

文章编号: 1000-8055(2009)04-0951-06

基于弹流润滑理论的深沟球轴承动态虚拟仿真

李 昌, 孙志礼

(东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110004)

摘 要: 润滑油膜对轴承的胶合、擦伤和接触疲劳有重要影响. 而以往对轴承的仿真均忽略了润滑油膜的存在, 误差较大. 首先在刚性套圈假设的前提下, 基于 Hertz 接触理论, 运用拟动力学法建立球轴承在径向、轴向载荷作用下的力学模型, 以 Newton-Raphson 法为主要计算工具对模型进行求解, 获得轴承在联合载荷作用下的接触载荷和变形, 并求取了各个滚珠与内、外圈之间的接触刚度. 基于弹性流体动力润滑 (EHL) 理论考虑润滑油膜对轴承动态特性的影响, 求取滚动轴承油膜刚度. 提出等效综合刚度的概念并求其值, 在此基础上运用 ADAMS 软件对轴承进行准确的动力学仿真.

关 键 词: 深沟球轴承; 接触刚度; 油膜刚度; 弹流润滑理论; ADAMS 虚拟样机

中图分类号: TK124

文献标识码: A

Dynamic virtual simulation of deep groove ball bearing: based on elastohydrodynamic lubrication theory

LI Chang, SUN Zhi-li

(School of Mechanical Engineering and Automation,
Northeastern University, Shenyang 110004, China)

Abstract: Practical researches showed that lubrication oil slick produced a great effect on bearing gluing, scuffing and contact fatigue. But, all the previous bearing simulations neglected its existence, causing obvious errors. In this paper, a new simulation method was proposed by assuming that bearing rings are rigid firstly. Based on Hertz contact theory, mechanical ball bearing model under radial and axial feed was set up with quasi-dynamics. Using Newton-Raphson method as a key calculation tool when solving the model, contact load and deformation were obtained, contact stiffness between each ball and inner ring, or each ball and outer ring were calculated. Considering the effect of lubrication oil slick on bearing dynamic characteristic on the basis of elastohydrodynamic lubrication (EHL) theory, oil slick rigidity was obtained. A new concept of equivalent synthetic rigidity was presented and solved. In view of above mathematical computation, exact dynamic simulation on ball bearing was carried out using ADAMS software.

Key words: deep groove ball bearing; contact stiffness; oil film rigidity;
elastohydrodynamic lubrication theory; ADAMS

轴承在使用时, 一般都需要润滑, 对轴承虚拟 仿真, 忽略油膜的存在势必造成较大误差. 运用拟

收稿日期: 2008-04-18; **修订日期:** 2008-07-29

基金项目: 国家 863 高技术研究发展计划(2006AA04Z408); 辽宁省自然科学基金(20062017)

作者简介: 李昌(1980-), 男, 辽宁凌源人, 博士生, 主要从事齿轮系统动力学、随机多体结构系统可靠性分析、可靠性虚拟试验方法研究.

动力学法求解轴承滚珠与内、外圈之间的接触载荷和接触变形,进而求取接触刚度.基于弹流润滑理论,求得轴承滚珠与内、外圈之间的最小油膜厚度,进而求取油膜刚度,最终求得等效综合刚度,运用该值准确设定 ADAMS 仿真条件,对轴承进行动力学仿真,得出轴承在油膜影响下的动力学性能.

1 拟动力学法对深沟球轴承的求解

1.1 轴承计算模型的推导

滚动轴承常用的力学分析方法有静力学法、拟动力学法和动力学法 3 种方法.在稳定条件下,可用拟动力学法进行分析.拟动力学法在实际工程计算中被广泛采用^[1].

深沟球轴承几何参数如图 1, r_o, r_i 分别为外、内沟道曲率半径, d_m 为轴承节径, d_i, d_o 分别为内、外环沟道直径, D_i, D_o 分别为轴承内、外圈直径, D_b 为滚珠直径.设滚珠为接触体 I, 内、外环为接触体 II, 凸面为正, 凹面为负.将通过滚珠和滚道接触面的法线与轴承径向平面夹角为 α 的平面作为第一主平面, 通过球心的轴向平面为第二主平面.可计算轴承主曲率 ρ 、曲率和 $\Sigma\rho$ 和曲率差 $F(\rho)$.

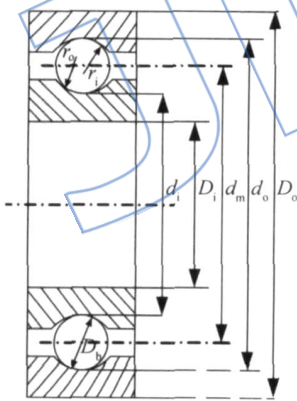


图 1 深沟球轴承的几何参数

Fig. 1 Physical dimension of rolling bearing

滚珠与内圈接触副的主曲率^[2]

$$\begin{cases} \rho_{I1} = \rho_{I2} = + \frac{2}{D_b} \\ \rho_{II1} = + \frac{2}{D_b} \left(\frac{y_b}{1 - y_b} \right) \\ \rho_{II2} = - \frac{1}{f_i D_b} \end{cases} \quad (1)$$

滚珠与外圈接触副主曲率为

$$\begin{cases} \rho_{I1} = \rho_{I2} = + \frac{2}{D_b} \\ \rho_{II1} = - \frac{2}{D_b} \left(\frac{y_b}{1 + y_b} \right) \\ \rho_{II2} = - \frac{1}{f_o D_b} \end{cases} \quad (2)$$

式中 $y_b = D_b \cos \alpha' / d_m$, 内环沟曲率变形系数 $f_i = r_i / D_b$, 外环沟曲率变形系数 $f_o = r_o / D_b$, $d_m = (D_i + D_o) / 2$, α' 为轴承负荷作用接触角; r_i, r_o 分别为内、外沟道曲率半径; D_b 为滚珠直径.由 $\Sigma\rho = \rho_{I1} + \rho_{II1}$, $\Sigma\rho_2 = \rho_{I2} + \rho_{II2}$ 分别计算滚珠与内、外圈接触副的曲率和与曲率差为

$$\begin{cases} \Sigma\rho = \Sigma\rho_1 + \Sigma\rho_2 \\ F(\rho) = \frac{\Sigma\rho_1 - \Sigma\rho_2}{\Sigma\rho} \end{cases} \quad (3)$$

轴承转速不同, 计算不同, 主要区别在于是否考虑滚珠离心力和陀螺力矩影响.考虑其影响受载前后滚珠与内、外圈接触角不等.以不考虑滚珠离心力为例, 推导轴承在联合载荷作用下的计算模型.接触载荷 Q 和变形 u 有下面关系^[1]

$$u = \left[\frac{4.5\Gamma^3}{\pi^2 k^2 E'^2 \Sigma} \right]^{1/3} Q^{2/3} \quad (4)$$

式中 Γ, Σ 分别为第一类和第二类全椭圆积分, 解超越方程可求出它们和椭圆曲率 k 的值^[1]. E' 由(5)计算, E 和 ν 是接触材质弹性模量和泊松比.

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (5)$$

公式(4)可表示为 $Q = Ku^{3/2}$, 接触载荷变形系数 K 为

$$K = \left[\frac{\pi^2 k^2 E'^2 \Sigma}{4.5\Gamma^3} \right]^{1/2} \quad (6)$$

图 2 是轴承滚珠受载前后变形情况, A 为轴承内、外圈沟曲率中心间距离, 等于 BD_b , $B = (f_i + f_o - 1)$; u_i 为内圈沟曲率中心变形量, u_o 为外圈沟曲率中心变形量; α, α' 分别为受载前滚珠与内、外圈接触角; α', α' 分别为变形后滚珠与内、外圈的接触角; Q_i, Q_o 分别为滚珠与内、外圈之间接触载荷.内、外圈沿接触点法线方向总变形 u_n , 可表示为^[1]

$$u_n = u_i + u_o \quad (7)$$

滚珠与内外圈的变形量为

$$u_i = \left[\frac{Q_i}{K_i} \right]^{2/3}, u_o = \left[\frac{Q_o}{K_o} \right]^{2/3} \quad (8)$$

由(6)式可以求出 K_i, K_o 值为

$$\begin{cases} K_i = \left[\frac{\pi^2 k^2 E'^2 \Sigma}{4.5 \Gamma^3 \sum \rho} \right]^{1/2} \\ K_o = \left[\frac{\pi^2 k^2 E'^2 \Sigma}{4.5 \Gamma^3 \sum \rho} \right]^{1/2} \end{cases} \quad (9)$$

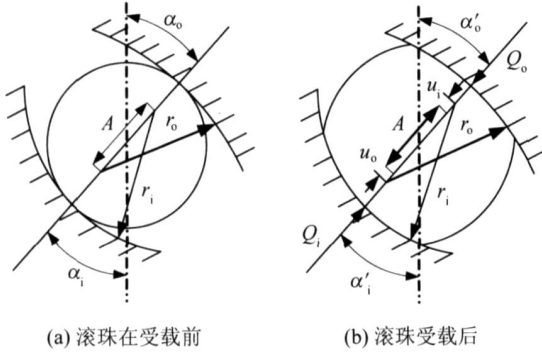


图 2 滚珠受载前后变形情况

Fig. 2 Change of the form of ball before and after under load

一般,球轴承名义接触角为 0° ,由于有游隙,存在初始接触角 α 根据轴承几何关系,求得^[3]

$$\cos \alpha = \frac{BD_b - 0.5 P_d}{BD_b} = 1 - \frac{P_d}{2BD_b} \quad (10)$$

式中 $B = (f_i + f_o - 1)$, P_d 为轴承径向游隙.

根据刚性套圈假设,图 3 中, u_r, u_a 分别为受载轴承径向和轴向位移. P_i, P'_i 分别为变形前后内沟道曲率中心位置, P_o, P'_o 分别是变形前后外沟道曲率中心位置. 联合载荷作用,变形后为^[4]

$$S_\psi = P_o \psi P'_i \psi = \left[\left(BD_b \sin \alpha + u_o \right)^2 + \left(BD_b \cos \alpha + u_r \cos \psi \right)^2 \right]^{1/2} \quad (11)$$

式中 u_a, u_r 分别为轴承轴向和径向位移, ψ 为滚珠位置角,如图 4.

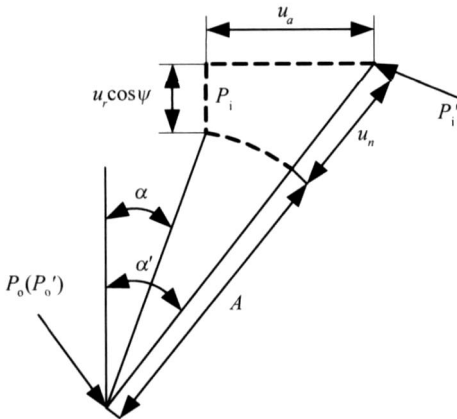


图 3 轴承受力变形示意图

Fig. 3 Change of the form of bearing under load

引入无量纲 $\bar{u}_a = \frac{u_a}{BD_b}, \bar{u}_r = \frac{u_r}{BD_b}; N =$

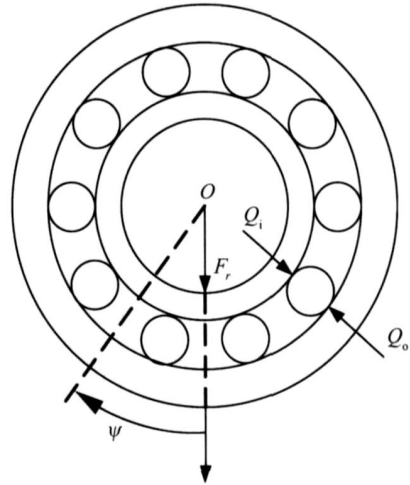


图 4 轴承滚珠位置角示意图

Fig. 4 Position angle of bearing ball

$\sin \alpha + \bar{u}_a, L = \cos \alpha + \bar{u}_r \cos \psi$, 则有

$$S_\psi = BD_b \left(N^2 + L^2 \right)^{1/2} \quad (12)$$

任意位置 ψ 处,滚珠与内、外圈接触变形为

$$u_{n\psi} = S_\psi - BD_b = BD_b \left[\left(N^2 + L^2 \right)^{1/2} - 1 \right] \quad (13)$$

任意位置 ψ 处,滚珠和内、外圈接触载荷为

$$Q_\psi = K_n \left(BD_b \right)^{1.5} \left[\left(N^2 + L^2 \right)^{1/2} - 1 \right]^{1.5} \quad (14)$$

位置 ψ 处的接触角为^[5]

$$\begin{cases} \sin \alpha'_\psi = \frac{N}{\left(N^2 + L^2 \right)^{1/2}} \\ \cos \alpha'_\psi = \frac{L}{\left(N^2 + L^2 \right)^{1/2}} \end{cases} \quad (15)$$

由平衡条件,球轴承联合载荷作用保持平衡.

$$\begin{cases} F_r - \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} Q_\psi \cos \alpha'_\psi \cos \psi = 0 \\ F_a - \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} Q_\psi \sin \alpha'_\psi = 0 \end{cases} \quad (16)$$

将(14),(15)代入到(16)中,得非线性方程组

$$\begin{cases} F_r - K_n \left(BD_b \right)^{1.5} \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} \left[\left(N^2 + L^2 \right)^{1/2} - 1 \right]^{1.5} \frac{L}{\left(N^2 + L^2 \right)^{1/2}} \cos \psi = 0 \\ F_a - K_n \left(BD_b \right)^{1.5} \sum_{\psi=0}^{\pm\pi} \left[\left(N^2 + L^2 \right)^{1/2} - 1 \right]^{1.5} \frac{N}{\left(N^2 + L^2 \right)^{1/2}} = 0 \end{cases} \quad (17)$$

1.2 轴承接触变形和接触刚度的求解

运用 MATLAB 按图 5 编写程序对方程组(17)求解,得到轴承径向位移 u_r 和轴向位移 u_a ,

以及受载后各滚珠与内、外圈之间的接触角 $\alpha'_{i\psi}$ 、接触载荷 $Q_{i\psi}$ 、 $Q_{o\psi}$ 和接触变形 $u_{i\psi}$ 、 $u_{o\psi}$ 。计算得到各滚珠与内、外圈之间的接触刚度^[6]

$$\begin{cases} K_{i\psi} = \frac{dQ_{i\psi}}{du_{i\psi}} \\ K_{o\psi} = \frac{dQ_{o\psi}}{du_{o\psi}} \end{cases} \quad (18)$$

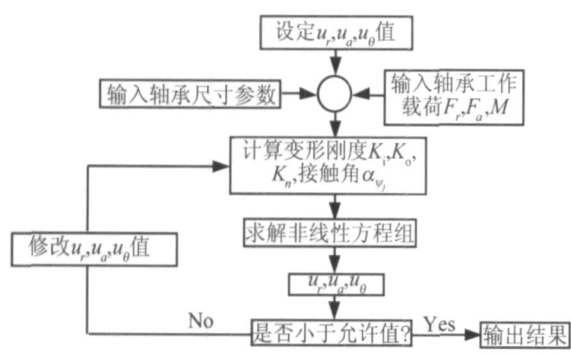


图 5 轴承程序计算流程图
Fig. 5 Program flow chart of bearing

2 轴承等效综合刚度的计算

2.1 油膜刚度求解

等温且充足供油条件下,滚珠与内外圈之间无量纲最小油膜厚度 H_{min} 为^[2-7]

$$H_{min} = 3.63U^{0.68} G^{0.49} W^{-0.073} \left(1 - e^{-0.68k}\right) \quad (19)$$

$$\begin{cases} U = V_m \eta / (E' R_x) \\ G = \alpha E' \\ W = Q / (E' R_x^2) \\ k = 1.0339 \left(R_y / R_x\right)^{0.636} \end{cases} \quad (20)$$

式中 U 为无量纲速度参数; G 为无量纲材料参数; W 为负荷参数; k 为椭圆率。 α 为粘压系数, η 为常压滑油动力粘度, E' 为等效弹性模量, V_m 为轴承平均速度, R_x 为滚珠 x 方向当量曲率半径。 R_y 为滚珠垂直于 y 方向的当量曲率半径。 Q 为接触载荷。可分别按下式求取

$$\begin{cases} E'_i = 2 \left(\frac{1 - \nu_b^2}{E_b} + \frac{1 - \nu_i^2}{E_i} \right)^{-1} \\ R_{yi} = \frac{f_i D_b}{2 f_i - 1}, R_{yo} = \frac{f_o D_b}{2 f_o - 1} \\ E'_o = 2 \left(\frac{1 - \nu_b^2}{E_b} + \frac{1 - \nu_o^2}{E_o} \right)^{-1} \\ V_m = \frac{1}{120} \pi D_m \left(1 - \frac{D_b}{D_m} \cos \alpha \right) \\ R_{xi} = \frac{D_b}{2} (1 - \nu_b), R_{xo} = \frac{D_b}{2} (1 + \nu_b) \end{cases} \quad (21)$$

滚珠与内、外圈之间的油膜厚度为

$$h_{min} = R_x H_{min} = 3.63U^{0.68} \times G^{0.49} W^{-0.073} \left(1 - e^{-0.68k}\right) R_x \quad (22)$$

W 是接触负荷 Q 的一次函数,得油膜刚度

$$K_{油} = \frac{dQ}{dh_{min}} = 6.4066 \times 10^8 h_{min}^{-14.6986} U^{9.361507} G^{6.7123} E' R_x^{15.6986} \left(1 - e^{-0.68k}\right)^{13.6986} \quad (23)$$

2.2 等效综合刚度的求解

轴承等效综合刚度如图 6 所示。通过以上推导,确定轴承各个滚珠与内、外圈之间的接触刚度和油膜刚度,进而得到各个滚珠与内、外圈之间的等效综合刚度为

$$\begin{cases} K'_{i\psi} = \frac{K_{油i\psi} \times K_{i\psi}}{K_{油i\psi} + K_{i\psi}} \\ K'_{o\psi} = \frac{K_{油o\psi} \times K_{o\psi}}{K_{油o\psi} + K_{o\psi}} \end{cases} \quad (24)$$

式中 $K'_{i\psi}$ 、 $K'_{o\psi}$ 分别为 ψ 处的等效综合刚度。

当轴承转速很大时 (DN 值大于 60 000),需要考虑滚珠的离心力和陀螺力矩作用,求解的过程与上述过程相似,主要区别在于,各个滚珠与内、外圈之间接触角不在相等,需要分别求取。

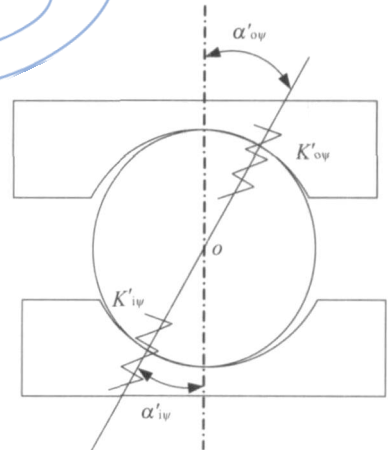


图 6 滚珠与内、外圈之间的刚度
Fig. 6 Stiffness between balls and inner race, outer ring

3 基于 ADAMS 深沟球轴承虚拟仿真

利用 ADAMS/ View,对轴承 6408 进行仿真。 $F_r = 50\text{ N}$, $F_a = 50\text{ N}$, $\omega = 600\text{ r/min}$,根据轴承具体尺寸,建立参数化虚拟样机如图 7。外圈固定不动,各滚珠与内外圈之间设定接触。MSC. ADAMS 中,碰撞力定义为

$$F = \begin{cases} \max\left(0, k\left(x_1 - x\right)^e\right) \\ \text{STEP}\left(x, x_1 - d, C_{\max}, x_1, 0\right) \times \dot{x} \end{cases}, x < x_1$$
$$0, \quad x \geq x_1 \quad (25)$$

其中 x 为距离变量, $\dot{x}$ 为碰撞速度, x_1 是 x 自由长度的正实数. 如果 x 小于 x_1 , 则力赋一个正值. e 为力变形特性指数正实变量, $C_{\max}$ 表示最大阻尼系数的一个非负实变量, d 表示边界穿透量, 可见碰撞力由两部分组成, 刚性力和阻尼力. 刚性力与 k' 成正比, 与穿透量成反比. 刚度系数取决于撞击物体的材料和结构形状. 根据前面轴承的尺寸参数和载荷, 计算得到每个滚珠与内、外圈综合刚度系数如表 1, 赋给 (25) 式中的 k' , 对轴承仿真 0.05 s, 6408 轴承动态特性如图 8. 由图 8 可见, 滚珠与内、外圈、保持架进行周期性碰撞, 与内、外圈碰撞力较大, 与保持架碰撞力较小. 滚珠与内、外圈接触力不同, 径向游隙使滚珠先后与内、外圈发生碰撞. 对是否存在油膜等不同条件下轴承进行仿真, 得到滚珠 1 与内圈的接触载荷如图 9, 发现油

膜对轴承振动、轴承综合刚度影响较大, 忽略润滑油膜作用, 仿真会产生较大误差.

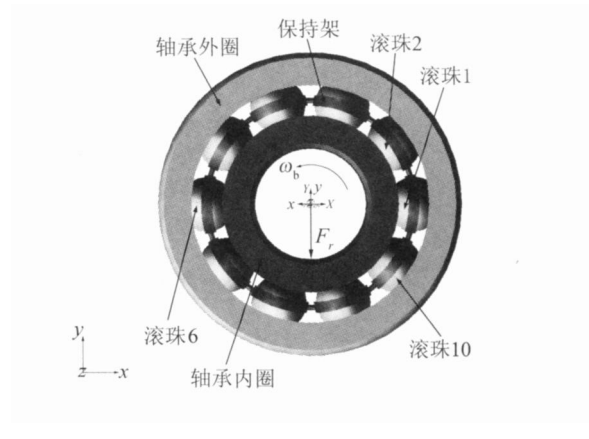


图 7 深沟球轴承虚拟样机模型
Fig. 7 Bearing model of virtual experiment system

表 1 轴承刚度计算值										
Table 1 Computation value of bearing stiffness										
位置角 ψ (°)	36	72	108	144	180	216	252	288	324	360
接触	Q_{ψ}/N	78.461	73.572	67.675	63.026	61.279	63.026	67.675	73.572	78.461
	Q_{ψ}/N	78.461	73.572	67.675	63.026	61.279	63.026	67.675	73.572	78.461
参数	$K_{\psi}/10^{11}(\text{N/mm})$	7.5575	7.5575	7.5575	7.5575	7.5575	7.5575	7.5575	7.5575	7.5575
	$K_{\psi}/10^{11}(\text{N/mm})$	8.3479	8.348	8.348	8.348	8.348	8.348	8.348	8.348	8.348
油膜	$K_{\psi}/10^6(\text{N/mm})$	6.254	5.8369	5.3364	4.944	4.7971	4.944	5.3364	5.8369	6.254
	$K_{\psi}/10^6(\text{N/mm})$	6.254	5.8369	5.3364	4.944	4.7971	4.944	5.3364	5.8369	6.254
刚度	$K_{\psi}/10^6(\text{N/mm})$	3.6716	3.4271	3.1333	2.9029	2.8167	2.9029	3.1333	3.4271	3.6716
	$K_{\psi}/10^6(\text{N/mm})$	3.6716	3.4271	3.1333	2.9029	2.8167	2.9029	3.1333	3.4271	3.6716

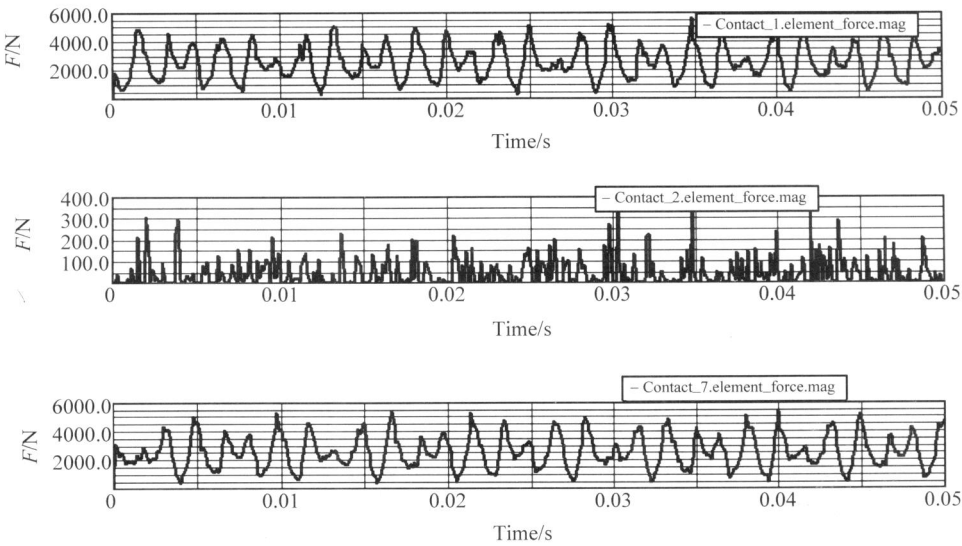


图 8 $\psi=360$ 处滚珠分别与内圈、保持架、外圈之间碰撞
Fig. 8 Contact force between ball and inner ring, ball and cage, ball and outer ring at $\psi=360^\circ$

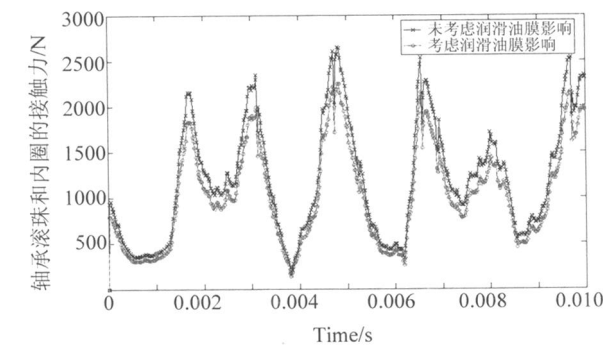


图 9 油膜对轴承滚珠 1 与内圈接触载荷的影响
Fig.9 Oil-bound film effect on the contact force
between ball 1 and inner ring

4 结 论

提出一种对轴承进行动力学仿真分析的有效方法.该方法充分考虑油膜润滑对轴承动态特性的影响,能对轴承动力学性能实现更加准确的评估,为轴承的动态优化设计提供理论依据.

参考文献：

[1] 冈本纯三,黄志强. 球轴承的设计计算[M]. 北京:机械工业出版社,2003.

[2] 赵联春. 球轴承振动的研究[D]. 杭州:浙江大学,2003:10. ZHAO Lianchun. Research on vibration of ball bearing [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003: 10. (in Chinese)

[3] Harsha S P, Kankar P K. Stability analysis of a rotor bearing system due to surface waviness and number of balls [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2004, 46 (7) :1057-1081.

[4] Ganesan R. Effects of bearing and shaft asymmetries on the instability of rotors operating at near-critical speeds [J]. Mechanism and Machine Theory, 2000, 35 (5) : 737-752.

[5] Gray G G, Johnson K L. The dynamic response of elastic bodies in rolling contact to random roughness of their surfaces[J]. Journal of Sound and Vibration, 1972, 22 (3) : 323-342.

[6] Gupta P K. Dynamics of rolling-element bearings - Part III:Ball bearing analysis[J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101 :312-318.

[7] Wensing J A, Van Nijen G C. The dynamic behavior of a system that includes a rolling bearing[J]. Proc. Instn. Mech. Engrs., 2001, 215(Part J) :509-518.