

物料装载工况刮板输送机纵扭耦合振动分析^{*}

刘治翔， 谢春雪， 毛 君， 谢 苗

(辽宁工程技术大学矿产资源开发利用技术及装备研究院 阜新, 123000)

摘要 为提高刮板输送运行可靠性,研究了刮板输送机纵向与扭摆耦合振动特性。基于 Voigt 模型和逐点张力法建立刮板链条体系的扭摆振动分析模型,研究货载激励作用下激励作用点前后方有无物料的刮板链条体系扭摆振动特性。以求解可靠性和精度为前提,研究物料装载工况的扭摆振动影响区域和衰减特性,确定沿线不同区段扭摆振动单元的刮板最大数量,构建扭摆振动缩略模型。建立刮板链条体系的纵向与扭摆耦合振动力学模型,研究货载激励作用下刮板链条体系纵向与扭摆振动特性。理论和实验研究表明:物料装载工况下,货载激励引起激励施加处最大值为 119.5% 的刮板速度波动和 78.6% 的张力波动;在货载激励单元区段内两根链条的张力差最大为 8.6%,并且初始时刻无物料情况下,货载激励引起的扭摆振动更明显。

关键词 刮板输送机;扭摆振动;纵向振动;物料装载
中图分类号 TH13;TD528

引 言

刮板输送机上的物料装载时通常是不均匀的,刮板链条体系在偏置载荷作用下,刮板会产生扭摆,造成两根链条受力不均匀,这样受力的链条就有可能超过安全载荷。

Dolipsk 等^[1]研究了长壁开采刮板输送机动态载荷计算方法,并对 350m 长刮板输送机的运行载荷进行了计算机模拟。Zhang 等^[2]研究了随机载荷对刮板输送机 V-lock 链环的影响,利用 ANSYS Workbench 分析软件得到随机载荷作用下链环疲劳寿命和损伤云图。Sobota^[3]对刮板输送机链条和链轮的磨损机理进行理论和仿真分析,为长壁开采工作面刮板输送机的研制提供了重要依据。Dolipsk 等^[4]建立了刮板输送机非均匀载荷状态的动态模型并得出了此状态下的电机转差率。李惟慷等^[5]基于极端工况链条运行阻力产生机理,得到链条运行阻力推导公式。徐广明等^[6]提出了一种应用于不同驱动工况下刮板链条阻力预张力的计算新方法。韩德炯等^[7]研究了随着牵引链速度的变化,上分段(承载段)和下分段(回程段)运行阻力系数的变化。Zhang 等^[8]介绍了刮板环链传动系统的张力分布估计方法,建立了圆环链传动系统的数学模型,利

用 matlab 函数求解的模型验证了动态模型的系统性能。马树焕^[9]研究了刮板输送机货载量的变化对刮板输送机动态特性的影响。蔡柳^[10]将有限元法与离散元法相结合,对刮板输送机中部槽中物料动力学特性进行研究。Shi 等^[11]对刮板输送机链条和中部槽链轮的磨损机理进行理论分析和实验研究,为提高长壁开采工作面刮板输送机的使用寿命提供了重要依据。王亚滨^[12]利用对刮板输送机总运行阻力进行了深入的研究,同时建立了双电机驱动功率平衡控制系统模型并进行了模拟分析。

研究物料装载工况的扭摆振动影响区域和衰减特性。根据不同工况的扭摆振动影响区域和衰减特性,以求解可靠性和精度为前提,确定沿线不同区段扭摆振动单元的刮板最大数量,构建扭摆振动缩略模型,为实现刮板输送机整机扭摆振动特性模型的可求解性提供基础,并研究物料装载工况下刮板输送机纵向与扭摆耦合振动特性。

1 刮板链体系扭摆振动力学模型构建

刮板输送机是矿用综采设备的主要组成部分,如图 1 所示。其工作原理是将敞开溜槽作为煤炭的承载构件。将刮板固定在链条上作为其牵引构件;当驱动装置带动链轮旋转,使刮板链条运行时,克服

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51774162)
收稿日期:2017-12-07;修回日期:2018-03-08

溜槽和底板的摩擦力,推动物料沿溜槽移动,完成物料的输送任务。刮板输送机主要由三相异步电动机、液力偶合器、减速器、链轮、刮板和链条等部分组成。

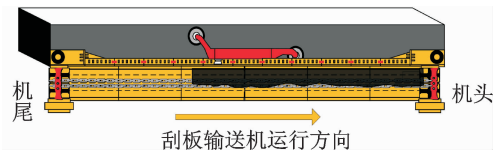


图 1 刮板输送机示意图

Fig. 1 Sketch map of scraper conveyor

使用 Kelvin-Voigt 模型和逐点张力法建立刮板链条体系的扭摆振动分析模型。各单元的刚度系数 $k^{[13]}$ 可以表示为

$$k_{i-1} = \begin{cases} k & (x_{i-1} \geq x_i) \\ 0 & \text{其他} \end{cases} \quad (1)$$

将链条质量分配到刮板上,将研究区域内 n 个刮板划分为 n 个节点,用 Kelvin-Voigt 模型连接各节点,刮板、链条体系的扭摆振动力学模型和刮板受力如图 2 所示。

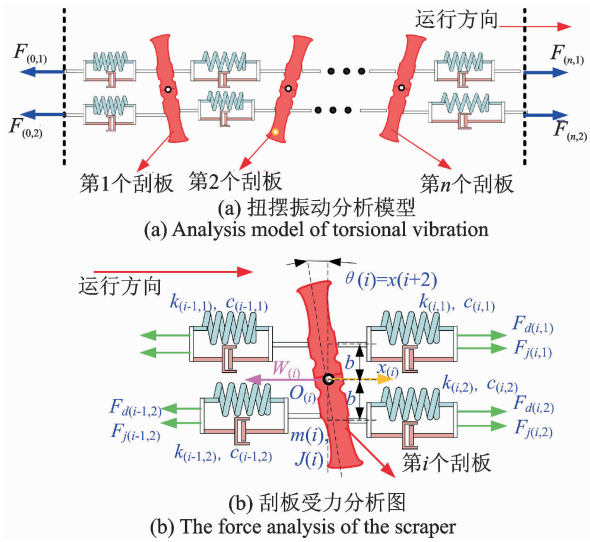


图 2 刮板链条体系扭摆振动分析模型

Fig. 2 Analysis model of torsional vibration system of scraper chain

将平动坐标 $x(i)$ 与转动坐标 $\theta(i)$ 通用 x 来表示,即广义坐标 $x(i)$,方便以后解方程。 i 表示第 i 个刮板; $x(i)$ 为第 i 个刮板的平动位移量, m ; $x(i+1)$ 为第 i 个刮板的平动速度, m/s ; $x(i+2)$ 为第 i 个刮板的转动角度 $\theta(i)$, rad ; $x(i+3)$ 为第 i 个刮板的转动角速度, rad/s 。 $F_j(i,1)$ 为第 i 个刮板后方的圆环链的第 1 根(靠近煤壁侧的链条)的静张力; $F_j(i,2)$ 为第 i 个刮板后方的圆环链的第 2 根(靠近煤壁侧的链条)的静张力; $W_{(i)}$ 为第 i 个刮板受到的合外

力, N ; $F_d(i,1)$ 为第 i 个刮板后方的圆环链的第 1 根(靠近煤壁侧的链条)的动张力; $F_d(i,2)$ 为第 i 个刮板后方的圆环链的第 2 根(靠近煤壁侧的链条)的动张力。

2 扭摆振动影响区域研究

2.1 扭摆振动应力波衰减评价指标定义

刮板扭摆振动过程中,如将每个刮板及其连接链条视为单元,将会产生“自由度泛滥”,导致模型难于求解,货载激励沿线分布、故障激励状态及参量和链条动张力具有时变性和沿线不均匀性的特点,导致输送机扭摆振动传递特性具有时空效应。因此,确定输送机沿线不同区段扭摆振动单元的刮板最大数量,是构建刮板链条体系扭摆振动缩略模型的关键,也是实现模型数值求解的关键。

笔者以扭摆振动应力波衰减评价指标来评价扭摆激励作用点周围刮板受到扭摆激励的影响范围。当某刮板的扭摆振动应力波衰减量低于设定的评价指标,则认为该刮板不受扭摆激励的影响,可划分到扭摆振动影响区域外部。扭摆振动应力波衰减评价指标为

$$At_i = \frac{|F_{z(i,1)} - F_{z(i,2)}|}{F_{z(i,1)} + F_{z(i,2)}} \times 100\% \quad (2)$$

其中:分子表示第 i 个刮板左端两根链条的张力差;分母表示第 i 个刮板左端两根链条的合张力。

扭摆振动应力波衰减评价指标描述如图 3 所示。

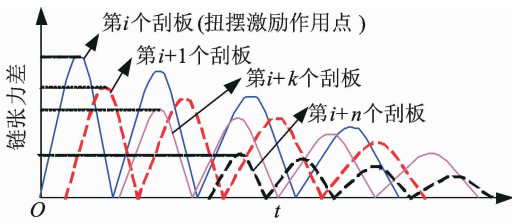


图 3 扭摆振动应力波衰减评价指标描述

Fig. 3 Torsional vibration stress wave attenuation evaluation index

按照扭摆振动应力波衰减指标对各种工况刮板链条体系扭摆振动应力波衰减程度进行评价,认为在扭摆振动激励点前方或后方第 i 个刮板的扭摆振动衰减评价指标低于设定的阈值,则认为此种工况下第 i 个之后的刮板不受刮板扭摆振动激励的作用。在后续进行刮板输送机整机的扭摆振动特性研究时,可将影响区域之内的刮板看作为一个整体进行研究,认为剩余刮板不受扭摆振动激励的影响,可平

均划分为若干单元,简化整机动力学模型。

2.2 物料装载激励

对于刮板链条体系来说,物料装载过程相当于被施加了一个突变载荷。由于煤块物料在刮板输送机断面方向上的初始时刻分布是不均匀的,这就造成了对刮板和链条的偏置载荷。此时将分为两种情况讨论:a. 第一种为刮板运行前方无物料的情况,此种情况一般发生在采煤机启动瞬间;b. 刮板运行前方有物料的情况,一般采煤机运行速度低于刮板输送机,因此此种情况出现的更多。

以 SGZ1000/1050 型刮板输送机为研究对象,刮板额定链速 $v=1.25\text{m/s}$;中部槽宽度 $L=1\text{m}$;中部槽长度 $L_c=1.5\text{ m}$;中部槽上槽高度 $h_c=0.122\text{m}$;刮板链条单位长度的重量 $\gamma_2=172\text{kg/m}$;原煤松散密度 $\rho=1\,000\text{ kg/m}^3$;煤块物料的休止角 θ 为 21.5° ;中部槽底板与煤块物料的摩擦因数 $\mu_c=0.5$;钢与钢之间的摩擦因数 $\mu_{ss}=0.39$;刮板的长度 $b=0.12\text{ m}$;两个刮板之间的间距 $s=1.008\text{m}$;链中心距 0.16 m 。

选取刮板链条系统中刮板的个数 $n=30$ 。将载荷设定为阶跃型载荷施加在分析模型的第 15 个刮板处,通过 Matlab 对刮板链条体系的动力响应特性进行数值求解,得到刮板运行前方无物料时以及刮板运行前方有物料工况下的仿真结果如图 4 所示。

物料装载会引起刮板链条体系运行速度的波动、刮板扭摆振动以及刮板前后链条张力的波动。在扭摆振动激励点前方无物料时,前方第 20 个刮板以及后方第 10 个刮板的扭摆振动应力波衰减评价指标低于 0.5% 。认为此种工况下,扭摆振动的影响区域为 $[i-5,i+5]$,其中 i 为在第 i 个刮板处施加扭摆振动激励。在后续进行刮板输送机整机的扭摆振动特性研究时,可将影响区域为 $[i-5,i+5]$ 的刮板看作为一个整体进行研究,认为剩余刮板不受扭摆振动激励的影响,可平均划分为若干单元。在扭摆振动激励点前方有物料时,前方第 18 个刮板以及后方第 12 个刮板的扭摆振动应力波衰减评价指标低于 0.5% ,则认为此种工况下扭摆振动的影响区域为 $[i-3,i+3]$ 。

3 纵向扭摆振动模型构建及振动分析

3.1 耦合振动分析模型构建

根据物料装载过程扭摆振动特性影响区域,构

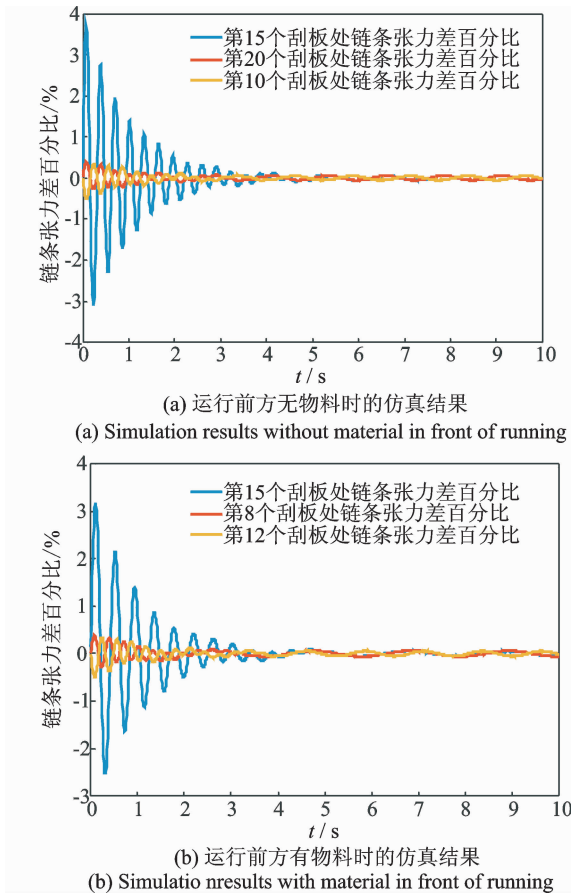


图 4 物料装载过程刮板链条体系扭摆振动响应
Fig. 4 Dynamic response of the scraper chain system in the process of material loading

建耦合振动分析的等效模型。利用有限单元法,将刮板输送机双链传动系统划分为若干单元,各单元由 Kelvin-Voigt 模型连接,建立考虑扭摆激励作用的链传动系统的纵向离散化动力学模型,如图 5 所示。

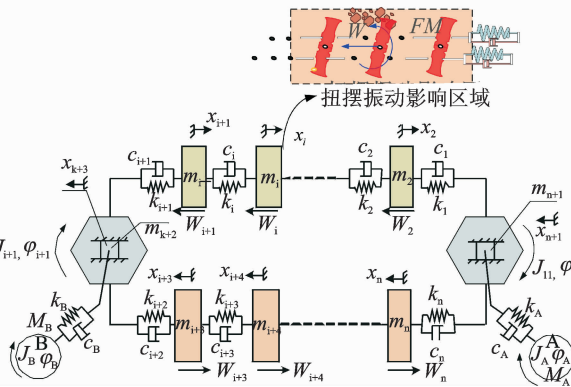


图 5 刮板输送机链传动系统的纵向离散化动力学模型
Fig. 5 Longitudinal discretization dynamic model of chain drive system of scraper conveyor

建立考虑扭摆激励作用的链传动系统纵向离散

化动力学微分方程

$$\begin{cases} J_A \ddot{\varphi}_A + K_A(\varphi_A - \varphi_1) + c_A(\dot{\varphi}_A - \dot{\varphi}_1) = M_A \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + K_A(\varphi_1 - \varphi_A) + c_A(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_A) + \\ (F_{1(t)} - F_{m(t)})R_A = 0 \\ \frac{d(m_2 \dot{x}_2)}{dt} - F_1(t) + F_2(t) + W_2 = 0 \\ \vdots \\ J_B \ddot{\varphi}_B + K_B(\varphi_B - \varphi_{i+2}) + c_B(\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_{i+2}) = M_B \\ J_n \ddot{\varphi}_n + K_n(\varphi_{i+2} - \varphi_B) + c_B(\dot{\varphi}_{i+2} - \dot{\varphi}_B) + \\ (F_{i+2} - F_{i+1})R_n = 0 \\ \frac{d(m_{i+3} \dot{x}_{i+3})}{dt} + F_{i+3(t)} - F_{i+2(t)} - W_{i+3} = 0 \\ \vdots \\ \frac{d(m_n \dot{x}_n)}{dt} + F_{m(t)} - F_{n-1(t)} - W_n = 0 \end{cases} \quad (3)$$

其中： $F_{1(t)} = k_1(\varphi_1 R_1 - x_2 - x_{n+1}) + c_1(\dot{\varphi}_1 R_1 - \dot{x}_2 - \dot{x}_{n+1})$ ； $F_j(t) = k_j(x_j - x_{j+1}) + c_1(\dot{x}_j - \dot{x}_{j+1})$ ； $F_{i+1(t)} = k_{i+1}(x_{i+1} - \varphi_{i+2} R_{i+2} + x_{k+2}) + c_{i+1}(\dot{x}_{i+1} - \dot{\varphi}_{i+2} R_{i+2} + \dot{x}_{k+2})$ ； $F_{i+2(t)} = k_{i+2}(\varphi_{i+2} R_{i+2} + x_{k+2} - x_{i+3}) + c_{i+2}(\dot{\varphi}_{i+2} R_{i+2} + \dot{x}_{k+2} - \dot{x}_{i+3})$ ； $F_n(t) = k_n(x_n - \varphi_1 R_1 + x_{n+1}) + c_n(\dot{x}_n - \dot{\varphi}_1 R_1 + \dot{x}_{n+1})$ 。

以各个单元区段连接点链条的动张力为联系变量,求解纵向扩展动力学模型获得瞬态动张力,以瞬态动张力作为施加扭摆振动激励所在单元区段的两链条总张力,求解单元区段内部刮板链条体系的扭摆振动特性。

3.2 耦合振动分析

使用 Matlab 进行数值模拟,得到刮板输送机上各个单元区段振动速度和张力波动以及扭摆振动激励作用的单元区段内各刮板的扭摆振动情况。各个单元区段的速度、张力波动和激励单元区段内链条的扭摆振动角速度如图 6 所示。

货载激励会引起刮板输送机纵向振动,产生运行速度和链条张力的波动,刮板运行速度与链条张力波动最为剧烈处为货载激励施加处,分别引起最大值为 119.5% 的速度波动和 78.6% 的张力波动。在施加货载激励单元区段内货载激励会引起刮板链条体系刮板扭摆振动,造成刮板链条体系内部两个链条张力差的波动,两根链条张力差最大为 8.6%。进一步研究可知,物料装载过程会引起刮板链条体系轻微的扭摆振动,并且初始时候无物料时扭摆振

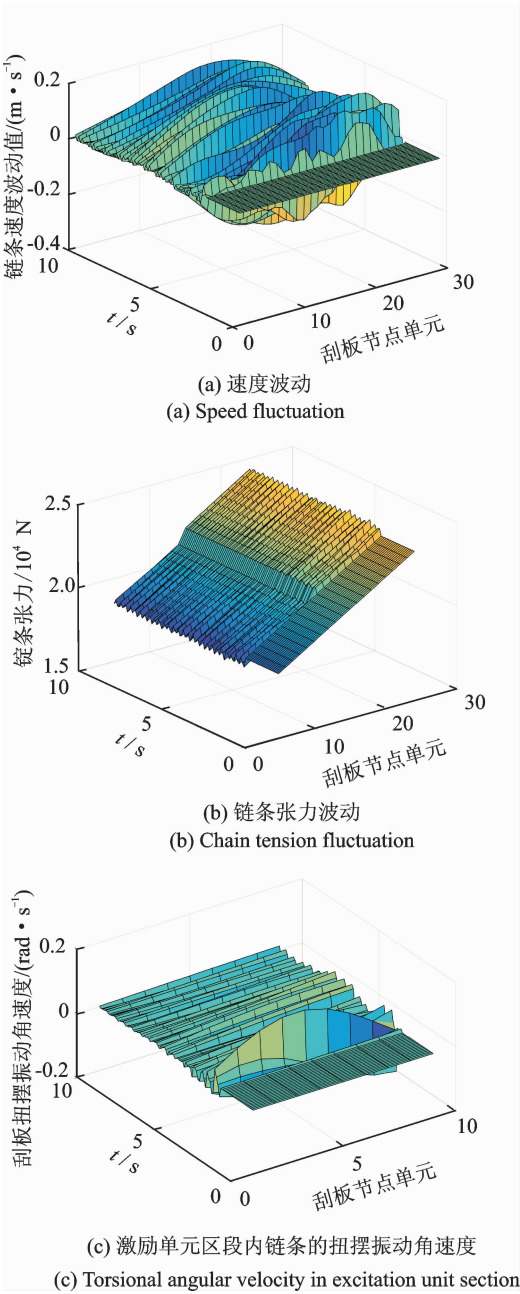


图 6 货载激励下单元区段动态响应
Fig. 6 The next section dynamic response load excitation
动更明显。

3.3 降低振动措施

理论研究的目的是为刮板输送机实际应用提供指导依据,降低刮板输送机运行时的振动及因其产生的断链事故。降低振动的措施一方面是从设备的结构参数上进行优化,另一方面是从设备运行动态特性上进行优化。从经济性角度分析,不易于从设备的结构参数上进行优化。因此笔者研究时采取的措施是从设备运行动态特性上进行优化,即改变输送机链条预紧力。刮板输送机链条张力调整装置如

图 7 所示。

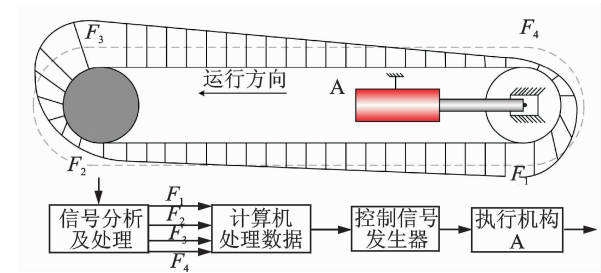


图 7 刮板输送机链条张力调整装置

Fig. 7 Chain tension adjusting device for scraper conveyor

研究不同预紧力作用下刮板输送机物料装载工况下的扭摆振动特性。令预紧力为前文研究工况的 1.1 倍(16.5kN)和 0.9 倍(13.5kN),得刮板输送机扭摆振动特性指标如表 1 所示。

表 1 不同预紧力下,刮板输送机扭摆振动特性指标

Tab. 1 Vibration characteristics of scraper conveyor twist under different preload

预紧力/kN	最大速度 波动/%	最大张力 波动/%	最大张力差/%
16.5	132.6	89.4	10.2
15.0	119.5	78.6	8.6
13.5	108.8	59.1	6.8

通过减少物料装载时的链条张紧力可降低输送机纵扭振动的最大速度、张力波动以及两根链条的张力差。实际应用中可根据物料装载情况设计自适应性能实时调节链条的初张力以降低输送机的振动。

4 实 验

4.1 刮板输送机力学特性实验设备

依托国家能源局研发中心建设的综采成套装备模拟试验台对笔者的理论研究进行实验验证。该实验台由模拟煤壁、采煤机、刮板输送机及液压支架等开采设备和实验测试设备构成。实验台中设置了链环的应力应变测试装置。链条受力测试主要包括不同工况链条动态张力波动以及张力值的变化。监测时,将应变片贴在链条平环链上^[14],图 8 为应变片安装方式,为使刮板与链环更加准确啮合,将应变片贴在铣平的链条平环外侧,同时要求做保护处理。将无线数据采集模块内置于刮板内,无线数据采集模块与应变片连接^[15],实时采集应变片的变化值。

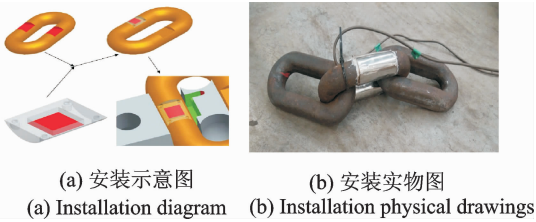


图 8 链条应变片安装示意图

Fig. 8 Installation diagram of strain gauge

4.2 实验结果分析

使用标定好的链环张力传感器对物料装载工况下的链环张力进行测试。采集链环张力传感器的微应变和经过转换后的张力曲线如图 9 所示。

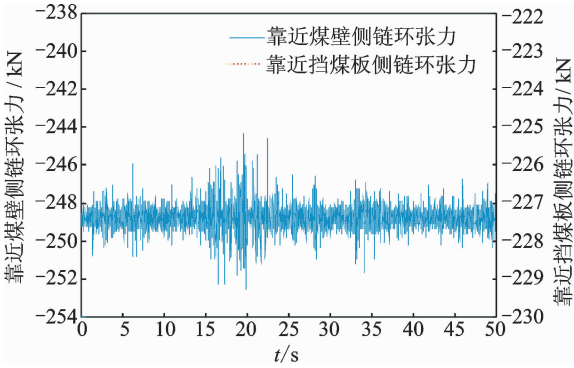


图 9 链环张力传感器数据采集

Fig. 9 Data acquisition of chain tension sensor

由测试曲线计算得到的链条张力差最大值百分比为 10.8%,理论计算得到的两根链条的张力差最大为 8.6%。理论与测试数据误差在合理范围内,验证了理论分析的可行性。

5 结 论

- 1) 研究物料装载工况的扭摆振动影响区域和衰减特性。根据不同工况的扭摆振动影响区域和衰减特性,构建扭摆振动缩略模型,为实现刮板输送机整机扭摆振动特性模型的可求解性提供基础。
- 2) 货载激励工况下,激励处前方无物料时的影响区域为 $[i-5,i+5]$,激励处前方有物料时的影响区域为 $[i-3,i+3]$ 。
- 3) 物料装载工况下,货载激励引起激励施加处最大值为 119.5%的刮板速度波动和 78.6%的张力波动。在货载激励单元区段内两根链条的张力差最大为 8.6%。
- 4) 通过实验验证理论研究结果,理论与测试数

据误差在合理范围内,验证了理论分析的可行性。

参 考 文 献

- [1] Dolipski M, Remiorz E, Sobota P. Determination of dynamic loads of sprocket drum teeth and seats by means of amathematical model of the longwall conveyor[J]. Archives of Mining Sciences, 2012, 57(4): 1101-1119.
- [2] Zhang Qiang, Wang Haijian, Guo Tong. Fatigue damage of V-lock chain ring under radom load[J]. Polish Maritime Research, 2016, 23(S1):4-9.
- [3] Sobota P. Determination of the friction work of a link chain interworking with a sprocket drum[J]. Archives of Mining Sciences, 2013, 58(3): 805-822.
- [4] Dolipski M, Remiorz E, Sobota P. Dynamics of non-uniformity loads of afc drives[J]. Archives of Mining Sciences, 2014, 59(1): 155-168.
- [5] 李惟慷,毛君,李建刚,等. 刮板输送机刮板间距的优化[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2008, 27(6): 912-914. Li Weikang, Mao Jun, Li Jiangang, et al. Optimization for scraper spacing of scraper conveyor [J]. Journal of Liaoning Technical University, 2008, 27 (6): 912-914. (in Chinese)
- [6] 徐广明,杨伟红. 刮板输送机运行阻力计算分析[J]. 煤矿机械, 2009, 30(1): 3-5. Xu Guangming, Yang Weihong. Analysis of scraper conveyor running resistance [J]. Coal Mine Machinery, 2009, 30 (1): 3-5. (in Chinese)
- [7] 韩德炯,李冬浩,宋伟刚. 刮板输送机动力学问题的差分数值解法与计算机仿真[J]. 矿山机械, 2009, 37(11): 22-26. Han Dejong, Li Donghao, Song Weigang. Differential numerical solution and computer simulation of dynamic problems of the scraper conveyor [J]. Mining Machinery, 2009, 37 (11): 22-26. (in Chinese)
- [8] Zhang Xing, Li Wei, Zhu Zhencai, et al. Tension monitoring for the ring chain transmission system using an observer-based tension distribution estimation method [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(9): 1-16.
- [9] 马树焕. 刮板输送机动态分析中货载量的处理[J]. 煤矿机械, 2011, 32(1): 192-193. Ma Shuhuan. Dealed with load in dynamics characteristic analysis of scraper conveyor[J]. Coal Mine Machinery, 2011, 32 (1): 192-193. (in Chinese)
- [10] 蔡柳. 煤散料在刮板输送机中部槽内的运输状态与力学行为[D]. 太原:太原理工大学, 2016.
- [11] Shi Zhiyuan, Zhu Zhencai. Wear analysis of the middle plate of a heavy-load scraper conveyor chute under a range of operating conditions [J]. Wear, 2017, 380 (6): 36-41.
- [12] 王亚滨. 重型刮板输送机可控启动装置控制系统研究[D]. 太原:太原理工大学, 2016.
- [13] 文孝霞,杜子学,许舟洲,等. 单轨车辆耦合动力学模型与振动响应特性[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(3): 462-468. Wen Xiaoxia, Du Zixue, Xu Zhouzhou, et al. The coupling dynamic model and vibration response of straddle type monorail vehicle[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(3): 462-468. (in Chinese)
- [14] 汤宝平,罗雷,邓蕾,等. 风电机组传动系统振动监测研究进展[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(3): 417-425. Tang Baoping, Luo Lei, Deng Lei, et al. Research progress of vibration monitoring for wind turbine transmission system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(3): 417-425. (in Chinese)
- [15] 杨超峰,殷智宏,吕兆平,等. 多通道式液压衬套动态特性的测试与计算分析[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(6): 1057-1064. Yang Chaofeng, Yin Zhihong, Lü Zhaoping, et al. Experiment and calculation of the low frequency performance of a hydraulic bushing with multiple tracks [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(6): 1057-1064. (in Chinese)



第一作者简介:刘治翔,男,1988年8月生,博士、讲师。主要研究方向为机械动态设计及仿真、机电一体化研发。曾发表《基于物料分布特征的刮板输送机运行阻力分析》(《煤炭学报》2018年第43卷第4期)等论文。

E-mail: 380357369@qq.com

