

ЖИДКОСТНОЕ ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ И ВЛИЯНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ НА КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ТЕЛ КАЧЕНИЯ

Юрий Борисович Назаренко, к.т.н., ведущий конструктор АО "НПЦ газотурбостроения "Салют"

Рассматривается жидкостное трение в роликовых подшипниках на основе гидродинамической теории смазки. На основе решения дифференциальных уравнений течения жидкости, которые связывают давление, скорость, сопротивление сдвигу, определены дополнительные силы, действующие на ролики в зоне масляного клина.

Considered fluid friction in roller bearings on the basis of hydrodynamic theory of lubrication. It's based at the solution of the differential equations of fluid flow, which connect the pressure, velocity, shear strength, defined additional forces acting on the rollers in the zone of the oil wedge.

Ключевые слова: роликовый подшипник, вязкость, частота вращения ротора, контактные напряжения, масляный клин.
Keywords: roller bearing, viscosity, revolution frequency of the rotor, contact stresses, oil wedge.

Введение

Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки [1-2]. Эта теория базируется на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу.

1 Гидродинамика вязкой жидкости при ламинарном течении масла между двух пластин

При движении жидкости между двумя пластинами, одна из которых нагружена силой F , при определенном наклоне пластины и скорости потока V возникает давление со стороны потока, которое компенсирует вертикальную силу (рис. 1).



При ширине пластины гораздо больше ее длины сложную пространственную задачу можно свести к плоской в координатах $x-y$.

Основным уравнением, определяющим движение потока

жидкости в сужающемся канале, является закон Ньютона:

$$\tau = \mu dv/dy, \quad (1)$$

где τ - напряжение сдвига от внутреннего трения при сдвиге слоев жидкости; μ - динамическая вязкость жидкости; V - скорость течения.

Продифференцируем обе части уравнения (1):

$$\frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2v}{dy^2}. \quad (2)$$

Так как на одной границе поверхности пластины скорость равна нулю, то различные слои потока имеют разную скорость и между ними имеется градиент по оси y , а за счет сужения канала имеется градиент давления по оси x .

Рассматривая равновесие элементарного объема в виде:

$$dp \cdot dy = -d\tau \cdot dx$$

и подставляя

$$d\tau/dy = -dp/dx$$

в (2), будем иметь основное уравнение гидродинамики для установившегося двумерного течения жидкости:

$$\frac{d^2v}{dy^2} = G/\mu, \quad (3)$$

где G - градиент избыточного давления в зазоре, $G = -dp/dx$. Интегрируя дважды, получаем:

$$V = Gy^2/2\mu + C_1y + C_2. \quad (4)$$

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 найдем из граничных условий при задании скоростей на границах пластин. Верхняя пласти-

на набегает на жидкость со скоростью V и прогоняет ее через сужающийся зазор.

Этот процесс можно рассмотреть в обратном движении пластин. Для этого сообщим всей системе обратное движение. Интересующее нас относительное движение пластин при этом не изменится, но в обратном движении верхняя пластина остановится, а нижняя пластина и жидкость будут двигаться со скоростью V_{Π} . Тогда скорость потока на границах пластин будет равна $V = 0$ при $y = 0$ и $V = V_{\Pi}$ при $y = h$.

Окончательно получаем:

$$V = -\frac{Gy}{2\mu} (h-y) + \frac{Vy}{h}, \quad (5)$$

где h - текущая толщина слоя масла в зазоре.

Объемный расход на единицу ширины пластины равен:

$$Q = \int_0^h V dy = -\frac{Gh^3}{12\mu} + \frac{Vh}{2}. \quad (6)$$

Из условия неразрывности потока жидкости значение Q не должно зависеть от x (во всех сечениях зазора Q постоянно).

Из (6) следует, что градиент давления G должен определяться из условия:

$$\frac{dp}{dx} = -G = 6\mu \left(-\frac{V}{h^3} + \frac{2Q}{h^3} \right). \quad (7)$$

Учитывая $h = h_1 - \alpha x$, где α - угол наклона верхней пластины, после интегрирования в пределах от h_1 до h и граничном условии $p = 0$ при $h = h_1$ будем иметь:

$$P = -\frac{6\mu}{\alpha} \left[V \left(\frac{1}{h} - \frac{1}{h_1} \right) - Q \left(\frac{1}{h^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right]. \quad (8)$$

Пренебрегая величинами малого порядка малости при малом α и подставляя в (8) расход жидкости на входе $Q = Vh_1$, определим давление жидкости в середине пластины:

$$P = -\frac{6\mu V}{\alpha} \left[\left(\frac{1}{h_{cp}} - \frac{1}{h_1} \right) - h_1 \left(\frac{1}{h_{cp}^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right] = \frac{3\mu V}{\alpha} \frac{\Delta h}{h_1^2}. \quad (9)$$

где h_1 - начальная величина зазора; Δh - уменьшение высоты зазора, $\Delta h = L \sin \alpha$; L - длина пластины; α - угол наклона верхней пластины.

В случае движения двух пластин - верхней со скоростью V_1 и нижней со скоростью V_2 , и при скорости потока, направленного навстречу движения пластин V_{Π} , давление жидкости будет равно:

$$P = -\frac{6\mu}{\alpha} \left[(V_1 + V_2) \left(\frac{1}{h_{cp}} - \frac{1}{h_1} \right) - h_1 (V_1 + V_{\Pi}) \left(\frac{1}{h_{cp}^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right] = \frac{3\mu V}{\alpha} \frac{\Delta h}{h_1^2} (V_1 - V_2 + 2V_{\Pi}). \quad (10)$$

2 Течение масла между роликом и внешним кольцом

При вращении внутреннего кольца подшипника, на котором находится вал ротора, и при подаче масла форсунками на торец подшипника поток масла будет протекать между роликом и внешним кольцом (рис. 2) со скоростью $V = f \cdot \pi \cdot d_b \cdot d_n / 2 \cdot (d_b + d_w)$, где f - частота вращения ротора, d_b и d_n - диаметр беговой дорожки и внутреннего, внешнего кольца и ролика, м.

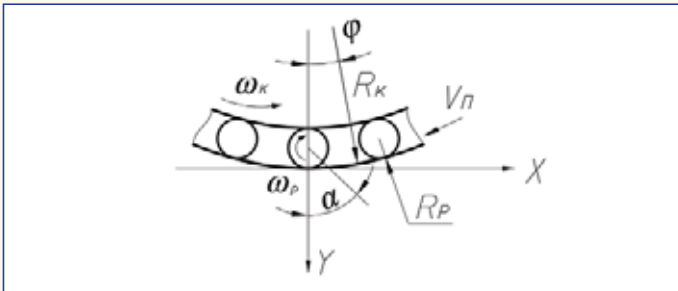


Рис. 2 Течение жидкости в подшипнике

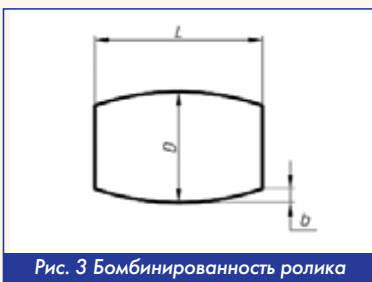


Рис. 3 Бомбинированность ролика

Зазор под роликом будет определяться его бомбинированностью и примем его в виде усредненного значения b (рис. 3).

В цилиндрической системе координат зазор между роликом и внешним кольцом в радиальном направлении будет равен:

$$h_1 = b/2 + (R_p - R_p \cos \alpha) - (R_k - R_k \cos \varphi), \quad (11)$$

где R_p и R_k - радиусы ролика и беговой дорожки кольца; b - превышение радиуса в среднем сечении ролика относительно торцевого радиуса.

Раскладывая в ряд Тейлора выражение (11) при малых значениях углов α и φ и учитывая соотношение между ними $\varphi = \alpha R_p / R_k$, будем иметь:

$$h_1 = \frac{b}{2} + \frac{R_p \alpha^2}{2} - R_k \frac{(\alpha R_p / R_k)^2}{2}. \quad (12)$$

Подставляя (12) в (9), установим давление жидкости в зазоре между роликом и кольцом при определенном угле α и нулевом давлении на входе:

$$P_1 = \frac{\eta}{\left[\frac{b}{2} + \frac{R_p \alpha^2}{2 R_k} \xi \right]^2}, \quad (13)$$

где ξ - параметр, равный $\xi = R_k - R_p$; $\Delta \alpha$ - интервал разбиения, $\Delta \alpha = 0,025$; η - параметр, равный:

$$\eta = \frac{0,075 \mu V R_p R_k}{\xi};$$

V - скорость течения масляного потока перед роликом.

При разбиении дуги окружности ролика в зоне зазора, где давление имеет максимальные величины, на четыре участка будем иметь среднее давления на ролики:

- в первом интервале $0 < \alpha < 0,025$

$$P_1 = \eta (b/2 + R_p 0,025^2 \xi / 2 R_k)^{-2},$$

- во втором интервале $0,025 < \alpha < 0,05$

$$P_2 = \eta (b/2 + R_p 0,05^2 \xi / 2 R_k)^{-2},$$

- в третьем интервале $0,05 < \alpha < 0,075$

$$P_3 = \eta (b/2 + R_p 0,075^2 \xi / 2 R_k)^{-2},$$

- в четвертом интервале $0,075 < \alpha < 0,1$

$$P_4 = \eta (b/2 + R_p 0,1^2 \xi / 2 R_k)^{-2}.$$

Интегрируя выражение (13) численным методом и учитывая, что давление перед роликом и за ним будет одинаковым, установим суммарную силу, которая будет действовать на ролик в радиальном направлении:

$$F = 2 \int_0^{\alpha} P_i f \cdot R_p d\alpha = 2 \sum_{i=1}^n (P_i + P_{i+1}) f \cdot R_p \Delta \alpha. \quad (14)$$

Принимая интервал разбиения равным $\Delta \alpha = 0,025$ и количество интервалов - четырёх, а также начиная суммирование с четвертой зоны, где давление минимально при задании давления на входе в зазор каждого интервала от предыдущего, будем иметь:

$$F = \lambda [P_1 + 2(P_2 + P_3 + P_4)], \quad (15)$$

где λ - параметр, равный:

$$\lambda = 2 R_p \cdot 0,025 f.$$

Здесь f - длина ролика.

Гидродинамические силы, действующие на ролики, уменьшают контактные напряжения тел качения, и это увеличивает долговечность подшипников.

Наибольший эффект гидродинамического влияния масляного слоя будет иметь место при эксплуатации подшипников с зазором между дорожками колец и роликами, так как в этом случае контактные напряжения на наиболее нагруженном ролике увеличиваются, и долговечность подшипника уменьшается [3].

Люфты подшипников изменяются на режимах эксплуатации и определяются частотой вращения ротора, температурой среды и подачей масла для охлаждения подшипника. На некоторых режимах зазоры могут иметь большие величины.

Гидродинамические силы могут компенсировать влияние больших люфтов подшипника. Для подшипника задней опоры турбины низкого давления двигателя АИ-222-25 гидродинамическая сила на каждом ролике, передающем нагрузки на внешнее кольцо, на режиме 100 % составит 8,2 Н. Это приведет к увеличению фактической долговечности подшипника при его люфте 20 мкм на 7,8 %.

Литература

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа. 1991. - 383 с.
2. Дж. Бэтчелор. Введение в динамику жидкости. М.: Мир. 1973. - 760 с.
3. Назаренко Ю.Б. Новое в динамике роторов газотурбинных двигателей и проблемы межроторного подшипника двигателя АЛ-31Ф. М.: ООО "Компания МЕГА-АРТ". 2014. - 110 с.

Связь с автором: nazarenkojb@rambler.ru

