

引用格式: 卢延峰. 电解铝车间通廊处轨道提升机组的设计与研究[J]. 有色设备, 2025, 39(1): 63-68.

LU Yanfeng. Design and research on the track lifting unit in the corridor of the electrolytic aluminum workshop[J]. Nonferrous Metallurgical Equipment, 2025, 39(1): 63-68.

电解铝车间通廊处轨道提升机组的设计与研究

卢延峰

(沈阳铝镁设计研究院有限公司, 辽宁 沈阳 110001)

[摘要] 本研究针对电解铝车间通廊处设置的轨道提升机组, 在非集中大修时多功能天车在其上通行, 而在集中大修时需将其提升一定的高度 2 种特定状态, 进行了结构设计与优化分析。考虑到天车每侧端梁处的 4 个轮子轮距不等、载荷不对称的特点, 本文运用函数解析法的最大值原理, 确定了机组承受最大弯矩的位置及相应的计算公式, 为设计中最危险截面的识别提供了理论依据。进一步结合挠曲梁受力分析与二阶非线性微分方程的极小值求解, 推导出 2 个动滑轮的最佳安装位置, 即当 $l/L=0.551$ 时, 在自重载荷作用下, 采用相同材料和惯性矩的梁其变形量达到最小, 有效减少了弯曲疲劳破坏。本研究提出的计算公式和设计方法对类似机构的设计计算具有参考价值。

[关键词] 轨道提升机组; 最大弯矩; 函数解析法; 挠曲梁受力分析; 最佳安装位置

[中图分类号] TF821 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1003-8884(2025)01-0063-06

DOI: 10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2025.01.008

0 引言

随着电解槽向大型化发展, 电解槽和电解多功能天车的检修方式已由传统的就地大修方式发展为集中大修, 集中大修是大型化电解铝厂发展的必然趋向^[1-2], 该集中大修转运系统由龙门转运车^[3-4]、阴极搬运天车^[5]、专用吊具^[6]、轨道提升机组^[7]以及控制系统^[8]等组成。轨道提升机组设置在电解铝车间出铝端的通廊处两端, 在常规生产过程中, 该机组与电解厂房内的轨道相连接, 便于多功能天车通行。在集中大修时, 需将待修的多功能天车或阴极搬运车整体转移至龙门转运车, 并运送至大修车间。为防止轨道提升机组与龙门转运车轨道相互干扰, 需将轨道提升机组提升至一定高度。

为满足大型电解槽的需要, 与之相匹配的多功能天车垂直轮压也随之增加, 每侧端梁轮距不相等, 载荷不对称, 特别是在出铝时 20 t 铝液及抬包的自重使轨道提升机组承受最大的载荷, 因此设计时需要求出轨道提升机组的最大弯矩位置, 并计算出抗

弯截面系数满足其强度安全系数 GB/T 3811—2008《起重机设计规范》^[9]的要求。轨道提升机组起升的频率较高, 如果将轨道提升机组的 2 个起升吊点设计在两端^[10]或靠近中间位置时, 起升时在自重载荷的作用下其变形量过大, 为凹形或凸形, 且变形量过大而产生弯曲疲劳破坏, 为使轨道提升机组在升降时满足^[9]的条件和最节省材料的前提下变形量最小, 即需要计算出时 2 个动滑轮的最佳安装位置。

根据统计数据^[11-12], 机械产品设计对设备质量的贡献率高达 78%, 而生产加工与制造装配的贡献率约为 19%, 使用与维修保养的贡献率则仅为 3%。由此可见, 机械设计从根本上决定了设备的功能、性能和使用寿命, 赋予了设备“先天优劣”的本质特性。如果设计方法落后、缺乏科学性, 即便生产工具先进、安装调试精确、设备监造人员工作认真, 最终制造出的设备仍可能存在落后或耐用性不足的问题。基于此, 如何使轨道提升机组的设计在满足强度、刚度和稳定性下最节约材料是本文探讨的重点。

[收稿日期] 2024-10-26

[第一作者] 卢延峰(1983—), 男, 吉林临江人, 高级工程师, 硕士, 主要从事电解铝设计及相关工作, 现任沈阳铝镁设计研究院有限公司海外业务中心副经理。

1 主要技术参数

本研究涉及的轨道提升机组,其主要技术参数涵盖提升结构尺寸、运行速度、载荷能力、电机功率及控制方式,以下是各项参数的具体说明及工艺条件分析,见表 1。

表 1 主要技术参数

Table 1 Main technical parameters

参数	取值
提升梁总长	14.100 m
提升高度	7.270 m
提升速度	6.3 m/min
提升重量	16 t
提升梁自重	10 t
减速电机功率	22.5 kW
控制方式变频调速	PLC 控制
工作级别	M3

2 工作原理及结构特点

2.1 工作原理

当不需要集中大修时,轨道提升机组的下部由电解车间支座支撑其载荷,车档装置打开允许电解多功能天车从其上部通过。集中大修时车档装置关闭,不允许电解多功能天车通过,减速电机运行提升梁装置起升至规定高度停止,PLC 发信号允许转龙门运车通过,通过后提升梁装置下降到电解车间支座处,车档装置打开允许电解多功能天车从其上部通过。

2.2 提升梁装置

本轨道提升机组采用由钢板焊接而成的箱形结构,在结构左右两端的下部,分别设有与电解车间支座匹配的圆弧形定位垫板和平面垫板,以实现精确定位和有效支撑。左右两端后面分别安装了缓冲轮式和橡胶柱式导向装置。在结构上部,通过轨道安装器安装了与电解车间相同规格的轨道,确保了轨道的兼容性和对接精度。轨道后面安装有 2 个供起升用的动滑轮,为起升作业提供了可靠的传动装置。此外,前面通过绝缘支架安装了供电解多功能天车使用的滑触线,实现了电力供应的便捷性和安全性。

2.3 传动装置

减速电机被精确安装在电解车间厂房的桁架结

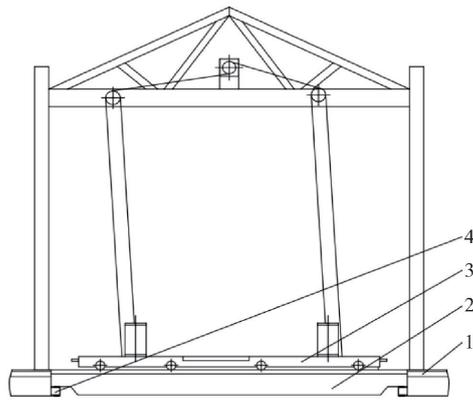
构上,确保了安装的稳固性和操作的便捷性。钢丝绳通过定滑轮和动滑轮缠绕在减速电机的输出轴上,实现了提升梁装置的起升和下降功能,提升了系统的传动效率和操作灵活性。该集成设计不仅体现了机械结构的紧凑性和合理性,也为电解车间的提升作业提供了可靠而高效的解决方案。

2.4 车档装置

车间车档装置安装在电解车间厂房的轨道位置,其下部通过销轴与支座机架铰接,中部通过销轴与汽缸的头部铰接,汽缸的尾部通过销轴铰接,形成了完整的动力传递和支撑体系。这种设计不仅保证了车档装置的结构强度和稳定性,还实现了其快速、准确的动作响应,为电解车间的轨道安全提供了有力保障。

3 最大弯矩的位置

电解铝车间通廊处设置 2 个轨道提升机组,在不集中大修时,需要多功能天车从上部通过图 1,大型电解槽配套用的多功能天车有的每侧端梁处有 4 个轮子,轮距不相等载荷不对称,其出铝端的载荷大于烟道端的载荷,当 4 个轮子均驶入轨道提升机组时其承受的载荷最大。故需要分析多功能天车在出铝时轨道提升机组的受力情况,计算出最大轮压的位置即轨道提升机组危险截面,以便于强度安全系数校核。



1—电解车间轨道;2—轨道提升机组;3—多功能天车;4—电解车间支座

图 1 轨道提升机组的载荷变化

Fig. 1 Load variation of rail lifting units

3.1 力学模型的确定

当电解多功能天车一侧端梁的 4 个车轮同时进

入轨道提升机组时,其承受最大的弯矩,将图 1 中的电解车间 2 个支座简化成图 2 的 2 个支点 A、B,轨道提升机组在承受多功能天车轮压载荷作用下简化为图 2 的力学模型图。多功能天车行使至轨道提升机组时,出铝端 4 个车轮编号分别为 1、2、3、4,对应的轮压分别为 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 ,轮距为 L_1 、 L_2 、 L_3 。设 1 号车轮的轮压 P_1 距离左端电解车间轨道的支撑点 A 的距离为 X ,见图 2。

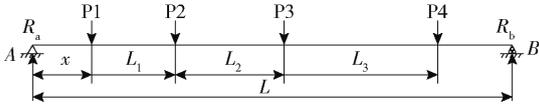


图 2 轨道提升机组的力学模型简图

Fig. 2 Simple diagram of the mechanical model of the track hoisting unit

为了计算出多功能天车运行在轨道提升机组何位置时,轨道提升机组上承受的弯矩最大,对 A 和 B 点取力矩求出其支撑力 R_a 和 R_b 。令 $\sum M_a = 0$, $\sum M_b = 0$,分别得出式(1)、式(2)。

$$R_a = \frac{(L - X) \sum P}{L} - P \quad (1)$$

$$R_b = \frac{X \sum P}{L} + P \quad (2)$$

其中,

$$P = \frac{L_1 P_2 + (L_1 + L_2) P_3 + (L_1 + L_2 + L_3) P_4}{L}$$

$$\sum P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad (3)$$

式中: R_a 、 R_b 为轨道提升机组左、右端点承受的支撑力,kN; P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 为电解多功能天车轮压,kN; L_1 、 L_2 、 L_3 为电解多功能天车轮距,m; L 为轨道提升机组的总长度,m。

轮压为 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 处的轨道提升机组弯矩分别为式(4)~(7)。

$$M_1(x) = R_a x \quad (4)$$

$$M_2(x) = R_a(x + L_1) - P_1 L_1 \quad (5)$$

$$M_3(x) = R_a(x + L_1 + L_2) - P_1(L_1 + L_2) - P_2 L_2 \quad (6)$$

$$M_4(x) = R_a(x + L_1 + L_2 + L_3) - P_1(L_1 + L_2 + L_3) - P_2(L_2 + L_3) - P_3 L_3 \quad (7)$$

式中: $M_1(x)$ 、 $M_2(x)$ 、 $M_3(x)$ 、 $M_4(x)$ 为图 1 中 P_1 ~ P_4 处轨道提升机组承受的弯矩,kN·m。

在公式(4)~(7)中 x 的取值范围为:

$$0 \leq x \leq L - L_1 - L_2 - L_3 \quad (8)$$

3.2 力学模型求解

为了求出最大弯矩所处的位置,分别对 $M_1(x)$ 至 $M_4(x)$ 取极值,即令,并解出方程为:

$$x_1 = \frac{L \sum P - LP}{2 \sum P} \quad (9)$$

$$x_2 = \frac{(L - L_1) \sum P - LP}{2 \sum P} \quad (10)$$

$$x_3 = \frac{(L - L_1 - L_2) \sum P - LP}{2 \sum P} \quad (11)$$

$$x_4 = \frac{(L - L_1 - L_2 - L_3) \sum P - LP}{2 \sum P} \quad (12)$$

4 动滑轮最佳安装位置设计

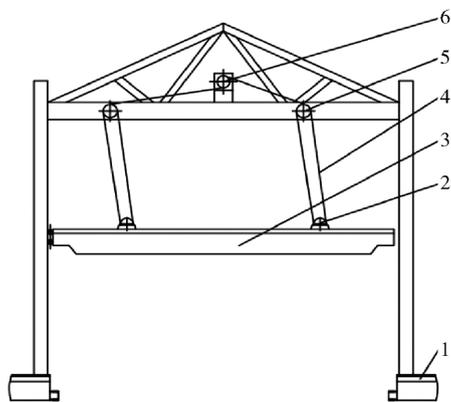
当进行集中大修时,轨道提升机组需提升至一定的高度,龙门转运车运行至电解车间通廊处并与电解车间轨道对接,需要集中检修的电解多功能天车或阴极搬运天车运行至龙门转运车上。轨道提升机组的提升机构是由安装在电解车间厂房上部的减速电机通过钢丝绳缠绕其动滑轮实现的,在提升过程中,为了使其平稳运行,钢丝绳采用斜拉方式以使左端缓冲轮始终与导向架接触避免其晃动(图 3)。当动滑轮安装位置不同时,轨道提升机组在自重载荷的作用下其变形量也不同,2 个动滑轮之间安装位置距离过大或过小其变形为凹形或凸形,为使其变形量最小,需计算出动滑轮安装位置,以最大程度减少起升或下降时的弯曲疲劳破坏。

4.1 力学模型的确定

图 3 是轨道提升机组起升时的工作示意图,将轨道提升机组的重量均简化成均布载荷 q ,此时轨道提升机组承受的自重均布载荷 q 的作用和左侧导向架的推离力。

将图 3 的轨道提升机组简化抽象出图 4 的力学模型简图,如图 4 所示。

2 个动滑轮的安装位置简化为 C、D 两个支撑点,由于采用斜拉方式,动滑轮处的受力方向与重力方向有夹角 α ,随着轨道升降机组上升高度的变化夹角 α 逐渐变大,因结构的设计需要给定夹角的最大值为 $\alpha = 2.5^\circ$ 。由于左侧导向架的推离力是轨道



1—电解车间轨道;2—动滑轮;3—轨道提升机组;4—钢丝绳;5—定滑轮;6—减速电机

图 3 轨道提升机组上升时的结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the structure of the rail lifting unit when it is rising

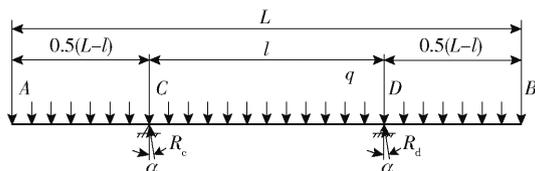


图 4 轨道提升机组起升时的力学模型

Fig. 4 Mechanical model of the rail lifting unit during rising

提升机组重量的 $\tan 2.5^\circ$ 倍,即 0.04 倍在本计算中忽略不计。

设 $\eta = n/l$, 其中 $n = 0.5(L-l)$, 显然轨道提升机组在均布载荷 q 的作用下, 当 η 过小或过大时, 都会使其变形量过大, 每次提升时变形加大, 也会增加弯曲疲劳破坏的概率。因此, 需求出 η 的最小值, 即在相同材料和相同惯性矩下, 轨道提升机组变形量最小。

由图 4 的轨道升降机组起升时的力学模型简图, 根据挠曲梁二阶非线性微分方程式 (13), 可得出简支梁的挠度公式见式 (14) ~ (15)。

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (13)$$

当 $0 \leq x \leq 0.5(L-l)$ 时,

$$y = \frac{q \cos \alpha}{24EI} l^4 \left[(1 - 6\eta^2 - 3\eta^3) \eta - (1 - 6\eta^2 - 4\eta^3) \frac{x}{l} - \frac{x^4}{l^4} \right] \quad (14)$$

当 $0.5(L-l) \leq x \leq l$ 时,

$$y = \frac{q \cos \alpha}{24EI} l^4 \left[(1 - 6\eta^2 - 3\eta^3) \eta - (1 - 6\eta^2 - 4\eta^3) \frac{x}{l} - \frac{x^4}{l^4} + 2(1 + 2\eta) \left(\frac{x^3}{l^3} - \frac{3x^2}{l^2} \eta + \frac{3x}{l} \eta^2 - \eta^3 \right) \right] \quad (15)$$

式中: L 为轨道提升机组的长度, m ; l 为 2 个动滑轮之间即 C 、 D 点的距离, m ; y 为挠度, mm ; E 为弹性模量, GPa ; q 为均布载荷, kN/m ; I 为惯性矩, m^4 ; α 为动滑轮受力方向与重力方向有夹角, $(^\circ)$; R_c 、 R_d 为动滑轮 C 、 D 处受力, kN 。

4.2 力学模型的求解

从 (14) 和 (15) 式可知 $y = y(\eta)$, 为了使 y 值最小, 分别对 (14) 和 (15) 取偏导数。

$$\left. \frac{\partial y}{\partial x} \right|_{x=0.5(L-l)} = 0 \text{ 即可得出 } \eta = 0.41, \text{ 即式 (16)。}$$

$$l/L = 0.551 \quad (16)$$

当 $l/L = 0.551$ 时, 轨道提升机组中点的挠度和两端的挠度均最小, 按此比例设计可以在相同惯性矩下轨道提升机组的变形量最小, 如图 5 所示。

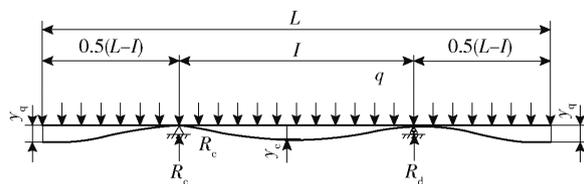


图 5 吊点最佳位置时轨道提升机组的最小变形量
Fig. 5 Minimum deformation of the rail hoisting unit when the lifting point is in the best position

5 计算实例

表 2 是某电解铝厂大型电解槽型实际应用的多功能天车的轮压 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 , 轮距 L_1 、 L_2 、 L_3 和轨道升降机组总长度 L 数据。

表 2 轮压和轮距设计值

Table 2 Design values for wheel pressure and wheelbase

参数	P_1/kN	P_2/kN	P_3/kN	P_4/kN	L_1/mm	L_2/mm	L_3/mm	L/mm
设计值	221	239	475	399	2 120	3 835	4 420	14 100

将表 2 中的数据代入式(9)~(12),并满足式(8)的条件得出最大弯矩位置及数值,见表 3。由于电解多功能天车的轮距不相等载荷不对称,还应计算 1 个车轮驶入或 2、3 个车轮驶出天车轨道升降机组时的最大弯矩的位置及数值并与表 3 比较,由于推导过程的原理相同,公式类似,且篇幅过长,这里不再赘述。

表 3 最大弯矩位置及数值

Table 3 Maximum bending moment position and value

	x/mm	R_a/kN	R_b/kN	M_{\max}/kNm
1 号车轮	4 249	502	832	1 708
2 号车轮	3 189	503	831	2 202
3 号车轮	1 272	684	650	2 711

当 1 号车轮距离左端电解车间轨道的支撑点 A 的距离为 4 249 mm 时,此时的 $M_1(4249)$ 均大于 $M_2(4249)$ 、 $M_3(4249)$ 、 $M_4(4249)$,同理 1 号车轮距离左端电解车间轨道的支撑点 A 的距离为 3 189 mm 时,此时的 $M_2(3189)$ 均大于 $M_1(3189)$ 、 $M_3(3189)$ 、 $M_4(3189)$ 。

当电解多功能天车出铝端编号为 1 号的车轮在运行至天车轨道提升机组距左侧为 $x = 1 272$ 时,即 $x + L_1 + L_2 = 7 227$ mm 时,在 3 号车轮处弯矩最大轨道升降机组承受的弯矩最大数值为 2 711 kN·m。

当电解多功能天车 4 个轮子均运行至轨道提升机组时,4 号车轮产生的弯矩不是最大值,这是因为将表 2 的数据带入式(12)中得出 $(L - L_1 - L_2 - L_3) \sum P < LP$ 。 x 的取值范围为不符合式(8)的要求。

在计算中应将轨道提升机组的自重作为均布载荷加入进行强度计算,用解析法或莫尔积分图乘法计算其最大变形量,设计出提升梁装置并满足 GB/T 3811—2008《起重机设计规范》^[9] 其强度安全系数和最大变形量的要求。

将表 2 的 $L = 14 100$ mm 数值代入式(16)得出,2 个动滑轮布置在轨道提升机组中间时的距离为 $l = 7 770$ mm,即动滑轮最佳设计位置。

6 结论

1) 针对电解多功能天车轨道提升机组在不对称载荷条件下的弯曲疲劳破坏问题,采用函数解析法的最大值原理,结合挠曲梁受力分析与二阶非线性

性微分方程的极小值求解,系统研究了机组受力特性及优化设计方法。研究结果表明,该技术路线可有效确定机组承受最大弯矩的位置,并推导出动滑轮的最佳安装参数,从理论上验证了该方法的可行性。

2) 研究结果表明,当轨道提升机组上的动滑轮与总长度的比值 $l/L = 0.551$ 时,机组中点及两端的挠度值均达到最小值,即动滑轮的最佳安装位置。按照该优化设计,在相同材料及惯性矩条件下,机组整体变形量最小,有效降低了弯曲疲劳破坏风险。计算得到的编号 3 号车轮在运行至 7 227 mm 处时,轨道提升机组承受的最大弯矩为 2 711 kN·m,该数据经过工程验证,证明其可靠性。

3) 该技术已应用于电解多功能天车轨道提升机组的结构优化,并经过 10 余年的实际运行验证,结果表明其抗弯曲疲劳破坏效果良好。同时,该优化方法还可推广至碳块焙烧天车夹具、碳块码垛天车夹具及焙烧炉高温烟气管道系统等类似的两点支撑均布载荷构件,具有广泛的工程应用价值。

[参考文献]

- [1] 欧宝成,周渤,马驹. 铝电解槽集中大修与就地大修的比较[J]. 轻金属,2007(7):22-23,29.
- [2] 付欣,邱永峰,陈蔚国,等. 炼铁厂高炉底滤池智能无人天车控制系统设计与应用实践[J]. 有色设备,2024,38(4):86-91.
- [3] 李承山,栾志洁. 龙门转运系统结构分析及可靠性设计[J]. 有色设备,2018(3):23-28.
- [4] 欧阳伦云. 龙门转运系统的设计[J]. 起重运输机械,2015(6):29-32.
- [5] 王书宝,方明勋,刘雅锋,等. 电解槽集中大修转运系统阴极搬运天车:CN201110178516.1[P]. CN102849627A.
- [6] 王书宝,刘雅锋,方明勋,等. 电解槽集中大修转运系统专用吊具设计[J]. 轻金属,2011(S1):245-249.
- [7] 齐忠昱,方明勋,王林华,等. 设置在电解铝厂检修通道处的轨道提升机组:CN 200810012449 [P]. CN101633477 A.
- [8] 金忠新,张宇亮. 电解槽集中大修转运控制系统的设计及应用[J]. 轻金属,2017(6):56-57,62.
- [9] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 起重机设计规范:GB/T 3811—2008 [S].
- [10] 刘成. 浅谈在电解铝车间中间通道提升梁工作原理及计算机在设计中的应用[J]. 网友世界,2014(4):30-32.

[11] 顾士林. 机械工程的可靠性优化设计分析[J]. 内燃机与配件, 2019(24): 216-217.

[12] 梁邵禹, 罗雨涵, 贾文姗, 等. 基于 LEC 评价的铝电解多功能天车安全性分析[J]. 有色设备, 2024, 38(6): 43-49.

Design and research on track lifting unit in corridor of the electrolytic aluminum workshop

LU Yanfeng

(Shenyang Aluminum and Magnesium Engineering and Research Institute Co., Ltd., Shenyang 110001, China)

Abstract: This study addresses the structural design and optimization of rail lifting units installed in the corridor of an electrolytic aluminum workshop. The design considerations include the necessity for a multi-functional crane to pass during non-centralized overhauls and the requirement to lift the units during centralized overhauls. Given the characteristics of unequal wheel spacing and asymmetric load distribution at each end beam of the crane, the maximum value principle of functional analysis is applied to determine the position of maximum bending moment and the corresponding calculation formula, providing a theoretical basis for identifying the most critical section in the design. Furthermore, by combining flexural beam stress analysis with the solution of the minimum value of a second-order nonlinear differential equation, the optimal installation positions for the two dynamic pulleys are derived. Specifically, when $l/L=0.551$, the deformation of beams made from the same material and with the same moment of inertia is minimized under self-weight load, effectively reducing bending fatigue damage. The calculation formulas and design methods proposed in this study offer valuable references for the design and calculation of similar structures.

Keywords: rail lifting unit; maximum bending moment; functional analysis; flexural beam stress analysis; optimal installation position ▲

(上接第 62 页)

the risks associated with unmanned transportation, this paper constructs a Unmanned Mining Railway Transportation Safety Assurance System (SASUM). The system addresses four key elements: the locomotive end, the central control and scheduling end, the track environment end, and the management system end. It includes system performance evaluation, principle formulation, and technical route research, while also integrating the application of novel cyber-physical systems. By comprehensively identifying, analyzing, and managing risks from equipment, environment, and operational management perspectives, a dynamic and efficient safety assurance mechanism is established. This paper provides strong support for the realization of efficient and safe railway transportation in mining environments and the unmanned transformation of mining production.

Keywords: safety assurance; system architecture; underground rail transportation; unmanned transportation; mine intelligence ▲