

НОВЫЕ ПОДХОДЫ К РЕШЕНИЮ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕЖРОТОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ С ПОМОЩЬЮ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ МАСЛЯНОГО КЛИНА

ОКБ им. А. Льюльки - филиал ОАО "УМПО":
Евгений Ювенальевич Марчуков, д.т.н., генеральный конструктор
Юрий Борисович Назаренко, к.т.н., ведущий конструктор
Максим Владимирович Кузьмин, зам. главного конструктора
Михаил Анатольевич Богданов, к.т.н., начальник отдела прочности

Рассматривается жидкостное трение в роликовых подшипниках на основе гидродинамической теории смазки. Представлен принципиально новый способ подачи масла в подшипник, который способствует уменьшению напряжений на роликах и внешнем кольце межроторного подшипника высокооборотных газотурбинных двигателей благодаря гидродинамическим силам масляного потока.

Considered fluid friction in roller bearings on the basis of hydrodynamic theory of lubrication. A fundamentally new way to supply oil to the bearing, which helps to reduce the stress on the rollers and the outer ring of the bearing of high-speed gas turbine engines due to the hydrodynamic forces of the oil flow.

Ключевые слова: подшипник, ролик, гидродинамические силы, масляный клин, контактные напряжения.
Keywords: bearing, roller, between the two shafts, hydrodynamic forces, oil wedge, contact stress.

1 Введение

Долговечность подшипников определяется, главным образом, уровнем контактных напряжений на телах и дорожках качения. Особенно это актуально для высокооборотных газотурбинных двигателей, у которых контактные напряжения на роликах, контактирующих с внешним кольцом, сильно возрастают по сравнению с контактом на внутреннем кольце из-за центробежных сил роликов и это определяет долговечность подшипника. К таким подшипникам относятся и межроторные подшипники при вращении двух колец в одном направлении, где частота вращения роликов относительно оси подшипника существенно возрастает.

В процессе подачи масла в подшипниковую опору при определенных скоростях подачи и направлениях течения потока масла, между кольцами подшипника и телами качения образуется масляный клин, который уменьшает контактные напряжения между кольцами подшипника и телами качения, аналогично, как и в подшипниках скольжения, где они полностью устраняются, и контакт между движущимся и неподвижным кольцом отсутствует. Использование этого эффекта позволяет, без ухудшения условий смазки и охлаждения подшипников при дополнительном обеспечении охлаждения внутреннего кольца, значительно увеличить срок их эксплуатации.

При существующих традиционных схемах подачи масла в подшипник газотурбинных двигателей, при потоке масла в окружном направлении, масляный клин не всегда эффективно уменьшает контактные напряжения. В этом случае эффект гидродинамического влияния масляного клина на контактные напряжения не превышает 8 % по долговечности подшипников [1].

2 Гидродинамика вязкой жидкости при ламинарном течении масла между двух пластин

Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на гидродинамической теории смазки. На основе решения дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости, которые связывают давление, скорость и сопротивление вязкому сдвигу, определены дополнительные силы, действующие на ролики в зоне масляного клина.

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).

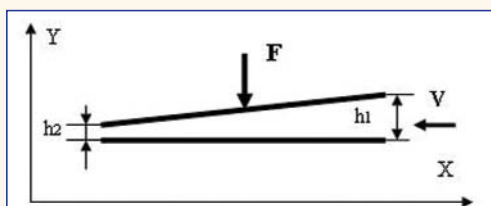


Рис. 1 Течение жидкости между двумя пластинами

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 - напряжения 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

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

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

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

Постоянные интегрирования C_1 и C_2 найдем из граничных условий при задании скоростей на границах пластин. Верхняя пластина набегает на жидкость со скоростью V и прогоняет ее через сужающийся зазор.

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

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

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

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

Раскладывая в ряд Тейлора полученное выражение и пренебрегая величинами малого порядка малости при малом α , а также 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 , а также при скорости потока, направленного навстречу движения пластин V_{Π} , давление жидкости будет равно

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

3 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 $V = \pi d_B d_H / 2(d_B + d_W)$, где f - частота вращения ротора, Гц и d_B , d_H , d_W - диаметр беговой дорожки внутреннего и внешнего колец и ролика.

Зазор под роликом будет определяться радиусами ролика и внешнего кольца, а также бомбинированностью ролика и примем его в виде усредненного значения b (см на рис. 5).

В цилиндрической системе координат зазор между роликом и внешним

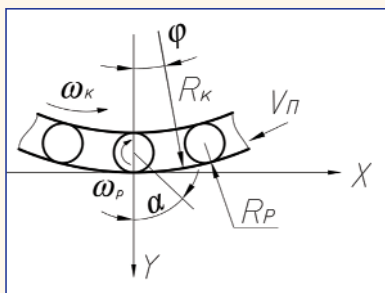


Рис. 2 Течение жидкости в подшипнике

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.

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

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

где ξ - параметр, равный $\xi = R_K - R_P$; $\Delta \alpha$ - интервал разбиения, $\Delta \alpha = 0,025$; η - параметр, равный

$$\eta = \frac{0,075\mu VR_P R_K}{\xi};$$

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 давление на ролик:

- в первом интервале $0 < \alpha < 0,025$
 $P_1 = \eta (b/2 + R_P 0,025^2 \xi / 2R_K)^{-2}$;

- во втором интервале $0,025 < \alpha < 0,05$
 $P_2 = \eta (b/2 + R_P 0,05^2 \xi / 2R_K)^{-2}$;

- в третьем интервале $0,05 < \alpha < 0,075$
 $P_3 = \eta (b/2 + R_P 0,075^2 \xi / 2R_K)^{-2}$;

- в четвертом интервале $0,075 < \alpha < 0,1$
 $P_4 = \eta (b/2 + R_P 0,1^2 \xi / 2R_K)^{-2}$.

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 $\lambda = 2R_P 0,025 f$; f - длина ролика.

Гидродинамические силы, действующие на ролики, уменьшают контактные напряжения тел качения, и это увеличивает долговечность подшипников. Для подшипника 5-2272917 задней опоры турбины низкого давления двигателя АИ-222-25 долговечность подшипника увеличивается на 7,8 % [1].

4 Способ подачи масла в подшипник в осевом направлении относительно ролика при неподвижной форсунке

Предлагается принципиально новая концепция подачи масла при вращении внутреннего кольца 2 (рис. 3) посаженного на вал ротора 5 для уменьшения контактных напряжений на телах качения и внешней дорожке кольца подшипника с помощью специального устройства, обеспечивающего равномерную подачу масла по окружности при оптимальном угле под все ролики и протекании потока масла в осевом направлении относительно ролика (Патент №159639). Эффект в этом случае будет существенно выше.

Это связано с тем, что гидродинамические силы при осевом потоке масла намного превышают гидродинамические силы при окружном движении потока масла.

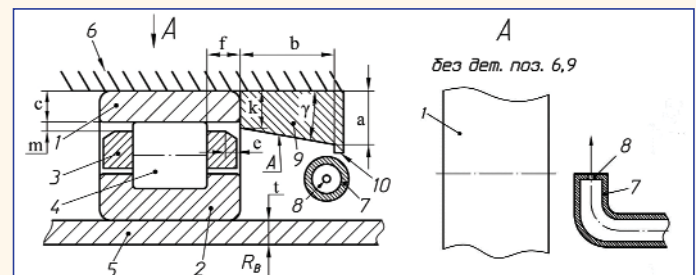


Рис. 3 Схема подачи масла в окружном направлении под козырек при неподвижной форсунке

Устройство для реализации заявленного способа оснащено маслоулавливающим козырьком 9, установленным у внешнего торца кольца 1 подшипника и скрепленным внешним посадочным устройством 6 со статором.

Маслоулавливающий козырек имеет форму кольца (кольцевой втулки). Внутренняя кольцевая поверхность "А" козырька выполнена конической формы, с наклоном (раструбом конуса) в сторону подшипника, уменьшающим толщину козырька, под углом γ . По наружному торцу козырька в зоне его отверстия имеется кольцевой выступ 10, предназначенный для устранения утечки масла с козырька в противоположную сторону от подшипника.

Масло от масляной системы двигателя подается к форсункам 7 и, через сопла 8, под давлением, со скоростью V направляется в окружном направлении на коническую поверхность маслоулавливающего козырька 9.

Отражаясь от конической поверхности, потоки масла подаются на торец подшипника, смазывая контактирующие его части и охлаждая их. Учитывая, что потоки масла подаются постоянно и по всей торцевой поверхности подшипника, обеспечивается гарантированное попадание масла между поверхностями всех его контактирующих деталей.

Для еще большего повышения срока эксплуатации подшипника путём создания между его контактирующими элементами масляного клина и создания гидродинамических сил, масло помимо подачи его на подшипник, также направляется в торцевой зазор между роликами 4 и внешним кольцом 1.

Для обеспечения данного условия необходимо чтобы маслоулавливающий козырек имел соответствующие параметры, а именно: угол конусности конической поверхности "А", толщины торцов козырька, ширина козырька, которые должны быть "узваны" с параметрами подшипника, такими, как толщина его внешнего кольца, расстояние от торца подшипника до торцов роликов.

Толщина козырька у торца, примыкающего к торцу подшипника "к", должна быть равна

$$k = f \cdot \gamma + c, \quad (16)$$

а толщина "а" противоположного торца равна

$$a = (b + f) \cdot \gamma + c, \quad (17)$$

где γ - угол наклона козырька в осевом направлении; b - ширина козырька; f - расстояние в осевом направлении от торца внешнего кольца подшипника до торца ролика; c - толщина внешнего кольца подшипника.

При малых углах наклона козырька $\operatorname{tg} \gamma = \gamma$.

Так как осевая скорость масляного потока под действием центробежных сил при вращении масляного потока в окружном направлении со скоростью подачи масла из сопла V определяется наклоном козырька, угол его должен быть максимальным. Однако для устранения отражения потока масла от сепаратора 3 угол наклона должен быть ограничен значением

$$\gamma = \frac{m}{f - e}, \quad (18)$$

где m - ширина зазора в радиальном направлении между внешним кольцом и сепаратором подшипника; e - ширина фаски на сепараторе.

При большем значении угла γ будет происходить отражение масляного потока от сепаратора и эффект гидродинамических сил будет ослабевать.

Как показали исследования, подача масла из форсунки в окружном направлении со скоростью V в направлении вращения роликов обеспечивает максимальный эффект.

Скорость перемещения ролика относительно внешнего кольца составит

$$V \approx f \cdot \pi \cdot d_B \cdot d_H / 2(d_B + d_W), \quad (19)$$

где f - частота вращения ротора, Гц; d_B, d_H, d_W - диаметр беговой дорожки внутреннего, внешнего кольца и ролика, м.

Скорость истечения масла через форсунку для несжимаемой жидкости и при площади сечения масляного канала для подачи масла к подшипнику, намного превышающей площадь форсунки определяется из зависимости Бернулли [2]:

$$V_{\Pi} = \sqrt{2P/\rho}, \quad (20)$$

где P - давление масла в подающем канале форсунки; ρ - плотность масла.

Для обеспечения максимальной величины гидродинамических сил необходимо выполнение условия, чтобы скорость потока в окружном направлении была равна скорости перемещения роликов.

В этом случае гидродинамическое давление будет определяться только осевой скоростью масляного потока и оно будет максимальным. Как показали исследования, эффективность действия гидродинамических сил будет гораздо больше в осевом направлении протекания масляного потока, чем в окружном. Кроме этого оно будет действовать как с левой, так и с правой стороны ролика относительно его оси. В случае меньшей или большей скорости масла в окружном направлении и при векторе подачи масла, направленном под некоторым углом к оси ролика, давление масла будет действовать только с одной стороны ролика, и величина его будет меньше.

Скорость потока масла в осевом направлении устанавливается из условия, что центробежная сила будет определяться вращением масла в окружном направлении со скоростью V , углом наклона козырька γ и длиной козырька b .

Центробежная сила слоя масла под козырьком массой m определится из выражения:

$$F_{Ц} = \frac{m \cdot V^2}{R_H - b \cdot \gamma / 2}, \quad (21)$$

где R_H - внутренний радиус внешнего кольца; V - средняя по ширине козырька окружная скорость движения масляного потока; b - ширина козырька; γ - угол наклона козырька.

Осевая сила, действующая на слой масла под козырьком, будет равна $F_O = F_{Ц} \cdot \gamma$.

Ускорение масла при этом составит:

$$a = \frac{F_O}{m} = \frac{V^2 \cdot \gamma}{R_H - b \cdot \gamma / 2}. \quad (22)$$

Время прохождения масла от начала козырька до его конца и входа в зазор между роликом и внешним кольцом определится из условия:

$$b = a \cdot t^2 / 2. \quad (23)$$

В этом случае скорость масляного потока на входе в зазор между роликом и внешним кольцом составит:

$$V = a \cdot t = \sqrt{\frac{2b \cdot V^2 \cdot \gamma}{R_H - b \cdot \gamma / 2}}, \quad (24)$$

5 Способ подачи масла в межроторный подшипник для уменьшения контактных напряжений на телах и дорожках качения

Для достижения максимального эффекта действия гидродинамических сил в способе подачи масла в межроторный подшипник опоры ротора газотурбинного двигателя, подача масла производится через форсуночное устройство, посаженное на внутренний вал и вращающееся вместе с ним. Потоки масла подаются через выходные отверстия в окружном направлении под маслоулавливающий козырек, закрепленный на внешнем валу двигателя у торца внешнего кольца подшипника и выполненный в виде кольцевой втулки, отверстие которой имеет коническую форму (рис. 4).

Способ осуществляют следующим образом. В процессе работы ПТД его валы 1 и 2 приводятся во вращение, следовательно, приводятся во вращение и кольца подшипника.

Масло от масляной системы двигателя поступает под давлением в полость внутреннего вала 2, заполняет кольцевую канавку 3 и через каналы М и К подается к выходным отверстиям 5 форсуночного устройства 4, которое совершает движение вращения

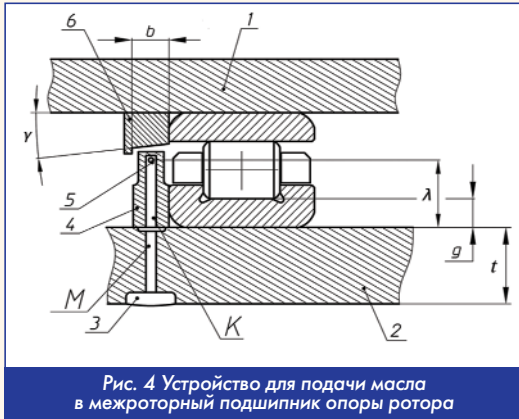


Рис. 4 Устройство для подачи масла в межроликовый подшипник опоры ротора

маслоулавливающего козырька 6, совершают при этом окружное движение. Потоки масла благодаря действию центробежных сил и наклона конической поверхности козырька, получают направление вдоль оси подшипника, формируясь при этом в единый поток, имеющий форму кольца постоянного поперечного сечения, который попадает на торец подшипника.

Для обеспечения получения максимального результата необходимо выполнение некоторых дополнительных условий, а именно: так организовать подачу масла на подшипник, чтобы поток точно попадал в зазор между торцом ролика и внешним кольцом подшипника. При этом маслоулавливающий козырек должен иметь соответствующие параметры [3].

Для обеспечения максимальной окружной скорости течения масла на козырьке, которая складывается из окружной скорости вращения форсуночного устройства и скорости истечения масла из сопла, необходимо расположить сопла форсуночного устройства в плоскости, нормальной к оси подшипника, и направить их в окружном направлении в сторону вращения внешнего и внутреннего колец подшипника.

Окружная скорость выходных отверстий форсуночного устройства составляет:

$$V = \omega_1 \cdot (d_H / 2 - \zeta), \quad (25)$$

где ζ - радиальное расстояние от беговой дорожки внешнего кольца до сопла форсунки, $\zeta = (d_H - d_B) / 2 - (\lambda - g)$, м; d_H и d_B - диаметр беговой дорожки внешнего и внутреннего кольца, м; λ - радиальное расстояние от внешней поверхности вала 2 до выходного сопла, м; g - толщина внутреннего кольца подшипника без буртиков, м.

Центробежная сила столба масла в канале форсуночного устройства К и внутреннего вала М при равенстве их сечений определяется высотой λ и толщиной вала t :

$$F_{Ц} = m \cdot R_C \cdot \omega_1^2, \quad (26)$$

где m - масса столба масла, $m = (\lambda + t) \cdot S \cdot \rho$; S - сечение каналов форсунки и вала;

R_C - радиус центра масс столба масла, $R_C = d_H / 2 - \zeta - (\lambda + t) / 2$.

Определяя давление масла на уровне выходного сопла и скорость истечения масла по выражению (20), установим результирующую величину окружной скорости масляного потока:

$$V = \omega_1 \cdot \left(\frac{d_H}{2} - \zeta \right) + [2 \cdot \omega_1^2 (\lambda + t) \cdot \left(\frac{d_H}{2} - \zeta - \frac{(\lambda + t)}{2} \right)]^{1/2}, \quad (27)$$

Скорость потока масла в осевом направлении на входе в зазор между роликом и внешним кольцом определяется из выражения (24), а гидродинамические силы - по выражению (9) при задании скорости потока масла по выражению (27) и неподвижных скоростях плоскостей зазора в осевом направлении.

Пример реализации способа проведем для межроликового подшипника 5-272822Р двигателя АЛ-31Ф с габаритными размерами 110x140x18 мм при диаметре беговой дорожки наружного кольца $D_H = 133$ мм и ролика $d_p = 8$ мм, диаметре беговой дорожки внутреннего кольца $D_B = 117$ м и длине ролика $L = 9$ мм.

Круговые скорости вращения внешнего $\omega_2 = 1393$ рад/с и внутреннего кольца $\omega_1 = 1068$ рад/с. Радиальное расстояние от беговой дорожки внешнего кольца до сопла форсунки принято $\zeta = 9$ мм, толщина вала вместе с носком ТНД $t = 14,5$ мм, радиальное расстояние от внешней поверхности вала до выходного сопла жиклера $\lambda = 2$ мм. Плотность масла равна 800 кг/м³.

Скорость перемещения ролика относительно внешнего кольца при вращении внутреннего и внешнего колец составит

$$V \approx \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \cdot \frac{d_H}{2} = 81,8 \text{ м/с}, \quad (28)$$

где ω_1 - круговая скорость вращения внутреннего кольца подшипника, рад/с; ω_2 - круговая скорость вращения внешнего кольца, рад/с.

Результирующая величина окружной скорости масляного потока (27) будет равна $V = 103,5$ м/с.

Скорость потока масла в осевом направлении определим из условия, что центробежная сила будет определяться вращением масла в окружном направлении со скоростью $V = 103,5$ м/с, углом наклона козырька $\gamma = 0,2$ рад и шириной козырька (без учета выступа) $b = 0,04$. Ускорение масла в осевом направлении составит $a = 34279,2$ м/с².

Скорость масляного потока на входе в зазор между роликом и внешним кольцом (24) составит $V = 52,4$ м/с.

Гидродинамическое давление в зазоре между роликом и внешним кольцом определим по методике [1], для чего разобьем щель в осевом направлении между роликом и внешним кольцом для одной четверти в виде отдельных участков А, В, С и F, которые можно представить в виде плоских элементов без кривизны и которые образуют щель между двумя пластинами (рис. 5) при ширине каждой зоны в проекции на плоскость x-y равной 0,1 мм.

При отсутствии движения двух пластин верхней и нижней в осевом направлении и движении только потока масла в осевом направлении между пластинами, которые образуют ролики и внешнее кольцо подшипника гидродинамическое давление в середине каждой зоны А, В, С и F определим из выражения

$$P = \frac{6\mu}{\beta} \left[h_1 \cdot V \cdot \left(\frac{1}{h_{cp}^2} - \frac{1}{h_1^2} \right) \right], \quad (29)$$

где h_1 - начальная величина зазора для зон F, C, B и A, соответственно равная 10,3; 12,6; 17,3 и 24,4 мкм; h_{cp} - зазор в середине пластины для зон F, C, B, A, соответственно равный 5,3; 7,6; 12,3 и 19,4 мкм; V - скорость потока масла, $V = 52,4$ м/с; μ - динамическая вязкость масла при температуре 100 °С, $\mu = 0,0027$ Нс/м²; β - угол наклона пластины при бомбинированности ролика $b = 10$ мкм, $\beta = 0,0022$ рад.

Усредненное гидродинамическое давление в зонах составит: $P_F = 104,2$; $P_C = 53,4$; $P_B = 21,8$; $P_A = 9,2$ МПа.

При площади каждой из рассматриваемых зон 0,45 мм² определяем силу для каждой из зон и при суммировании получаем силу 84,8 Н.

Полная сила, действующая по всей длине ролика со стороны набегающего потока масла в окружном направлении, установим при условии, что силы кинематического напора масла на ролик в

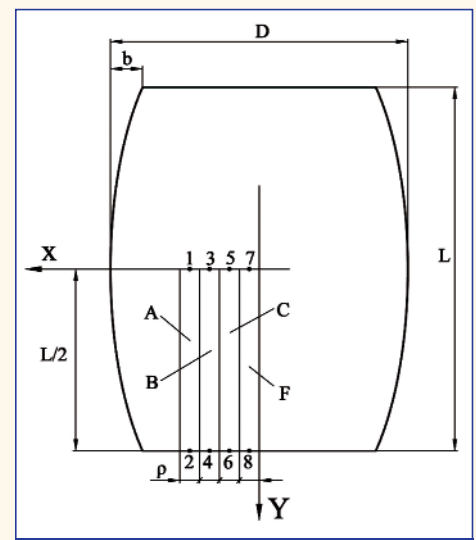


Рис. 5 Расчетная схема для определения давления при протекании масла в зазоре между телом качения и внешним кольцом подшипника

окружном направлении со скоростью 21,7 м/с намного превышают силы вытесняющие масло из зазоров под действием гидродинамических сил. Тогда будем иметь $F = 169,6$ Н.

Уменьшение контактных напряжений в этом случае при эквивалентной радиальной нагрузке на подшипник, принятой в расчетах по его долговечности $F_r = 5700$ Н, приведет к увеличению ресурса на 90 %.

Выводы

Увеличение контактных напряжений на телах качения и дорожке внешнего кольца межроторного подшипника за счет центробежных сил роликов при больших частотах вращения является доминирующим и представляет главное препятствие для применения подшипников с большей грузоподъемностью (большие габариты). Уменьшение контактных напряжений на роликах и внешней дорожке кольца подшипника дает возможность увеличить ресурс, а также применить подшипники с большей грузоподъемностью, что принципиально позволит увеличивать их долговечность. **А**

Литература

1. Назаренко Ю.Б. Жидкостное трение в подшипниках и влияние гидродинамических сил на контактные напряжения тел качения//Двигатель.- Москва.-2015, №2. - С.10-11.
2. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: т. IV/Гидродинамика. - М.: Наука, 1986. 736с.
3. Патент №159639 Россия. Устройство для подачи масла в подшипник опоры ротора газотурбинного двигателя/ Ю.Б. Назаренко, А.С. Никитин, А.А. Добриневский, А.А. Шмунк. - 2015

Связь с автором: nazarenkojb@rambler.ru



**12-й МОСКОВСКИЙ МЕЖДУНАРОДНЫЙ ИННОВАЦИОННЫЙ ФОРУМ
ТОЧНЫЕ ИЗМЕРЕНИЯ – ОСНОВА КАЧЕСТВА И БЕЗОПАСНОСТИ**

проводится в соответствии с распоряжением Правительства Российской Федерации от 5 апреля 2014 г. № 541-р

17-19 мая '2016

**Москва Павильон
ВДНХ №69**

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЕ
ВЫСТАВКИ

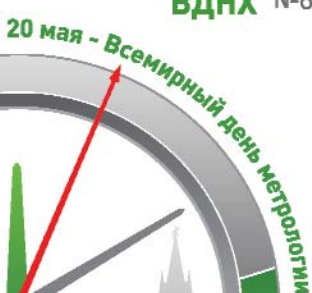
MetrolExpo

Control&Diagnostic

ResMetering

LabTest

PromAutomatic



**ПЕРВЫЙ ВСЕРОССИЙСКИЙ СЪЕЗД
МЕТРОЛОГОВ И ПРИБОРОСТРОИТЕЛЕЙ**

ДИРЕКЦИЯ ФОРУМА

129223, Москва, а/я 35. ул. Искры, д. 31

Тел./Факс: +7 (495) 937-40-23 (многоканальный)

E-mail: metrol@expoprom.ru • www.metrol.expoprom.ru

ОРГАНИЗАТОР

Министерство промышленности и торговли Российской Федерации (Минпромторг России) и Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии (Росстандарт)

СОДЕЙСТВИЕ

Правительство Российской Федерации
Торгово-промышленная палата Российской Федерации

МЕЖДУНАРОДНЫЕ ПАРТНЕРЫ

The International Bureau of Weight and Measures (BIPM)
International Organization of Legal Metrology (OIML)
Euro-Asian Cooperation of National Metrology Institutions (COOMET)

С ЭКСПОЗИЦИОННЫМ УЧАСТИЕМ

Минпромторг России, Росстандарт, Ростехнадзор, МВД России, ГК «Росатом», ГК «Ростехнологии», ОАО «Роснано», ОАО «РЖД», АО «КРЭТ»

КОНКУРСНАЯ КОМИССИЯ

ФБУ «Ростест-Москва»



УСТРОИТЕЛЬ И ВЫСТАВОЧНЫЙ ОПЕРАТОР

Компания «Вэстстрой Экспо»

ПРОГРАММА ФОРУМА

- 12-я выставка средств измерений и метрологического обеспечения «METROEXPO-2016»
- 5-я выставка промышленного оборудования и приборов для технической диагностики и экспертизы «CONTROL&DIAGNOSTIC-2016»
- 5-я выставка технологического и коммерческого учета энергоресурсов «RESMETERING-2016»
- 4-я выставка аналитических приборов и лабораторного оборудования промышленного и научного назначения «LABTEST-2016»
- 4-я выставка программного обеспечения и оборудования для промышленной автоматизации «PROMAUTOMATIC-2016»
- Первый Всероссийский Съезд метрологов и приборостроителей
- Всероссийская выставочно-конкурсная программа «ЗА ЕДИНСТВО ИЗМЕРЕНИЙ»

Стратегический партнер форума

Генеральный партнер форума

Генеральные информационные партнеры

