

doi: 10.12068/j.issn.1005-3026.2018.12.014

# 螺栓结合部静态迟滞行为分析及刚度和阻尼辨识

孙伟<sup>1,2</sup>, 谭龙飞<sup>1,2</sup>, 吴宁祥<sup>1,2</sup>

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819;

2. 东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室, 辽宁 沈阳 110819)

**摘要:** 获得螺栓结合部的静态迟滞行为并开展刚度、阻尼辨识, 对于螺栓结合部设计以及装配工艺制定十分重要. 利用三维有限元模型预测螺栓结合部迟滞特性, 并给出了螺栓联接接触参数的设置方法. 针对获得的迟滞曲线, 采用最小二乘多项式拟合推导确定了结合部刚度及阻尼参数的辨识公式. 以一个简单的螺栓搭接梁为对象进行了实例研究, 试验证明了该搭接梁有限元模型及获得的迟滞曲线的合理性, 利用获得的迟滞曲线辨识了该螺栓结合部的时变刚度、平均刚度和损耗因子等参数. 研究表明: 随着预紧力的增加, 螺栓结合部的刚度增加而损耗因子(阻尼参数)减小.

**关键词:** 螺栓结合部; 静态迟滞行为; 刚度; 阻尼; 辨识

中图分类号: TH 113.1; TB 535 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2018)12-1743-05

## Static Hysteresis Behavior Analysis and Stiffness and Damping Identification of Bolted Joints

SUN Wei<sup>1,2</sup>, TAN Long-fei<sup>1,2</sup>, WU Ning-xiang<sup>1,2</sup>

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion Systems, Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: SUN Wei, professor, E-mail: weisun@mail.neu.edu.cn)

**Abstract:** Obtaining the static hysteresis behavior of bolted joints and identifying their stiffness and damping are of great significance for the design of bolt joints and the formulation of the assembly process. A three-dimensional finite element model is used to predict the hysteresis characteristics of bolted joints, and the setting method of the bolt contact parameters is given. Finally, a simple example of the bolted lap beam is chosen to present the developed method. The rationality of the finite element model of the bolted lap beam and the obtained hysteresis loop are validated by experiments. The time-varying stiffness, mean stiffness and loss factor of the bolted joint are identified by the obtained hysteresis loop. The results show that the stiffness of the bolted joint increases and the loss factor(damping parameter) decreases with the increase of the preload force.

**Key words:** bolted joint; static hysteresis behavior; stiffness; damping; identification

螺栓结合部几乎应用在所有机械装备中, 例如航空发动机中的机匣、机床中立柱与床身均是通过螺栓联接在一起. 螺栓结合部的力学特性对整个机械结构有着重要的影响, 结构的刚度、阻尼特性都与螺栓结合部的力学性能相关<sup>[1-2]</sup>.

当螺栓结合部受一个具有一定幅度的周期切向载荷作用时, 结合部区域的力-位移(或者应力-应变)会展示出明显的迟滞现象, 形成一个

迟滞曲线. 这个迟滞曲线包含了大量信息, 例如由力及位移的比可以获得结合部的刚度, 而迟滞曲线包围的面积又表征了结合部的阻尼. 因而有效地预测螺栓结合部的迟滞行为并开展刚度、阻尼辨识, 对于螺栓结合部的静力及动力学设计以及装配工艺的制定都有重要的意义.

目前关于螺栓结合部迟滞行为特性已开展大量研究. 例如, Gaul等<sup>[3]</sup>利用Valanis单元模拟了

螺栓装配结构中螺栓结合部的迟滞特性. Ouyang 等<sup>[4]</sup>利用 Jenkins 单元模型模拟了螺栓结合部特性,成功地再现了试验中观测到的结合部中扭矩与角位移之间的迟滞曲线. Brake<sup>[5]</sup>用一个减缩的 Iwan 模型分析了螺栓联接梁的迟滞行为. 卫洪涛等<sup>[6]</sup>同样采用 Iwan 模型对螺栓联接梁的迟滞非线性行为进行了分析. 从以上研究可以看出,目前关于螺栓结合部迟滞性能的分析,大多基于表征模型(或称为现象学模型),即用弹簧、库伦摩擦或者它们的组合等模拟结合部的特性,再现结合部的迟滞特性. 此外,基于迟滞曲线,部分学者对螺栓结合部的参数进行了辨识研究. 例如 Eriten 等<sup>[7]</sup>研发了一个螺栓结合部测试平台,通过测试结合部的迟滞曲线来辨识结合部的刚度及阻尼参数. Abad 等<sup>[2]</sup>基于 Valanis 模型获得了螺栓结合部的迟滞曲线,并由获得的迟滞曲线分析了结合部的摩擦耗能. 上述辨识(尤其是阻尼的辨识)实际上是一种定性表征,并没有给出辨识的参数与后续动力学建模的关系.

为了精确描述螺栓结合部的迟滞力学行为,本文使用有限元模型模拟螺栓结合部的力学特性,并提出由测得的螺栓结合部的迟滞特性曲线定量辨识结合部刚度及阻尼的方法.

## 1 螺栓结合部迟滞行为分析

### 1.1 模型建立

文献[8-10]表明,用三维实体单元并结合面-面接触单元能够精确地预测螺栓结合部的力学特性. 本文利用 ANSYS 软件创建了螺栓结合部的有限元模型,如图 1 所示. 在该有限元模型中,各构件均用 SOLID185 三维实体单元进行网格划分,螺栓结合部的接触表面由目标单元 TARGET170 和接触单元 CONTA174 来模拟,在螺杆上定义了某一预紧截面,并通过预紧单元 PRETS179 来模拟螺栓联接的预紧力.

### 1.2 接触对和接触参数的设置

在螺栓结合部三维有限元模型中,恰当地设置好接触对之间的相互作用是精确模拟螺栓联接迟滞行为的关键. 一个螺栓结合部包含三组接触对,分别是两组垫圈-板接触对、一组板-板接触对(图 1). 其中两块板之间的接触对是能量耗散的主要来源. 在螺栓结合部建模中需要对每个接触对设置如表 1 所示的接触参数.

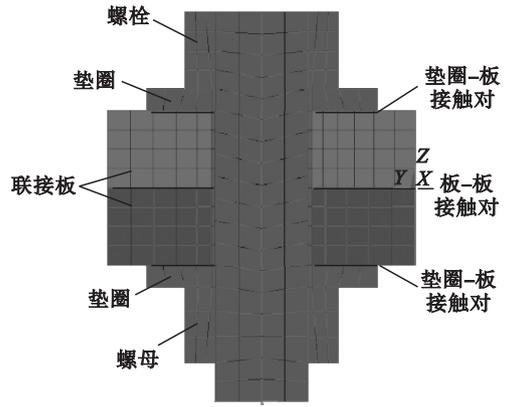


图 1 螺栓结合部有限元模型

Fig. 1 Finite element model for a bolted joint

表 1 螺栓联接结构件接触参数

Table 1 Contact parameters of a bolted joint

名称	参数
动摩擦系数	$\mu_d$
静动摩擦系数比	$\mu_s/\mu_d$
指数衰减系数	$c$
法向刚度系数	$k_n$
切向刚度系数	$k_t$
最大弹性滑移	$u_{max}^c$

摩擦系数包括动摩擦系数和静摩擦系数,通常静摩擦系数会高于动摩擦系数,在 ANSYS 中,提供了如下摩擦模型:

$$\mu(v) = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) \times e^{-c|v|}. \quad (1)$$

式中  $v$  是相对滑动速度. 式(1)表明摩擦系数的大小会根据接触面的相对滑动速度而变化,在实际运算中,静动摩擦系数和指数衰减系数应根据实际工况进行调整. 接触对间的穿透量、黏结接触的滑动量由法向刚度系数和切向刚度系数确定. 如果刚度设置过大,会导致生成病态刚度矩阵;刚度过小,会使计算精度降低. 最大弹性滑移被用来控制最大滑动距离,改变最大弹性滑移值可以调整计算的收敛性和计算精度.

## 2 螺栓结合部刚度及阻尼辨识

一个典型的迟滞曲线如图 2 所示. 为了便于计算,可将该迟滞曲线分成上、下两部分并分别用  $y_u(x)$  和  $y_d(x)$  来表示. 需要说明的是,通过有限元分析和实验获得的螺栓结合部迟滞数据均为离散点,为了便于刚度及阻尼辨识需要将这些离散点拟合成多项式曲线. 本文采用最小二乘法进行曲线拟合,拟合曲线的多项式表达式为

$$y_{u(d)}(x) = \sum_{k=0}^n \alpha_k x_i^k. \quad (2)$$

式中:  $\alpha_k$  表示多项式拟合系数;  $n$  表示构成多项式的个数;  $k$  表示多项式的阶数。

在螺栓结合部一次加载和卸载过程中, 其刚度也会随之改变, 所以把刚度分为加载刚度、卸载刚度和平均刚度。加载和卸载刚度  $K_{\text{load}}$  即为迟滞曲线加载部分和卸载部分曲线的切线, 定义为

$$K_{\text{load}} = \frac{dy_{u(d)}}{dx} \quad (3)$$

而平均刚度为迟滞曲线的平均斜率, 定义为

$$K_{\text{eq}} = y_A/x_B \quad (4)$$

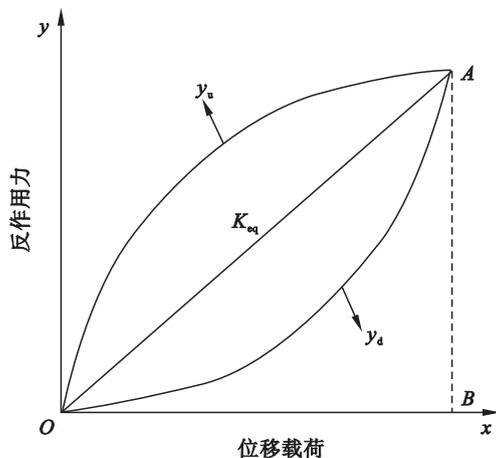


图 2 典型的迟滞曲线

Fig. 2 Typical hysteresis loops for a bolted joint

图 2 中迟滞曲线包络的面积表征了螺栓结合部的阻尼, 可用比阻尼<sup>[11]</sup>定量描述阻尼的大小。比阻尼 SDC 的求解式为

$$\text{SDC} = \frac{\Delta W}{W} \quad (5)$$

式中  $\Delta W$  和  $W$  分别为一个周期内阻尼消耗的能量和所贮存的最大弹性能量。可见只要求出上述两个能量值就可求得比阻尼的具体值。

由于已经确定了迟滞曲线上、下包络线的函数表达式, 因而可快速确定这两个能量值, 具体为

$$\Delta W = \int_{\beta}^{\alpha} [y_u(x) - y_d(x)] dx \quad (6)$$

$$W = \int_{\beta}^{\alpha} y_u(x) dx \quad (7)$$

式中  $\alpha, \beta$  为滞回曲线涉及的  $x$  坐标上、下限值。

阻尼值主要用于结构系统的动力学分析, 上述比阻尼值不易引入动力学分析系统, 而系统的损耗因子  $\eta$  很容易集成在系统的动力学模型中。在小阻尼的情况下, 比阻尼与损耗因子的关系为

$$\eta = \frac{\text{SDC}}{2\pi} \quad (8)$$

经过上述操作就可以确定螺栓结合部的刚度及阻尼, 而这些值可用于后续考虑螺栓结合部特

性的结构系统动力学建模与分析。

### 3 实例研究

本文以一个单螺栓搭接梁结构为研究实例, 进行螺栓结合部静态迟滞行为测试、分析以及刚度和阻尼的参数辨识, 并进一步分析不同预紧力对螺栓结合部动力学性能的影响。

#### 3.1 螺栓结合部迟滞行为测试

图 3 为研究的螺栓搭接梁结构, 两块钢梁由 M12 螺栓联接 (含螺栓、垫圈和螺母), 用岛津低频疲劳试验机对螺栓结合部切向的静态迟滞行为进行测试, 测试现场如图 4 所示。试验机上下两端的液压夹具一端固定, 一端提供垂直方向的拉压载荷。首先先将螺栓联接梁固定在疲劳试验机上, 然后通过试验机的控制器设定一个周期 30 s, 位移载荷为 0.22 mm 的准静态周期上下拉压的位移载荷。液压夹具自带的传感器会记录结合部处产生的力以及施加的周期位移载荷并输出至控制器, 就可以得到螺栓结合部的迟滞曲线。



图 3 单个螺栓搭接梁

Fig. 3 Beam of a single bolted joint

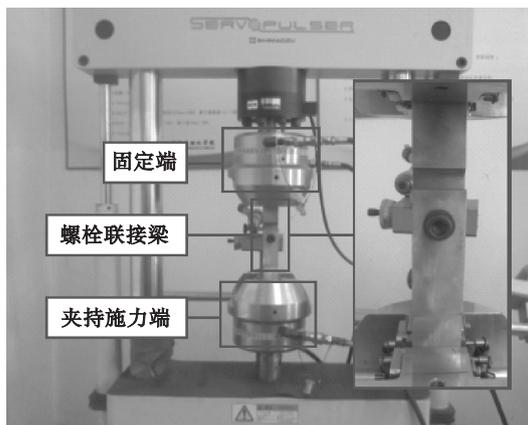


图 4 螺栓联接梁的准静态拉伸试验

Fig. 4 Quasi-static tension test of a bolted joint

螺栓的预紧力对其迟滞行为有着重要影响, 这里用定力矩扳手对螺栓施加指定的拧紧力矩。研究中选取两档拧紧力矩分别为 30 和 60 N·m, 通过螺栓预紧力和拧紧力矩的转换关系可知对应的预紧力分别为 12.5 和 25 kN, 最终获得的螺栓搭接梁静态迟滞曲线如图 5 所示。

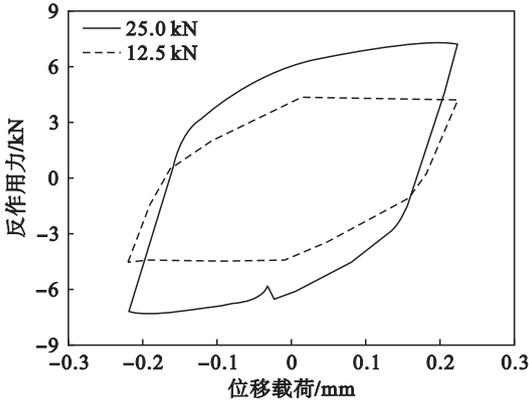


图 5 试验获得的两种预紧力下的迟滞曲线  
Fig. 5 Two hysteresis loops with different preloads obtained by the test

### 3.2 螺栓结合部迟滞行为分析及刚度和阻尼辨识

按照第一章描述的方法,利用 ANSYS 软件创建该搭接梁有限元模型,见图 6. 在该模型中共有 7 464 个单元,10 341 个节点,各接触面的接触参数如表 2 所示. 在搭接梁的一端施加固定约束(即三个方向的位移  $U_x = U_y = U_z = 0$ ),另一端放开  $y$  方向的自由度(即  $U_x = U_z = 0$ )用于施加位移载荷. 接着,在夹持施力端建立一个导向节点,通过该导向节点,可以记录当夹持施力端受到周期位移载荷时该节点的反作用力,绘制的力 - 位移曲线即可作为螺栓结合部的迟滞曲线.

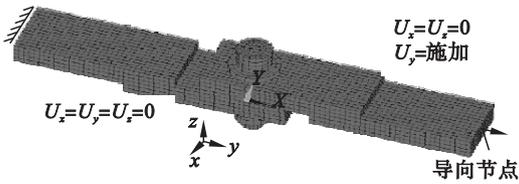


图 6 螺栓搭接梁的有限元模型  
Fig. 6 Finite element model of the beam of bolted joint

表 2 螺栓联接结构件接触参数  
Table 2 Contact parameters of a bolted joint

参数	值
动摩擦系数	0.2
静动摩擦系数比	1.2
指数衰减系数	41 278
法向刚度系数	1.1
切向刚度系数	0.3
最大弹性滑移	-1.75e-5

最终获得的静态迟滞曲线如图 7 所示,为了比对,相关的试验结果也放置在图 7 上. 从图 7 可以看出,有限元分析与试验获得的迟滞曲线基本

一致,从而证明了分析模型的合理性.

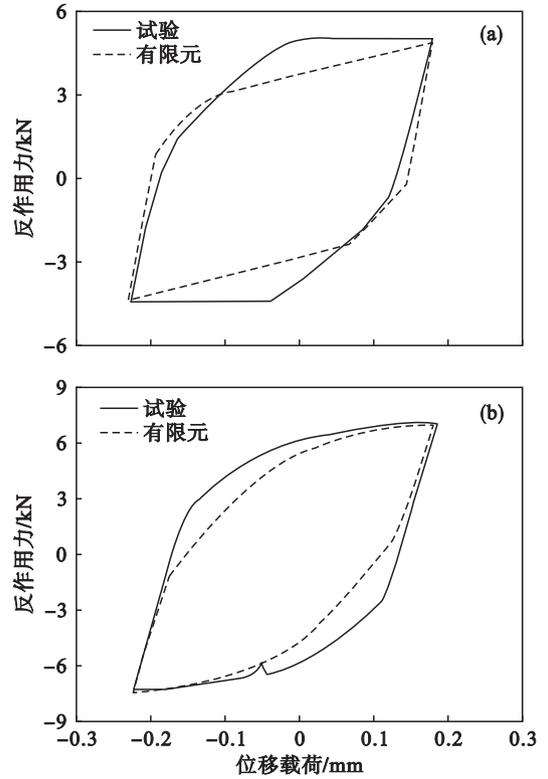


图 7 有限元分析获得的迟滞曲线  
Fig. 7 Two hysteresis loops with different preloads obtained by FEA

(a)—预紧力为 12.5 kN; (b)—预紧力为 25 kN.

利用获得的静态迟滞曲线,按照第 2 章描述的方法可辨识出该搭接梁螺栓结合部的平均刚度、损耗因子以及加载和卸载的时变刚度,分别如表 3,图 8 和图 9 所示. 其中,迟滞曲线的拟合用了三次多项式.

表 3 螺栓结合部在不同预紧力下的平均刚度和损耗因子  
Table 3 Mean stiffness and loss factors of a bolted joint under different preloads

方法	12.5 kN		25 kN	
	$K_{eq}/(kN \cdot mm^{-1})$	$\eta$	$K_{eq}/(kN \cdot mm^{-1})$	$\eta$
试验	19.7	0.127	32.5	0.122
有限元	19.3	0.121	33.2	0.105

由图 8 与图 9 可以看出,螺栓结合部的刚度是时变的,且无论是正向加载还是反向加载,螺栓结合部的刚度总是随着位移载荷的增加而增大. 从表 3 可以看出,大螺栓预紧力作用下的平均刚度大于小预紧力作用下的平均刚度,而阻尼却正好与之相反,即大预紧力状态对应的损耗因子往往较小.

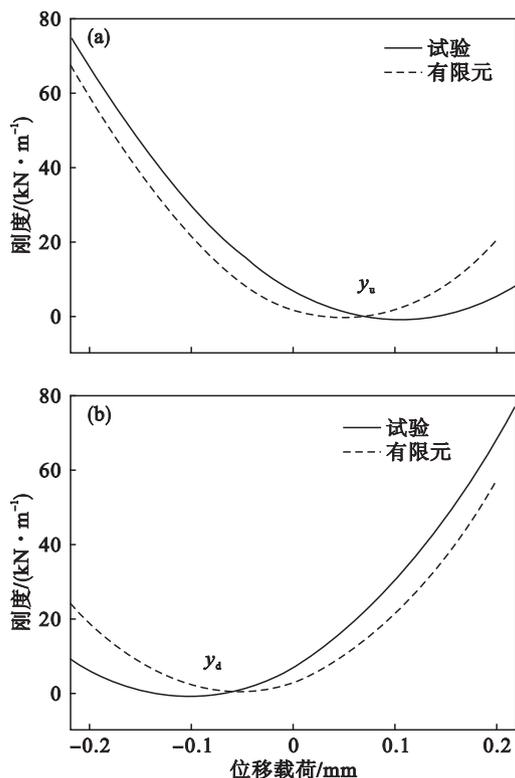


图 8 预紧力 12.5 kN 时的螺栓结合部时变刚度曲线

Fig. 8 Time-varying stiffness curve of a bolted joint in preload 12.5 kN

(a) — 曲线上部; (b) — 曲线下部.

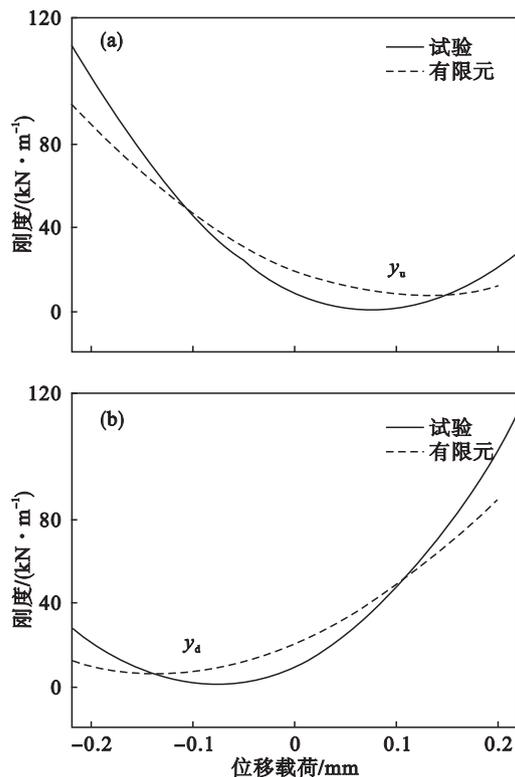


图 9 预紧力 25 kN 时的螺栓结合部时变刚度曲线

Fig. 9 Time-varying stiffness curve of a bolted joint in preload 25 kN

(a) — 曲线上部; (b) — 曲线下部.

## 4 结 论

1) 通过合理地设置螺栓结合部的接触参数,并用三维有限元模型可以有效模拟螺栓结合部的静态迟滞行为.在螺栓搭接梁上的试验显示,有限元分析获得的静态迟滞曲线与试验测试获得的静态迟滞曲线基本一致.

2) 在准静态周期位移载荷作用下,螺栓结合部的刚度是时变的,仿真分析及试验均表明:无论是正向加载还是反向加载,螺栓结合部的刚度总是随着位移载荷的增加而增大.

3) 螺栓结合部的刚度及阻尼与螺栓预紧力密切相关,由辨识获得平均刚度及损耗因子显示:随着预紧力的增加,结合部的刚度增加而损耗因子(阻尼参数)减小.

### 参考文献:

- [1] Song Y, Hartwigsen C J, McFarland D M, et al. Simulation of dynamics of beam structures with bolted joints using adjusted Iwan beam elements [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 273(1): 249–276.
- [2] Abad J, Medel F J, Franco J M. Determination of Valanis model parameters in a bolted lap joint: Experimental and numerical analyses of frictional dissipation [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2014, 89: 289–298.
- [3] Gaul L, Lenz J. Nonlinear dynamics of structures assembled by bolted joints [J]. *Acta Mechanica*, 1997, 125(1): 169–181.
- [4] Ouyang H, Oldfield M J, Mottershead J E. Experimental and theoretical studies of a bolted joint excited by a torsional dynamic load [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2006, 48(12): 1447–1455.
- [5] Brake M R W. A reduced Iwan model that includes pinning for bolted joint mechanics [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 87(2): 1335–1349.
- [6] 卫洪涛, 孔宪仁, 王本利, 等. 基于振型转换的螺栓连接梁非线性振动研究 [J]. *振动与冲击*, 2014, 33(12): 42–47. (Wei Hong-tao, Kong Xian-ren, Wang Ben-li, et al. Non-linear dynamic response of a beam with bolted joint based on modal shape transfer [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(12): 42–47.)
- [7] Eriten M, Polycarpou A A, Bergman L A. Development of a lap joint fretting apparatus [J]. *Experimental Mechanics*, 2011, 51(8): 1405–1419.
- [8] Kim J, Yoon J C, Kang B S. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints [J]. *Applied Mathematical Modelling*, 2007, 31(5): 895–911.
- [9] McCarthy M A, McCarthy C T, Lawlor V P, et al. Three-dimensional finite element analysis of single-bolt, single-lap composite bolted joints: part I—model development and validation [J]. *Composite Structures*, 2005, 71(2): 140–158.
- [10] Askri R, Bois C, Wargnier H, et al. A reduced fastener model using multi-connected rigid surfaces for the prediction of both local stress field and load distribution between fasteners [J]. *Finite Elements in Analysis and Design*, 2016, 110: 32–42.
- [11] 戴德沛. 阻尼技术的工程应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1991. (Dai De-pei. Application of damping technology [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1991.)