

# 面向皮带撕裂视觉检测的输送机皮带减振研究

曾小信<sup>1</sup>, 贾晓斌<sup>2</sup>, 李旭东<sup>1</sup>, 罗柏文<sup>2</sup>, 廖婷婷<sup>1</sup>

<sup>1</sup>中冶长天国际工程有限责任公司, 湖南 长沙

<sup>2</sup>湖南科技大学机电工程学院, 湖南 湘潭

收稿日期: 2023年12月7日; 录用日期: 2024年2月20日; 发布日期: 2024年2月28日

## 摘要

针对带式输送机的皮带振动导致基于机器视觉检测的皮带撕裂裂纹图像模糊问题, 研制了一套弹簧减振式机械装置。该减振装置采用弹簧 + 螺杆串联 + 滚动轴承结构, 既能灵活调节弹簧的预紧力从而有效抑制皮带振动, 又能利用滚动摩擦降低皮带磨损和噪声。针对弹簧设计提出了以能量守恒理论为依据, 推导出弹簧刚度系数计算公式, 并结合机械设计手册查表计算获得弹簧选型与外形参数尺寸, 再将这些参数计算值导入有限元仿真分析其减振效果, 最后通过带式输送机试验平台试验验证了弹簧设计的正确性和减振装置的有效性。

## 关键词

皮带振动, 减振装置, 弹簧, 仿真分析, 弹簧设计

# Research on Vibration Reduction of Conveyor Belt for Visual Detection of Belt Tears

Xiaoxin Zeng<sup>1</sup>, Xiaobin Jia<sup>2</sup>, Xudong Li<sup>1</sup>, Baiwen Luo<sup>2</sup>, Tingting Liao<sup>1</sup>

<sup>1</sup>MCC Changtian International Engineering Co., Ltd., Changsha Hunan

<sup>2</sup>College of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan Hunan

Received: Dec. 7<sup>th</sup>, 2023; accepted: Feb. 20<sup>th</sup>, 2024; published: Feb. 28<sup>th</sup>, 2024

## Abstract

A spring damping mechanical device has been developed to address the issue of blurred images of belt tearing and cracks based on machine vision detection caused by belt vibration in belt conveyors. The vibration damping device adopts a spring and screw series connection and rolling

文章引用: 曾小信, 贾晓斌, 李旭东, 罗柏文, 廖婷婷. 面向皮带撕裂视觉检测的输送机皮带减振研究[J]. 机械工程与技术, 2024, 13(1): 29-37. DOI: 10.12677/met.2024.131003

bearing structure, which can flexibly adjust the pretightening force of the spring to effectively suppress belt vibration and reduce belt wear and noise through rolling friction. Based on the theory of energy conservation, a formula for calculating the spring stiffness coefficient was proposed for spring design. The spring selection and external parameter dimensions were obtained through a table lookup in the mechanical design manual. These parameter calculation values were then imported into finite element simulation to analyze their vibration reduction effect. Finally, the correctness of the spring design and the effectiveness of the vibration reduction device were verified through belt conveyor test platform experiments.

## Keywords

Belt Vibration, Damping Device, Spring, Simulation Analysis, Spring Design

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 前言

皮带输送机是物料现场长距离、大运量的重要运输设备,被广泛用于港口、冶金、矿山、建材等诸多领域。输送皮带主要材料为橡胶,为了增加皮带承载能力,皮带生产时中间贯穿合成纤维芯胶带、普通帆布芯胶带或钢绳芯胶带等不同材质芯绳,主要起到连接驱动装置和运输物料的作用,其成本约占整个输送机成本 40%~60%。输送皮带撕裂可分为纵向撕裂和横向撕裂两种形式[1],据现场调研发现,纵向撕裂占皮带撕裂统计数的 95%以上。目前国内外均认可机器视觉技术是一种先进的输送皮带裂纹检测方法,利用工业相机模拟人眼采集图像数据通过计算机分析反馈出检测结果,其优势在于不需要更改原有皮带设备,不接触皮带,设备稳定性高。但是在环境恶劣的作业现场,尤其是输送粉料物资,并采用上皮带背面检测方式时,相机镜头容易被污染。本文采用对输送机下皮带背面进行检测能有效降低粉尘污染,提高检测可靠性[2] [3] [4]。皮带输送机在传输过程中因传输速度、承载物料不均、皮带弹性变形、机械传动装置振动等多因素耦合使得皮带振动是不可避免的。尤其是下皮带处在长距离空载悬空状态,再加上其柔性扰动,使得下皮带振动幅度严重影响了相机聚焦,难以获得稳定、清晰的裂纹图像,因此采取减振措施是必要手段。目前,常用的皮带输送机减振类型主要有机械式、液压式、磁流变阻尼式等,其中机械式减振主要包括弹簧减振和橡胶减振两种方式。近几十年来国内外专家学者对金属、橡胶材料的减振、隔振性能进行了大量的研究,其中姜洪源在 Masing 假设及其理论的基础上,用数学模型描述了金属、橡胶材料的干摩擦阻尼特性,对金属橡、胶圆柱形阻尼元件进行静态试验。哈尔滨工业大学李中郢等人给出金属、橡胶减振器共振频率限定范围与减振器固定点分布之间的关系,分析了共振频率在给定范围条件下减振器刚度变化对固定点分布的影响,得出了减振器固定平面选取和固定点分布的相关约束条件。

本文根据工业相机及其照明组件在输送机下皮带的安装位置与空间要求以及下皮带空载平展的状态,选择弹簧减振方式,并研制该减振装置。其优点是安装位置不苛刻,下皮带水平高度适应性调节灵活。

## 2. 减振装置结构设计

### 2.1. 机器视觉检测工作原理

由图 1 所示,在下皮带传送过程中,将两套减振装置按一定距离排列布局,该距离范围内的皮带区

域是相机的捕捉范围，而减振装置安装在皮带输送机两根下支架横梁之间。减振装置结构由图 2 所示，上横杆与下横杆轴向每隔一段距离固接一个滚动轴承；上横杆通过螺杆螺母机构固定不动；下横杆与弹簧在螺杆上串联，并被上、下螺母限制其活动范围；输送皮带从上横杆与下横杆之间穿过，下横杆的滚动轴承在弹簧力作用下推动皮带与上横杆的滚动轴承接触，并使得滚动轴承均对皮带始终保持着压力，从而限制了皮带的上下振动。由于滚动轴承与皮带接触中形成相对运动产生的是滚动摩擦，这种轴承滚动方式极大地降低了皮带的磨损和噪声[5]。

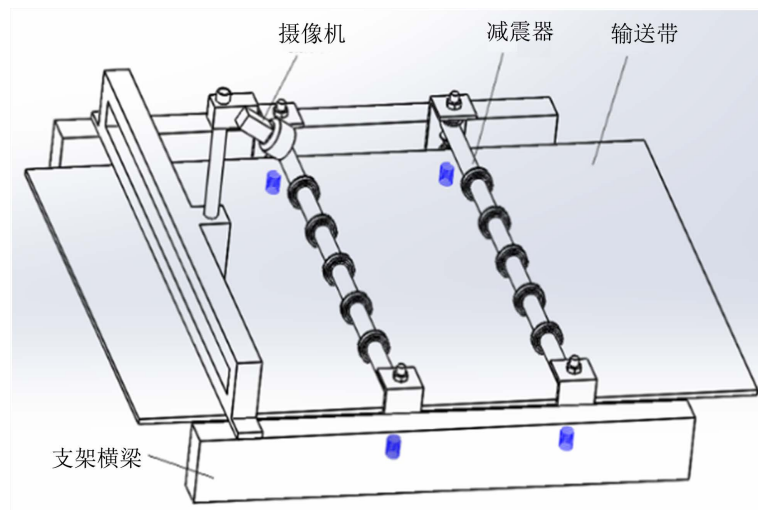


Figure 1. Layout diagram of the lower belt vibration damping device

图 1. 下皮带减振装置布局示意图

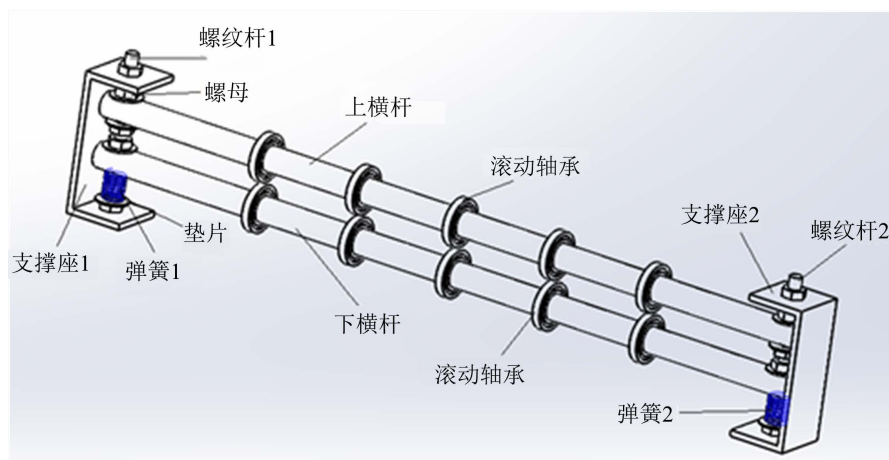


Figure 2. Schematic diagram of vibration damping device structure

图 2. 减振装置结构示意图

## 2.2. 减震器静力学分析

皮带在上下横杆之间穿过时，其震动所产生横向力直接作用在上、下横杆上，而上横杆的位置由螺母进行限制，下横杆的最高位置由螺母限制，最低位置由弹簧的预紧力支撑，其方向与皮带作用在下横杆上的其震动所产生的横向力相反。由于下横杆紧贴皮带可将下横杆和皮带看作一个整体。由此可列出静力学方程为：

$$F_1 + 2kx + F_3 \cos\theta = F_2 + mg \quad (1)$$

式中  $F_1$  为弹簧的预紧力,  $k$  为弹簧的劲度系数,  $x$  为最大振幅,  $F_3$  为皮带表面的张力,  $\cos\theta$  为皮带最大振幅时皮带与竖直方向的夹角,  $F_2$  为下横杆的重力,  $m$  是单位长度皮带的质量,  $g$  为重力加速度;

由于皮带输送机支架横梁较长, 在不同长度位置的皮带其振动幅度不同, 而减振装置在支架横梁不同长度位置安装的水平高度是相同的, 因此需要通过螺杆螺母调节上、下横杆来适应皮带所处的不同高度位置。由于在支架横梁不同长度位置的皮带振动幅度和冲量不同, 需要采用不同的弹簧预紧力来限制皮带振动, 因此设计合适的弹簧是本文减振装置研制的重点与关键技术。

### 3. 试验平台搭建

针对皮带撕裂采用机器视觉在线监测的带式输送机试验平台, 其皮带材质为黑色橡胶, 带宽 650 mm, 皮带驱动功率 3 KW, 采用变频调速, 最大带速 1.6 m/s。皮带采用机械式链扣连接, 皮带连接处在运行过程中每次通过滚筒和张紧辊时都会导致皮带剧烈振动, 但这种情况的振动有规律可循, 可作为异常振动剔除。在输送机下横梁中心处预留两个减振装置方法位置, 在一个减振装置外侧搭建摄像机支架, 摄像机采用海康威视 MV-CH250-90UC 型号的高分辨率相机(分辨率 2500 万像素, 帧率 4.5 fps)进行皮带撕裂图像采集, 为了测量下皮带的振动幅值和波频, 在输送机侧面安装一台海康威视 MV-CA016-10UC 型号的高帧率相机(分辨率 160 万像素, 帧率 160 fps)在不同带速情况下拍摄下皮带边沿振动, 并进行数值标定, 获得的参数数据由表 1 所示。在皮带链扣的影响下, 皮带处于波峰时还带有不同程度的颤振。

**Table 1.** Vibration parameter values of the lower conveyor belt before installation of the shock absorber device  
**表 1.** 减震装置安装前输送机下皮带振动参数值

变频器(Hz)	带速(mm/s)	下皮带振幅 Max(mm)	最大波频(Hz)
15	480	15	4
20	640	16	10
25	800	21	10
30	960	15	13
35	1120	10	10
40	1280	30	10
45	1440	9	7

### 4. 弹簧参数设计

根据现有的带式输送机试验平台进行弹簧参数设计, 首先需要了解弹簧在实际工作时所受的外部载荷[5][6]。由于皮带的不同位置其振幅不同, 导致弹簧所受皮带横向振动而产生的横向载荷也不尽相同, 同时在一个振动周期内, 皮带在平衡位置时所产生的横向载荷与在波峰位置时所产生的横向载荷也不同。本文通过检测现有的通过检测现有的带式输送机试验平台工作时的皮带振动情况进行弹簧设计采用三大步骤, 第一步进行参数计算, 第二步进行有限元仿真分析, 最后通过所得弹簧类型与外形参数尺寸加工出真实弹簧进行试验验证。

#### 4.2. 参数计算

由(1)所建立的静力学方程为基础, 以能量守恒为理论依据, 建立以下微分方程:

$$\frac{1}{2} \rho x^2 = E_p + E_{\text{带}} + \frac{1}{2} Kx^2 \quad (2)$$

式中  $E_p$  为皮带振动幅值最大时系统增加的重力势能,  $E_{\text{带}}$  为皮带形变所产生的弹性力所做的功,  $K$  为弹簧的劲度系数。忽略  $E_p$ 、 $E_{\text{带}}$  得

$$\frac{1}{2}\rho\dot{x}^2 = \frac{1}{2}Kx^2 \quad (3)$$

解得

$$K = \rho \ln^2 x \quad (4)$$

按此计算方法计算出弹簧的劲度系数由表 2 所示。

**Table 2.** Calculated value of spring stiffness coefficient

**表 2.** 弹簧劲度系数计算值

频率(Hz)	15	20	25	30	35	40
劲度系数(N/mm)	26.4	25.6	22.3	26.4	31.6	22.9

如上表所示, 所需弹簧的劲度系数为  $K_{\text{max}} = 31.6 \text{ N/mm}$ 。

再根据上述参数计算得知皮带所产生的最大横向载荷为 350 N 左右, 最后通过查机械设计手册[7]得表 3 的参数值。

**Table 3.** Values of spring parameters

**表 3.** 弹簧参数查表值

弹簧材料直径 $d/\text{mm}$	弹簧中径 $D/\text{mm}$	许用应力 $\tau/\text{MPa}$	工作极限载荷 $P/\text{N}$	极限载荷下的单圈变形量 $f/\text{mm}$	单圈刚度 $P_d/\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$	最小套筒直径 $D_{T\text{min}}/\text{mm}$
3	20	785	339.67	3.398	100	26

圈数计算:

$$n = \frac{2P_d}{K_{\text{max}}} \quad (5)$$

得  $n = 6.2$ , 取标准值  $n = 6.5$ 。

极限载荷下的形变量

$$F_j = nf \quad (6)$$

得  $F_j = 22.1 \text{ mm}$

节距为

$$t = \frac{F_j}{n} + d \quad (7)$$

得  $t = 6.4 \text{ mm}$

弹簧的自由长度

$$H = nt + 1.5d \quad (8)$$

得  $H = 46 \text{ mm}$

若弹簧材料选 65 Mn, 可得弹簧具体的外形参数值由表 4 所知。

**Table 4.** Spring types and external parameters**表 4.** 弹簧类型与外形参数尺寸

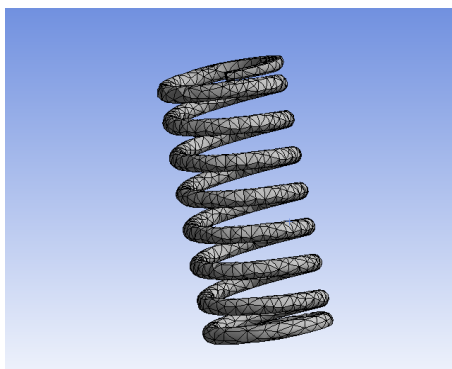
弹簧类型	弹簧中径	材料直径	节距	有效圈数	总圈数	自由高度
顶部并紧并磨平	20 mm	3 mm	6.4 mm	6.5	8.5	46 mm

### 4.3. 仿真分析

采用 ansys 软件进行有限元仿真,本次仿真所用到的 workbench 中的模块为静力学模块和谐响应模块 [8] [9]。

本次分析所用的弹簧材料密度为  $7810 \text{ kg/m}^3$ , 弹性模量为  $100 \text{ GPa}$ , 泊松比为  $0.4$ 。弹簧几何参数值: 直径  $d = 3 \text{ mm}$ ; 自由高度  $H_0 = 46 \text{ mm}$ ; 有效圈数  $n = 6.5$ ; 弹簧中径  $D_2 = 20 \text{ mm}$ 。

在 SOLIDWORKS 软件中建立弹簧三维实体模型,由图 3 所示。再将 SOLIDWORKS 实体模型以 x.t 文件格式转化为 WORKBENCH 有限元模型,但在仿真分析中有限元网格划分十分重要,可以直接影响仿真结果的精确度。本次仿真使用自动默认方式划分网格,共划分出离散型节点 1,1137 个,单元总数 5076 个,同时网格排列整齐,大小均匀,计算结果精确度较高,网格划分结果由图 4 所示:

**Figure 3.** Three dimensional solid model of spring**图 3.** 弹簧三维实体模型**Figure 4.** Finite element mesh**图 4.** 有限元网格

在仿真分析中为使仿真分析接近真实情况[10] [11] [12],先将弹簧一端使用固定支撑固定,另一端施加  $150 \text{ N}$  的载荷,其方向沿  $z$  轴方向,模拟出实际安装中给弹簧施加的预紧力,再将载荷增加至  $350 \text{ N}$ ,



模拟皮带振动时对弹簧的应力，将两次仿真结果进行对比得出实际的弹簧形变量，弹簧所产生沿  $z$  轴方向的位移。由图 5 所示沿  $z$  轴方向最大形变为 11.17 mm。

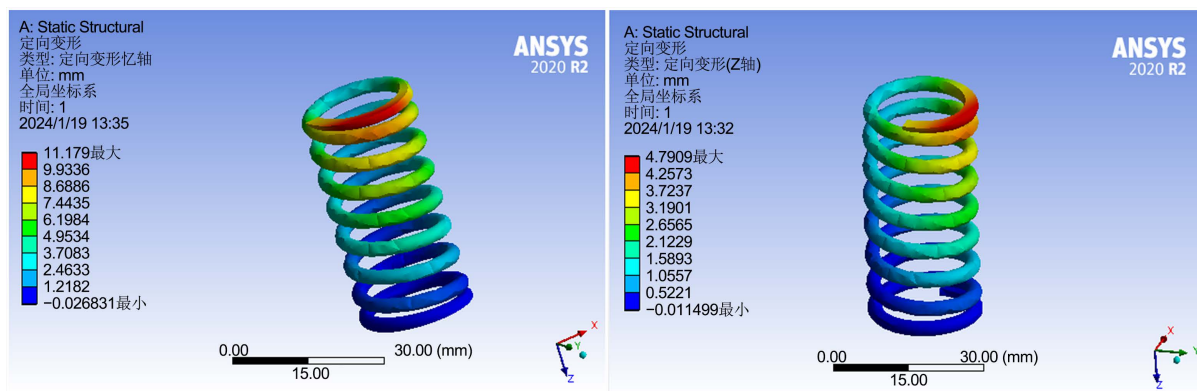


Figure 5. Spring directional deformation diagram

图 5. 弹簧定向形变图

可跟据公式：

$$K = F/\Delta x \quad (9)$$

计算出该弹簧的弹性系数约为 31.3 N/mm。从两次仿真结果来看弹簧在受到均匀载荷时最大变形在 6.4 mm 左右。对以上弹簧模型导入到 Harmonic Response 模块，并对其施加 100 Hz，大小为 300 N 的激励，结果由下图 6 所示。

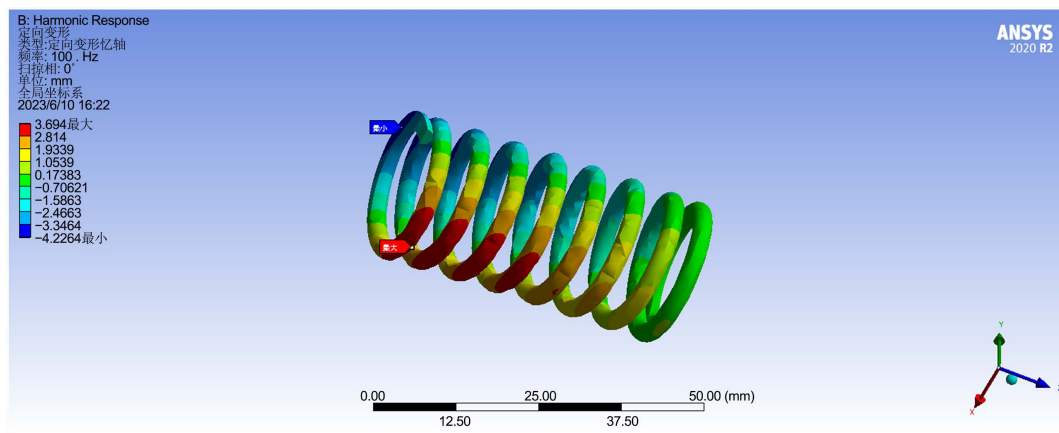


Figure 6. Harmonic response deformation diagram

图 6. 谐响应形变图

由图 6 可知弹簧最大形变主要在弹簧一侧的前四圈，最大形变量为 -4.2 mm，由此可知该弹簧受到激励作用时其形变主要集中在弹簧的上半段，这与激励的作用面在弹簧上半段是一致的。且皮带的平均最大振幅为 16 mm 左右，此仿真结果表明可将皮带振动幅度降低至 4 mm 左右，同比降低 75%。

## 5. 实验结果与结论

根据减振装置结构设计和表 4 弹簧类型及其外形参数尺寸加工制造了真实的减振装置并按 600 mm 间距安装在带式输送机试验平台下皮带中心处，由图 7 所示。



**Figure 7.** Vibration damping device and its installation layout diagram  
**图 7.** 减振装置及其安装布局图

采用表 1 相同的带速和相同的下皮带边沿振动测量方法及测量设备，获得了下皮带最大振幅试验数据，由表 5 所示。

**Table 5.** Amplitude values of the lower conveyor belt after installation of the shock absorber device  
**表 5.** 减振装置安装后输送机下皮带振幅值

变频器 (Hz)	带速 (mm/s)	下皮带振幅 Max (mm)	减震幅度 (%)
15	480	4	73
20	640	5	69
25	800	6	71
30	960	5	67
35	1120	5	50
40	1280	6	80

由表 5 可知，安装减振装置后下皮带最大振幅平均值为 5 mm，减振幅度平均值达到了 66.7%，虽然比仿真 75%低了些，究其原因有皮带张紧力分布不均、皮带链扣碰撞等因素的影响，但由于皮带纵向撕裂裂纹轮廓简单，即使摄像机镜头出现 10 mm 的聚焦误差，也能获得比较清晰的皮带裂纹图像。因此本文减振装置设计合理，弹簧的参数计算和仿真分析正确，能推广到其它用途的带式输送机。

1) 比较分析带式输送机的减振措施，选择弹簧减振作为面向皮带撕裂视觉检测的输送机下皮带减振方法，并设计了减振装置结构，该结构采用弹簧 + 横杆 + 螺杆串联机构和横杆 + 滚动轴承结构，既能灵活调节弹簧的预紧力从而有效抑制皮带振动，又能利用滚动摩擦降低皮带磨损和噪声。

2) 弹簧设计方法以能量守恒理论为依据，推导出弹簧劲度系数计算公式，并结合机械设计手册查表计算获得弹簧选型与外形参数尺寸，再将这些参数计算值导入有限元分析减振效果。

3) 根据减振装置结构设计和弹簧类型及其外形参数尺寸加工制造了真实的减振装置安装在带式输送机试验平台下皮带中心处进行减振试验验证，试验结果表明，该装置安装后的下皮带最大振幅平均值为 5 mm，减振幅度平均值达到了 66.7%，满足了摄像机镜头聚焦误差 10 mm 的精度要求，并证明了本文弹簧参数计算方法和仿真分析的正确性，可推广到其它用途的带式输送机。



## 基金项目

输送带颤振情况下深度划伤裂纹监测技术方法研究, 项目编号: 2022JCYJ11。

## 参考文献

- [1] 王飞. 煤矿皮带输送机常见故障分析及处理[J]. 机械管理开发, 2023, 38(2): 245-246+251.
- [2] 刘凡. 皮带输送机运行状态在线监测系统[J]. 石化技术, 2023, 30(5): 238-239.
- [3] 彭艳宾. 皮带输送机故障分析与处理措施探讨[J]. 冶金与材料, 2022, 42(4): 96-97.
- [4] 吴琦. 矿用皮带输送机托辊运行监测技术研究[J]. 机械管理开发, 2022, 37(1): 133-134+142.
- [5] 朱玉田, 郑昌隆, 刘钊, 等. 运动皮带受带轮跳动激励的横向振动分析[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(1): 90-93+170.
- [6] 张伟, 陈立群. 轴向运动弦线横向振动的控制: 能量方法[J]. 机械强度, 2006(2): 201-204.
- [7] 成大先. 机械设计手册弹簧单行本[M]. 北京: 化学工业出版社, 2017.
- [8] 周凯林, 肖绯雄. 基于 ANSYS 的圆柱螺旋弹簧的接触仿真研究[J]. 机械工程与自动化, 2019(1): 60-61+64.
- [9] 钟文彬. 圆柱螺旋弹簧刚度特性的有限元分析[J]. 机械, 2011, 38(12): 21-23.
- [10] 隋秀华, 何静, 苏旭, 等. 基于 ANSYS 的同轴圆柱双螺旋弹簧刚度分析[J]. 煤矿机械, 2015, 36(10): 118-120.
- [11] 李栋, 刘晗, 高娟, 等. 基于 ANSYS 的减震弹簧动力学分析[J]. 现代制造技术与装备, 2014(5): 1-2+43.
- [12] 张庆山, 刘其洪. 基于 ANSYS 的钢板弹簧的非线性有限元分析[J]. 机械制造, 2010, 48(12): 22-23.