

文章编号:1008-1542(2015)05-0445-06

doi:10.7535/hbkd.2015yx05001

压缩机转子过盈配合温差拆解松动量模型研究

沈 健,杨威振,周 丹,刘光复,杜晓东

(合肥工业大学机械与汽车工程学院,安徽合肥 230009)

摘 要:为了对过盈配合的叶轮和轴进行无损拆解,对温差拆解过程中的温度加载进行规划,通过选取合理的温度加载参数,获得理想的拆解效果。通过理论推导和在 ANSYS 中进行仿真计算,建立温差拆解过程中叶轮和轴配合面松动量的数学模型。通过改变相关参数,分析温度加载位置、加载时间对轴孔配合松动量的影响规律,找出合理的加热温度、加热时间和加热位置。研究结果表明,当其他因素一定时,在叶轮轮毂加热优于在叶轮流道加热,温度加载时间为 1 400 s 时轴和孔的配合面松动量最大,对拆解最有利。

关键词:过盈配合;松动量;加热时间;加热位置

中图分类号:TH117 **文献标志码:**A

Loose volume model research on the interference fit compressor rotor using the method of temperature difference

SHEN Jian, YANG Weizhen, ZHOU Dan, LIU Guangfu, DU Xiaodong

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei, Anhui 230009, China)

Abstract: In order to dismantle non-destructively the impeller and shaft under interference fit, the loaded temperature is planned reasonably for the temperature difference dismantling process. Through selecting suitable loaded temperature parameters, the desired dismantling effect can be acquired. Through theoretical analysis and FEM calculation with ANSYS, the loose volume model of the mating surfaces between the impeller and the shaft during the temperature difference dismantling process is built. Besides, through changing relevant parameters, the influence of the temperature heating location and the heating time on the loose amount between the shaft and hole is analyzed, and the reasonable heating temperature, heating location and heating time are obtained. The results show: when the other factors are constant, the temperature loading on the impeller hub is better than on the flow channel, and when the heating time is 1 400 s, the loose amount between the shaft and hole is the largest.

Keywords: interference fit; loose volume; heating time; heating location

对于需要再制造的机械装备,拆解是再制造的必要环节。无损拆解是指机械装备在拆解过程中不会发生组织变化、材料磨损、塑性变形、裂纹萌生及扩展,从而不影响其精度、强度、剩余寿命的拆解过程^[1]。而事实证明过于苛求无损会带来拆解成本的增加,本文着重对叶轮的配合面松动情况进行研究,通过优化加载条件

收稿日期:2015-02-20;修回日期:2015-03-20;责任编辑:张 军

基金项目:国家重点基础研究发展计划(973)项目(2011CB013400);国家自然科学基金(5140050733)

作者简介:沈 健(1956—),男,江苏溧阳人,教授,博士,主要从事机械设计与制造方面的研究。

E-mail:shenjian56@hfut.edu.cn

沈 健,杨威振,周 丹,等.压缩机转子过盈配合温差拆解松动量模型研究[J].河北科技大学学报,2015,36(5):445-450.

SHEN Jian, YANG Weizhen, ZHOU Dan, et al. Loose volume model research on the interference fit compressor rotor using the method of temperature difference[J]. Journal of Hebei University of Science and Technology, 2015, 36(5): 445-450.

进而得到较合理的配合面接触状态。

叶轮-主轴配合一般采用火焰加热拆解的方法,目前常用氧乙炔火焰加热。由于叶轮结构复杂,温度加载过程中容易引起受热不均,造成局部的塑性变形及薄弱环节的应力集中,甚至导致裂纹的萌生。针对温差拆解存在的不足,为使拆解后的叶轮能够满足修复的要求,从影响拆解损伤的主导因素着手,通过均衡轴孔膨胀量和增大松动量来减少配合面磨损。

通过建立松动量模型,可以有效预测配合面各部位的脱离程度。在不增加拆解成本的情况下,根据松动量模型合理调整加载条件。所建立的松动量模型不仅适用于本文中的模型,对于过盈配合联接的其他模型也同样适用。

1 过盈配合温差拆解松动量理论模型

1.1 轴不均匀受热径向膨胀量公式推导

温差拆解的传热过程为非稳态传热^[2-5],从轴表面到轴心存在温度梯度,因此计算轴的热膨胀量时要根据某一截面的温度递减规律拟合出近似的曲线并对曲线进行积分^[6]。

设轴颈内某一截面沿径向温度分布为 $f(x)$ 。将轴沿径向分割成厚度相等的 n 个单元环,每一单元环的厚度为 δ ,在单元环内温度可以认为均匀分布。设第 j 个单元环内圈径向膨胀量为 u_{ji} ; 外圈径向膨胀量为 u_{jo} ,则第 $j+1$ 个单元环内圈径向膨胀量等于 u_{jo} ,圆环膨胀迭代公式见式(1):

$$u_{(j+1)i} = u_{jo} = u_{ji} + \alpha\delta[f(x_j) - T_0]。 \quad (1)$$

第 n 个单元环外圈径向膨胀量即轴颈总体径向膨胀量为

$$\begin{aligned} u_m &= u_{ni} + \alpha\delta[f(x_n) - T_0] = \\ &u_{(n-1)o} + \alpha\delta[f(x_{(n-1)}) - T_0] + \alpha\delta[f(x_n) - T_0] = \\ &\dots = \\ &u_{1i} + \alpha\delta[f(x_1) - T_0] + \dots + \alpha\delta[f(x_{(n-2)}) - T_0] + \alpha\delta[f(x_{(n-1)}) - T_0] + \alpha\delta[f(x_n) - T_0] = \\ &u_{1i} + \alpha\delta[f(x_1) + \dots + f(x_j) + \dots + f(x_n)] - \alpha\delta n T_0 = \\ &u_{1i} + \alpha\delta \sum_{j=1}^n f(x_j) - \alpha\delta n T_0。 \end{aligned}$$

当 δ 足够小时,将上式转化成积分形式:

$$u_m = u_{1i} + \alpha \int f(x) dx - \alpha R_{\text{轴}} T_0。 \quad (2)$$

由于轴为实心轴,当 n 趋向无穷大时 u_{1i} 趋向于零,则式(2)可简化为

$$\Delta_{\text{轴}} = \alpha \int f(x) dx - \alpha R_{\text{轴}} T_0。 \quad (3)$$

由于温度沿轴向分布也不均匀,设轴的温度分布为 $f(x, y)$,则轴向任一截面 y_p 处的轴的总径向膨胀量为

$$\Delta(y_p) = \alpha \int f(x, y_p) dx - \alpha R_{\text{轴}} T_0。 \quad (4)$$

当 y_p 沿轴向变化时,式(4)的积分结果随着 y 而变化,则 $F(y)$ 为膨胀量沿轴向的变化曲线:

$$F(y) = \alpha \int f(x, y) dx - \alpha R_{\text{轴}} T_0, \quad (5)$$

式(5)中 $f(x, y)$ 要从 ANSYS 中取出算得的数据并通过 MATLAB 编程获得^[7]。

1.2 叶轮孔不均匀受热径向膨胀量公式推导

圆筒受热的径向膨胀量公式为^[8-10]

$$\Delta(y_p) = -\frac{(1-\mu)\eta\sigma_{\text{max}}R}{E_0}(T - T_0) + \alpha R(T - T_0), \quad (6)$$

式中: α 为圆筒线膨胀系数; μ 为泊松比; η 为弹性模量系数; σ_{max} 为内应力; R 为圆筒内圈半径; T 为圆筒温度。

在温差拆解过程中由于叶轮温度分布不均以及结构复杂,轮毂内部存在温度梯度和热应力^[11],叶轮模型如图1所示。式(6)是建立在圆筒模型的基础上,因此要将叶轮模型等效为外表面受力的圆筒模型,若叶片、轴盘对轮毂作用的应力曲线为 $\sigma(y)$,等效形式如图2所示,计算时要根据具体应力数值求出该应力曲线。将图2的圆筒分成 n 个单元环,每个单元环沿厚度看作温度均匀分布。

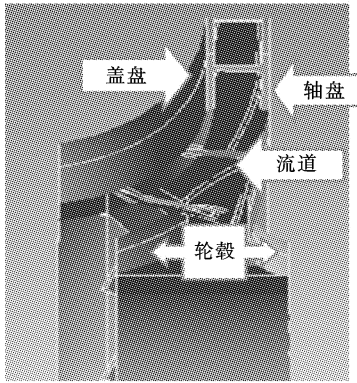


图 1 叶轮部分模型

Fig. 1 Part model of the impeller

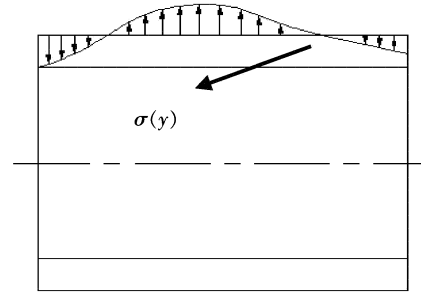


图 2 叶轮受力等效模型

Fig. 2 Equivalent model of impeller under stress

设圆筒内温度场空间曲面表达式为 $g(x, y)$, 应力场空间曲面表达式为 $\sigma(x, y)$ 。 $g(x, y)$ 和 $\sigma(x, y)$ 相互独立且无耦合变量。根据圆筒均匀受热的径向膨胀量公式可知第 j 个单元环径向膨胀量计算公式为

$$u_{ji} = u_{jo} + \frac{(1-\mu)\eta}{E_0} \Delta x_j \sigma(x_j) [g(x_j) - T_0] - \alpha \Delta x_j [g(x_j) - T_0], \quad (7)$$

式中: T_0 为初始温度。由于相邻单元环始终接触, 则 $u_{(j+1)o} = u_{ji}$, 孔的径向膨胀量推导如下:

$$\begin{aligned} u_{孔} &= u_{ni} = u_{no} - C \Delta x_n \sigma(x_n) [g(x_n) - T_0] - \alpha \Delta x_n [g(x_n) - T_0] = \\ &u_{(n-1)o} - C \Delta x_{(n-1)} \sigma(x_{(n-1)}) [g(x_{(n-1)}) - T_0] - \alpha \Delta x_{(n-1)} [g(x_{(n-1)}) - T_0] - \\ &C \Delta x_n \sigma(x_n) [g(x_n) - T_0] - \alpha \Delta x_n [g(x_n) - T_0] = \\ &\dots = \\ &u_{1o} - C \sum_{j=1}^n g(x_j) \sigma(x_j) \Delta x_j + C T_0 \sum_{j=1}^n \sigma(x_j) \Delta x_j - \alpha \sum_{j=1}^n g(x_j) \Delta x_j + \alpha T_0 \sum_{j=1}^n \Delta x_j. \end{aligned}$$

式中 $C = -[(1-\mu)\eta]/E_0$, 单元环从外向内编号, 则 u_{1o} 为等效模型外径径向膨胀量。孔膨胀量为第 n 个单元环膨胀量, 将对应坐标应力值和温度值代入上式整理并沿厚度积分可得圆筒径向膨胀量公式, 将轴孔的径向膨胀量沿轴向的分布曲线记为 $G(y)$, 则积分公式为

$$\begin{aligned} G(y) &= -\frac{(1-u)\eta\sigma(x_0, y)R_w}{E_0} [g(x_0, y) - T_0] + \alpha R_w [g(x_0, y) - T_0] + \\ &\frac{(1-u)\eta}{E_0} \int \sigma(x, y) [g(x, y) - T_0] dx - \alpha \int [g(x, y) - T_0] dx, \end{aligned} \quad (8)$$

式中 $G(y)$ 为轴孔的径向膨胀量沿轴向的分布曲线, 函数 $g(x, y)$ 和 $\sigma(x, y)$ 同样可以根据 ANSYS 算出的实际数据通过 MATLAB 获取^[7]。

叶轮和轴过盈配合温差拆解时松动量模型为

$$\Delta = G(y) - F(y), \quad (9)$$

根据式(9)和实际算出的数据可以分析配合面松动量的大小及分布情况进而预测配合面的脱离程度。

当研究某一截面松动情况时, 先要根据计算数据得出这一截面轴温度分布曲线、轮毂温度分布曲线以及轮毂应力分布曲线, 将这些方程按式(9)计算就可得到该截面的松动量数值。当研究整个配合面松动量分布情况时, 要得到轴温度、轮毂温度和轮毂应力分布曲面, 再根据式(9)求出松动量沿轴向的分布曲线。

2 加热位置对松动量的影响

2.1 流道加热方式

对流道面进行加热, 加热温度根据中性焰外焰温度设置^[12-14]。叶轮材料为 FV520B, 轴材料为 40CrNiMo7, 根据材料对应的参数输入^[15], 在加热温度一定的条件下, 分别设定 1 000, 1 200, 1 800 s 的加热时间, 获取不同加热时间的温度数据, 可以绘制不同加热时间轴的温度分布规律图。

图3和图4分别为加载1800s时轮毂和轴温度分布三维图,图中 y 坐标轴在轴线上,轴盘侧为 y 坐标起始点(以下各图都相同),轴向尺寸为轴与叶轮接触面的长度, x 坐标值为轴心到接触面的距离, z 坐标值为温度。

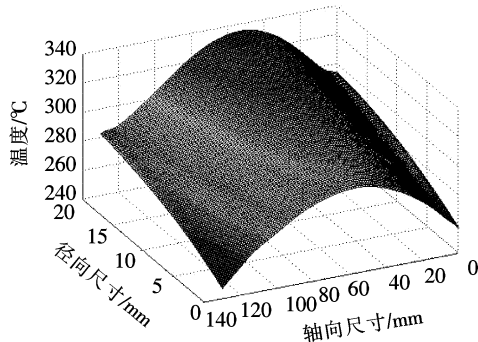


图3 加载1800s时轮毂的温度分布
Fig.3 Temperature distribution of the hub with heating for 1800 s

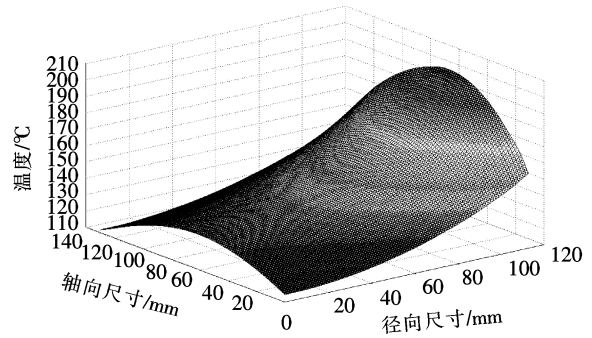


图4 加载1800s时轴的温度分布
Fig.4 Temperature distribution of the shaft with heating for 1800 s

从图中可以看出轴向的温度分布呈现中间高两端低的趋势,并且温度分布不均的现象比较严重。根据上述温度分布数据,通过MATLAB软件^[7]得到加热1800s时轴温度场三维曲面图的数学方程如下:

$$f(x, y) = 107.652 - 0.1882x + 0.6332y + 0.0053x^2 - 0.0051y^2.$$

为了研究轴与叶轮孔膨胀量不均对松动量的影响,运用式(5)和式(8)分别计算出轴与叶轮孔对应点的膨胀量。

计算实例:计算中间截面的松动量,1800s时轴的中间截面沿径向的温度曲线为

$$f(x, 65) = 127.2625 - 0.1882x + 0.0053x^2.$$

轮毂温度场与轴温度场数学方程获得方法相同,直接给出1800s轮毂中间截面沿径向的温度曲线:

$$g(x, 65) = 217.05 + 1.7685x - 0.0074x^2.$$

轮毂中间截面周向应力分布曲线如下:

$$\sigma(x, 65) = 198.6 - 7.7467x + 0.0665x^2.$$

叶轮和轴材料的线膨胀系数分别为 $\alpha = 11.16 \times 10^{-6}/k$, $\alpha = 12.8 \times 10^{-6}/k$,根据式(5)和式(8)积分得出轴膨胀量为0.1685mm,孔膨胀量为0.306mm。根据上面算法算出各截面轴和孔膨胀量,将计算结果绘制成图5的曲线图。从计算结果来看,轴孔右端松动量值为0.107mm,是配合面松动量最小点,为最后脱离位置。为研究拆解时轴与孔干涉程度,设定配合面初始过盈量为0.107mm,则轴膨胀量加上过盈量的数值绘制在图5中。

从图5中可以看出,尽管轴与叶轮孔已完全脱开,但在拆解过程中当它们存在相对运动时,由于轴中部的膨胀量大于叶轮孔两端的膨胀量,拆解后将会导致轴孔一端和轴颈的严重磨损^[16],为修复带来困难,因此流道加热不利于无损拆解。

2.2 轮毂加热方式

选取轮毂面加热,用同样的方法获取800,1000,1200s时的温度数据。图6和图7分别为加载1200s时轮毂和轴温度分布三维图,用式(8)计算出对应点膨胀量,绘制分布曲线如图8所示。从图8中可看出,由于轴盘的约束作用轴盘侧膨胀量略小于其他部位膨胀量。相对于流道加热而言,采用轮毂加热方式为叶轮孔膨胀量沿轴向变化较小,在两端没有严重的收口现象,因此在进行拆解过程中轴与叶轮孔不易发生干涉。

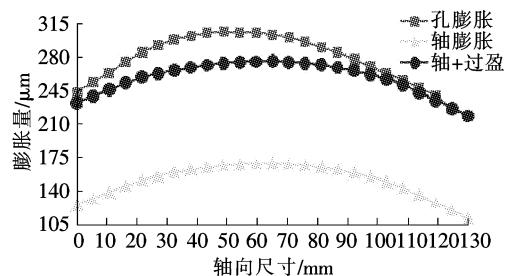


图5 膨胀量随轴向位置分布图
Fig.5 Relationship of the expansion and axial position

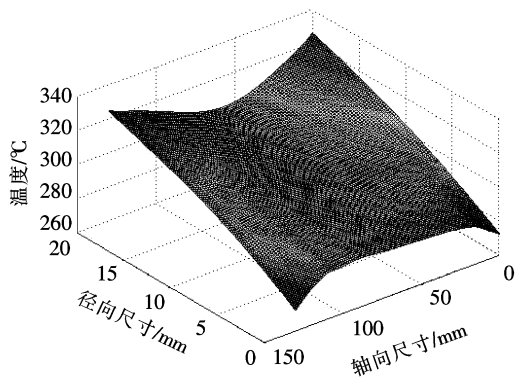


图 6 加载 1 200 s 时轮毂的温度分布
Fig. 6 Temperature distribution of the hub with heating for 1 200 s

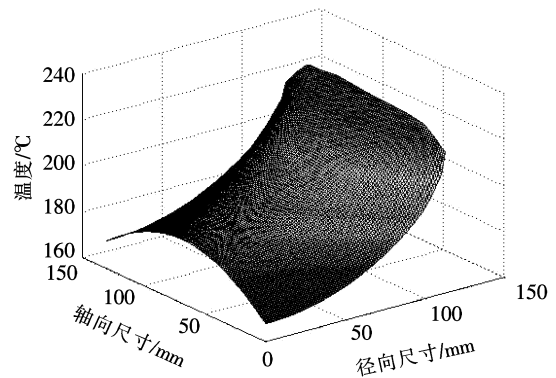


图 7 加载 1 200 s 时轴的温度分布
Fig. 7 Temperature distribution of the shaft with heating for 1 200 s

2.3 2 种加热方式的对比分析

通过对图 3 和图 6 进行对比可以看出,流道加热轮毂温度沿轴向分布呈现中间高两端低的状态,并且温度差值较大,因此孔的径向膨胀量也会出现中间大两端小的状态,由此会产生轴孔两端的收口现象。而轮毂加热方式为轮毂内的温度场沿轴向分布比较均匀,最高温度与最低温度的差值也相对较小,因此产生的孔膨胀沿轴向分布也比较均匀,不会产生严重的收口现象。

经过对 2 种加热方式的对比分析可知,从保证叶轮无损拆解的角度出发,轮毂加热较流道加热更利于拆解,因此采用轮毂表面的温度加载方式。

3 加热时间对松动量的影响

温差拆解的传热属于瞬态导热,而瞬态导热过程物体内的温度随时间连续变化直至逼近某个新的平衡状态^[2-5],在此过程中存在一个叶轮孔与轴颈的温度梯度最大的时间点,此时轴与孔的松动量最大。

改变温度加载时间,获取各时间点叶轮孔与轴的温度分布规律。对于轮毂加热,由于叶轮孔温度分布均匀,而轴中间截面膨胀量大,配合面中间截面为松动量最小点,因此以中间截面点作为特征点计算不同时间下的松动量。图 9 为松动量随时间变化曲线,根据见图 9 可知,在加载 1 400 s 时松动量达到最大值。

为了研究加载温度对松动量的影响,改变加载温度得到松动量变化曲线见图 9。从图 9 可以看出当加载温度变化时松动量最大的加热时间仍维持在 1 400 s,因此最优加载时间为 1 400 s。

4 结 论

1)通过研究各因素对配合面松动量的影响,经过数值计算和仿真计算找出了温度加载的最优位置和最

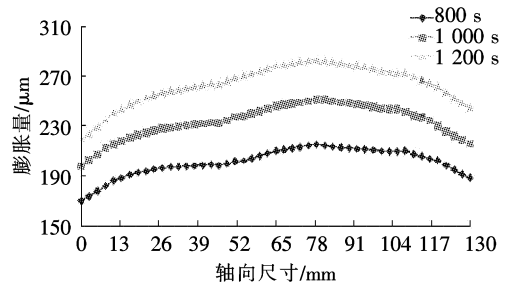


图 8 叶轮孔膨胀量沿轴向坐标分布图
Fig. 8 Relationship of the impeller hole expansion and axial position

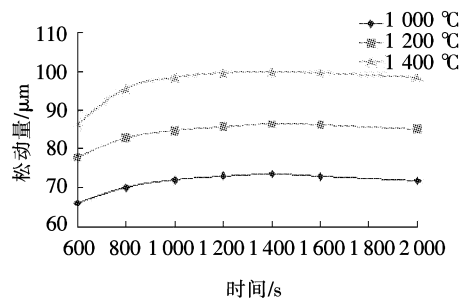


图 9 加热时间与松动量关系图

Fig. 9 Relationship of the heating time and loose volume

优时间。

2) 本文的计算方法也可以用于不同过盈配合结构的温差拆解松动量的计算。

3) 本文未考虑接触热阻^[17-20]对传热的影响,因而本文中的松动量数值偏小。

参考文献/References:

- [1] 王跃方. 转子套装过盈应力、变形计算_项目总结报告[R]. 大连:大连理工大学,2007.
WANG Yuefang. The Rotor Interference Stress and Deformation Calculation Under Assembly_Project Summary Report[R]. Dalian: Dalian University of Technology,2007.
- [2] 刘春泽,汤万龙. 热工学基础[M]. 北京:机械工业出版社,2010.
LIU Chunze, TANG Wanlong. Thermal Engineering Fundamentals[M]. Beijing: Machinery Industry Press,2010.
- [3] 童钧耕,赵镇南. 热工基础[M]. 北京:高等教育出版社,2009.
TONG Jungeng, ZHAO Zhennan. Thermal Engineering Fundamentals[M]. Beijing: Higher Education Press,2009.
- [4] 沈维道,童钧耕. 工程热力学[M]. 北京:高等教育出版社,2007.
SHEN Weidao, TONG Jungeng. Engineering Thermodynamics[M]. Beijing: Higher Education Press,2007.
- [5] DEBORAH A K, MICHAEL K J. Introduction to Thermal and Fluid Engineering[M]. New York: John Wiley & Sons Inc,2005.
- [6] 胡鹏浩. 非均匀温度场中机械零部件热变形的理论及应用研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2004.
HU Penghao. Theoretical and Applied Research in the Field of Non-uniform Temperature thermal Deformation of Mechanical Parts[D]. Hefei, Hefei University of Technology,2004.
- [7] 周品. MATLAB 概率与数理统计[M]. 北京:清华大学出版社,2012.
ZHOU Pin. MATLAB Probability and Mathematical Statistics[M]. Beijing: Tsinghua University Press,2012.
- [8] 费业泰. 机械热变形理论及应用[M]. 北京:国防工业出版社,2009.
FEI Yetai. Mechanical Thermal Deformation Theory and Application[M]. Beijing: Defense Industry Press,2009.
- [9] 黄强先,费业泰,胡鹏浩. 表层残余应力对轴径热变形误差计算的影响[J]. 仪器仪表学报,2006,27(sup2):1272-1276.
HUANG Qiangxian, FEI Yetai, HU Penghao. Influence of residual stresses on the surface of the thermal deformation error calculation of the journal[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument,2006,27(sup2):1272-1276.
- [10] KRAMAR J, AMATUCCI E. Toward nanometer accuracy measurements[J]. SPIE,1999,3677:1017-1028.
- [11] 王志文,蔡仁良. 化工容器设计[M]. 北京:化学工业出版社,2005.
WANG Zhiwen, CAI Renliang. Chemical Container Design[M]. Beijing: Chemical Industry Press,2005.
- [12] 郭治安,王可寰. 合金粉末氧乙炔焰喷涂与喷熔[M]. 北京:煤炭工业出版社,1985.
GUO Zhian, WANG Kehuan. Alloy Powder Oxyacetylene Flame Spray Coating and Melt[M]. Beijing: Coal Industry Press,1985.
- [13] 麻毓璜. 氧乙炔焰粉末喷涂技术[M]. 成都:四川科学技术出版社,1983.
MA Yuhuang. Oxyacetylene Flame Powder Coating Technology[M]. Chengdu: Sichuan Science and Technology Press,1983.
- [14] 周庆生. 氧乙炔焰喷涂焊技术[M]. 南京:江苏科学技术出版社,1985.
ZHOU Qingsheng. Oxyacetylene Flame Spray Welding Technology[M]. Nanjing: Jiangsu Science and Technology Press,1985.
- [15] 颜鸣皋. 中国航空材料手册[M]. 北京:中国标准出版社,1988.
YAN Mingao. China Aviation Materials Handbook[M]. Beijing: China Standard Press,1988.
- [16] 孙家枢. 金属的磨损[M]. 北京:冶金工业出版社,1992.
SUN Jiashu. Wear Metals[M]. Beijing: Metallurgical Industry Press,1992.
- [17] 吴登倍. 接触热阻实验与数值模拟[D]. 北京:北京交通大学,2011.
WU Dengbei. Experimental and Numerical of the Thermal Contact Resistance[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University,2011.
- [18] LAMBERT M A, FLETCHER L S. Thermal contact conductance of spherical rough metals [J]. Transactions of ASME: Journal of Heat Transfer,1997,119(4):684-690.
- [19] HSIEH C K. A critical evaluation of surface geometrical parameters for a nominally flat surface model[J]. ASME Journal of Lubrication Technology,1974,96:638-639.
- [20] JAIN V K. Determination of heat transfer coefficient for forging applications [J]. Journal of Materials Shaping Technology, 1990,8:193-202.