

文章编号: 1000-4750(2011)06-0226-05

试验机结构参数对被试球接触应力影响

周井玲¹, 陈建春¹, *吴国庆¹, 陈晓阳²

(1. 南通大学机械工程学院, 南通 226607; 2. 上海大学轴承研究室, 上海 200072)

摘 要: 利用轴承球三点接触纯滚动疲劳试验机, 以氮化硅陶瓷球作为被试球, 根据 Hertz 弹性接触理论, 针对于纯滚动接触状态, 分析了试验机滚轮直径、凹弧直径、陪试滚子直径对被试球三点最大接触应力相对差值的影响; 数值结果表明: 当滚轮半径为 25mm, 凹弧半径为 40mm, 陪试滚子半径为 12.5mm, 被试球半径变化范围为 4.25mm—10.5mm 时, 三接触点的应力相对差值小于 1%。适当减小被试球半径变化范围, 能够降低三接触点的应力相对差值。三接触点的应力相对差值越小, 其对被试球的测试寿命影响越小。

关键词: 接触应力; 相对差值; 陶瓷球; 纯滚动; 试验机

中图分类号: TH133.33; O343.3 **文献标识码:** A

EFFECT OF TEST RIG STRUCTURE PARAMETERS ON CONTACT STRESS OF SPECIMEN

ZHOU Jing-ling¹, CHEN Jian-chun¹, *WU Guo-qing¹, CHEN Xiao-yang²

(1. School of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong 226019, China;

2. Research Institute of Bearings, Shanghai University, Shanghai 200072, China)

Abstract: By using a new type pure rolling fatigue test rig with three contact points for silicon nitride bearing ball specimen, the stress relative difference value of a specimen with three contact points is, according to elastic contact theory, calculated while test rig being different parameters under a rolling contact condition. The effects of the driving roller and concave arc and roller radius on the stress relative difference value of the specimen are analyzed. The numerical results indicate that the stress relative difference value of specimen is less than 1% when the driving roller radius is 25mm, concave arc radius is 40mm, roller radius is 12.5mm and the specimen radii change from 4.25mm to 10.5mm. The appropriate decrease of specimen radius scope can reduce the stress relative difference value of a specimen. The less stress relative difference value is, the less the effect on the specimen life is.

Key words: contact stress; stress relative difference value; ceramic ball; pure rolling; test rig

接触应力是弹性体在负荷作用下相互挤压时, 接触部位表面及其邻近区域发生的应力。对于轴承球来说, 与其它滚动元件之间的初始接触发生在接触点上, 在负荷作用下, 接触点扩展成一面, 称为接触面。负荷分布在微小的接触面上, 接触面的形

状取决于接触点处物体的曲率, 接触面的面积随负荷的增大而加大, 接触面上的压力分布是不均匀的。由于点接触面积很小, 接触压力通常是相当大的。这样高的接触压力很大程度上决定了轴承的接触疲劳寿命。因此, 接触应力的计算是分析轴承球

收稿日期: 2009-11-13; 修改日期: 2010-05-10

基金项目: 国家自然科学基金项目(60974049); 国家“十一五”重点项目(JPPT-115-197); 江苏省自然科学基金项目(BK2009613)

作者简介: 周井玲(1967—), 女, 江苏海安人, 教授, 博士, 从事陶瓷轴承研究(E-mail: zhou.jl@163.com);

陈建春(1986—), 男, 江苏兴化人, 硕士, 从事陶瓷轴承研究(E-mail: cjspring@126.com)

*吴国庆(1957—), 男, 江苏海安人, 教授, 博士, 从事摩擦学研究(E-mail: wu.gq@163.com);

陈晓阳(1960—), 男, 上海市人, 教授, 博士, 博导, 从事摩擦学研究(E-mail: xychen@shu.edu.cn).

寿命的基础。

陶瓷轴承是为解决传统轴承在超高速、耐腐蚀、耐高温及其他恶劣工况下难以胜任的问题而研制的一种新型轴承,在航天、军工和机械加工等领域有着极其广阔的应用前景。从零件用材上可把陶瓷轴承分为全陶瓷轴承和混合型陶瓷轴承两大类,前者的滚道及滚动体都采用陶瓷材料来制造,而后者仅有滚动体采用陶瓷材料,制造成本较低,技术成熟,可靠性相对较高。

无论是全陶瓷轴承还是混合型陶瓷轴承,陶瓷球都是其关键零部件之一,而陶瓷球的接触疲劳寿命是评价其能否用于滚动轴承的主要技术依据;另外,由于目前的陶瓷材料断裂韧性较低,脆性较大。因此,为了确保陶瓷轴承的可靠性,最大限度的延长其使用寿命,就必须深入研究陶瓷球的滚动接触疲劳寿命。

为了充分评价陶瓷球的滚动接触疲劳性能,国内外学者对此进行了较多的接触应力研究。Chiu^[1]研究了球棒试验机^[2]中陶瓷试样的接触应力,得到陶瓷滚动体的失效概率;Zhou^[3]通过三点接触纯滚动疲劳试验机^[4-5]陶瓷球接触应力的计算分析,对其滚动接触疲劳寿命进行了预测;Zhou^[6]分析了三点接触纯滚动疲劳试验机中被试陶瓷球表面和次表面的接触应力,对纯滚动状态下起源于体积缺陷的陶瓷球接触疲劳进行了研究;周井玲^[7]分析了三点接触纯滚动疲劳试验机中被试陶瓷球失效的临界应力。

试验机结构参数作为被试球接触的基本参数,通过其合理设计,可以使得被试球的测试数据更具说服力。在设计过程中通过改变试验机结构参数对其结构进行优化,从而使得不同规格的被试球的接触行为处于最佳状态,达到不同规格被试球的试验数据有效、可靠。

本文以氮化硅陶瓷球作为被试球,根据 Hertz 弹性接触理论,借助于球-柱、球-轮接触模型,针对纯滚动接触状态,计算试验机不同结构参数时,被试球三点最大接触应力相对差值。计算结果为试验机的结构参数优化和被试球测试范围的扩大提供了理论依据。

1 接触模型及计算参数

图 1 为三点接触纯滚动疲劳试验机的原理图^[4],该试验机克服了传统轴承球疲劳寿命试验机接触

点少、滚/滑状态等缺点。图 1 中 I 为驱动滚轮、II 为被试球、III 为陪试滚子、IV 为支承滚子、V 为导轮。被试球仅在最大圆截面上受力,并沿此圆周作纯滚动,被试球每转一周受到三次非等间隔但等接触强度的循环载荷作用,且三接触点共处在同一最大滚动圆周上。被试球与驱动轮及陪试滚子之间为纯滚动接触。被试球的材料为 Si_3N_4 , 驱动滚轮和陪试滚子的材料为 GCr15。

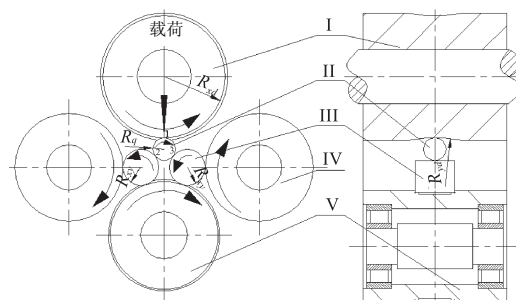


图 1 试验机原理图

Fig.1 Schematic diagram of fatigue test rig

图 2 为被试球受力和接触应力示意图, P_1 、 P_2 、 P_3 为三接触点的载荷, σ_{1H} 、 σ_{2H} 、 σ_{3H} 为三接触点的接触应力。试验机结构设计表明 2 点、3 点左右对称, 从而 $P_2=P_3$, $\sigma_{2H}=\sigma_{3H}$ 。根据 Hertz 理论, 被试球的接触点间形成椭圆接触区, 椭圆的长轴为 $2a$, 短轴为 $2b$, 接触区域表面接触应力按半椭圆规律分布^[8], 如图 2 所示。被试球的最大接触应力 $\sigma_{H\max}$, 以及接触椭圆的长短轴 a 和 b 用下列公式计算^[8-9]:

$$\sigma_{H\max} = \frac{3P}{2\pi ab} \quad (1)$$

$$a = \left(\frac{6K^2 \varepsilon PR}{\pi E'} \right)^{1/3} \quad (2)$$

$$b = \left(\frac{6\varepsilon PR}{\pi KE'} \right)^{1/3} \quad (3)$$

式中: P 为接触点的载荷; K 为椭圆参数; ε 为第二类椭圆积分; E' 为当量弹性模量; R 为接触点的综合曲率半径; R_x 为接触点在 xoz 面内的曲率半径; R_y 为接触点在 $yo z$ 面内的曲率半径。哈姆洛克和安德逊^[10]用迭代法求得 K 和 ε , 从而求得 $\sigma_{H\max}$ 。

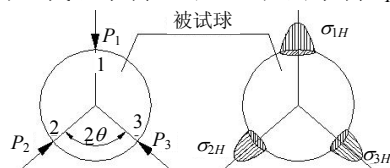


图 2 被试球受力和接触应力示意图

Fig.2 Specimen ball force diagram and stress map

图3为1、2接触点简图,3点的接触参数与2点相同,图3(a)、图3(b)分别表示接触点1、点2在通过接触点的一对主平面 xoz 和 yoz 内具有不同的曲率半径, R_{xd} 、 R_{yd} 分别为驱动轮在 xoz 和 yoz 内的曲率半径(R_{xd} 、 R_{yd} 也分别称之为滚轮半径、凹弧半径), R_{xg} 、 R_{yg} (图3中 $R_{yg}=\infty$)分别为陪试滚子在 xoz 和 yoz 内的曲率半径(R_{xg} 称之为陪试滚子半径), R_q 为被试球的半径。假定凸表面的曲率为正,凹表面的曲率为负。

$$\text{则有 } \frac{1}{R_1} = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{y1}} \quad (4)$$

$$\text{其中 } \frac{1}{R_{x1}} = \frac{1}{R_q} + \frac{1}{R_{xd}}, \quad \frac{1}{R_{y1}} = \frac{1}{R_q} - \frac{1}{R_{yd}}$$

$$\text{同理 } \frac{1}{R_2} = \frac{1}{R_{x2}} + \frac{1}{R_{y2}} \quad (5)$$

$$\text{其中 } \frac{1}{R_{x2}} = \frac{1}{R_q} + \frac{1}{R_{xg}}, \quad \frac{1}{R_{y2}} = \frac{1}{R_q} + \frac{1}{R_{yg}}$$

式中: R_{x1} — R_{x2} 分别为1点、2点在 xoz 面内的曲率半径; R_{y1} 、 R_{y2} 分别为1点、2点在 yoz 面内的曲率半径。

利用式(1)~式(5),可计算出1点、2点、3点的接触椭圆长半轴 a_1 、 a_2 、 a_3 ,1点、2点、3点的接触椭圆短半轴 b_1 、 b_2 、 b_3 ,进而计算出三接触点的最大接触应力 σ_{1Hmax} 、 σ_{2Hmax} 、 σ_{3Hmax} 。计算中, Si_3N_4 材料的弹性模量 $E_1=310\text{GPa}$,泊松比 $\nu_1=0.26$;GCr15材料的弹性模量 $E_2=206\text{GPa}$,泊松比 $\nu_2=0.3$,当量弹性模量 $E' = 2 / [(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]$ 。

由上面的分析可知, σ_{1Hmax} 随 R_{xd} 、 R_{yd} 、 R_{xd} 、 R_q 的变化而变化, σ_{2Hmax} 、 σ_{3Hmax} ($\sigma_{2Hmax}=\sigma_{3Hmax}$)随 R_{xg} 、 R_{yg} 、 R_q 的变化而变化。

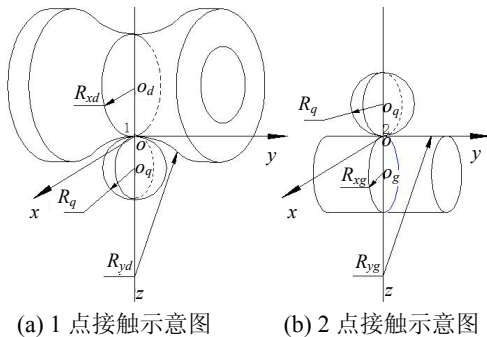


Fig.3 Schematic plan of contact point

2 被试球三点最大应力相对差值分析

对某一规格的球,例如 $\phi 12.7$ Si_3N_4 陶瓷球,通

过结构参数优化设计可使得 $\sigma_{1Hmax}=\sigma_{2Hmax}=\sigma_{3Hmax}$ ^[5],实现等应力测试。

Zaretsky^[11]和 Poplawski^[12]给出了的轴承钢球的寿命模型: $L_{10} \propto 1/\sigma_{Hmax}^{9.0}$; Zhou^[3]给出了的轴承氮化硅陶瓷球的寿命模型: $L_{10} \propto 1/\sigma_{Hmax}^{11.2}$;即轴承球寿命是最大接触应力的函数,三接触点的接触应力最好相等,不能绝对相等的情况下,只能使得它们尽量接近,否则被试球受到非稳定变应力的作用。为了扩大试验机的测试范围,被试球径 R_q 应具有一定变化范围。当球径 R_q 变化时,1点和2点、3点的接触应力 σ_{1Hmax} 、 σ_{2Hmax} 、 σ_{3Hmax} 会出现相对差值,故定义接触点的最大应力相对差值为 δ 。

$$\delta = \left| \frac{\sigma_{1Hmax} - \sigma_{2Hmax}}{\sigma_{1Hmax}} \right| \quad (6)$$

由上述轴承钢球和轴承氮化硅陶瓷球的寿命模型计算可知, σ_{Hmax} 的相对误差值 $\delta < 1\%$,对寿命的影响可以控制在工程允许误差5%内。

图4是 $R_{xd}=25\text{mm}$ 、 $R_{yd}=40\text{mm}$ 时相对差值 δ 随 R_{xg} 变化曲线,图4中曲线1—曲线4分别为被试球半径 R_q 为4.25mm、6.35mm、8mm、10mm时相对差值 δ 随 R_{xg} 变化曲线。其它参数不变时,随着 R_{xg} 的增大,2点的综合曲率半径增大,接触点的椭圆面积也增大,导致2点的接触应力减小,而1点的接触应力不变;当 R_{xg} 较小时,1点与2点的接触应力差值较大,当 R_{xg} 较大时,1点与2点的接触应力差值也较大,只有当 R_{xg} 为某一合理值时,1点与2点的接触应力才比较接近;图4曲线表明随着 R_{xg} 的增大相对差值 δ 减小,减少到某一值时,此后随着 R_{xg} 的增大相对差值 δ 增大,从图4中可知 $R_{xg}=12.5\text{mm}$ 时相对差值 $\delta < 1\%$ 。图4分析表明 R_q 取值变化时,优化 R_{xg} 值,可使得相对差值 $\delta < 1\%$ 。

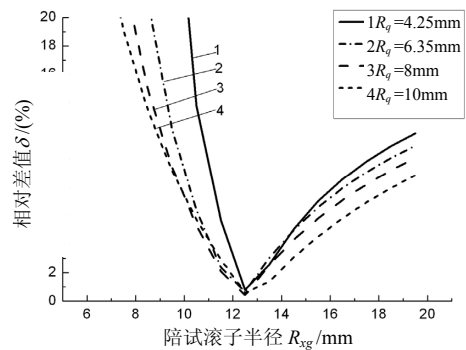


图4 $R_{xd}=25\text{mm}$ 、 $R_{yd}=40\text{mm}$ 时 δ 随 R_{xg} 变化曲线

Fig.4 The curve of δ changing from R_{xg} while R_{xd} is 25mm and R_{yd} is 40mm

图5是 $R_{xd}=25\text{mm}$ 、 $R_{yd}=40\text{mm}$ 时相对差值 δ 随

R_q 变化曲线; 陪试滚子半径不同时, 测试球半径变化时, 接触点的综合曲率半径随之变化, 导致接触椭圆的面积变化, 接触应力发生变化。曲线 1—曲线 5 分别为是 R_{xg} 为 10mm、11mm、12.5mm、13.5mm、15mm 时相对差值 δ 随 R_q 变化曲线; 曲线 1、曲线 2 呈抛物线形, 曲线 1 表明 $R_{xg}=10\text{mm}$ 相对差值 $\delta>7\%$, 曲线 2 表明 $R_{xg}=11\text{mm}$ 相对差值 $\delta>3\%$; 曲线 3、曲线 4 呈马鞍形, 曲线 3 表明 $R_{xg}=12.5\text{mm}$ 时及 $4.25\text{mm}\leq R_q\leq 10.5\text{mm}$ 时相对差值 $\delta<1\%$, 而曲线 4 表明 $R_{xg}=13.5\text{mm}$ 时相对差值 $\delta<1\%$ 对应 R_q 区间为 $2.0\text{mm}-3.1\text{mm}$ 及 $10.8\text{mm}-13\text{mm}$; 曲线 5 表明 $R_{xg}=15\text{mm}$ 时及 $13.8\text{mm}\leq R_q\leq 15.5\text{mm}$ 时相对差值 $\delta<1\%$ 。

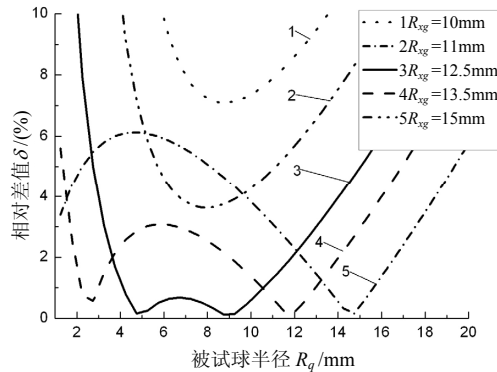


图 5 $R_{xd}=25\text{mm}$ 、 $R_{yd}=40\text{mm}$ 时 δ 随 R_q 变化曲线

Fig.5 The curve of relative difference value δ changing from R_q while R_{xd} is 12.5mm and R_{yd} is 40mm

图 6 为 $R_{xg}=12.5\text{mm}$ 、 $R_q=6.35\text{mm}$ 时相对差值 δ 随 R_{xd} 和 R_{yd} 变化等高线, 相对差值 δ 值越小, 对应的 R_{xd} 和 R_{yd} 区间越小, 反之, 相对差值 δ 值越大, 区间越大; 在图 6 区间 A 内, 相对差值 $\delta<1\%$ 。

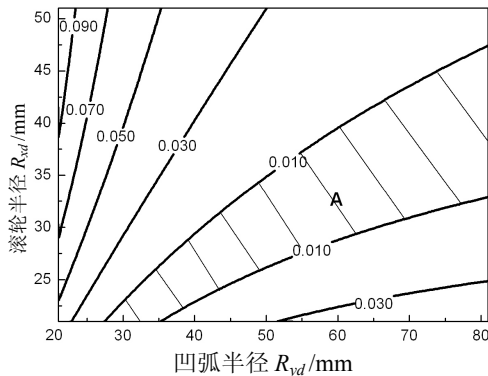


图 6 $R_{xg}=12.5\text{mm}$ 、 $R_q=6.35\text{mm}$ 时 δ 随 R_{xd} 和 R_{yd} 变化等高线

Fig.6 The contour of relative difference value δ changing from R_{xd} and R_{yd} while R_{xg} is 12.5mm and R_q is 6.35mm

图 7 为 $R_{xd}=25\text{mm}$ 、 $R_{yd}=40\text{mm}$ 时相对差值 δ 随

R_{xg} 和 R_q 变化等高线, δ 随 R_{xg} 和 R_q 变化作非线性变化, 相对差值 δ 值越小, 对应的 R_{xg} 和 R_q 区间越小, 反之, 区间越大; 在图 6 区间 A1、A2、A3、A4、A5、A6 内, 相对差值 $\delta<1\%$ 。当 $R_{xg}=12.5\text{mm}$, $4.25\text{mm}\leq R_q\leq 10.5\text{mm}$ 时对应的 δ 值在区间 A1 内。

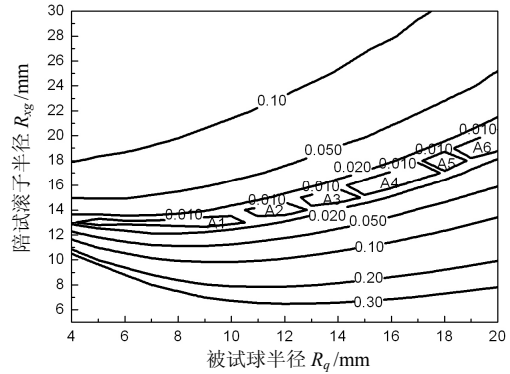


图 7 $R_{xd}=25\text{mm}$ 、 $R_{yd}=40\text{mm}$ 时 δ 随 R_{xg} 和 R_q 变化等高线

Fig.7 The contour of relative difference value δ changing from R_{xg} and R_q while R_{xd} is 25mm and R_{yd} is 40mm

3 讨论

设计试验机时, 需优化设计 R_{xd} 、 R_{yd} 、 R_{xg} 、 R_{yg} 等结构参数, 使得被试球径 R_q 范围尽可能大。对于同一台试验机, 试验时随着被试球径 R_q 的变化, 三点的接触应力会出现相对差值 δ 。

图 4 表明 R_q 取值变化时, 优化 R_{xg} 值, 可使得相对差值 $\delta<1\%$, 该图表明 R_{xg} 的优化值为 12.5mm。图 5 表明随着 R_{xg} 的变化, 三点应力相对差值 δ 对应某一范围值时, R_q 变化区间明显不同, 图 5 的曲线 3 验证了图 4 的结果。图 6 表明, 要使得相对差值 $\delta<1\%$, R_{xd} 、 R_{yd} 的取值存在一定的区间; 图 7 表明, 要使得相对差值 $\delta<1\%$, R_{xg} 、 R_q 的取值存在一定的区间。

综合分析图 4—图 7, 当 $R_{xd}=25\text{mm}$ 、 $R_{yd}=40\text{mm}$ 、 $R_{xg}=12.5\text{mm}$ 、 $R_{yg}=\infty$, 被试球径 R_q 最大范围为 $4.25\text{mm}-10.5\text{mm}$ 时, 可得相对差值 $\delta<1\%$; 如被试球径 R_q 最大范围为 $4\text{mm}-12\text{mm}$, 相对差值 $\delta<2\%$, 如被试球径 R_q 测试范围扩展为 $3.5\text{mm}-13\text{mm}$, 相对差值 $\delta<3\%$; 被试球径 R_q 的范围越大, 相对差值 δ 值越大。

同理分析可得: 当 $R_{xd}=15\text{mm}$ 、 $R_{yd}=30\text{mm}$ 、 $R_{xg}=7.5\text{mm}$ 、 $R_{yg}=\infty$ 时, 被试球径 R_q 范围为 $2\text{mm}-6\text{mm}$, 相对差值 $\delta<1\%$; 当 $R_{xd}=40\text{mm}$ 、 $R_{yd}=60\text{mm}$ 、 $R_{xg}=25\text{mm}$ 、 $R_{yg}=\infty$, 被试球径 R_q 范围为 $8.5\text{mm}-$

17.5mm 时, 相对差值 $\delta < 1\%$ 。

被试球为不同材料时, 试验机驱动滚轮和陪试滚子材料相同, 三接触点的当量弹性模量相同, 式(1)~式(3)表明, 不同材料的被试球, 应力误差 δ 不变。即试验机可用于不同材料的轴承球。

常用的轴承球半径规格为 2mm—17.5mm, 综合分析可知测试此范围的轴承球, 只需三种型号的试验机, 对应的被试球变化区间分别为 2mm—4mm、4mm—9mm、9mm—17.5mm 较为合适。

4 结 论

(1) 滚轮半径、凹弧半径、陪试滚子半径对被试球三接触点应力相对差值有显著的影响。就本文的分析结果而言, 三者的最优值分别为 25mm、40mm、12.5mm。

(2) 适当减小被试球半径变化范围, 可降低被试球三接触点应力相对差值。本文分析表明, 被试球的半径变化范围取为 4.25mm—10.5mm, 可使得被试球三接触点应力相对差值小于 1%; 被试球的半径变化范围取为 4mm—9mm, 三接触点应力相对差值会更小。

(3) 对于常用规格的轴承球, 只需三种型号的试验机, 优化三种试验机的结构参数, 对应的被试球变化区间分别为 2mm—4mm、4mm—9mm、9mm—17.5mm 时, 三接触点应力相对差值更加小于 1%。

参考文献:

- [1] Chiu Y P. An Approach for fatigue cracking failure prediction of ceramic rolling elements under Hertzian loading [J]. Tribology Transactions, 1999, 42(3): 289—295.
- [2] Glover D. A ball-rod rolling contact fatigue tester [C]// Hoo J J C. A symposium sponsored by ASTM on rolling contact fatigue testing of bearing steels, Philadelphia: ASME STP771, 1982: 107—124.
- [3] Zhou Jingling, Wu Guoqing, Zhu Weinan. Tensile stress fatigue life model of silicon nitride ceramic balls [J]. Tribology International, 2009, 42(10): 1838—1845.
- [4] Zhou Jingling, Wu Guoqing. Experimental study of cyclic rolling contact fatigue of silicon nitride balls [J]. Tribology Transactions, 2009, 52(5): 663—670.
- [5] 周井玲, 朱礼进, 陈晓阳. 三点接触纯滚动轴承球强化接触疲劳寿命试验机设计[J]. 中国机械工程, 2004, 15(7): 572—574.
Zhou Jingling, Zhu Lijin, Chen Xiaoyang. Design of an accelerated pure rolling contact fatigue test rig for bearing ball with three contact points [J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(7): 572—574. (in Chinese)
- [6] Zhou Jingling, Wu Guoqing, Chen Xiaoyang. Volume defect fatigue failure of ceramic balls under rolling condition [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 20(2): 47—51.
- [7] 周井玲, 吴国庆, 刘春浩. 纯滚动状态下氮化硅陶瓷球临界应力分析[J]. 机械强度, 2007, 29(4): 661—665.
Zhou Jingling, Wu Guoqing, Liu Chunhao. Critical stress of silicon nitride ceramic balls under pure rolling condition [J]. Journal of Mechanical Strength, 2007, 29(4): 661—665. (in Chinese)
- [8] Johnson K L. Contact mechanics [M]. Cambridge: The United Kingdom at the University Press, 2001.
- [9] Harris T A. Rolling bearing analysis [M]. New York: John Wiley & Sons, 2006
- [10] 哈母罗克 B J, 道森 D. 滚动轴承润滑[M]. 汪一麟, 沈继飞, 译. 北京: 机械工业出版社, 1988.
Harmrock B J, Downson D. Rolling bearing lubrication [M]. Translated by Wang Yilin, Shen Jifei. Beijing: China Machine Press, 1988. (in Chinese)
- [11] Zaretsky E V, Poplawski J V, Peters S M. Comparison of life theories for rolling-element bearings [J]. Tribology Transactions, 1996, 39(4): 237—248.
- [12] Poplawski J V, Peters S M, Zaretsky E V. Effect of roller profile on cylindrical roller——part1: Comparison of bearing life theories [J]. Tribology Transactions, 2001, 44(3): 339—350.