

струмента по контактной поверхности. Инструмент – алмазный чашечный круг конического типа АЧК, его абразивный материал – синтетические алмазы на органической

связке АСО, зернистость шлифзерна 125/100, 250/200, на бакелитовой основе, для общего назначения с повышенной режущей способностью Б1, концентрацией 100%.

УДК 621.869

## РАСЧЁТ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В БЕССЕПАРАТОРНЫХ ПОДШИПНИКАХ

©2018 В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, А.В. Лаврин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

## METHOD OF CALCULATING FRICTIONAL MOMENT IN CAGELESS BEARINGS

Balyakin V.B., Zhi'nikov E.P., Lavrin A.B. (Samara National Research University, Samara, Russian Federation)

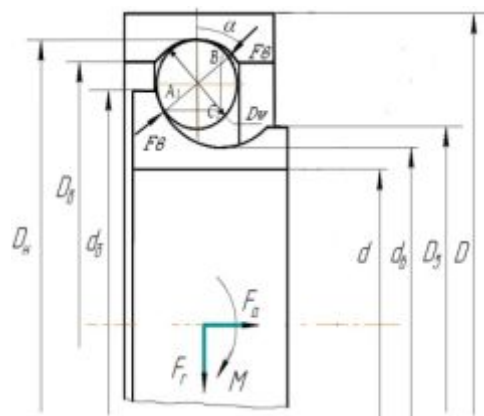
*A method of calculating the frictional moment in cageless rolling bearings have been developed. Test results of cageless bearings have been shown in the work and comparison of experimental data of frictional moments with theoretically calculated frictional moments have also been shown. A conclusion has been drawn about the correctness of the method based on the data collected from the experiments.*

В ряде случаев для увеличения динамической жёсткости и нагрузочной способности подшипников используют бессепараторные подшипники. Отсутствие сепаратора позволяет использовать большое число тел качения, что повышает жёсткость и грузоподъёмность таких подшипников.

Общий вид бессепараторного подшипника в сборе показан на рис. 1,а. Основные размеры подшипника показаны на рис. 1,б без учёта деформаций от посадочных натягов и теплового расширения в рабочих условиях.



а



б

Рис.1. Шарикоподшипник бессепараторный:  
а - общий вид подшипника б - основные размеры подшипника

При затяжке подшипников все шарики загружаются равномерно и углы контакта с внутренним и наружным кольцами будут одинаковыми. При этом силовые и геометрические соотношения для отдельного шарика без учета деформаций колец при посадке и тепловом расширении будут определяться для каждого подшипника, как показано на рис. 1,б.

Здесь:  $A_1C_1 = S_{зам} = S_0 + \Delta_i$  - осевое смещение центров желобов в сечении;

$B_1C_1 = H_0$  - расстояние между центрами желобов колец.

$$A_1B_1 = \sqrt{S_{зам}^2 + H_0^2} = R_m + \delta_{зам},$$

где  $\delta_{зам} = (\lambda_{\phi} + \lambda_H) \cdot (F_{зам} / (z \sin \alpha_{зам}))^{2/3}$  -

суммарная деформация в контактах,  $\Delta_i$  -

смещение рассматриваемого кольца при сжатии колец.

Угол контакта шарика с желобами колец и усилие затяжки определяются по формулам:

$$\alpha_{зам} = \arctg(S_{зам}/H_0)$$

$$\text{и } F_{зам} = z \sin \alpha_{зам} \left( \sqrt{S_{зам}^2 + H_0^2} - R_m \right) / (\lambda_в + \lambda_н)^{1.5}$$

где  $z$  - число тел качения в подшипнике.

Коэффициенты податливости контактов с учётом ранее приведённых коэффициентов определяются по формулам:

$$\lambda_в = k_{\delta в} / \sqrt[3]{R_{прв} \cdot E_{прв}^2}$$

$$\text{и } \lambda_н = k_{\delta н} / \sqrt[3]{R_{прн} \cdot E_{прн}^2} \quad (1)$$

Условия равновесия и совместности перемещений при затяжке колец:

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 \quad \text{и} \quad F_{зам1} = F_{зам2}$$

Решение приведённой системы уравнений выполняется методом итерации.

Усилия в контактах нагруженного ряда будут равны:

$$F_н = F_в = F_0 / (z \cdot \sin \alpha)$$

Принимаем, что все шарики загружаются равномерно и углы контакта с внутренним и наружным кольцами будут одинаковыми.

Тогда угол контакта шарика с желобами колец  $\alpha = \arctg(S/H_0)$ .

Затем вычисляются: усилие -  $F_з = F_0 / (z \cdot \sin \alpha_з)$ , коэффициенты -  $k_{\delta в}$  и  $k_{\delta н}$ ,

приведенные радиусы кривизны  $R_{прв}$  и  $R_{прн}$ , а также коэффициенты податливости контактов  $\lambda_в$  и  $\lambda_н$  по приведённым формулам (1),

деформации -  $\delta = (\lambda_в + \lambda_н) \cdot F_з^{2/3}$ ;  
угол контакта -  $\alpha = \arccos(H_0 / (R_m + \delta))$ .

Моменты трения качения для каждого ряда шариков определим по зависимости:

$$M_{кн} = M_{кв} = f_k \cdot F_0 / \sin \alpha$$

Моменты трения вращения на эллиптической площадке контакта определим:

$$T_{вн} = 3\pi \cdot f \cdot F_0 \cdot a_н \cdot S_н / (16(1 + m_н)) \quad \text{и}$$

$$T_{вв} = 3\pi \cdot f \cdot F_0 \cdot a_в \cdot S_в / (16(1 + m_в)).$$

Здесь  $f_k$  и  $f$  - коэффициенты трения качения и скольжения в контакте,  $a_н$ ,  $a_в$  и  $b_н$ ,  $b_в$  - размеры полуосей площадки контакта шарика с желобами колец.

При вычислениях  $S$  - значение сходящегося ряда, вычисляемого по формуле:

$$S = 1 + \frac{m^2}{2^2} + \frac{m^4 \cdot 1^2}{2^2 \cdot 4^2} + \frac{m^6 \cdot 1^2 \cdot 3^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \frac{m^8 \cdot 1^2 \cdot 3^2 \cdot 5^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2 \cdot 8^2} + \dots$$

При этом  $m_н = (a_н - b_н) / (a_н + b_н)$ ,

$$m_в = (a_в - b_в) / (a_в + b_в).$$

Размеры полуосей площадки контакта определяются по формулам:

$$a_н = k_{ан} \sqrt[3]{F_0 R_{прн} / (E_{прн} z \sin \alpha)},$$

$$a_в = k_{ав} \sqrt[3]{F_0 R_{прв} / (E_{прв} z \sin \alpha)},$$

$$b_н = k_{бн} \sqrt[3]{F_0 R_{прн} / (E_{прн} z \sin \alpha)} \quad \text{и}$$

$$b_в = k_{бв} \sqrt[3]{F_{зам} R_{прв} / (E_{прв} z \sin \alpha)}.$$

Пренебрегая при малых скоростях вращения сопротивлением на перемешивание воздушно-масляной среды, общий момент сопротивления вращению для одного подшипника можно определить суммированием:

$$M_{сопр} = (M_{кн} + M_{кв}) \cdot \cos \alpha + (T_{вн} + T_{вв}) \cdot \sin \alpha$$

Предельный момент на наружном кольце не будет превышать величину:

$$M_{сопр} \leq F_{fn} \cdot D_{но} \cdot \dots$$

где  $D_{но} = d_m + D_w \cos \alpha$ ,  $F_{fn} = f \cdot F_н$ .

Экспериментальная проверка вновь созданной методики расчёта момента трения осуществлялась на специальной установке для беспараторного радиально-упорного подшипника 6-766907Ю (рис.2).

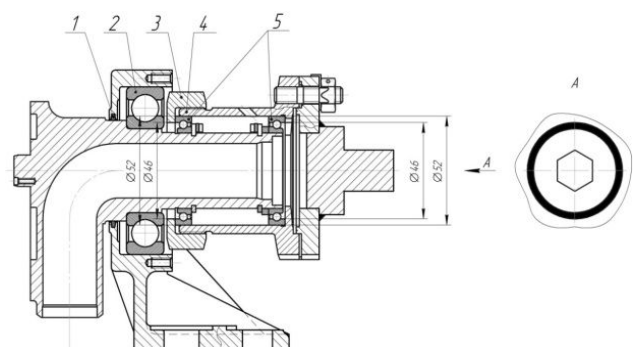


Рис.2. Схема установки для определения момента трения в подшипниках

На рис. 3 показано сравнение моментных характеристик подшипниковой пары, полученных экспериментально, с теоретическими данными. Координаты центров отрезков соответствуют величинам для каждой фиксированной величины осевого нагружения. При этом расхождение теоретических данных с экспериментальными значениями не превышает 12,5%.

Таким образом, разработанная теоретическая методика позволяет с достаточной точностью рассчитать моментные характеристики бесепараторных подшипников.

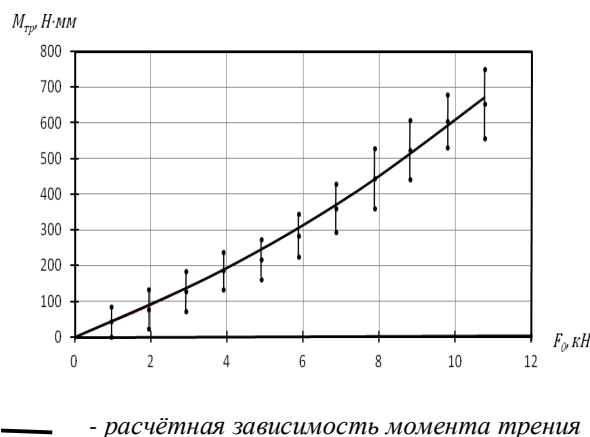


Рис.3. Зависимость теоретических значений момента трения в подшипникеб-766907Ю от осевой нагрузки в сравнении с экспериментальными данными

УДК 621.454

## МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В СМЕСИТЕЛЕ, СОСТОЯЩЕМ ИЗ ДВУХ МАЛОРАСХОДНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ФОРСУНОК

©2018 Е.В. Семкин

АО «Научно-исследовательской институт машиностроения»,  
г. Нижняя Салда Свердловской области

### NUMERICAL SIMULATION OF LOW LIQUID FLOW THROUGH COAXIAL SWIRL MIXTUR

Semkin E. V. (Research & development institute of mechanical engineering,  
Nizhnyaya Salda, Russian Federation)

*The paper describes the numerical simulation methodology of operating fluid (water) discharge into air environment through the mixer hydraulic paths composed of two low-flow coaxial centrifugal injectors. The results of liquid mixing modulation within those paths and beyond them are presented.*

В настоящее время при разработке новых образцов ЖРДМТ широко применяется численное моделирование рабочих процессов в камере сгорания двигателей, которое позволяет существенно сократить объём финансовых и временных затрат при поиске приемлемых решений узлов камеры двигателя. Модели жидких двухфазных сред, заложенные в современных расчётных пакетах, позволяют проводить расчёт процессов истечения жидкости в форсунках и смесителях [1].

В работе рассматриваются результаты разработки методики расчёта процесса течения рабочей жидкости (воды) в смесителе, состоящем из двух соосно установленных малорасходных центробежных форсунок. Методика расчёта основана на двухскоростной модели течения [2], когда поля скоро-

стей газовой и жидкой фаз течения рассчитываются отдельно в общем для обеих фаз поле давления в расчётной области. При решении задачи использовалась функциональная зависимость коэффициента сопротивления  $C_d$  от числа Рейнольдса, рассчитанного по относительным скоростям жидких фаз, составляющих моделируемый поток. Коэффициент сопротивления для всех фаз течения в расчётной области находился из формулы [3]:

$$C_d = \frac{24}{Re} \cdot (1 + 0.15 \cdot Re^{0.687}), \quad (1)$$

где  $Re$  - число Рейнольдса, рассчитанное по относительной скорости жидких фаз, составляющих поток в расчётной области.

В качестве модели турбулентности применялась модель Ментера BSL [4].

Показаны результаты моделирования