

掘进输送机动态张力分布获取与接触特性研究^{*}

张 宏¹, 杨 璐¹, 宋 扬², 高然航¹, 冯 乾¹

(1. 太原科技大学机械工程学院 太原, 030024)

(2. 中国煤炭科工集团太原研究院有限公司 太原, 030006)

摘要 为提高综掘装备用短距摆动式刮板输送机的运行可靠性, 首先, 基于悬链线理论建立刮板链张紧补偿位移与链节间张力的理论模型, 推导出刮板链在输送槽弯道区域的摩擦阻力、链节间张力以及侧向挤压力的理论计算方法, 构建短距摆动式刮板输送机刚柔耦合多体接触动力学模型; 其次, 结合输送机尾横摆现场试验, 利用压力-速度数据, 调试设定刚柔耦合仿真模拟试验参数; 最后, 提出在不同横摆角度、输送机仰角和刮板链链速多种工况条件下短距摆动式掘进刮板输送机周期循环动态张力分布获取方法, 探究空载摆动工况周期闭环运行下刮板链-弹簧板-尾部输送槽相互作用的刚柔接触特性, 以及输送系统动态张力分布规律。结果表明: 整个运行过程中刮板链张力和侧向挤压力与输送机仰角、机尾横摆角度及链速呈正相关, 且机头驱动链轮啮合处会出现张力剧增; 刮板链由“直”变“曲”的过程中链节间扭矩增大, 造成刮板与弹簧板间短时刻刮卡, 运行轨迹呈“内密外疏”的排布方式; 实测了输送机摆动有杆腔压力, 经过数值与仿真获取结果的对比分析, 验证了该方法的有效性。

关键词 掘进输送机; 刚柔耦合; 悬链线方程; 多体接触特性; 动态张力分布

中图分类号 TH113; TD421

引 言

随着综采工作面开采强度的成倍增加, 煤矿井下回采巷道掘进工程量迅速增长, “采掘失衡”是影响煤炭开采效率的主要原因^[1]。为了提高掘进效率, 煤矿快速高效掘进技术得到了推广应用^[2]。目前, 煤矿综掘开采中应用最广泛的巷道掘进装备有悬臂式掘进机、连续采煤机及掘锚一体机等。这些装备中承担运输煤炭物料的掘进输送机都采用了短距摆动式刮板输送技术, 当输送机尾左右摆动时, 刮板链有效链道长度减小, 刮板链松弛、堆积和跳链频频发生, 导致输送机尾槽帮磨损严重。

国内外学者的相关研究大多集中于综采工作面刮板输送机动力学特性以及运行阻力方面。Szewerda 等^[3]建立了刮板输送机理论模型, 指出导致返回和卸载时链张力有较大差异的主要因素是输送机纵向倾斜角度的变化。王学文等^[4]建立了输送机尾部链传动系统刚柔耦合接触动力学模型, 研究圆环链和链轮的负荷启动动力学行为与接触应力响应。Jiang 等^[5]建立了链传动系统的有限元模型, 根据其啮合特性进行接触压力分析, 研究链传动系统的动态特性。王旭峰等^[6]研究了链轮驱动刮板链运行过

程中的受力状态和多边形效应, 并进行了仿真验证。李昊等^[7]建立了刮板输送机弯曲段矩形计算模型, 并推导出弯曲段数学计算模型和验证模型。毛君等^[8]研究了刮板机过弯曲段时的扭摆振动特性。张强等^[9]分析了刮板在空载、满载工况平稳运行时的力学性能以及不同链速启动时冲击载荷对刮板所造成的损伤程度。司垒等^[10]探讨了刮板输送机不同垂直弯曲角度下的冲击负载电流变化特性以及不同工况垂直冲击类型对运行阻力的影响程度。王沅等^[11]设计了一种中部槽中板冲击载荷测试方案, 研究了刮板与刮板链对中板不同区域冲击磨损的影响, 通过测量微应变得出冲击载荷的变化规律。

目前, 刮板输送机动力学特性和冲击载荷方面的研究大多聚焦在综采工作面用刮板输送机局部仿真或者实验室的试验阶段, 而对于综掘工作面用短距摆动式刮板输送机的研究仍然停留在理论探索阶段。针对上述问题, 笔者采用测试试验、构建推导理论模型和多工况仿真试验相结合的方法, 探讨分析周期循环运行横摆刮板链-弹簧板-尾部输送槽相互作用的多刚体与柔性体间的接触动态特性, 为综掘工作面刮板输送机的动态设计提供理论参考。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(52475117); 山西省基础研究计划资助项目(202403021211072); 山西省研究生科研创新资助项目(2024KY634)

收稿日期: 2023-04-27; 修回日期: 2023-08-26

掘进输送机接触动态特性分析

1.1 摆动式套筒刮板链传动的运动分析

掘进输送机主要由中间套筒刮板链、驱动链轮、固定输送槽、机尾、摆动油缸、张紧油缸、补偿凸轮机构以及尾滚筒等组成。链轮驱动刮板链在输送槽内封闭式循环运行,当机尾与固定输送槽在其回转中心 O 处呈一定角度,即实现左右横摆。中间套筒刮板链在尾滚筒张紧和链轮驱动共同作用下,只能在上、下链道内紧贴弹簧板内侧做闭式循环弯曲运行。刮板链经过回转中心 O 处时,其输送路径从直线路径 HOJ 更改为偏离 O 点的弯曲路径 HU_1 ,且 HI 为横摆中心轴范围处的圆弧线^[12]。掘进输送机的刮板链向右横摆示意图如图1所示。

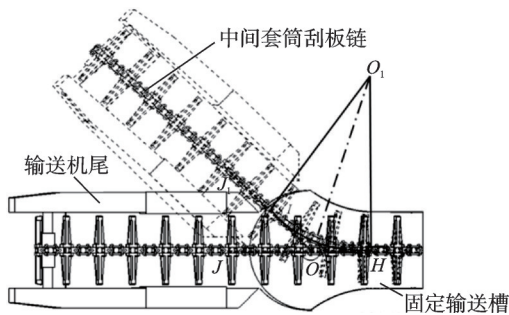


图1 刮板链向右横摆示意图

Fig.1 Scraper chain right yaw schematic diagram

1.2 摆动式输送机尾动态特性分析

1.2.1 摆动油缸转矩

对心摆动油缸从最小行程移动到最大行程的过程中,输送机尾从中位横摆至最右侧 45° ,再横摆至最左侧 45° 。同理,当对心摆动油缸向相反方向作用时,机尾也会同时转向相反方向。上述运行过程中,输送机尾始终在做圆周运动。

输送机尾在左右横摆的过程中,对心摆动油缸机构主要承担传递运动和提供动力的作用。设回转中心处 O 点与油缸活塞端固定处 B 点间距离为 d , B 点与活塞杆端固定处 C_0 点间距离为 L ,其间夹角为 α ;围绕回转中心 O 处的圆弧半径为 R ,即活塞杆端固定处 C_1 点与 O 点之间的距离,且与 BC_1 夹角为 γ 。输送机尾向右横摆示意图如图2所示。

令

$$\epsilon = R/d \quad (1)$$

$$\varphi = L/d \quad (2)$$

由三角形定理得摆动油缸传动角^[13]为

$$\sin \gamma = \frac{\sqrt{4\epsilon^2 \varphi^2 - (\epsilon^2 + \varphi^2 - 1)^2}}{2\epsilon\varphi} \quad (3)$$

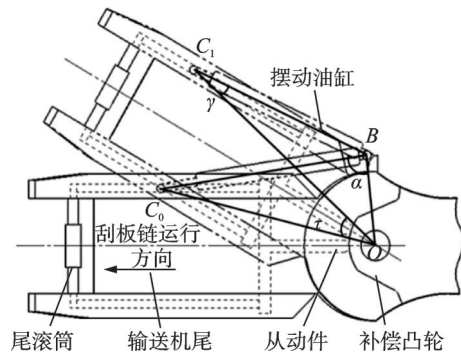


图2 输送机尾向右横摆示意图

Fig.2 Conveyor tail right yaw diagram

摆动油缸回转半径为

$$R = \sqrt{L^2 + d^2 - 2Ld \cos(\alpha + \tau)} \quad (4)$$

摆动油缸转矩为

$$M_p = PA_p R \sin \gamma \quad (5)$$

其中: P 为摆动油缸有杆腔处压力; A_p 为活塞面积; τ 为输送机尾摆动角度。

1.2.2 基于悬链线理论的张紧补偿位移

输送机尾在左右摆动的过程中,摆动油缸完成伸缩,刮板链有效链道长度变短,在尾滚筒处出现松弛或悬垂现象。基于采用凸轮补偿机构和连杆补偿机构提供相应补偿量的简单计算理论^[14],笔者应用仿真试验对未张紧状态且跟随机尾横摆至一定角度的刮板链进行模拟,对该状态进行受力分析以求解刮板链张力与悬垂量之间的关系,进而得到相应补偿量。由于套筒滚子链牵引的刮板链为理想弹性体,符合胡克定律,处于悬垂状态时只受到拉力和自身重力,不受任何弯矩影响,作用在刮板链上的载荷分布均匀且方向统一,因此符合悬链线的理论^[15]。

横摆到位后机尾刮板链的悬垂量变化如图3所示。输送机尾横摆角度从 15° 、 25° 至 45° 的变化过程

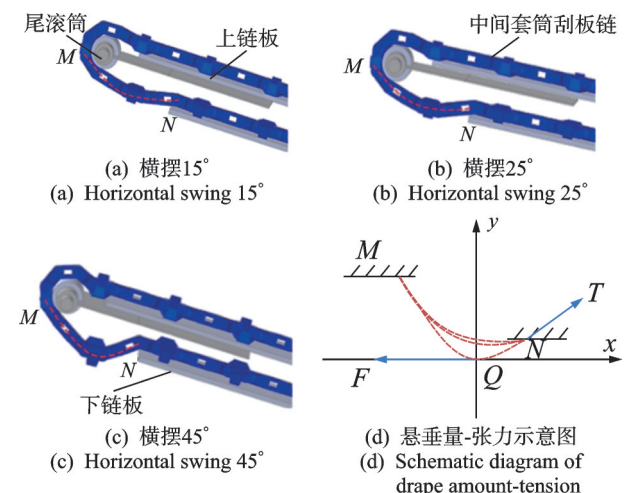


图3 横摆到位后机尾刮板链的悬垂量变化

Fig.3 Changes in the drap amount of the tail scraper chain after the horizontal swing is in place

分别见图3(a,b,c),刮板链在尾滚筒与下链板间的悬垂变化量基本呈线性变化。基于悬链线经典方程理论,构建悬垂量-张力理论模型见图3(d),可根据最大横摆角45°时的悬垂量来确定最大补偿值。

以QN段进行受力分析,有

$$\begin{cases} T \cos \beta = F \\ T \sin \beta = q_0 l g / (n+1) \end{cases} \quad (6)$$

即

$$\frac{dy}{dx} = \frac{T \sin \beta}{T \cos \beta} = \frac{q_0 l g}{(n+1)F} \quad (7)$$

其中: T 为转向节内接头与链节间张力; β 为输送机仰角; F 为刮板与转向节外接头间张力; q_0 为空载状态刮板链单位长度等效质量; l 为尾滚筒与下链板间悬垂刮板链对应弧段长度; g 为重力加速度; n 为某段刮板链包含的链节数。

根据图3(d),取微链段弧长以 x - y 轴建立如下方程

$$y' = \frac{q_0 g}{(n+1)F} \int \sqrt{1+y'^2} dx \quad (8)$$

$$\int \frac{dy'}{\sqrt{1+y'^2}} = \int \frac{q_0 g}{(n+1)F} dx \quad (9)$$

$$\sinh^{-1} y' = \frac{q_0 g}{(n+1)F} x + C \quad (10)$$

取 Q 点在 y 轴上, $C=0$,有

$$y = \frac{(n+1)F}{q_0 g} \cosh \frac{q_0 g}{(n+1)F} x \quad (11)$$

同理,以 MQ 段进行受力分析,有

$$y = \frac{(n+1)F}{nq_0 g} \cosh \frac{nq_0 g}{(n+1)F} x \quad (12)$$

以 Q 点为坐标原点建立直角坐标系,应用悬链线理论进行受力计算,则 MQ 段与 NQ 段之间的悬垂量方程为

$$S = \frac{(n+1)F}{q_0 g} \left[\frac{1}{n} \cosh \frac{nq_0 g}{(n+1)F} x - \cosh \frac{q_0 g}{(n+1)F} x \right] \quad (13)$$

1.3 套筒刮板链闭环周期运行张力及接触力分析

不考虑运行过程中的动载荷,处于平衡状态时倾斜中间套筒刮板链直线段主要受到链节间张力、自身重力以及摩擦阻力的作用。

f 和 a 点的紧边张力^[16]分别为

$$T_f = F_e + F_c + F_0 = \frac{1000N_k}{v} + \frac{q_0 v^2}{r} + F_0 \quad (14)$$

$$T_a = F_c + F_0 = q_0 v^2 / r + F_0 \quad (15)$$

其中: T_f 为 f 点张力; F_e 为有效圆周力; F_c 为离心力

引起的张力; F_0 为预紧力; T_a 为 a 点张力; N_k 为驱动功率; r 为驱动链轮分度圆半径; v 为链速。

b 和 e 点的张力分别为

$$T_b = T_a - q_0 g (\sin \beta + \mu \cos \beta) n_{ab} p_{ab} \quad (16)$$

$$T_e = T_f - q_0 g (\mu \cos \beta - \sin \beta) n_{ef} p_{ef} \quad (17)$$

其中: μ 为摩擦因数; p 为某段刮板链的节距。

当输送机尾横摆至与固定输送槽呈一定角度、中间套筒刮板链进入弯道区域运行时,因弯曲弹簧板中心角和套筒滚子链刮板链节中存在拉力而产生附加牵引阻力,造成运行负载增加。输送槽弯道区域刮板链张力分布如图4所示。利用欧拉公式,得到输送槽弯道区域的摩擦阻力为

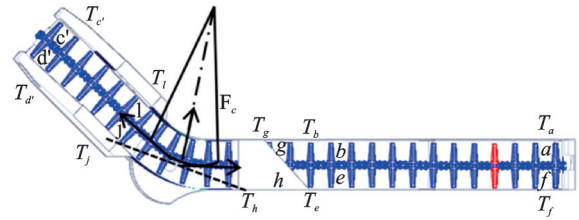


图4 输送槽弯道区域刮板链张力分布

Fig.4 Tension distribution of conveyor tail scraper chain

$$K_1 = q_0 g (\sin \beta + \mu \cos \beta) \quad (18)$$

$$K_2 = q_0 g (\mu \cos \beta - \sin \beta) \quad (19)$$

$$T_g = T_b e^{\mu \tau} + K_1 n_{gb} p_{gb} \quad (20)$$

$$T_l = T_g e^{\mu \tau} + K_1 n_{gl} p_{gl} = T_b e^{\mu \tau} + K_1 n_{gb} p_{gb} + K_1 n_{gl} p_{gl} \quad (21)$$

$$T_c = T_l e^{\mu \tau} + K_1 n_{cl} p_{cl} = T_b e^{\mu \tau} + K_1 n_{gb} p_{gb} + K_1 n_{gl} p_{gl} + K_1 n_{cl} p_{cl} \quad (22)$$

其中: K_1 为输送槽弯道区域上链板的摩擦阻力; K_2 为输送槽弯道区域下链板的摩擦阻力; T_g , T_l 和 T_c 分别为 g , l 和 c' 点张力。

因此,刮板链闭环运行经过输送机尾时链节间张力为

$$T_s = T_b e^{k\mu \tau} + \sum_{i=1}^k K n_i p_i e^{(k-1)\mu \tau} \quad (23)$$

掘进输送机在实际工作中,套筒滚子链条不会与输送槽帮接触,而刮板会与弯曲段输送槽帮接触,即主要与弹簧板持续接触并挤压。由于输送机尾与固定输送槽弯曲段间有逐渐变化的夹角 $\Delta \tau$,所以刮板在弯道区域运行时与弹簧板产生的侧向挤压力为

$$F_{fc} = \mu_c (T_l + T_g) \sin(\Delta \tau / 2) \quad (24)$$

即

$$F_{fc} = \mu_c (2T_b e^{\mu \tau} + 2K_1 n_{gb} p_{gb} + K_1 n_{gl} p_{gl}) \sin \frac{\Delta \tau}{2} \quad (25)$$

多个刮板同时在弯道区域运行,每个刮板的水

平弯曲角各不相同,与弹簧板之间的侧向挤压力也随之变化。刮板链在弯道区域产生的转矩^[17]为

$$M_c=(F_N\Delta\tau+F_{fc})(B/2)$$
 (26)

其中: B 为输送槽宽度。

2 输送机尾横摆试验

掘进输送机尾左右摆动试验在某公司试验场内进行,掘进装备测试对象为连续采煤机。掘进输送机实际测试现场如图 5 所示。将连续采煤机输送至摆动油缸有杆腔处加装压力传感器,其型号为 40020 型,量程为 40 MPa,活塞直径为 110 mm。测试设备包括移动数据记录器、压力传感器、适配器以及秒表等。

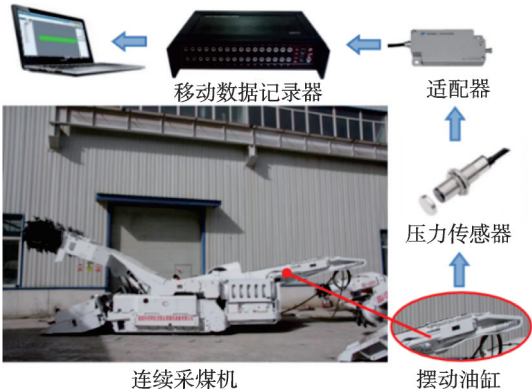


图 5 掘进输送机实际测试现场

Fig.5 Actual test field diagram of tunneling conveyor

输送机摆动有杆腔压力曲线如图 6 所示。掘进输送机主要动作如下:机尾右摆达到最大角度 45°时输送开启(图 6 中曲线峰值位置);机尾摆动到中间位置(图 6 中曲线初始值位置);以上动作重复 2 次后,输送机停止,移动数据记录器停止记录。由图 6 可知,输送摆动有杆腔第 1 次压力测试值为 9.20 MPa,第 2 次为 8.97 MPa,均值为 9.085 MPa。

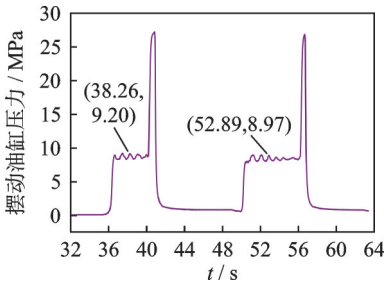


图 6 输送机摆动有杆腔压力曲线

Fig.6 Conveyor swing rod cavity pressure curve

利用秒表对输送机尾摆动到位的整个运行过程计时,进行摆动油缸速度测试,根据测试数据并结合式(26),为仿真模拟试验提供数据支撑。输送机摆动油缸速度测试数据见表 1。

表 1 输送机摆动油缸速度测试数据

Tab.1 Speed test data of conveyor swing cylinder

参数	右侧油缸缩回	右侧油缸伸出
第 1 次测试时间/s	9.80	12.1
第 2 次测试时间/s	9.94	12.3
时间均值/s	9.87	12.2
行程/mm	974	974
$v/(mm\cdot s^{-1})$	98.68	79.84

3 掘进输送机刚柔耦合仿真

3.1 整机虚拟样机建立

利用 SolidWorks 软件精确建立掘进输送机的三维实体模型,其关键部件主要技术参数见表 2。将完整实体模型以 .x_t 的格式导入到 RecurDyn 软件中,导入模型的坐标位置与三维装配模型位置一致。

表 2 掘进输送机关键部件主要技术参数

Tab.2 Main technical parameters of key components of tunneling conveyor

参数	数值
工作面长度	7 153
溜槽宽度	762
刮板间距	330.2
链节距	82.55
溜槽深度	203

虚拟样机主要接触设定见表 3。

表 3 虚拟样机主要接触设定

Tab.3 Main contact settings for virtual prototypes

参数	数值
刚度系数/ $(N\cdot mm^{-1})$	10 000
阻尼系数/ $((N\cdot s)\cdot mm^{-1})$	100
滚动摩擦因数	0.25
静摩擦因数	0.3
刚度指数	2
最大步长因子	30

掘进输送机几何体包括刮板链条、链轮、尾滚筒和刮板输送机体,其材料设置为低碳钢,活动弹簧板材料参照 60Si2Mn 弹簧钢进行设定。掘进输送机虚拟样机如图 7 所示。

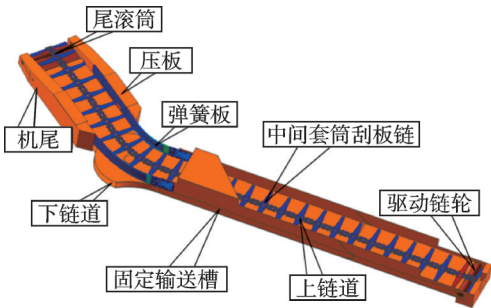


图 7 掘进输送机虚拟样机

Fig.7 Virtual prototype of tunneling conveyor

3.2 刚柔耦合模型的构建

在 RecurDyn 中利用多柔性体动力学技术中的柔性体模块 FFLex^[18],对于刚性弹簧板转化为柔性弹簧板重新进行网格划分,以达到弹簧板的变形积累。在弹簧板与固定输送槽连接处创建刚性单元,利用 Surface to FSurface 模块建立弹簧板与活动压板、机尾槽帮及刮板侧面间的接触,建立完整的刚柔耦合模型。输送机尾刚柔耦合模型如图 8 所示。

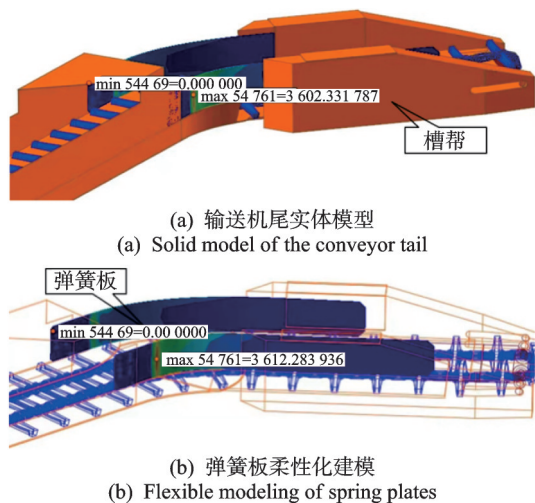


图 8 输送机尾刚柔耦合模型
Fig.8 Rigid-flexible coupling model of conveyor tail

3.3 多种工况横摆运行仿真试验

根据对所使用的掘进输送机提供的输送机尾横摆角度、输送机仰角和刮板链链速的实测数据,将摆角、仰角和链速作为试验变量,通过正交试验得出横摆运行仿真模型的优化设计模型。其中,优化目标为减少刮板与弹簧板间的冲击碰撞,约束条件为表 1 所示的实际摆动油缸速度测试数据。结合理论模型悬链线方程,由式(13)得到刮板链周期运行平稳时的尾滚筒张紧位移为 $175\text{ mm} \leq S \leq 235\text{ mm}$,设计变量为输送仰角 $12^\circ \leq \beta \leq 17^\circ$ 、横摆角度 $15^\circ \leq \tau \leq 45^\circ$ 以及刮板链速 $0.85\text{ m/s} \leq v \leq 2.4\text{ m/s}$ 。

本正交试验的因素来源于优化设计数学模型中的设计变量,即输送仰角 β 、横摆角度 τ 及链速 v ,这 3 个因素记作 A、B 和 C。其中:A 对槽帮接触碰撞影响较小,取 2 个水平;B 取 3 个水平;C 取 4 个水平。因素水平见表 4。

建立 L16(4³) 正交表,按照正交表中各试验号对应的水平组合进行仿真试验。刮板与活动弹簧板间冲击碰撞的正交试验见表 5。

正交试验以摆动油缸由铰接轴处转动并带动机

表 4 因素水平表

Tab.4 Factor level table

水平	A	B	C
1	12	15	0.85
2	17	25	1.32
3	—	45	1.72
4	—	—	2.40

表 5 刮板与活动弹簧板间冲击碰撞的正交试验

Tab.5 Orthogonal test of impact collision between scraper and movable spring plate

编号	因素		
	A	B	C
1	12	15	0.85
2	12	25	0.85
3	12	45	0.85
4	12	45	1.32
5	17	15	1.32
6	17	25	0.85
7	17	15	2.40
8	17	25	1.32
9	12	15	1.32
10	12	25	1.32
11	12	15	1.72
12	12	15	2.40
13	17	15	0.85
14	17	15	1.72
15	17	45	1.32
16	17	45	0.85

尾横摆至 15° 为例,定义摆动函数为 HAVSIN(time, 0, 0, 1.5, 15 d);刮板链链速为 0.85 m/s,定义转速函数为 STEP(time, 1.5, 0, 3, 6.69);尾滚筒沿输送方向张紧,定义位移函数为 STEP(time, 0, 0, 1.5, 195);仿真时间为 40 s,仿真步长为 500。

多种工况横摆运行仿真试验中,当刮板链沿着横摆角度 15°、输送倾角为 12° 和 17°、以 1.72 和 2.4 m/s 的速度运行时,得到的仿真结果趋势与链速为 0.85 和 1.32 m/s 运行时类似,且链速为 0.85 和 1.32 m/s 的工况下,输送系统运行更稳定、更具代表性。

4 仿真结果与分析

4.1 摆动式套筒刮板链整周运行张力分布

摆动式套筒刮板链整周闭环运行张力分布规律如图 9 所示。所提取的研究对象为 35 号刮板链(虚拟样机中用红色标记的刮板),该刮板链在启动运行前位于固定输送槽靠近弯道的区域,即图中 S₁ 阶段;通过尾滚筒张紧和链轮驱动的作用,刮板链依次经过上链道弯曲段 S₂ 阶段、尾滚筒处、下链道弯曲段 S₃ 阶段、固定输送槽、链轮以及再次经过上弯道 S₄

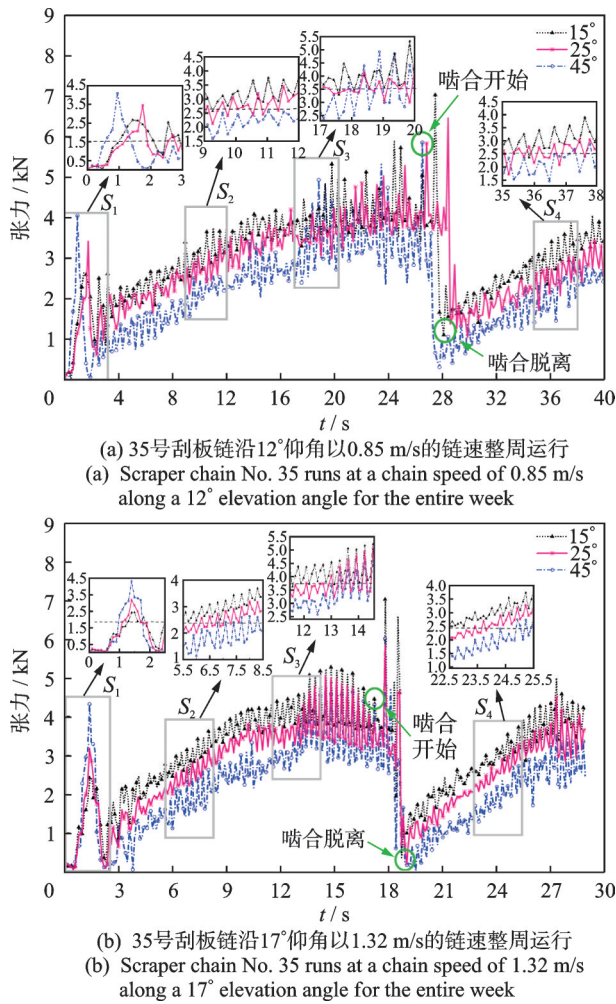


图9 摆动式套筒刮板链整周闭环运行张力分布规律
Fig.9 Tension distribution rule of swing sleeve scraper chain in closed loop operation

阶段,至此完成了整周闭式循环运行。可以看出,摆动式套筒刮板链链节间张力 T 由小到大依次响应,且受到多边形效应的影响呈周期性波动。

在 S_1 阶段,0~1.5 s 时处于空载启动前摆动式套筒刮板链跟随输送机尾水平横摆张紧过程,此时摆动油缸收缩与张紧油缸伸长处于同时动作的状态,达到一定角度后完成张紧。由图9(a)可知,链速为0.85 m/s、仰角为12°、摆角为45°工况下出现张力峰值4 100 N。由图9(b)可知,随着链速提升至1.32 m/s、仰角增大至17°,当摆角为45°时出现张力峰值为4 320 N。由此表明,当刮板链处于张紧过程中,链速、仰角与摆角逐渐增大,同时刮板链有效链道变短,所需张紧补偿位移 S 逐渐增大。因此,链节间张力 T 大小与链速、仰角、摆角呈正相关的关系。在1.5~2.5 s 时,链速达到额定速度后刮板输送系统开始稳定运行。

在 S_2 和 S_3 阶段,套筒滚子链牵引刮板链运行经过上、下链道弯曲段时,刮板链由“直”变“曲”的过程

中,刮板链运行至水平弯曲段的冲击是刮板的侧边与弹簧板以及槽帮的撞击,撞击后刮板会按原来的速度继续运行,刮板运行轨迹出现“内密外疏”的排布方式。随着弯曲角度 $\Delta\tau$ 的增大,链节间扭矩 M_c 增大,受到张力 T_c 减小,且经过下链道弯曲段时张力 T_c 波动幅度增大。刮板链绕过尾滚筒由松边到紧边的过程中,受到附加牵引阻力 K_2 和侧向挤压力 F_{fc} 的作用,链节间张力发生突变至5 kN左右。

4.2 刮板与槽帮侧板接触碰撞分析

刮板与机尾槽帮间侧向挤压力如图10所示。6种工况刮板与弹簧板间的侧向挤压力 F_{fc} 都在刮板链与链轮啮入啮出阶段达到最大值。由于此时产生了较大的附加啮合冲击载荷,从而使刮板链出现短

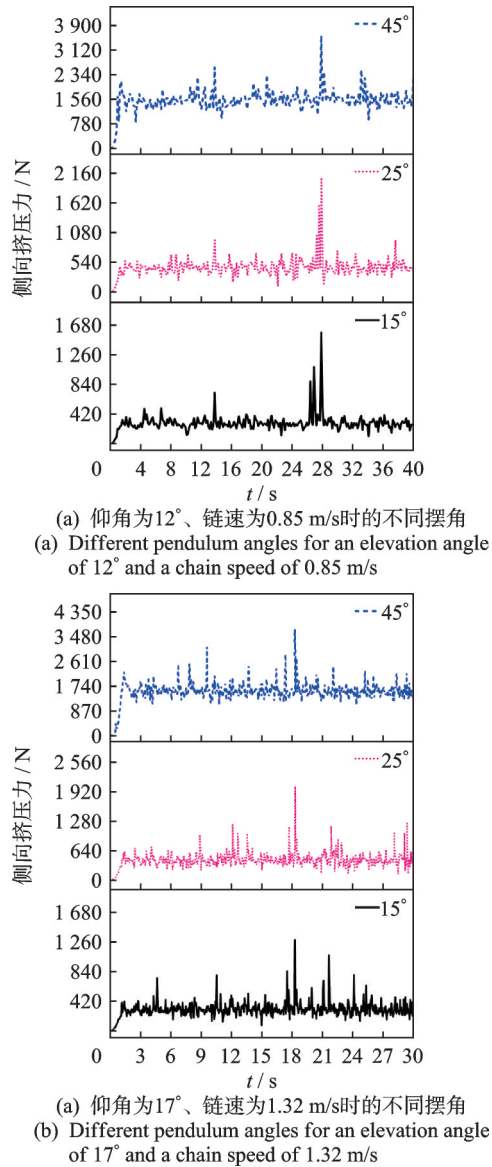


图10 刮板与机尾槽帮间侧向挤压力
Fig.10 The lateral extrusion force between scraper and groove side of tail

暂横向波动,刮板与弹簧板间接触碰撞明显, F_{jc} 随机尾横摆角度增大而增大。

由图10(a)可知,当链速为0.85 m/s、仰角为12°、输送机尾摆动至45°时, F_{jc} 峰值为3 562 N。由图10(b)可知,当链速增加至1.32 m/s、仰角增至17°时,随着刮板链所需张紧量 S 的增加,致使刮板侧边与弹簧板紧贴,冲击载荷加剧了刮板与弹簧板以及槽帮的撞击,侧向挤压力 F_{jc} 明显高于图10(a)所示工况,其中摆动至45°时刮板链波动最为明显, F_{jc} 峰值为3 985 N。

4.3 摆动油缸转矩测定

不同因素下的摆动油缸转矩如图11所示。由图可知,在掘进输送机仰角为12°和17°、链速为0.85和1.32 m/s、输送机尾横摆至与固定输送槽夹角为15°、25°和45°的工况下,摆动油缸转矩趋于稳定值。由此表明,根据理论模型得到不同摆动角度时,刮板链对应悬垂量 S 即最大张紧位移,通过设定仿真参数提取输出转矩曲线图,可知刮板输送系统启动运行后,整体趋于平稳。其中,仰角为17°、链速为1.32 m/s、摆角为25°时,摆动油缸转矩均值为90 kN·m,代入式(5)得摆动油缸有杆腔处压力为8.87 MPa,与测试试验所得结果近似相等,从而验证了理论模型的可靠性。

由图11(a)可知:在刮板输送系统运行前张紧油缸和摆动油缸同时作用,输出转矩出现第1次峰值,表明输送机尾横摆已达到指定角度;此后刮板链

启动运行过程中沿摆角45°运行时,转矩出现短暂突变,达到210 847 N·m,表明刮板经过弯曲段时与弹簧板有短暂刮卡现象。由图11(b)可知:输送机仰角提升后,刮板链受到重力下滑力的作用,使得刮板侧边紧贴尾部输送槽槽帮内侧运行;随着链速的提高,刮板侧向挤压力增大,与槽帮撞击明显,致使转矩波动明显。

5 结 论

1) 整周闭式循环运行过程中,链节间张力出现由1.0 kN逐步增大至4.3 kN的分布规律,受多边形效应的影响呈周期性波动,且在链节与驱动链轮啮入的位置,张力短暂时刻增大至5.0 kN左右,此处极易出现断链、跳链等故障。

2) 刮板链由“直”变“曲”的过程中,刮板运行轨迹出现“内密外疏”的排布方式,刮板的侧边紧贴弹簧板以及尾部槽帮运行,随着弯曲角度和链速的增大,刮板受到侧向挤压力的作用会造成短时刻刮卡现象,此区域链节间扭矩增大,且经过下链道弯曲段时张力波动幅度增大。基于实测掘进输送机摆动有杆腔压力数据,理论数值与仿真获取摆动油缸转矩的结果近似相等,验证了周期循环动态张力分布获取方法的有效性。

3) 掘进输送机刮板链张力和侧向挤压力与仰角、机尾横摆角度、套筒刮板链运行速度呈现正相关的关系,当仰角为12°、链速为0.85 m/s及摆角为25°时,刮板链运行稳定,且侧向挤压力突变值最少,刚柔接触碰撞次数最少。

参 考 文 献

- [1] 赵学社. 煤矿高效掘进技术现状与发展趋势[J]. 煤炭科学技术, 2007, 35(4): 1-10.
ZHAO Xueshe. Present status and development tendency of high efficient roadway driving technology in coal mine[J]. Coal Science and Technology, 2007, 35(4): 1-10. (in Chinese)
- [2] 王步康. 煤矿巷道掘进技术与装备的现状与趋势分析[J]. 煤炭科学技术, 2020, 48(11): 1-11.
WANG Bukang. Current status and trend analysis of roadway driving technology and equipment in coal mine [J]. Coal Science and Technology, 2020, 48(11): 1-11. (in Chinese)
- [3] SZEWERDA K, ŚWIDER J, HERBUŚ K. Analysis of impact of longitudinal inclination of a chain conveyor on dynamical phenomena during operation[C]//The 4th International Conference on Computing and Solutions in

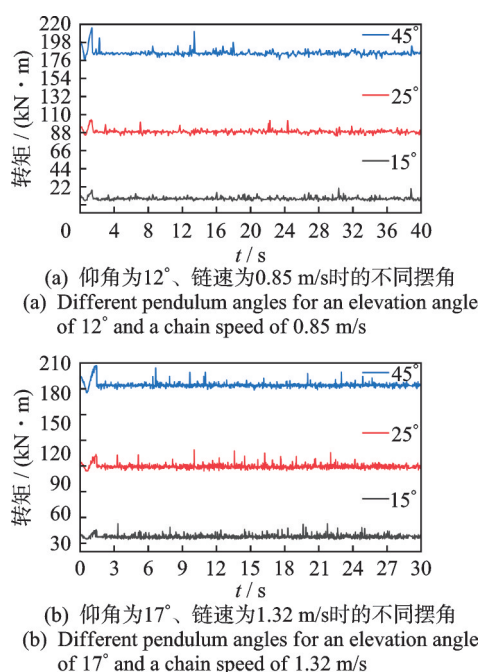


图11 不同因素下的摆动油缸转矩

Fig.11 Torque of swing cylinder under different factors

- Manufacturing Engineering 2016-CoSME' 16. Online: MATEC, 2017:01010.
- [4] 王学文, 王淑平, 龙日升, 等. 重型刮板输送机链传动系统负荷启动刚柔耦合接触动力学特性分析[J]. 振动与冲击, 2016, 35(11): 34-40.
WANG Xuwen, WANG Shuping, LONG Risheng, et al. Rigid-flexible coupled dynamic contact analysis for a chains drive system of a heavy scraper conveyer during loading start-up [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(11): 34-40. (in Chinese)
- [5] JIANG S B, ZENG Q L, WANG G, et al. Contact analysis of chain drive in scraper conveyor based on dynamic meshing properties [J]. International Journal of Simulation Modelling, 2018, 17(1): 81-91.
- [6] 王旭峰, 梁影. 刮板输送机动张力特性分析与仿真[J]. 煤炭科学技术, 2019(增刊2): 59-63.
WANG Xufeng, LIANG Ying. Analysis and simulation of dynamic tension characteristics of scraper conveyor [J]. Coal Science and Technology, 2019(supp2): 59-63. (in Chinese)
- [7] 李昊, 张晞. 自动化工作面刮板输送机横向移动矩形模型计算方法[J]. 煤炭学报, 2019(增刊1): 313-319.
LI Hao, ZHANG Xi. Calculation method of mathematical model on transverse bending movement of scraper in working face [J]. Journal of China Coal Society, 2019(supp1): 313-319. (in Chinese)
- [8] 毛君, 张云升, 谢春雪, 等. 刮板输送机扭转振动力学模型构建与过弯曲线工况分析[J]. 机械强度, 2022, 44(2): 279-286.
MAO Jun, ZHANG Yunsheng, XIE Chunxue, et al. Construction of torsional vibration mechanics model of scraper conveyor and analysis of working conditions through bending section [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(2): 279-286. (in Chinese)
- [9] 张强, 王海舰, 郭桐, 等. 不同工况及链速下矿用刮板动力学特性及冲击损伤研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(24): 51-58.
ZHANG Qiang, WANG Haijian, GUO Tong, et al. Dynamic characteristics and impact damage of mining scrapers under different working conditions and chain speeds [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(24): 51-58. (in Chinese)
- [10] 司垒, 李嘉豪, 谭超, 等. 矿用刮板输送机垂直冲击下负载电流特性研究[J]. 煤炭科学技术, 2023, 51(2): 400-411.
SI Lei, LI Jiahao, TAN Chao, et al. Study on load current characteristics of scraper conveyor under vertical impact [J]. Coal Science and Technology, 2023, 51(2): 400-411. (in Chinese)
- [11] 王沅, 李军霞, 王季鑫. 刮板输送机中部槽冲击特性研究[J]. 工矿自动化, 2019, 45(4): 19-23, 29.
WANG Yuan, LI Junxia, WANG Jixin. Research on impact characteristics of middle trough of scraper conveyor [J]. Industrial and Mine Automation, 2019, 45(4): 19-23, 29. (in Chinese)
- [12] 胡学斌, 王炳乐. 对心摆动油缸机构的综合计算方法[J]. 建筑机械化, 1997(4): 16-19, 23.
HU Xuebin, WANG Bingle. Comprehensive calculation method for centering swing cylinder mechanism [J]. Construction Mechanization, 1997(4): 16-19, 23. (in Chinese)
- [13] 高爱红. 摆动式刮板输送机补偿凸轮轮廓曲线精细设计[J]. 煤炭科学技术, 2013, 41(12): 89-91.
GAO Aihong. Fine design on profile curve of compensated cam applied in swing type scraper conveyor [J]. Coal Science and Technology, 2013, 41(12): 89-91. (in Chinese)
- [14] 庞晓旭, 寇子明, 李军霞. 基于弹性悬链线理论的辊间输送带垂度特性的研究[J]. 煤炭学报, 2014, 39(7): 1379-1384.
PANG Xiaoxu, KOU Ziming, LI Junxia. Research on the sag characteristics of inter-roll conveyor based on elastic catenary theory [J]. Journal of China Coal Society, 2014, 39(7): 1379-1384. (in Chinese)
- [15] 赵俊天, 王顺增, 王振兴. 远距离输送链传动载荷分析及其磨损伸长研究[J]. 机械传动, 2014, 38(2): 25-29.
ZHAO Juntian, WANG Shunzeng, WANG Zhenxing. Transmission load analysis and wear elongation research of long-distance transmission chain [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014, 38(2): 25-29. (in Chinese)
- [16] 刘婷. 刮板输送机S弯区域水平弯曲角优化关键技术研究[D]. 徐州: 中国矿业大学, 2019.
- [17] 刘义, 徐恺, 李济顺. RecurDyn 多体动力学仿真基础应用及提高[M]. 北京: 电子工业出版社, 2013: 403-507.
- [18] 焦晓娟, 张潜渭, 彭斌彬. RecurDyn 多体系统优化仿真技术[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010: 239-297.



第一作者简介: 张宏, 男, 1970年1月生, 博士、教授、博士生导师。主要研究方向为机械动力学设计与健康监测。
E-mail: hexie007@163.com

通信作者简介: 杨璐, 女, 1996年10月生, 博士生。主要研究方向为连续运载装备及其系统理论。
E-mail: yangllu0610@163.com