он доказал математически, что только при эксцентрическом положении шипа в подшипнике в смазочном слое возникают давления, воспринимающие нагрузку на шип. Используя дифференциальное уравнение движения вязкой жидкости и приняв упрощающие предположения, Рейнольдс получил приближенное уравнение, описывающее развитие гидродинамических давлений в слое смазки:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\mu \left[2U_1 + (U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} \right]. \quad (1)$$

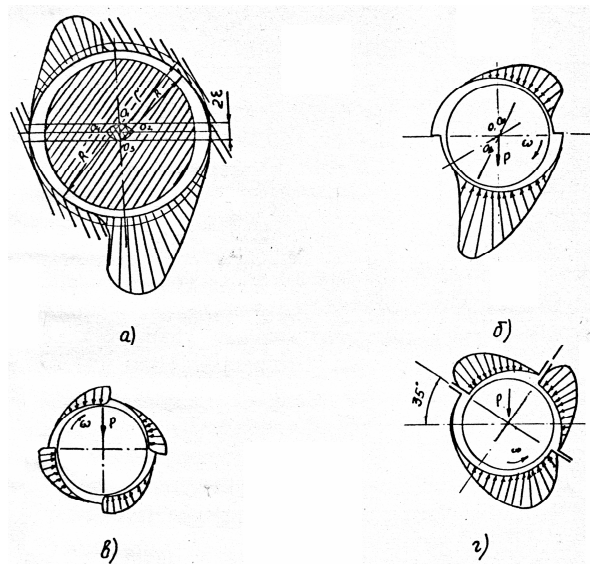


Рис.1. Схемы профилированных подшипников скольжения
а) лимонный; б) двухклиновый; в) четырехклиновый; г) трехклиновый
Fig.1. Charts of the profiled bearing of sliding
a) lemon; б) dvuhklinoviy; в) chetirehklinoviy; г) trehklinoviy

Вследствие математических трудностей О.Рейнольдс вынужден был обратиться к приближенному методу решения полученного им уравнения, разложив функции, подлежащие интегрированию, в ряды Фурье. О.Рейнольдс получил закон распределения гидродинамического давления в слое смазки. Полученное решение ограничивалось определенным пределом относительного эксцентриситета, отличалось большой сложностью и поэтому не получило практического применения.

Более доступным для практического применения было приближенное решение уравнения Рейнольдса, полученное Зоммерфельдом в 1884 г. Зоммерфельд решал уравнение Рейнольдса при следующих допущениях: давление по длине подшипника не изменяется (плоская задача); смазка заполняет весь зазор; в смазочном слое могут существовать отрицательные давления, соизмеряемые с положительными; смазка не сжимаема; вязкость смазки постоянна.

Зоммерфельд привел уравнение Рейнольдса к виду:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 6\mu U r \frac{\partial h}{\partial y}, \quad (2)$$

далее он использовал подстановку с введением новой переменной, получив точное решение упрощенного уравнения Рейнольдса.

Однако предположение о существовании в смазочном слое отрицательных давлений являлось слабым местом в этом решении.

В 1904 г. Н.Е.Жуковский, совместно с С.А.Чаплыгиным, применив биполярные координаты Неймана, получили точное решение задачи о распределении гидродинамических давлений в слое смазки при эксцентричном положении шипа в подшипнике.

В 1905 г. уравнение Рейнольдса решил, с учетом конечной ширины подшипника, А.Мичел, который рассматривал прямоугольный ползун, имеющий уклон в направлении движения с давлением на всех границах равным 0, при этом распределение давления определялось в виде суммы:

$$P = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{W_m(X) \sin mZ}{mX}. \quad (3)$$

Эта замена приводит уравнение Рейнольдса к неоднородному уравнению Бесселя, решения которого находятся в виде суммы бесселевых функций и степенных рядов.

Решение А.Мичела усовершенствовала В.Вуд, выразившая решение неоднородного уравнения Бесселя через функции Струве от мнимого аргумента.

Впоследствии задача Мичела была обобщена для поверхности, состоящей из части, параллельной упорному гребню и находящейся под углом по отношению к нему. На границах несущей поверхности давления отличны от 0. Работу выполнили Токарь И.Я., Бялый Б.И., Шайн А.С.

Профессор Н.И. Мерцалов рекомендовал для решения гидродинамической задачи применять опытную зависимость положения линии центров и цапфы.

Е.М.Гутьяр в своем решении принимает путь движения центра цапфы по полуокружности.

Для практических расчетов подшипников скольжения следовало учитывать влияние торцовых утечек смазки, существенно влияющих на несущую способность и другие характеристики подшипников.

В первых работах влияние торцовых утечек учитывалось полуэмпирическими поправочными коэффициентами, определяющими отношение коэффициентов нагруженности и сопротивления вращению в подшипниках конечной и бесконечной длины.

Попытку учесть влияние торцовых утечек первым сделал Гюмбель, который, используя опыты Штрибека, ввел поправочные коэффициенты для нагруженности и сопротивления вращению.

Фальц использовал коэффициенты Гюмбеля при разработке своей расчетной методики.

Кингбюри, Нидс, Хоартс также получили соответствующие коэффициенты, используя для их обоснования аналогию уравнений Рейнольдса и закона Ома для электролитов.

Все предложенные выше решения не имели достаточного теоретического обоснования, часто носили формальный характер и были не применимы для надежных инженерных расчетов.

Метод приближенного решения уравнения Рейнольдса для двухмерного потока впервые разработал А.Стодола, предложивший искать функции распределения давления в виде 2-х функций, каждая из которых зависит от одной координаты:

$$P(\alpha, Z) = \omega(\alpha) \cdot \eta(Z), \quad (4)$$

в этом случае функции $\eta(z)$ задается в виде параболы, а функция распределения давления по окружности подшипника находится численно последовательным приближением.

М.И.Яновский, применив метод Стодолы, разработал теорию для подшипника конечной длины, принимая функцию распределения давления в виде произведения

$$P(\alpha, Z) = A \cdot \omega(\alpha) \cdot \eta(Z), \quad (5)$$

где: A - постоянная, соответствующая точке максимального давления.

Р.Бауэр также принимал распределение давлений по оси в виде квадратичной параболы, но функцию $\eta(z)$ представлял в виде тригонометрического ряда, коэффициенты которого определялись методом Б.Г.Галеркина.

Р.Шибель для решения пространственного уравнения Рейнольдса применил вариационный метод. Функцию давления он принял в виде произведения:

$$P(\alpha, Z) = C \cdot \omega(\alpha) \cdot \eta(Z), \quad (6)$$

где: распределение давления по оси $\eta(z)$ - квадратичная парабола; C - коэффициент торцовых утечек, выражающий отношение гидродинамических давлений подшипников конечной и бесконечной длины. При расчете упорных подшипников коэффициент отыскивался вариационным методом Ритца.

Д.С.Коднир уточнил решение Шибеля и получил результаты, близко совпадающие с экспериментальными данными.

Однако принятое в решении Д.С.Коднира допущение о пропорциональности давлений в любой точке подшипника конечной и бесконечной длины вносит дополнительную погрешность в решение уравнения Рейнольдса. Поэтому, несмотря на простоту метода, решение Шибеля-Коднира уступает ранее разработанному методу Стодолы-Яновского.

В.М.Гутьяр находил распределение давления вдоль оси подшипника по гиперболическому косинусу, но из-за некоторых неточностей в решении поправочные коэффициенты В.М.Гутьяра получились независимые от положения шипа в подшипнике.

Д. Кристоферсон для решения уравнения Рейнольдса применил метод конечных разностей (метод релаксации Саусвелла). Тот же метод применили позднее А.Камерон и В.Вуд.

Г.Сассенфельд и А.Вальтер вычисляли характеристики подшипников применяя подстановку, предложенную Г.Фогельполен

Г.Г.Баранов применил метод наименьших квадратов отыскивая решения в форме предложенной ДUFFингом:

$$P(\alpha, Z) = \sum P_i(\alpha) \cdot P_i(Z). \quad (7)$$

А.К. Дьячков выполнил подробное исследование подшипников скольжения конечной длины, изучил влияние зависимости вязкости масла от давления, разработал теорию динамически нагруженного подшипника скольжения.

О.Пинкус выполнил вычисления методом сеток, более, чем для 200 точек на поверхности, и получил решение для подшипников с частичным охватом.

Д.Хайс использует вариационный метод и получает решение с помощью ЭВМ.

Использование ЭВМ, применение различных математических приемов и упрощений позволило сократить вычислительные работы. Так, А.Вальтер и Г.Саксенфельд выполнили решение с помощью алгоритма Гаусса для подшипника конечной длины. Уорнер применил приближение, позволившее принять распределение давлений в конечной форме интегрируемой аналитически.

М.В.Коровчинский разработал два способа расчета, построенных на использовании вариационного метода. В работах [Коровчинский М.В. 1974, Воскресенский В.А., Дьяков В.И. 1990] приведен метод "точного" решения уравнения Рейнольдса для подшипников конечной длины, выполнено приближенное решение методом "последовательных решений", дан глубокий анализ каждого влияющего фактора.

Функция распределения давления в первом варианте точного решения:

$$\Psi(\varphi, W) = H \cdot \Pi_{\infty}(\varphi) - F(\varphi, W), \dots \quad (8)$$

где: Π_{∞} - функция распределения давления неограниченно протяженного подшипника, а $F(Y, W)$ удовлетворяет однородному уравнению

$$\frac{\partial^2 F}{\partial \varphi^2} + \left(\frac{d}{L}\right)^2 \cdot \frac{\partial^2 F}{\partial W^2} - \frac{1}{H} \cdot \frac{\partial^2 H}{\partial \varphi^2} \cdot F = 0, \quad (9)$$

решение которого имеет вид:

$$F(\varphi, W) = \sum_{k=1}^{\infty} q_k(\varphi) \cdot C \cdot h\left(\frac{L}{d} \lambda_k W\right), \quad (10)$$

здесь λ_k - собственные числа задачи. Используя метод Галеркина, получают λ_k и значение функции $q_k(Y)$ в виде:

$$q_k(\varphi) = \sum_{s=1}^n C_{ks} \cdot \sin\left[S \frac{\pi(\varphi - \varphi_1)}{(\varphi_2 - \varphi_1)}\right], \quad (11)$$

где: Y_1 и Y_2 представляют области интегрирования функции давления для подшипника бесконечной протяженности.

Второй способ расчета М.В. Коровчинского также построен на использовании вариационного метода. Решение для функции давления в этом случае находится в виде:

$$P = P_{\infty} \sum_{m=1}^n C_m U_m(W). \quad (12)$$

Коэффициенты C_m определяются из системы алгебраических уравнений, записанных на основании ортогональности оператора к координатным функциям $U_m(W)$. В качестве последних автор рассматривал полиномы Лежандра, Чебышева, но отдал предпочтение тригонометрическим координатным функциям вида.

Используя последний метод М.В.Коровчинского, получили таблицы значений основных безразмерных параметров опорных подшипников, которые широко используются в настоящее время в расчетной практике заводов и проектных институтов.

Сочетание вариационного метода Л.В.Канторовича в форме Галеркина и численного метода применил для решения Э.Л.Позняк.

И.Я.Токарь, П.С.Черняков рассмотрели задачу смазки конических опор с учетом теплопередачи центробежных сил. Коническая опора состояла из плоской пяты и осесимметричной конической несущей поверхности вкладыша с пояском на периферии.

Г.А.Поспелов и В.А.Максимов С вывели дифференциальное уравнение течения смазки в зазоре конического подшипника с учетом инерционных сил смазки. Ими же разработана методика решения этого уравнения без учета сил инерции.

А.М.Галеев применил методику Г.А.Поспелова и В.А.Максимова для получения выражения распределения давлений в гидродинамическом коническом опорно-упорном подшипнике скольжения. Используя вариационный метод Л.В.Канторовича, Галеев определил распределение давления в смазочном слое при эксцентричном положении шипа и вкладыша, которые имели рабочие поверхности в виде круговых конусов. Были найдены радиальная и осевая составляющие несущей способности, расход смазки и момент трения.

Конические несущие поверхности рассмотрели Иида Сэйити и Ариэ Микио которые использовали релаксационный метод и решили задачи смазки конических опор, применяя метод осреднения, предложенный Н.А.Слезкиным и С.М.Таргом.

Трудности, связанные с учетом не изотермичности действительного процесса смазки, вынуждают исследователей вводить допущения, упрощающие уравнения переноса тепла. Так, Г.Фогельполь, Г. Шлихтинг считают, что теплоотвод происходит только в стенки подшипника. О.Рейнольдс, А.Чарнс, Ф.Остерл, Э.Сейбл, Д. Кристоферсон, В.Коуп, Б.Штернлихт, О.Пинкус и многие другие пренебрегают истечением тепла в стенки, а считают, что все или почти все тепло уносится смазкой. И.А.Кунин на основании опытов В.К.Феррони показал, что для стационарной работы упорных подшипников величина теплового потока в стенки на порядок ниже, чем поток, уносимый движущейся жидкостью. Позже И.Коррай, К. Броклей и Ф.Дборак пришли к аналогичному выводу.

Б.Джиоглу и более полно М.Е.Подольский рассмотрели теплопередачу с движущейся жидкостью и отвод тепла в стенки. Однако из-за значительных трудностей расчета также вводили ряд упрощений.

Методы, основанные на решении гидродинамических задач смазки в предположении изотермичности процесса, далеки от совершенства в случае высоких удельных нагрузок, когда влияние неизотермичности процесса и податливости опор становится существенным. Для большого числа опор трения влияние этих факторов незначительно поэтому расчеты, построенные в предположении изотермичности процесса и с учетом фактора неизотермичности, дают практически одинаковые результаты.

В процессе 100-летней истории развития гидродинамической теории смазки в нашей стране и за рубежом выполнено большое число глубоких и всесторонних исследований. Большой вклад в развитие науки о трении внесли также советские ученые И.Я.Альшиц, О.И.Богданов, А.Г.Бургвиц, С.В.Венцель, С. К.Дьяченко, Г.А.Завьялов, И.В. Крагельский, А.К.Никитин, Д.Н.Решетов, А.И.Целиков, М.М.Хрущев и другие.

Все разработанные теории гидродинамических подшипников скольжения по классификации, предложенной М.В.Коровчинским, можно разбить на 3 основные группы:

1. Теории носящие полуэмпирический характер, в которых эффект торцового истечения учитывается полуэмпирическими коэффициентами, зависящими лишь от отношения длины шипа к его диаметру.

2. Теории, в которых закономерность распределения давления вдоль оси шипа принимается заранее, например, по квадратичной параболе или косинусоиде.

3. Теории, в которых распределение давлений, как вдоль оси шипа, так и по направлению вращения, отыскивается в процессе решения, но в которых имеются допущения физического характера, вводимые для упрощения математической стороны вопроса.

Теории второй и третьей группы в физическом смысле наиболее корректны и поэтому дают более достоверные результаты.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПРОФИЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Из подшипников с некруглой формой расточки наиболее употребляемыми являются эллиптические или "лимонные" подшипники [Чернавский С.А. 1973]. Они широко применяются для паровых турбин.

Эллиптическая форма расточки образуется двумя дугами окружностей, центры которых смещены в вертикальном направлении по отношению к центру подшипника на величину ε , степень смещения центров характеризуется коэффициентом формы

$$m_\phi = \frac{\varepsilon}{\Delta}, \quad (14)$$

где: Δ - радиальный зазор цилиндрического подшипника. Из условий работы подшипника $\Delta > \varepsilon$. Расчеты и эксперименты показывают, что при $m_\phi = 0,85$ обеспечивается устойчивость как жесткого, так и гибкого ротора при любых значениях параметров.

При изготовлении между вкладышами подшипника ставят прокладку толщиной 2ε (рис. 2.), затем подшипник растачивают по радиусу R , после чего прокладки убирают. На обоих вкладышах имеются масляные карманы по 15° с каждой стороны.

Более простыми в изготовлении являются двухклиновые виброустойчивые подшипники, вкладыши которых смещены в плоскости разреза. Степень смещения этих подшипников

характеризуется коэффициентом формы $m_\phi = \frac{\varepsilon}{\Delta}$, как и эллиптических [Чернавский С.А.

1973]. Такие подшипники используют для агрегатов с неизменным направлением вращением. Коэффициент формы находится в пределах $0 < m < 2$.

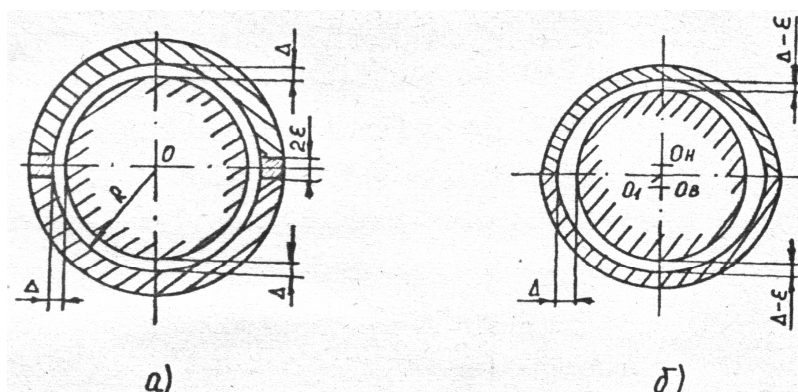


Рис. 2. Схема обработки лимонного подшипника:

а) вкладыш с прокладкой перед расточкой; б) собранный без прокладки вкладыш

Fig.2 Chart of treatment of the lemon bearing

а) vkladish with a gasket before boring; б) collected without a gasket

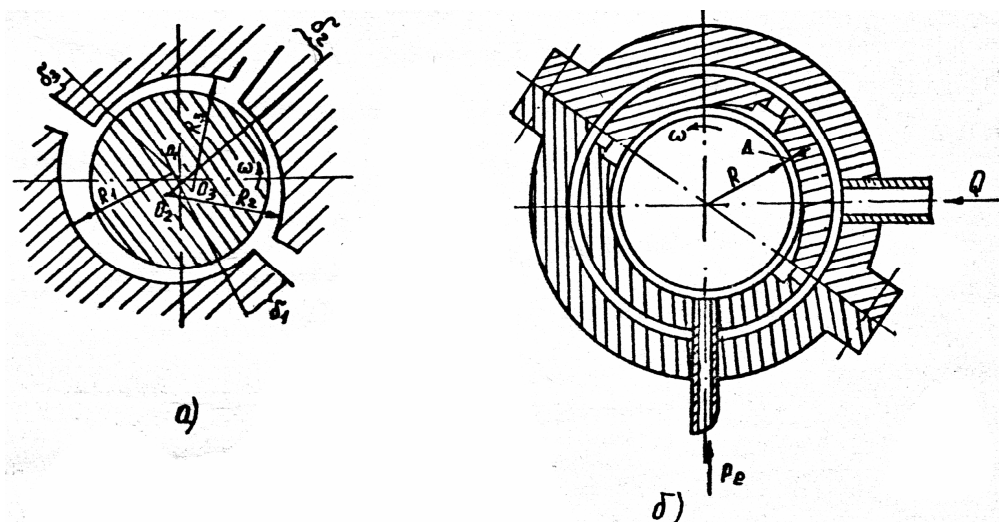


Рис. 3. Трехклиновый подшипник

а) схема; б) разрез

Fig.3. The Threewedges bearing

а) chart; б) Cut

Повышенный запас виброустойчивости для роторов с неизменным направлением вращения обеспечивает трехклиновый подшипник.

На рис. 3 показаны схема и разрез такого подшипника. Вкладыш составлен из 3-х сегментов - нижнего несущего с углом охвата 180° и двух верхних с углом охвата по 90° каждый. Каждый сегмент растачивается отдельно. Конструкцию такого типа имеют подшипники турбин *Brown – Boweri C⁰* Поверхность разъема наклонена под углом 35° .

Трехклиновые подшипники, рабочая поверхность которых образована тремя равными по длине дугами окружностей, а центры окружностей расположены на окружности радиуса ϵ , в специальной литературе называют трехцентровыми. Подшипники такого типа считаются виброустойчивыми, описание их дано в работах [Позняк Э.Л. 1976].

Все приведенные выше конструкции можно получить, обрабатывая рабочую поверхность вкладыша на токарных или расточных станках, т.к. каждый отдельный участок рабочей поверхности подшипника образует поверхность вращения равного радиуса. При этом часто приходится применять разъемные конструкции подшипника.

В случае применения неразъемного вкладыша обработка возможна практически только на фрезерных и расточных станках с применением копиров или станков с ЧПУ. Возможно также применение протяжных станков, но в этом случае для каждого типа вкладыша потребуется изготавливать индивидуально очень дорогую фасонную протяжку.

При обработке по копиру или на протяжном станке погрешность изготовления копира или инструмента будет сильно сказываться непосредственно на точности получения требуемого профиля вкладыша.

Наиболее приемлемым методом не требующим специального инструмента и позволяющим получить высокую точность формы профиля: вкладыша, таким образом, является обработка на фрезерных станках с ЧПУ.

Анализ технической и справочной литературы показывает, что гидродинамическая теория смазки за 100 лет своего развития достигла больших теоретических и практических успехов.

Разработаны совершенные методы решений уравнений гидродинамической теории смазки для трехмерного потока, которые позволяют найти распределение гидродинамических давлений, как по оси, так и по окружности подшипника, определить основные рабочие характеристики опорных и упорных подшипников скольжения.

Однако не существует достаточно корректной методики расчета профилированных подшипников. Метод расчета 3-х клиновых подшипников *Bzown- Baweri C°*, например, основан на замене клинового сегмента эквивалентной цилиндрической поверхностью [Чернавский С.А. 1973] Не существует также в открытой литературе обоснованной технологии изготовления профилированных подшипников, позволяющей получить профиль рабочей поверхности вкладыша, достаточно близкий к теоретическому.

Не установлены до настоящего времени оптимальные профили вкладышей подшипников скольжения.

ВЫВОДЫ

К наиболее перспективным конструкциям следует отнести одноклиновый профиль подшипника с изготовлением несущего профиля на станке с числовым программным управлением [Шевченко Д.Д., Соловьев С.Н., Мамарин В.В. 1984, Мамарин В.В. 1988].

ЛИТЕРАТУРА

- Шевченко Д.Д., Соловьев С.Н., Мамарин В.В.: 1984: Конусный гидродинамический подшипник скольжения, Труды НКИ. Вып. 81, 82-89
- Коровчинский М.В.: 1974: Прикладная теория подшипников жидкостного трения. 286с.
- Мамарин В.В.: 1988: Натурные испытания конусных профилированных подшипников, Труды НКИ. Вып. 141, 56-63.
- Чернавский С.А.: 1973: Подшипники скольжения, Машгиз, 296с.
- Воскресенский В.А., Дьяков В.И.: 1990: Расчет и конструирование опор скольжения, Машиностроения, 205с.
- Типей Н., Константиnescу В., Ника А.: 1974: Подшипники скольжения, Академ. Румынской народной республики, 383с.
- Позняк Э.Л.: 1976: Виброустойчивые подшипники скольжения, весник машиностроения №10, 22-28.

BASIC METHODS OF CONSTRUCTING AND METHODS OF MAKING OF THE PROFILED BEARING OF SLIDING

Summary. The basic varieties of construction of the profiled sliding bearings and methods of computation of their working parameters have been considered. The technological methods of making the profiled surfaces of bearings have been defined.

Keywords: the profiled bearing, lubricating layer, rational type, bearing strength.

Reviewer: Yury Seleznyov, Prof. Sc. D. Eng.