

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.02.008

# 振动对螺栓结合部接触应力影响研究

陈闹,朱洲,毛宽民

(华中科技大学 机械科学与工程学院,湖北 武汉 430074)

**摘 要:** 针对受迫振动对螺栓连接结合面接触应力的影响,建立振动条件下螺栓结合部有限元模型,研究频率、幅值与预紧力共同作用下的结合面的接触应力变化情况。结果表明:在改变动载荷频率的条件下,在一定接触半径以内,各载荷步下同一节点的接触应力值总是小于不受外力作用的接触应力值,一旦超过这个范围,各载荷步下同一节点的接触应力值反而大于不受外力作用的接触应力值;动载荷幅值在一定区间内,随着幅值的增大,同一节点在相同载荷步下接触应力值基本保持不变,但当幅值继续增加到一定范围后,各载荷步下各个节点接触应力值明显增大。

**关键词:** 螺栓连接;动载荷;频率影响;幅值影响;接触应力

**中图分类号:** TH113.1    **文献标志码:** B    **文章编号:** 1671-5276(2026)02-0040-05

## Study on Vibration Influence on Contact Stress of Bolt Joint

CHEN Nao, ZHU Zhou, MAO Kuanmin

(School of Mechanical Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

**Abstract:** According to the influence of forced vibration on the contact stress of bolted joint surface, a finite element model of bolted joint under vibration condition was established, and the contact stress variation of the joint surface under the combined action of frequency, amplitude and preload was studied. The results show that under the condition of changing the frequency of dynamic load, the contact stress value of the same node under each load step is always less than the contact stress value without external force within a certain contact radius, but once the contact stress value exceeds this range, the contact stress value of the same node under each load step is greater than the contact stress value without external force. The dynamic load amplitude within a certain range, with the increase of the amplitude, the contact stress value of the same node under the same load step basically remains unchanged, but when the amplitude continues to increase to a certain range, the contact stress value of each node under each load step increases significantly.

**Keywords:** bolted connection; dynamic load; frequency influence; amplitude influence; contact stress

## 0 引言

机械系统是由各种零件按照一定的要求装配起来的。通常我们称零部件之间相互接触的部分为“机械结合面”,简称为“结合面”。根据相关统计研究<sup>[1]</sup>,机床整机 60%以上的刚度、90%以上的阻尼都来自各种结合部,而螺栓连接被广泛应用于结合部连接,因而对整机力学性能有着不可忽视的影响。常见的螺栓结合部模型有弹簧阻尼模型<sup>[2-4]</sup>、零厚度单元模型<sup>[5]</sup>、八节点六面体模型<sup>[6-8]</sup>以及虚拟材料模型<sup>[9]</sup>等。陈华隆等<sup>[10]</sup>的研究表明载荷振幅是影响螺栓松动的主要因素。汤涛等<sup>[11]</sup>通过对 Brake-Reu $\beta$  螺栓连接梁结构的非线性振动特性进行研究,改进了螺栓连接结构的定频试验方法。王开平等<sup>[12]</sup>的研究表明在材

料松动期内冲击载荷幅值越小螺栓就越不容易松动。雷声<sup>[13]</sup>研究了单螺栓连接连接板厚、螺栓直径以及预紧力等对结合面内接触应力及接触半径的影响。

然而这些研究都没有考虑振动对螺栓结合部接触特性的影响。在实际应用中,机械结构几乎每时每刻都在受迫振动,一些关键部位受迫振动尤为密集,比如汽车发动机,发动机包含许多机械零件,各零件相互配合运转产生的震动和冲击<sup>[14]</sup>是发动机振动的主要原因。发动机螺栓连接部分如连杆螺栓,因为振动导致的连接松动后,结合面不再相互作用导致连接件相互松动分离,最终可能会引发严重的交通事故。因此,研究不同振动条件对螺栓连接结构接触特性的影响,对含有螺栓连接机械的动态特性检测与安全使用有着重要

**第一作者简介:** 陈闹(1999—),男,湖北仙桃人,硕士研究生,主要研究领域为机床动力学,787197172@qq.com。

**通信作者简介:** 朱洲(1972—),男,湖北江陵人,讲师,博士,研究方向为机械设计,zhuzhou@hust.edu.cn。

的意义。

## 1 结合部仿真分析模型

螺栓连接结构接触部分的力学特性由接触面内接触应力分布情况与实际的螺栓影响区域表征,由螺栓连接结构的对称结构可推断结合面的应力分布大致是以螺栓中心线为轴沿圆周等值分布,因而考虑接触面内应力分布情况只需研究远离螺栓中心轴线任意一个方向的应力分布情况,就能得到整个结合面的应力分布情况。为进一步验证分析理论的正确性,实验设备及试件如图 1 所示。



图 1 实验设备及试件图

连接板长宽高分别为 90 mm、64 mm、32 mm,材料为 Q235。螺栓选用 M14 全螺纹螺栓,连接板孔径 15 mm,螺栓力矩为 100 Nm,利用三相应变花及 DH3816N 静态应变测试系统测得各测点应变值。设计两组实验,第 1 组在上板的下底面距接触面 10 mm 处,第 2 组在下板的上底面距接触面 5 mm 处,同组数据每次测量间隔 5 mm,其中应变花具体布置如图 2 所示,并通过式(1)计算各测点的最大、最小主应力值。

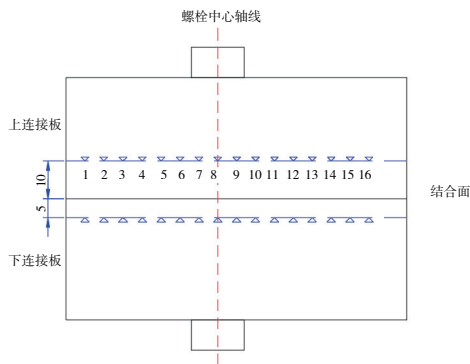


图 2 螺栓连接测点布置图

最大主应力及最小主应力公式为

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2) \\ \sigma_2 = \frac{E}{1-\mu^2}(\mu\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $\varepsilon_1$ 为最大主应变; $\varepsilon_2$ 为最小主应变; $\sigma_1$ 为最大主应力; $\sigma_2$ 为最小主应力; $E$ 为弹性模量; $\mu$ 为泊松比。

根据相关选点计算的出各测点最大、最小主应力值如表 1 所示,应力分布如图 3 所示。

表 1 螺栓连接各测点应力值 单位:MPa

| 测点位置 | 上测点             |                 | 下测点             |                 |
|------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
|      | $\sigma_{\max}$ | $\sigma_{\min}$ | $\sigma_{\max}$ | $\sigma_{\min}$ |
| 1    | 0.024           | -0.018          | 0.143           | -0.134          |
| 2    | 0.117           | -0.015          | 0.455           | -0.218          |
| 3    | 0.337           | -0.331          | 0.852           | -0.255          |
| 4    | 1.820           | 0.004           | 2.123           | -2.198          |
| 5    | 3.426           | 0.184           | 4.078           | -2.935          |
| 6    | 4.642           | -0.382          | 4.888           | -3.952          |
| 7    | 5.395           | -0.607          | 6.445           | -4.051          |
| 8    | 6.150           | -0.570          | 7.560           | -4.830          |
| 9    | 5.552           | -0.623          | 7.152           | -4.071          |
| 10   | 4.408           | -0.904          | 7.034           | -2.846          |
| 11   | 3.366           | -0.996          | 5.200           | -2.125          |
| 12   | 2.068           | -0.877          | 4.855           | -0.685          |
| 13   | 1.846           | -0.280          | 1.894           | -1.246          |
| 14   | 1.135           | -0.124          | 0.691           | -1.378          |
| 15   | 0.714           | -0.042          | 0.291           | -0.831          |
| 16   | 0.228           | -0.108          | 0.248           | -0.278          |

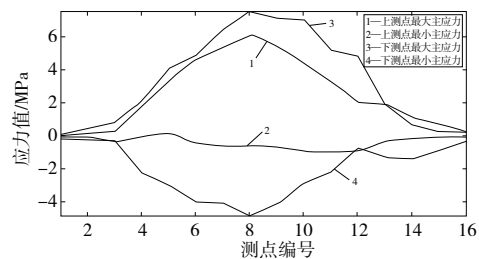


图 3 应力随测点变化图

取点测量及数据处理等误差导致测点理论应力值与实际应力值存在一定的偏差,分析图 3 可知,在误差不大的范围内可认为在螺栓预紧力的作用下,在沿螺杆方向同一截面内,距离螺杆中心轴线越近其应力值的绝对值越大,越远应力值绝对值就越小。但是根据三相应变花采集的数据计算得出的是最大主应力、最小主应力,而一般计算分析使用的是 von Mises 应力即等效应力。为进一步研究结合面等效应力的分布情况,在 ANSYS 中搭建有限元模型,其中主要参数如下:螺栓规格选用 M12,上下两块圆板厚度均为 20 mm,板内径

6.25 mm, 外径 70 mm, 具体网格划分模型如图 4 所示。

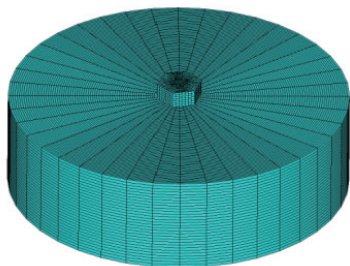


图 4 螺栓结合部网格划分图

其中对螺栓头与上连接板上表面、螺母与下连接板下表面、上连接板的下表面与下连接板的上表面建立接触对模拟实际接触情况。使用 pret179 单元模拟预紧面, 并对预紧面施加 50 000 N 的预紧力, 螺母的 6 个角点  $x$  轴、 $y$  轴、 $z$  轴 3 个方向 3 个自由度均用弹簧连接模拟约束条件, 结合面应力分布仿真结果如图 5 所示。

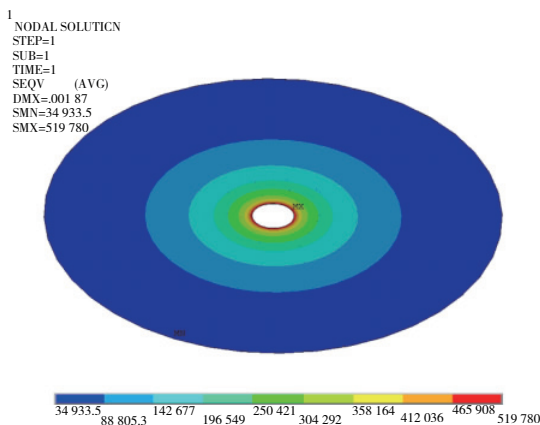


图 5 结合面应力分布图

仿真显示结合面内应力分布呈现向外延伸的等值同心圆, 与理论及实验结论一致, 进一步验证了模型的正确性。

取结合面沿  $x$  轴正向取节点进行数值分析, 将其对应的节点编号、坐标等数据导入 MATLAB 中, 经数据后处理后在预紧力作用下结合面接触应力随接触半径变化如图 6 所示。

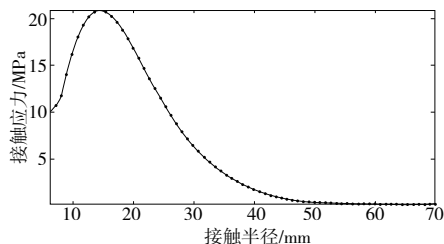


图 6 预紧力作用下的结合面接触应力变化图

由图 6 可知结合面接触应力沿  $x$  轴正方向是先增大再减小的, 应力下降到一定值就基本保持不变。根据圣维南定理, 螺栓预紧力只能影响结合部周围一定的区域, 相关研究进一步表明螺栓预紧力影响结合面区域的大致是一圆环面, 圆环外侧结合面不受螺栓预紧力的影响, 接触应力基本不发生变化, 据此可以确定影响区域外径。再根据螺栓实际影响区域内外径大小, 利用 MATLAB 的多项式拟合曲线沿  $x$  轴正方向对接触应力积分, 再对实际接触面积取平均即可计算出螺栓结合面平均接触应力大小, 计算公式如式(2)所示。

$$\bar{p} = \frac{\int_{r_1}^{r_2} 2\pi r \cdot p dr}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} \quad (2)$$

式中:  $r_2$  为接触外径;  $r_1$  为接触内径;  $\bar{p}$  为平均接触应力;  $p$  为接触应力; 其值是随接触半径变化的函数。当结合部只受预紧力作用时, 接触内径取连接板内孔径 6.2 mm, 外径取 58.2 mm, 计算得平均接触应力值为 2.292 MPa。

## 2 动载荷对接触应力影响研究

为研究动载荷对螺栓结合部结合面的应力分布影响情况, 在 ANSYS 的 APDL 中对原模型施加以力幅为 5 000 N、振动频率为 10 Hz 的简谐正弦力进行瞬态动力学仿真。在一个周期内平均取 5 个载荷步进行应力分析, 其中简谐力施加在上连接板顶部边缘 4 个对称节点, 同时取消螺母上的弹簧约束, 对下底板侧面施加固定约束, 瑞利阻尼  $\alpha$ 、 $\beta$  分别设置为 0.1 和 0.05 来模拟质量矩阵与刚度矩阵的阻尼影响, 同时在一个周期内均分 5 个载荷步, 利用 MATLAB 绘制的不同载荷步下接触应力变化曲线如图 7 所示。

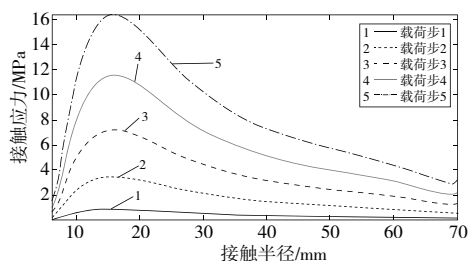


图 7 5 000 N/10 Hz 接触应力沿径向分布图

通过分析图 7 接触应力变化曲线可知, 在任意载荷步下, 结合面内不同载荷步下的接触应力变化趋势总是与只受预紧力作用下的结合面接触应力变化趋势大致相同, 且越靠后的载荷步在其

相同节点处的应力值会更大。在一定接触半径范围内,任意载荷步下相同节点接触应力总小于仅受预紧力条件下的同一节点的应力值,但超过一定的接触半径后接触应力总小于仅受预紧力条件下的同一节点的接触应力值。其原因在于结合部受到的动载荷影响到螺栓预紧力的大小,在连接板受压的时候连接板受螺栓杆作用的力减小,即螺栓预紧力减小;当连接板受拉伸时,连接板对螺栓杆有拉伸趋势,螺栓预紧力相应会增大,在二者共同作用下结合面整体上接触应力变化曲线呈现图 7 所示分布。

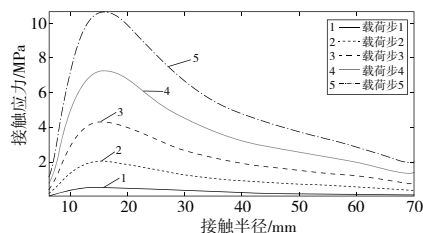


图 8 5 000 N/20 Hz 接触应力沿径向分布图

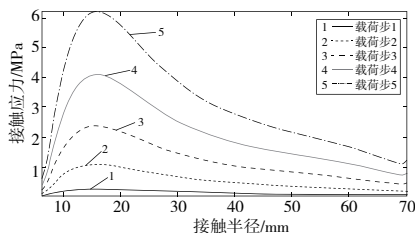


图 9 5 000 N/40 Hz 接触应力沿径向分布图

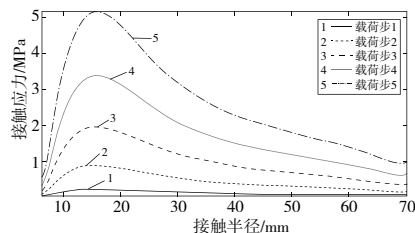


图 10 5 000 N/50 Hz 接触应力沿径向分布图

在动载荷的作用下,螺栓预紧力发生改变,预紧力与动载荷同时作用于结合面,螺栓影响区域难以确定,为表征不同载荷步下螺栓实际影响区域平均接触应力,实际接触外径均取连接板板外径 70 mm,内径取连接板内径 6.2 mm,通过式(2)计算得不同振动频率下结合面平均接触应力值如表 2 所示。

表 2 不同频率下结合面平均接触应力值

| 频率/Hz | 载荷步 1/MPa | 载荷步 2/MPa | 载荷步 3/MPa | 载荷步 4/MPa | 载荷步 5/MPa |
|-------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 10    | 0.203     | 0.745     | 1.510     | 2.425     | 3.438     |
| 20    | 0.111     | 0.423     | 0.900     | 1.511     | 2.231     |
| 40    | 0.058     | 0.227     | 0.495     | 0.854     | 1.294     |
| 50    | 0.047     | 0.184     | 0.404     | 0.701     | 1.068     |

图 7—图 10 共 4 幅曲线图基本变化趋势相一致,由表 2 可知,同一动载荷作用下,载荷步越靠后,结合面平均接触应力值就越大。同时频率越大的动载荷在相同载荷步同一节点处的应力值反

为,为进一步研究动载荷力幅及频率对结合面接触特性的影响,分析在不同力幅、频率下的结合面的接触应力分布规律。

## 2.1 振动频率对接触应力的影响

研究振动频率对结合面接触应力的影响,对螺栓结合部有限元模型进行动力学分析,对有限元模型施加简谐正弦力作用,其中力幅取 5 000 N,振动频率分别取 10 Hz、20 Hz、40 Hz、50 Hz。10 Hz 接触应力变化曲线如图 7 所示,利用 MATLAB 绘制的接触应力随接触半径变化曲线如图 8—图 10 所示。

而越小,相同载荷下各载荷步的接触应力随接触半径变化趋势基本一致,不同之处在于越靠后的载荷步,同一个点的应力值越大。因而在工程实际中,需要让结合部的振动频率保持在一定工作范围内,振动频率太大会导致接触面内应力值过小,连接板可能会发生分离进而导致事故发生。

## 2.2 振动力幅对接触应力的影响

在简谐正弦力作用下,载荷是直接作用在螺栓结合部连接板上的,因此对接触面及螺栓杆件受力是间接影响的。为研究振动条件下力幅对结合面接触应力的影响,仿真设计在振动频率为 10 Hz,力幅分别取 1 000 N、2 500 N、5 000 N、7 500 N 4 组测试数据进行仿真。5 000 N 接触应力变化曲线如图 7 所示,其余载荷条件下接触应力随接触半径变化规律如图 11—图 13 所示,同时计算出不同幅值下各载荷步的平均接触应力值如表 3 所示。

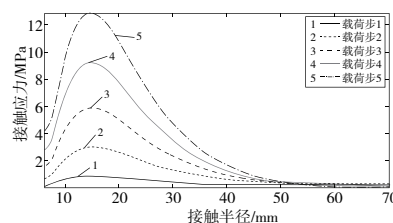


图 11 1 000 N/10 Hz 接触应力沿径向分布图

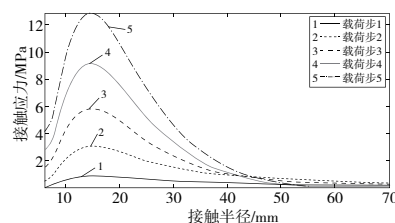


图 12 2 500 N/10 Hz 接触应力沿径向分布图

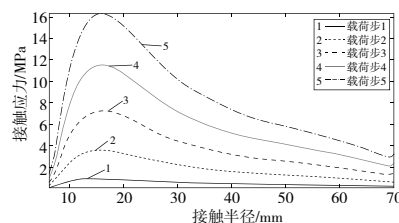


图 13 7 500 N/10 Hz 接触应力沿径向分布图

表 3 不同力幅下结合面平均接触应力值

| 力幅/N  | 载荷步<br>1/MPa | 载荷步<br>2/MPa | 载荷步<br>3/MPa | 载荷步<br>4/MPa | 载荷步<br>5/MPa |
|-------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 1 000 | 0.117        | 0.355        | 0.573        | 0.804        | 1.111        |
| 2 500 | 0.192        | 0.506        | 0.651        | 0.797        | 1.136        |
| 5 000 | 0.203        | 0.745        | 1.510        | 2.425        | 3.438        |
| 7 500 | 0.203        | 0.745        | 1.511        | 2.425        | 3.438        |

分析上述图表可知,在一定的区间范围内,载荷幅值的变化对其相同载荷步下接触应力分布基本不产生影响,结合面平均接触应力基本相等,接触应力分布图曲线基本吻合。当动载荷幅值超过这个范围后,同一载荷步下相同节点处接触应力会增大。原因在于作用在连接板上的力增大了,螺栓预紧力也会因此发生变化,在其共同作用下节点的接触应力呈增大趋势。因此在实际工程应用中,在振动频率基本不发生变化的情况下,适当让力的幅值稳定在一定范围内,可以防止螺栓连接处局部接触应力值过大发生塑性变形,降低机器使用寿命及使用精度。

### 3 结语

本文以受简谐正弦力载荷作用下的螺栓平板连接结构为研究对象,并根据螺栓连接实际接触特性,建立了螺栓平板连接的有限元模型,并分析了在振动情况下结合面接触应力的变化规律,主要研究结论如下:

1) 在只受预紧力的作用下结合面的接触应力分布大致是沿螺栓中心轴线向外,在同一圆周上节点接触应力相等,且随着接触半径的增大,接触应力值先是有一个小幅度的上升,随后便单调递减直至基本不变,这一区域以内为螺栓预紧力实际影响区域。

2) 简谐正弦力频率越大,相同载荷步下同一节点的接触应力值就越小。在一定接触半径以内,各载荷步下同一节点的接触应力值总是小于不受动载荷作用下该节点的接触应力值,一旦超过这个区域范围,各载荷步同一节点的接触应力值大于仅在预紧力作用下的接触应力值。

3) 简谐力载荷在一定区间内,随着幅值的增大,同一节点在相同载荷步下接触应力值基本不发生变化,但是当幅值继续增加到一定值后,在一定的区间内,在各载荷步中各节点接触应力应力值明显增大。

### 参考文献:

- [1] ZHANG G P, HUANG Y M, SHI W H, et al. Predicting dynamic behaviours of a whole machine tool structure based on computer-aided engineering[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2003, 43(7): 699-706.
- [2] DENG C Y, HENG L, YIN Q, et al. Application of bolt joints dynamic parameters identification in machine tools based on partially measured frequency response functions[J]. Journal of Vibroengineering, 2017, 17: 1090-1104.
- [3] INAMURA T, SATA T. Stiffness and damping properties of the elements of a machine tool structure[J]. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 1979, 28(1): 235-239.
- [4] ZHAO C S. Identification of dynamic characteristics of joints[C]// Proceedings of the 4th International Modal Analysis Conference. Los Angeles: Society for Experimental Mechanics, 1986: 316-328.
- [5] XIAO W W, MAO K M, ZHU M, et al. Modelling the spindle - holder taper joint in machine tools: a tapered zero - thickness finite element method[J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(22): 5836-5850.
- [6] 马宇箭,唐小琦,毛宽民,等. 数控机床主轴刀柄锥配合结合部动力学建模[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2011, 39(1): 75-77.
- [7] MAO K M, LI B, WU J, et al. Stiffness influential factors - based dynamic modeling and its parameter identification method of fixed joints in machine tools[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50(2): 156-164.
- [8] 毛宽民,黄小磊,李斌,等. 一种机床固定结合部的动力学参数化建模方法[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2012, 40(4): 49-53.
- [9] TIAN H L, LI B, LIU H Q, et al. A new method of virtual material hypothesis - based dynamic modeling on fixed joint interface in machine tools[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2011, 51(3): 239-249.
- [10] 陈华隆,孙戡,张守京. 横向振动下的螺栓连接松动分析[J]. 机械制造与自动化, 2023, 52(2): 48-50.
- [11] 汤涛,臧朝平,张根华,等. 螺栓连接梁非线性振动的定频试验研究[J]. 机械制造与自动化, 2023, 52(6): 28-31.
- [12] 王开平,张明远,闫明,等. 冲击载荷下材料松动期内螺栓松动影响因素研究[J]. 振动与冲击, 2020, 39(22): 35-40, 66.
- [13] 雷声. 基于接触特性的螺栓结合部动力学建模、参数识别和应用[D]. 武汉: 华中科技大学, 2016.
- [14] 李莲花. 发动机振动特征分析与隔振技术研究[J]. 农机使用与维修, 2022(6): 24-26.

收稿日期: 2024 - 01 - 25