

基于 LS-DYNA 滚动轴承使役可靠度计算方法

李 昌, 韩 兴, 宋 华, 马小刚

(辽宁科技大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 鞍山 114051)

摘 要: 利用软件 LS-DYNA 对滚动轴承使役过程进行了动态有限元计算, 基于响应面法 (RSM) 建立 6408 滚动轴承输入参数与输出响应的函数关系方程, 设定各类随机误差分布, 利用矩阵试验法确定抽样点在输入变量抽样空间的位置, 进行一系列确定性拟合试验. 每次试验借助 LS-DYNA 进行精确求解, 运用求解数据对方程进行最小二乘法回归分析确定方程的组成项及系数. 最后利用函数关系方程计算轴承任意时刻的使役可靠度. 结果表明: 计算得出该轴承在 0.020 008 s 时的使役可靠度为 97.062%.

关 键 词: 滚动轴承; 使役可靠性; 随机误差; LS-DYNA; 响应面法

中图分类号: V215; TH122

文献标志码: A

Computational method of ball bearing's service-reliability ratio based on LS-DYNA

LI Chang, HAN Xing, SONG Hua, MA Xiao-gang

(School of Mechanical Engineering and Automation,

University of Science and Technology Liao Ning, Anshan Liaoning 114051, China)

Abstract: Using the response surface method (RSM), input parameters-output responses equations of a type 6408 ball bearing were created to simulate different random error distributions; meanwhile, using matrix test method, sample point positions in input parameters spacing were located, and then it carried out a series of deterministic fitting tests to get the input parameters-output responses equations compositions and coefficients, by the method of regression analysis (least square method), in software LS-DYNA dynamic simulations for the ball bearing. To solve these stochastic functional equations, the ball bearing service-reliability ratio at any time was calculated. Result shows that the service-reliability ratio of 6408 ball bearing at 0.020 008 s is 97.062%.

Key words: ball bearing; service-reliability; random error; LS-DYNA; response surface method

传统工程分析忽略了系统内部变异性, 本质上是用均值参数系统代替实际结构系统. 其分析结果必然是一种有偏差的估计. 实际工程结构的随机性表现在以下方面: 材料特性的随机性、几何尺寸的随机性、结构边界条件的随机性、结构物理

性质的随机性. 由于各类随机因素的影响, 系统存在一定的随机特性. 即使同一系统, 随着使用地点、使用环境及使用时间的变化, 其动态响应也是一个多元的随机变量. 因此, 考虑随机因素影响对系统开展使役可靠性评估具有重要意义^[1].

收稿日期: 2013-06-04

基金项目: 国家自然科学基金(E050402/51105187); 辽宁省博士启动基金(20111059);

辽宁省高等学校优秀人才支持计划(LJQ2012025); 辽宁科技大学专项基金(2011zx03)

作者简介: 李昌(1980—), 男, 辽宁凌源人, 副教授、硕士生导师, 博士, 主要从事机械可靠性工程方面的研究.

滚动轴承是应用广泛的动力和运动传递装置,其力学行为和工作性能对整个机器有重要影响.尤其在高速、重载等严酷条件下,滚动轴承的服役可靠性成为重要考查指标.轴承在制造和装配过程中,不可避免存在制造和安装等随机误差,使系统存在随机性.要研究各类随机性误差对滚动轴承动态特性的影响,需进行大量试验.不断地改变试验条件,必将浪费大量人力、物力和财力.基于可靠性理论评估各类随机误差对滚动轴承动态特性的影响,是实现其动态优化设计的关键.本文建立了对滚动轴承服役可靠度计算的有效方法,为滚动轴承的动态优化设计奠定了理论基础^[2-3].

1 基于响应面法的服役可靠度计算

响应面法是近几年发展起来的可靠度计算的有效方法.其主体思想是通过一系列确定性试验拟合一个响应面来模拟真实的极限状态曲面,该响应面可用数学方程来模拟,假定结构响应 Z 与影响结构的随机参数矢量 $\mathbf{X}=[\mathbf{X}_1, \mathbf{X}_2, \dots, \mathbf{X}_M]$ 的关系如式(1).用某种取样方法得到随机参数矢量的 S 个样本点,对这 S 个样本点进行试验分析得结构响应的一组样本点 $(z_1, z_2, \dots, z_S)$,回归分析得到响应面函数中待定因子的最小二乘法估计,确定响应面函数,分析中用响应面方程代替有限元模型,在结构响应 Z 未知情况下,用响应面函数代替结构的真实响应,可以节约计算时间^[4].

$$Z = a_0 + \sum_{i=1}^M a_i \mathbf{X}_i + \sum_{i=1}^M \sum_{j=i}^M a_{ij} \mathbf{X}_i \mathbf{X}_j \quad (1)$$

式中 $a_0, a_i, a_{ij} (i=1, \dots, M; j=i, \dots, M)$ 为待定系数,共 $n+1+n(n+1)/2$ 个.

试验设计法是用来确定抽样点在输入变量抽样空间的位置,要求抽样点数量少但又能有效包含抽样空间信息.本文采用矩阵试验法.该方法对每个随机变量取 3 个水平点,然后按照一定的规则组合出中心点和边中点作为样本点.图 1 表示 $\mathbf{X}_1, \mathbf{X}_2, \mathbf{X}_3$ 的 Box-Behnken 样本点.

对于任意分布随机变量可用式(2)确定随机变量水平点值 x_i

$$\int_{-\infty}^{x_i} f(x) dx = p_n \quad n = 1, 2, 3 \quad (2)$$

式中 $f(x)$ 表示随机变量分布密度函数; p_n 表示水平,取 $p_1=0.01, p_2=0.5, p_3=0.99$.

对于正态分布的随机变量

$$x_i = \mu + \sigma \Phi^{-1}(p_n) \quad (3)$$

式中 μ 为均值, σ 为标准差; $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分

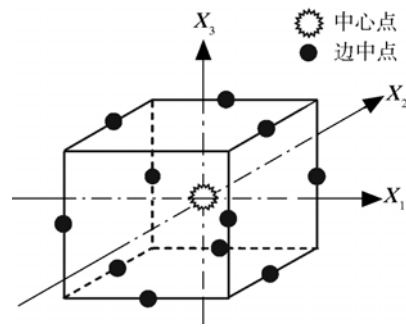


图 1 三变量的 Box-Behnken 样本点

Fig. 1 Box-Behnken sample point of three variables

布函数, $\Phi^{-1}(p_n)$ 的值可由标准正态分布函数表得到,对随机参数 S 个样本点数值计算,可得系统服役过程中某时刻的 S 个输出点 $(z_1, z_2, \dots, z_S)$,对这些数据最小二乘法回归分析,式中 ϵ 为误差项^[5].

$$s = \sum_{i=1}^S \epsilon_i^2 = \sum_{i=1}^S \left[z_i - \left(a_0 + \sum_{i=1}^M a_i x_i + \sum_{i=1}^M \sum_{j=i}^M a_{ij} x_i x_j \right) \right]^2 \quad (4)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial s}{\partial a_0} = 0 \\ \frac{\partial s}{\partial a_i} = 0 \quad i = 1, 2, \dots, M \\ \frac{\partial s}{\partial a_{ij}} = 0 \quad i = 1, 2, \dots, M; j = i, \dots, M \end{cases} \quad (5)$$

根据式(5)进行求解,可得到式(1)中各系数估计值,从而得到系统服役过程任意时刻响应面函数为^[6-9]

$$h(\mathbf{X}) = \hat{Z} = a_0 + \sum_{i=1}^M a_i \mathbf{X}_i + \sum_{i=1}^M \sum_{j=i}^M a_{ij} \mathbf{X}_i \mathbf{X}_j \quad (6)$$

式(6)中各随机参数相互独立,均值矩阵和方差矩阵为 $\boldsymbol{\mu} = [\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_M]$, $\mathbf{D} = [D_1, D_2, \dots, D_M]$,则

$$\begin{cases} E(\mathbf{X}_i^2) = E^2(\mathbf{X}_i) + D(\mathbf{X}_i) = \mu_i^2 + D_i \\ E(\mathbf{X}_i \mathbf{X}_j) = E(\mathbf{X}_i) E(\mathbf{X}_j) = \mu_i \mu_j \\ D(\mathbf{X}_i^2) = 4\mu_i^2 D_i + 2D_i \\ D(\mathbf{X}_i \mathbf{X}_j) = \mu_i^2 D_j + \mu_j^2 D_i + D_i D_j \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} E[h(\mathbf{X})] = \mu(\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_M, D_1, D_2, \dots, D_M) \\ D[h(\mathbf{X})] = D(\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_M, D_1, D_2, \dots, D_M) \end{cases} \quad (8)$$

而系统的强度可能有不同的分布形式,基于应力-强度分布干涉模型,由文献[1]的表 3-1 可

计算得出系统使役过程中任意时刻的可靠度. 若系统的强度满足正态分布 $N(\bar{x}_1, s_1^2)$, $\bar{x}_1$ 代表强度的均值, s_1^2 代表强度的方差, 则计算得出系统可靠度为

$$R = 1 - \Phi(z_M) = \Phi\left(\frac{\bar{x}_1 - \mu_g}{\sqrt{s_1^2 + D_g}}\right) \quad (9)$$

式中 z_M 为可靠性连接系数.

2 滚动轴承使役过程数值计算分析

2.1 滚动轴承有限元模型的建立

以 6408 轴承为例, 根据具体尺寸建立模型, 轴承滚珠和内、外圈材质为轴承钢, 密度为 $7.801 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$, 弹性模量为 $2.07 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$, 泊松比为 0.29; 保持架材质为黄铜, 密度为 $8.545 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$, 弹性模量为 $1.06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$, 泊松比为 0.324. 选取 Solid164 单元, 对轴承进行分网. LS-DYNA 中物体间的接触不是用接触单元模拟, 而是采用定义可能接触的接触面, 指定接触类型及接触参数, 计算中保证接触面间不发生穿透, 并在接触面相对运动时考虑摩擦力作用. 设定滚珠与内、外圈滚道之间, 以及滚珠和保持架之间均采用面面接触方式, 滚珠与内、外圈、保持架之间共 3 组接触对, 根据接触材质设定静摩擦因数分别为 0.25, 0.25, 0.2, 动摩擦因数取 0.16, 0.16, 0.1^[10-11]. 共划分 271849 个单元, 轴承有限元模型如图 2.

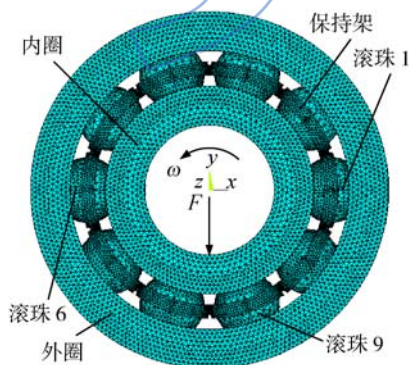


图 2 轴承有限元模型

Fig. 2 Finite element model of bearing

轴承内圈施加径向力 $F = 3000 \text{ N}$, 内圈转速 $\omega = 628 \text{ rad/s}$, 将上述操作编写 k 文件, k 文件是包含了轴承几何、载荷和材料数据等求解信息的 ASCII 文件, 利用 LS-DYNA Solver 对 k 文件求解.

2.2 滚动轴承数值模拟计算

对 6408 轴承上述工况进行 0.04 s 动态仿真,

得出轴承各时刻的应力状态. 图 3 是 0.020008 s 轴承应力云图, 该时刻轴承所受最大接触应力为 272.1 MPa. 同理可得出内圈、外圈、保持架和各个滚珠在不同时刻的接触应力状态. 外圈应力如图 4 所示, 滚珠接触应力如图 5 所示. 图 6 是内圈与滚珠 9 接触处 10807 号接触单元的应力变化

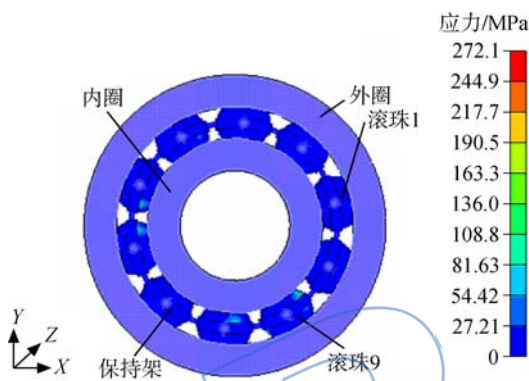


图 3 $t = 0.020008 \text{ s}$ 轴承应力云图

Fig. 3 Bearing stress contour at $t = 0.020008 \text{ s}$

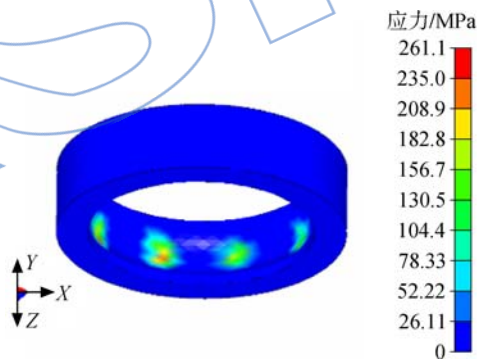


图 4 $t = 0.0039971 \text{ s}$ 外圈接触应力云图

Fig. 4 Contact stress contour of outer race at $t = 0.0039971 \text{ s}$

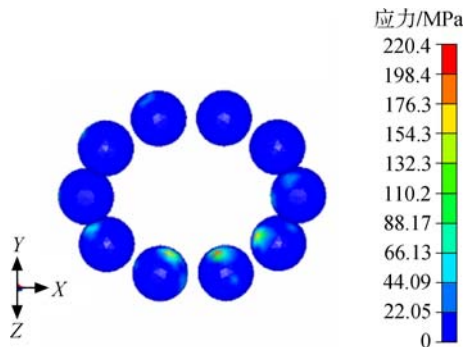


图 5 $t = 0.01333 \text{ s}$ 滚珠接触应力云图

Fig. 5 Contact stress contour of balls at $t = 0.01333 \text{ s}$

曲线,反映了轴承旋转时滚珠接触应力变化状态. 计算表明:轴承开始旋转瞬时处在非承载区,接触应力为零;进入承载区,随着与之相接触的滚动体位置的不同,接触应力开始出现脉动,随着脉动变化接触应力开始逐渐增加. 当达到轴承最低点时,接触应力达到最大值,随后又逐渐减小至零. 同时,内圈表面接触点的接触应力按稳定的脉动循环变化. 图 7 是滚珠 9 与保持架之间的接触载荷变化. 可见,滚珠和保持架之间存在周期性冲击. 通过显式动力学计算,可了解轴承工作中动态接触应力及各零件间接触载荷变化^[12-13].

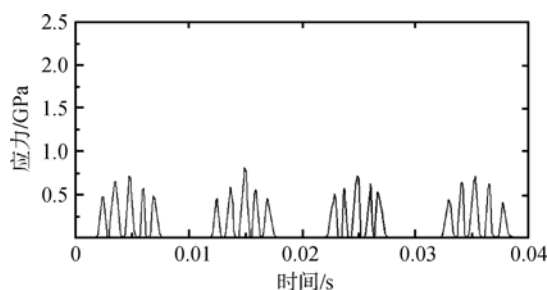


图 6 内圈与滚珠 9 的接触应力变化

Fig. 6 Contact stress changes between ball 9 and inner race

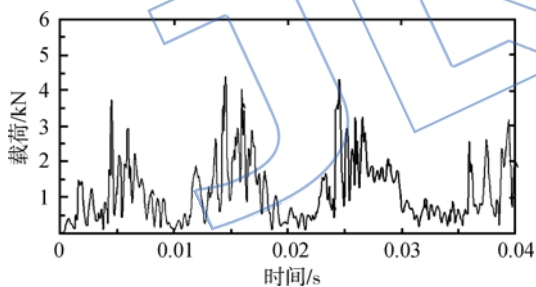


图 7 滚珠 9 与保持架之间的接触载荷变化

Fig. 7 Contact load changes between ball 9 and cage

2.3 滚动轴承的变形试验分析

通过试验验证有限元方法计算的使役可靠度以及接触分析假设和参数设置的合理性. 设计轴承轴向变形试验台(如图 8 所示),提取轴承在轴向载荷作用下,滚珠和内、外圈之间接触的总弹性变形量. 试验系统原理图如图 9. 试验测得不同轴向载荷作用下的轴向变形,试验数据如表 1.

分别利用有限元法和拟动力学法对轴承变形求解,将结果进行比较,结果如图 10.

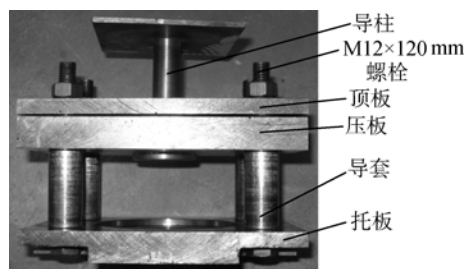


图 8 轴承试验台

Fig. 8 Bearing experimental table



图 9 试验系统原理图

Fig. 9 Experimental system schematic diagram

表 1 试验数据

Table 1 Experimental data

试验次数	试验载荷/N	变形量/mm
1	41.9767(导柱)	0.00281
2	1041.9767	0.01996
3	2041.9767	0.02455
4	3041.9767	0.02906
5	4041.9767	0.03166
6	5041.9767	0.03363
7	6041.9767	0.03511

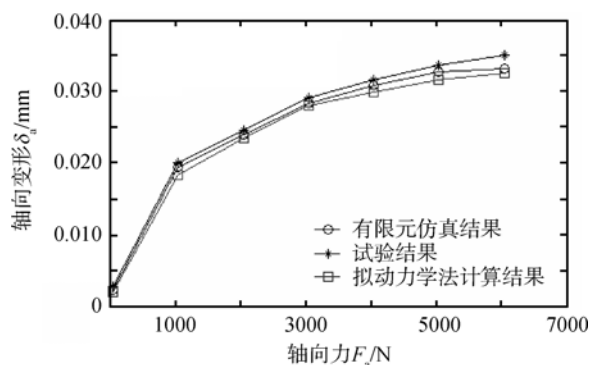


图 10 轴承变形计算结果比较

Fig. 10 Comparison of different computational results of bearing deformation

所得结果基本吻合,曲线变化趋势基本相同. 而且试验所得结果略大于有限元仿真结果,有限元仿真结果略大于拟动力学法计算结果.

3 滚动轴承使役可靠度计算

利用 APDL (advanced parametric design lan-

guage)编写轴承参数化分析文件,包括预处理(建模、分网)和求解过程参数化,为使役可靠度计算奠定基础. 设定轴承参数,轴承用变量实现参数化,改变变量值即可实现整个轴承的参数化驱动,编写轴承建模、分网、加载、求解的批处理程序^[14].

选取 4 个变量为例,由于轴承存在制造安装误差,滚珠半径 r_b 、轴承外圈内径 D_2 、外圈沟道曲率半径 r_o 、内圈沟道曲率半径 r_i 均为正态分布随机变量^[15]. 根据 Box-Behnken 抽样法和式(2)计

算出样本点列入表 2,以轴承在 $t=0.020\,008\text{ s}$ 时刻计算为例.

根据样本点经过 25 次有限元仿真得出系统响应值,列入表 2 最后一列. 由式(4)得到轴承接触应力响应面函数

$$h(\mathbf{X}) = 273.53 + 1.38r_b + 0.82D_2 + 2.03r_o - 0.47r_i + 0.32r_bD_2 + 1.27r_b r_o - 3.41r_b r_i - 0.18D_2 r_o - 0.82D_2 r_i + 0.034r_o r_i + 0.09r_b^2 - 0.28D_2^2 - 0.18r_o^2 + 0.097r_i^2 \quad (10)$$

表 2 滚动轴承样本点及响应值

Table 2 Sample points and response values of ball bearing

样本点	滚珠半径		轴承外圈内径		外圈沟道曲率		内圈沟道曲率		类型	输出
	r_b/mm		D_2/mm		半径 r_o/mm		半径 r_i/mm			
	水平	取值	水平	取值	水平	取值	水平	取值		
1	p_2	10	p_2	43	p_2	12	p_2	11.98	中心点	272.083
2	p_1	9.88375	p_1	42.988375	p_2	12	p_2	11.98	边中点	270.778
3	p_3	10.011625	p_1	42.988375	p_2	12	p_2	11.98	边中点	269.522
4	p_1	9.988375	p_3	43.011625	p_2	12	p_2	11.98	边中点	275.735
5	p_3	10.011625	p_3	43.011625	p_2	12	p_2	11.98	边中点	274.435
6	p_2	10	p_2	43	p_1	11.9535	p_1	11.9335	边中点	268.106
7	p_2	10	p_2	43	p_3	12.0465	p_1	11.9335	边中点	275.832
8	p_2	10	p_2	43	p_1	11.9535	p_3	12.0265	边中点	275.639
9	p_2	10	p_2	43	p_3	12.0465	p_3	12.0265	边中点	276.936
10	p_1	9.988375	p_2	43	p_2	12	p_1	11.9335	边中点	274.635
11	p_3	10.011625	p_2	43	p_2	12	p_1	11.9335	边中点	273.733
12	p_1	9.988375	p_2	43	p_2	12	p_3	12.0265	边中点	275.535
13	p_3	10.011625	p_2	43	p_2	12	p_3	12.0265	边中点	273.632
14	p_2	10	p_1	42.988375	p_1	11.9535	p_2	11.98	边中点	270.832
15	p_2	10	p_3	43.011325	p_1	11.9535	p_2	11.98	边中点	265.442
16	p_2	10	p_1	42.988375	p_3	12.0465	p_2	11.98	边中点	266.656
17	p_2	10	p_3	43.011625	p_3	12.0465	p_2	11.98	边中点	280.833
18	p_1	9.988375	p_2	43	p_1	11.9535	p_2	11.98	边中点	272.294
19	p_3	10.011625	p_2	43	p_1	11.9535	p_2	11.98	边中点	269.413
20	p_1	9.988375	p_2	43	p_3	12.0465	p_2	11.98	边中点	279.462
21	p_3	10.011625	p_2	43	p_3	12.0465	p_2	11.98	边中点	275.568
22	p_2	10	p_1	42.988375	p_2	12	p_1	11.9335	边中点	274.472
23	p_2	10	p_3	43.011625	p_2	12	p_1	12.0265	边中点	272.773
24	p_2	10	p_1	42.988375	p_2	12	p_3	12.0265	边中点	271.539
25	p_2	10	p_3	43.011625	p_2	12	p_3	12.0265	边中点	278.533

对式(10) Monte Carlo 模拟得到 $h(\mathbf{X})$ 概率分布图如图 11, 概率分布呈直线分布, 因此 $h(\mathbf{X})$ 服从正态分布. 根据式(7)、式(8)可计算得出 $h(\mathbf{X})$ 的均值和标准差分别为 $\mu_g = 259.666$, $\sigma_g = 38.861$. 根据文献[1]取轴承强度 $x_s \sim N(\bar{x}_s, s_s^2)$ 为 $N(350, 28^2)$ MPa.

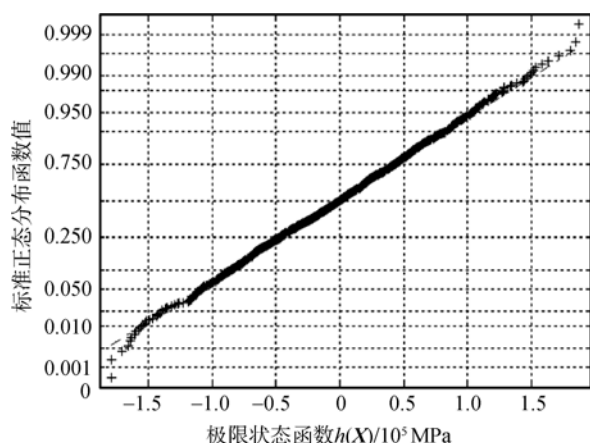


图 11 $h(\mathbf{X})$ 的概率分布

Fig. 11 Probability distribution of $h(\mathbf{X})$

由式(9)可计算得出轴承在使役过程中 $t = 0.020008$ s 时使役可靠度为

$$R = 1 - \Phi(z_M) = \Phi\left(\frac{\bar{x}_1 - \mu_g}{\sqrt{s_g^2 + D_g}}\right) = \Phi\left(\frac{350 - 259.666}{\sqrt{28^2 + 38.861^2}}\right) = 1 - \Phi(1.88598) = 1 - 0.02938 = 0.97062$$

同理可计算得出滚动轴承在任意时刻的使役可靠度.

4 结 论

1) 建立了滚动轴承使役可靠度计算方法. 该方法便于程序化操作, 能够在充分考虑轴承随机误差分布基础上计算轴承使役过程中任意时刻的使役可靠度.

2) 借助于软件 LS-DYNA 显式动力学有限元程序, 建立轴承输入参数与输出响应的函数关系方程, 为轴承动态优化设计和可靠性灵敏度分析奠定了理论基础.

参考文献:

- [1] 孙志礼, 陈良玉. 实用机械可靠性设计理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2003.
- [2] 樊莉. 基于显式动力学的滚动轴承接触应力有限元分析[J]. 北京交通大学学报, 2006, 30(4): 109-112.

FAN Li. FEA on stress field of rolling element bearing based on explicit dynamics[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2006, 30(4): 109-112. (in Chinese)

- [3] 安伟光, 蔡荫林, 陈卫东. 随机结构系统可靠性分析与优化设计[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2005.
- [4] 李昌. 基于响应面法齿轮啮合传动可靠性灵敏度分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(3): 711-715.
- LI Chang. Analysis of reliability sensitivity for gear engagement based on response surface methods[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(3): 711-715. (in Chinese)
- [5] WANG Yang. Stochastic vibration model of gear transmission systems considering speed-dependent random errors[J]. Nonlinear Dynamics, 1998, 17(2): 187-203.
- [6] 李昌, 孙志礼. 基于弹流润滑理论的深沟球轴承动态虚拟仿真[J]. 航空动力学报, 2009, 24(4): 951-756.
- LI Chang, SUN Zhili. Dynamic virtual simulation of deep groove ball bearing based on elastohydro dynamic lubrication theory[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(4): 951-756. (in Chinese)
- [7] Chandhary A B. Solution method for static and dynamic analysis of three-dimensional contact problems with friction[J]. Computer and Structure, 1986, 24(6): 855-873.
- [8] CHEN Liangyu. Method for precise calculation of root stress of spiral bevel gears[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1994(4): 316-319.
- [9] 闫明, 孙志礼, 杨强. 基于响应面方法的可靠性灵敏度分析方法[J]. 机械工程学报, 2007, 43(10): 67-71.
- YAN Ming, SUN Zhili, YANG Qiang. Analysis method of reliability sensitivity based on response surface methods[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(10): 67-71. (in Chinese)
- [10] Uneeb M. The effects of number of balls and preload on vibrations associated with ball bearings[J]. Journal of Tribology, 1997, 119(4): 747-752.
- [11] 吴云鹏, 张文平, 孙立红. 滚动轴承力学模型的研究及其发展趋势[J]. 轴承, 2004(7): 44-46.
- WU Yunpeng, ZHANG Wenping, SUN Lihong. Research and development of ball bearings' mechanics model[J]. Bearing, 2004(7): 44-46. (in Chinese)
- [12] 赵联春. 球轴承振动的研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2003.
- ZHAO Lianchun. Research of the ball bearing vibration[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2003. (in Chinese)
- [13] 彼得·艾伯哈特, 胡斌. 现代接触动力学[M]. 南京: 东南大学出版社, 2003.
- [14] 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.
- [15] 彭天国, 王守信. 滚动轴承接触问题的有限元分析[J]. 东北重型机械学院学报, 1995, 19(3): 261-264.
- PENG Tianguo, WANG Shouxin. Finite element analysis of contact problem in rolling bearing[J]. Journal of Northeast Heavy Machinery Institute, 1995, 19(3): 261-264. (in Chinese)