

精密高速电主轴动力学特性及轴承刚度软化分析^{*}

Study of Dynamics Characteristics and Bearing Stiffness Softening for Precision High-Speed Motor Spindle System

北京信息科技大学现代测控技术教育部重点实验室
北京信息科技大学机电工程学院

王红军 郑军 赵川

[摘要] 针对某精密高速电主轴系统,介绍主轴的系统结构,分析其高速加工状态下的特点和影响要素,对主轴和轴承采用有限元建模方法,用弹簧阻尼单元模拟主轴轴承支承。对不同弹簧单元布置形式下主轴系统的静力学特性,谐响应和模态进行了分析研究。在主轴高速加工的状态下,采用有限元法研究了基于高速旋转状态下轴承软化效应的主轴系统动特性,结果表明该方法对于高速运行状态下能一定程度对动力学特性的变化规律进行仿真模拟,为快速分析高速下由于轴承软化现象引起的系统固有频率变化提供了一种思路。

关键词: 电主轴 有限元模型 动力学特性分析 轴承软化效应

[ABSTRACT] A precision high speed spindle system spindle structure is introduced. Its characteristics and influence factors of high speed processing working condition are analyzed and discussed. By modeling spindle and bearings using finite element method through a spring-damper unit instead of spindle bearing, the spindle static mechanical properties, modal and harmonic response analysis are studied under different spring element arrangement types. High speed bearing softening effect for spindle system dynamic characteristics are discussed under the high speed machining status of the spindle by using finite element method. This provides a new idea on the spindle system dynamic analysis.

Keywords: Motor spindle system Finite element analysis model Dynamic characteristics analysis Bearing softening effect

随着科学技术的发展,高速精密加工技术已广泛应用于高端装备制造各个行业。高速精密数控机床目前成为现代化制造业的关键生产设备。提高高速精密数控机床在加工运行过程中精度的可靠性、稳定性和可维护性,对提升企业竞争力越来越重要^[1]。高速精密机床

的工作性能,取决于机床的主轴系统。主轴也是最容易失效的部位之一,主轴系统在加工过程中由于各种原因会引起回转精度劣化和功能丧失,严重影响产品加工精度和质量。如精密车削的圆度误差 30%~70% 由主轴的回转误差引起^[2]。加工的精度越高,所占的比例越大。其动态性能的好坏对机床的切削抗振性、加工精度及表面粗糙度均有很大的影响,是制约数控机床加工精度和使用效率的关键因素。

国内外学者对机床主轴系统进行了大量的研究,取得了大量的研究成果。总体上,主轴动特性分析主要分为传递矩阵、实验、有限元和阻抗耦合法等。Gao 等在主轴系统动力学研究方面较为前沿^[3]; Chi-Wei Lin 等用模态分析进行高速机床主轴特性研究^[4]; Kosmatka 构建 Timoshenko 梁模型,为主轴建模分析奠定了基础^[5]; 熊万里等提出高速精密机床主轴系统的动力学分析方法^[6]; T. L. Schmitz 等采用有限元法对主轴系统动力学性能进行研究^[7]; Rantatalo 等指出轴承的刚度软化是影响主轴系统动态特性重要因素^[8]; 孙伟等研究比较了主轴高速和静态的动力学特性的比较^[9]。对主轴动特性的分析主要采用试验分析方法,受试验仪器设备的限制。如何利用理论模型分析精密主轴系统在高速状态下的动态特性还需要深入研究。

主轴在高速加工的状态下的动力学特性与低速或静态时明显不同。针对某精密高速电主轴系统,介绍主轴的系统结构,分析其高速加工状态下的特点和影响要素,构建有限元模型,进行静态特性研究,分析了谐响应和模态特点。并从轴承软化效应这个角度研究高速旋转状态下主轴系统的动特性。以便为研究高速状态下有效抑制非稳定状态的振动的策略提供依据。

1 精密高速主轴系统有限元建模方法

高速加工机床目前多用结构简单,刚性好电主轴,电主轴转速可达数万转甚至十几万转。合理科学的动力学模型是对主轴系统动力学特性进行预测和评估的重要手段。研究主轴系统在高速运行状态下的动特性,可揭示高速超精密加工主轴系统的稳定性机理,方便确定稳定状态的临界条件,并提供抑制振动的有效途径和

^{*} 北京市自然科学基金重点(KZ201211232039),国家自然科学基金(51275052),北京市高等学校人才强教深化计划(PHR201106132)资助。

策略。对主轴系统建模时,考虑的影响因素越多,所建立的动力学模型越和实际贴近,分析精度越准确。但是模型太复杂反而导致计算困难。

如图1所示,为某精密高速主轴系统的结构简图,主轴转速为12000~20000r/min。前轴承5为4列高速球轴承,后轴承3为单列圆柱滚子轴承,采用油气润滑;主轴系统采用端面双定位设计,预加载荷,确保主轴具有高刚度和好的主轴回转精度。

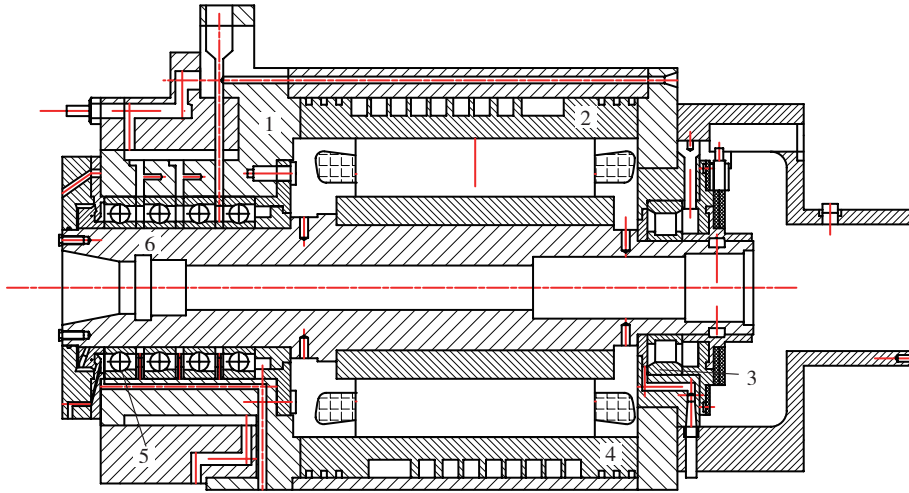


图1 某精密高速主轴系统的结构简图
Fig.1 Diagram of a precision high speed spindle system

1.1 主轴的建模

依据有限元法对主轴进行建模,图2为主轴的示意图。建模时使用的单元有实体单元、梁单元及管单元等。实体单元可精确求解系统的静刚度或轴承的径向载荷。但运算速度缓慢。分析时采用TIMOSHENKO梁单元建立轴对称结构有限元模型,结构简单,精度较高。

主轴系统在高速旋转时,离心力使角接触球轴承内滚道和外滚道接触区的变形发生变化,使轴承径向支撑刚度随着角速度的增加而逐渐减少,发生轴承刚度软化现象。主轴在高速运转状态下还会产生轴系离心力和陀螺力矩等现象。高速运转状态下的主轴系统动力学特性将与静止或低速状态下的系统有着明显的不同。离心力效应和轴承软化效应将会对系统固有频率有较大影响。综合考虑各项效应,才能比较准确地分析高速主轴系统的动力学特性。

高速主轴系统与转子动力学常用的类似,梁单元的运动方

程可以表示为:

$$M^b \ddot{X} - \Omega G^b \dot{X} + (K^b + K_p^b - \Omega^2 M_c^b) X = F^b \quad (1)$$

式中, M^b 为质量矩阵; M_c^b 为考虑离心力效应时的附加质量矩阵; G^b 为反对称的陀螺矩阵; K^b 为刚度矩阵; K_p^b 为轴向载荷引起的附加刚度矩阵; F^b 为外力矢量。上标“b”代表梁单元, Ω 为转速。

1.2 主轴角接触球轴承的建模

角接触球轴承具有低摩擦特性,既能承受切削产生的径向和轴向载荷,又可满足高速加工的要求,便于维修且成本低。本高速精密主轴系统用角接触球轴承取代圆柱滚子轴承和推力球轴承,构建动力学模型时,以支撑刚度和支撑阻尼的形式将轴承的动力学特性引入到系统中。Jones轴承模型是目前较完备的轴承动力学模型。由于受轴承的几何形状、预紧力和外载荷的综合影响,主轴系统表现为变刚度、变阻尼的非线性系统。

弹簧单元 combin14 本身不考虑长度,只考虑弹性模量与阻尼。具有轴向拉伸或扭转的性能,能较好地模拟轴承的刚度。采用弹簧单元 combin14,自定义外节点的径向位置。将每个轴承简化成4个均布在主轴外圆的弹性阻尼单元模拟。在轴承外节点处添加全约束,内圈接触面添加轴向约

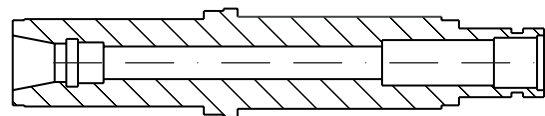


图2 主轴示意图
Fig.2 Diagram of a spindle structure

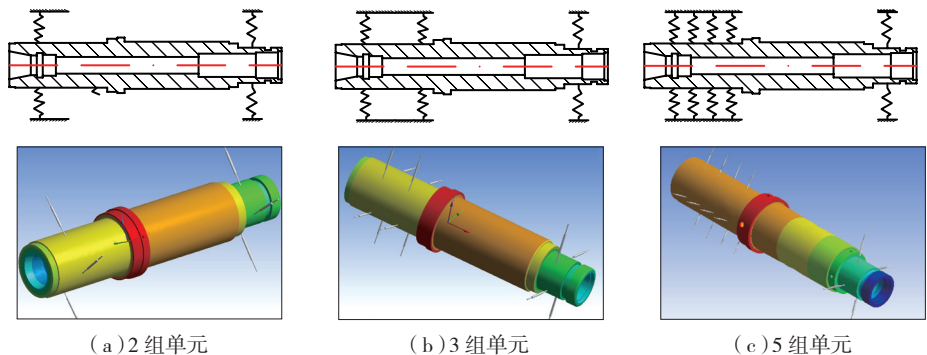


图3 主轴弹簧单元布置方式
Fig.3 Spindle spring elements arrangement type

束。利用弹簧阻尼单元模拟轴承的弹性支承,分别设置2组、3组和5组弹簧,如图3所示。

单个轴承预紧后的径向刚度计算公式如下:

$$k_r = 17.7236 \sqrt[3]{Z^2 D_b} \frac{\cos^2 \alpha}{\sqrt{\sin \alpha}} \sqrt[3]{F_{a0}} \quad (2)$$

式中, D_b 为滚动体直径; Z 为轴承滚动体数目; α 为接触角; F_{a0} 为轴向预紧力。根据上述公式,该主轴轴承采用71915ACD/P4A角接触球轴承和SKFN212ECM*单列圆柱滚子轴承,具体刚度值如表1所示。

表1 主轴轴承的刚度

布置方式	弹簧刚度 / (N·m ⁻¹)	
2组弹簧	前支撑	3.48 × 10 ⁸
	后支撑	1.3 × 10 ⁸
3组弹簧	前支撑	3.48 × 10 ⁸
	中支撑	3.48 × 10 ⁸
	后支撑	1.3 × 10 ⁸
5组弹簧	前支撑1	3.48 × 10 ⁸
	前支撑2	3.48 × 10 ⁸
	中支撑1	3.48 × 10 ⁸
	中支撑2	3.48 × 10 ⁸
	后支撑	1.3 × 10 ⁸

主轴系统总体考虑上述影响因素,集成主轴转子、转盘、主轴箱及轴承模型,主轴系统的运动方程为:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (3)$$

式中, M 为系统质量矩阵; 系统阻尼矩阵 $C=C^s - \Omega G^b - \Omega G^d$, C^s 为结构阻尼; 系统刚度矩阵 $K=K^b + K_p^b - \Omega^2 M_c^b$, K_p^b 为轴向载荷引起的附加刚度矩阵; G^d 为转盘回转矩阵。

2 主轴系统的模态分析

主轴材料为20CrMnMoH,采用四面体法进行网格划分,如图4所示。根据工作状况,主轴在轴向固定,在径向有自由度。分析时,主轴左端采用轴向固定约束,支撑节点进行全约束,后支撑节点轴向自由度放开。前支撑为角接触球轴承,故对其内节点轴向自由度进行约束,后支撑内节点保持自由状态。主轴动力学模型建好后,分别基于以上有限元模型进行主轴模态分析。模态分析方法采用Block Lanczos法。给出2组弹簧单元、3组弹簧单元和5组弹簧单元布置形式下,主轴前6阶固有频率如表2所示。其1阶到6阶的振型如表3所示。

可以看出使用3种弹簧阻尼单元布置形式下,其3阶、6阶固有频率相同。在1、2、4、5阶固有频率,随着弹簧单元组数增多,固有频率上升。

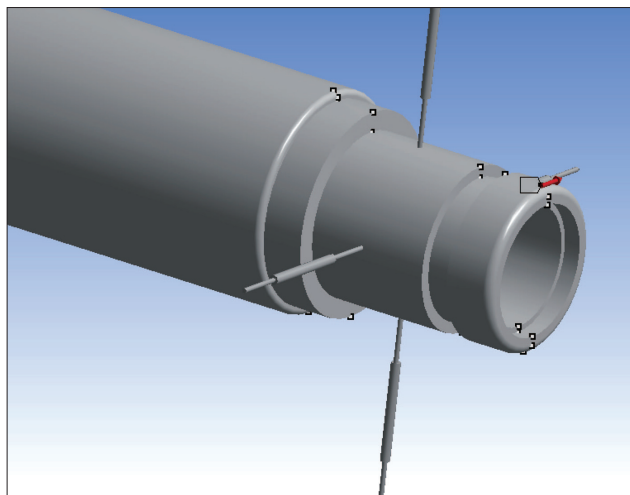


图4 激振力施加位置及方向

Fig.4 Stirring force imposed position and direction

表2 不同弹簧单元组的固有频率

Hz

阶次	1	2	3	4	5	6
2组	1821.7	1822.8	3222.8	3813.1	3814.2	4782.1
3组	1865.2	1866.5	3222.8	4015.1	4017.1	4782.1
5组	1887.5	1888.9	3222.8	4120.9	4123.6	4782.1

表3 前6阶模态振型比较

阶次	2组弹簧单元	3组弹簧单元	5组弹簧单元
1			
2			
3			
4			
5			
6			

3 主轴系统的谐响应分析

主轴系统在加工时,会有周期性的激振力作用在主轴上。当激振力的频率与主轴部件的固有振动频率相同时,就会发生共振,对机床造成严重破坏。谐响应分析用于确定线性结构在承受随时间按正弦(简谐)规律变化的载荷时的稳态响应,分析过程中只计算结构的稳态受迫振动,不考虑激振开始时的瞬态振动,目的在于计算出结构在几种频率下的响应值(通常是位移)对频率的曲线,来预估结构的持续性动力特性,验证设计是否能克服共振、疲劳以及其他受迫振动引起的不良效应。

谐响应分析建模过程与静态相同,在预测的600~1200Hz范围内,在主轴前端卡盘施加正弦力,激振力施加位置及方向如图4所示。得到主轴的应力频响响应和变形频率响应曲线。从曲线中可以看出,在3800Hz频率附近,应力和变形突然增大,这是因为电主轴与第4阶的固有频率引起共振。机床临界转速和固有频率的关系如下式:

$$\begin{aligned} n_i &= 60\omega_i/2\pi, \\ f_i &= \omega_i/2\pi, \\ n_i &= 60f_i. \end{aligned}$$

一般情况下,对于工作转速低于其一阶临界转速 n_{c1} 的主轴, $n < 0.75n_{c1}$,对于工作转速高于其一阶临界转速的主轴, $1.4n_k < n < 0.7n_{k+1}$ 。各阶固有频率与临界转速如表4所示。

该主轴的设计转速为10000~12000r/min,

表4 各阶固有频率与临界转速

阶次	固有频率/Hz	临界转速/(r·min ⁻¹)
1	1865.2	111912
2	1866.5	111990
3	3222.8	193368
4	4015.1	240906
5	4017.1	241026
6	4782.1	286926

$12000 < 0.75 \times 11912 = 83934 \text{r/min}$ 。

主轴系统在设计转速内工作,不会产生共振现象,不会产生受迫振动引起的不良效应。

4 高速运行状态下的主轴动特性仿真分析

主轴高速运行状态下,转子陀螺力矩、转子离心力和轴承软化是主轴固有频率变化的主要因素。要准确地仿真高速主轴系统的动力学特性,须综合考虑主轴转子的陀螺力矩、离心力效应和轴承的软化效应。主轴系统在高速旋转时角接触球轴承的支撑刚度会随着角速

度的增加而逐渐减少,即轴承刚度软化现象^[8]。产生这种现象的原因是由于离心力使角接触球轴承内滚道和外滚道接触区的变形发生变化,从而导致轴承径向支撑刚度发生变化。目前主要的研究方法就是通过实际的测试实验进行分析,如曹宏瑞等^[10]经过分析后认为,在高速旋转状态,主轴转子的离心效应和轴承软化效应对系统固有频率影响较大,转子陀螺力矩的影响较小。随着主轴转速的升高,在滚动体离心力和陀螺力矩的作用下,轴承的轴向刚度和径向刚度都有所降低,当转速升高到12000r/min时,轴承的轴向刚度和径向刚度分别下降了9.7%和10%。轴承软化引起主轴固有频率变化的40%左右,可看出轴承软化是高速状态下系统固有频率降低的主要因素。

按照文献[11-12]主轴角速度 Ω 与角接触球轴承支撑径向刚度关系表达式为:

$$k_r = \frac{k_i \cos \alpha_i}{1 + \frac{k_i \cos \alpha_i}{k_0 \cos \alpha_0}},$$

式中, k_i 、 k_0 为轴承内、外圈接触刚度; α_i 、 α_0 为轴承内、外圈接触角。 k_i 、 k_0 、 α_i 、 α_0 都是角速度的函数。

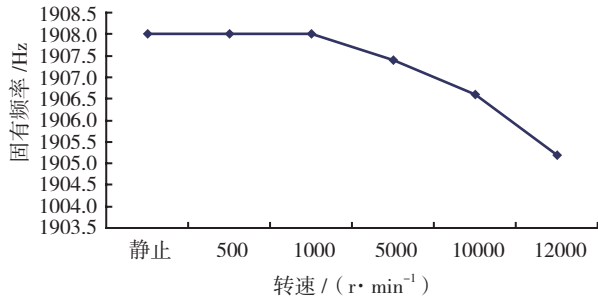
采用3组弹簧单元模型,试图探索出利用有限元模型分析主轴系统高速运行下固有频率的变化规律。按照文献[10]提供的实验规律,将支撑刚度降低10%,分析在静态下、500r/min、1000r/min、5000r/min、10000r/min、12000r/min下,主轴系统的固有频率。

从图5可以看出,1、4阶模态下固有频率随着转速的升高而下降,下降的幅度较小,说明在这种情况下,呈现刚度软化作用。但是还要看到采用有限元分析精密主轴系统高速运行状态下的动特性,仅考虑轴承刚度软化还不能完全反映主轴高速下的运行状态特性,还要综合考虑陀螺、离心力以及热的影响。

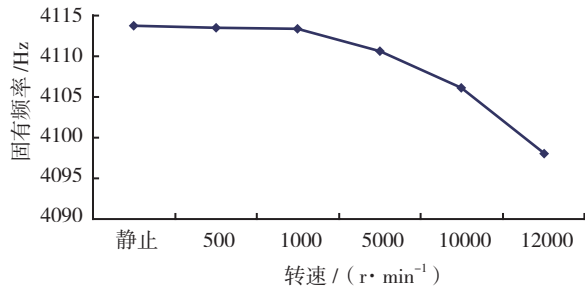
5 结论

主轴系统的动力学特性对机床的切削抗振性、加工精度及表面粗糙度有很大的影响,是制约数控机床加工精度和使用效率的关键因素。本文针对某精密高速电主轴系统,给出了主轴的结构,分析了高速加工状态下的主轴的运行特点和影响动力学特性的要素。

用弹簧阻尼单元模拟主轴轴承支承,对主轴和轴承构建了有限元模型,分析讨论了弹簧单元布置形式下主轴系统的静力学特性,谐响应分析和模态分析。针对在主轴高速加工的状态下轴承软化效应的特点,探索了一种基于有限元模型的分析方法来研究高速旋转状态下主轴系统的动特性。结果表明该方法对于高速运行状态下能一定程度对动力学特性的变化规律进行仿真



(a) 1阶模态



(b) 4阶模态

图5 1、4阶模态下固有频率变化

Fig.5 Natural frequency for 1 and 4 order mode

模拟,为快速分析高速下由于轴承软化现象引起的系统固有频率变化提供了一种思路。但是由于高速运行状态下受力受热情况复杂,还需要将理论分析与实验研究相结合,进一步深入研究。

参考文献

- [1] 袁巨龙,张飞虎,戴一帆,等.超精密加工领域科学技术发展研究.机械工程学报,2010,46(15):161-177.
- [2] 贺大兴,盛伯浩.超精密加工技术的发展现状与趋势.新技术新工艺,2006(5):2-3.
- [3] Gao S H, Long X H, Meng G. Nonlinear response and nonsmooth bifurcations of an unbalanced machine-tool spindle-bearing system. *Nonlinear Dyn.*, 2008, 54:365-377.
- [4] Lin C W, Fu J, Kamman J. Integrated thermo mechanical dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation. *International Journal of Machine Tool & Manufacture*. 2003(43): 1035-1050.
- [5] Kosmatka J B. An improved two-node finite element for stability and natural frequencies of axial-loaded Timoshenko beams. *Computers & Structures*, 1995, 57(1):141-149.
- [6] 熊万里,吕浪,阳雪兵,等.高频变流诱发的电主轴高次谐波振动及其抑制方法.振动工程学报,2008,21(6):600-607.
- [7] Schmitz T L, Ziegert J C, Stanislaus C. A method for predicting chatter stability for systems with speed-dependent spindle dynamics. *Transactions of the North American Manufacturing Research Institute of SME Conference*, Charlotte, 2004, 32: 17-23.
- [8] Rantatalo R M, Aidanpaa J O, Goransson B, et al. Milling machine spindle analysis using FEM and non-contact spindle excitation

and response measurement. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2007, 47(7/8): 1034-1045.

[9] 孙伟,汪博,闻邦椿.高速主轴系统静止及运转状态下动力学特性对比分析.机械工程学报,2012,48(11):146-152.

[10] 曹宏瑞,李兵,何正嘉.高速主轴动力学建模及高速效应分析.振动工程学报,2012,25(2):103-108.

[11] Jones A. General theory for elastically constrained ball and roller bearings under arbitrary load and speed conditions. *ASME Trans., Journal of Basic Engineering*, 1960, 82(2):309-320.

[12] 李松生,陈晓阳,张钢,等.超高速时电主轴轴承的动态支承刚度分析.机械工程学报,2006,42(11):60-65. (责编 深蓝)

(上接第76页)

[19] 余安远,郭荣伟,孙姝,等.三种不同的进气道与弹体组合体雷达散射截面特性.南京航空航天大学学报,2002,34(6):517-521.

[20] 余安远,郭荣伟,孙姝,等.一种隐身外形弹体下埋入式进气道的进气机理与低速实验研究.空气动力学报,2003,21(2):182-188.

[21] 余安远,乐嘉陵,郭荣伟.隐身外形飞行器用埋入式进气道的设计与风洞实验研究.空气动力学报,2007,25(2):150-156.

[22] 翁小齐,谢文忠,郭荣伟.一种大偏距埋入式进气道气动特性试验.航空动力学报,2011,26(9):2133-2140.

[23] 李学来.埋入式进气道的技术现状.福州大学学报(自然科学版),2001,29(6):61-66. (责编 深蓝)

(上接第80页)

逃逸、纠正措施执行状态、让步接收情况等质量指标评估结果进行调整,随着构型成熟和工序能力的稳定而逐渐从全检向抽检过渡。在供应商及主制造商质量体系及构型管理受控的基础上,保证构型信息的可得性和追溯性,同时确保设计构型、工艺构型和制造构型之间的符合性。

在型号取证后,除客户定制和适航规章修改外,构型基本处于冻结状态,重点需对制造构型的标识建立完善的管理和流转系统,从而确保构型信息的有序流转;并且在构型管理效果、成本与效率之间进行更好的平衡。

为了建立完整的构型管理系统,需要对构型更改管理进行更深入的研究,并在项目开展中不断进行摸索,最终完善中国民机的构型管理水平。

参考文献

- [1] ANSI-EIA-649-1998, National consensus Standard for Configuration Management, 1998, EIA.
- [2] Appendix to Bilateral Agreement between FAA and CAAC: Process Guidelines for Conformity Inspection Support to CAAC on ARJ-21 Program.
- [3] 姜丽萍.空中客车公司的构型管理.民用飞机设计与研究,2003(3):40-46. (责编 小城)