



两柱掩护式液压支架初撑过程的机构演化机理

胡相捧 刘新华

引用本文：

胡相捧, 刘新华. 两柱掩护式液压支架初撑过程的机构演化机理[J]. 煤炭科学技术, 2023, 51(8): 239–249.
HU Xiangpeng, LIU Xinhua. Mechanism evolution mechanism of active support process of two-leg shield[J]. Coal Science and Technology, 2023, 51(8): 239–249.

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-1055>

您可能感兴趣的其他文章

Articles you may be interested in

两柱掩护式液压支架内外加载支护对比试验研究

Experimental study on supporting status of internal and external loading of two-legs shielded hydraulic support
煤炭科学技术. 2019(11) <http://www.mtkxjs.com.cn/article/id/832b46ce-99e2-402d-b06a-4a2fb188fe02>

冲击载荷下四柱支撑掩护式液压支架动态响应特征分析

Dynamic response characteristics analysis of four column chock shield support under impact load
煤炭科学技术. 2023, 51(1): 437–445 <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-0975>

大采高液压支架掩护梁失效模型建立及对策研究

Establishment of failure model for shield beam in large mining height hydraulic support and it's countermeasures research
煤炭科学技术. 2019(8) <http://www.mtkxjs.com.cn/article/id/7828ac90-3eca-4e7b-b8c4-e8fd3ebd221b>

液压支架硬件在环仿真系统研究

Research on hardware-in-the-loop simulation system of powered support
煤炭科学技术. 2023, 51(S2): 294–305 <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2023-0453>

冲击地压矿井综采工作面两巷超前支护液压支架研究

Research of hydraulic powered supports for entries' advanced support in fully-mechanized working face of rock burst mine
煤炭科学技术. 2021, 49(6): 1–12 <http://www.mtkxjs.com.cn/article/id/a9b966da-ea17-4349-9741-9f9dd388c875>

液压支架放煤机构安全过煤临界准则及放煤口精准控制方法研究

Safe passing critical criterion for drawn top-coal on rear conveyor and accurate control approach for drawing opening dimension
煤炭科学技术. 2023, 51(9): 251–260 <https://doi.org/10.13199/j.cnki.cst.2022-1010>



关注微信公众号，获得更多资讯信息



移动扫码阅读

胡相捧, 刘新华. 两柱掩护式液压支架初撑过程的机构演化机理[J]. 煤炭科学技术, 2023, 51(8): 239–249.
HU Xiangpeng, LIU Xinhua. Mechanism evolution mechanism of active support process of two-leg shield[J]. Coal Science and Technology, 2023, 51(8): 239–249.

两柱掩护式液压支架初撑过程的机构演化机理

胡相捧, 刘新华

(天地宁夏支护装备有限公司, 宁夏 银川 750011)

摘要: 针对两柱掩护式液压支架初撑过程的机构演化机理不明问题, 建立了两柱掩护式液压支架的平面运动学模型, 得到了两柱掩护式液压支架发生机构演化的必要条件, 提出了平衡千斤顶与立柱的主动协同控制策略。理论分析和试验研究表明: 两柱掩护式液压支架初撑过程是否发生机构演化取决于顶梁的接顶姿态和平衡千斤顶状态; 顶梁以仰头姿态接触顶板, 顶梁由摇杆演化为“摇杆+滑块”, 且平衡千斤顶为刚性件时, 底座由机架演化为摇杆; 平衡千斤顶为刚性件时, 随立柱伸长, 顶梁的运动形式为沿顶板向煤壁方向的滑移和向顶板方向的旋转, 底座的运动形式为绕底座前端向煤壁方向的旋转, 顶梁和底座的运动轨迹均呈二次函数变化, 且顶梁仰头角度越大, 顶梁前端滑移量和底座后端抬起量越大; 平衡千斤顶为浮动件时, 随立柱伸长, 顶梁的运动形式为沿顶板的滑移和向顶板方向的旋转, 底座不发生运动, 平衡千斤顶长度呈二次函数变化, 而顶梁的运动轨迹呈三次函数变化, 且滑移量很小, 还可能出现往复运动。所提出的平衡千斤顶与立柱的主动协同控制策略, 能够有效避免平衡千斤顶的吸进空气和支架机构演化问题。研究结果合理解释了平顶山矿区出现的采煤机与支架顶梁的干涉现象, 为研究立柱和平衡千斤顶的主动协同控制提供了新思路。

关键词: 两柱掩护式; 液压支架; 初撑过程; 机构演化; 立柱; 平衡千斤顶

中图分类号: TD35 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-2336(2023)08-0239-11

Mechanism evolution mechanism of active support process of two-leg shield

HU Xiangpeng, LIU Xinhua

(Tiandi Ningxia Support Equipment Co., Ltd., Yinchuan 750011, China)

Abstract: In view of the unclear mechanism evolution of the two-leg shield during the active support process, the planar kinematic model of two-leg shield is established, the necessary conditions for the mechanism evolution of the shield are obtained, and the active cooperative control strategy of the stabilizing ram and the leg is proposed. Theoretical analysis and experimental studies show that whether mechanism evolution occurs in the active support process of the two-leg shield depends on the state of the canopy in contact with the roof and the state of the stabilizing ram; The canopy is in contact with the roof in an elevation, the canopy evolves from a rocker to a "rocker + slider", and the base evolves from a rack to a rocker when the stabilizing ram is a rigid body; When the stabilizing ram is a rigid body, with the leg elongation, the motion form of the canopy is the slide along the roof toward the coal wall and the rotation toward the roof, and the motion form of the base is the rotation around the front toe of the base toward the coal wall, and the motion trajectories of the canopy and the base show a quadratic function, and the larger the elevation angle of the canopy, the greater the distance of the slip of the canopy and the height of the lift of the base; When the stabilizing ram is a floating body, with the leg elongation, the motion form of the canopy is the slide along the roof and the rotation toward the roof, the base does not move, the length of the stabilizing ram changes as a quadratic function, while the trajectory of the canopy shows a cubic function, and the slip distance is very small, as well as reciprocating motion may occur. The proposed active cooperative control strategy of stabilizing ram and the leg can effectively avoid the suction air of stabilizing ram and the mechanism evolution of the shield. The research results reasonably explain the interference phenomenon between shearer and canopy of the shield in Pingdingshan mining area, which provides a new idea for studying the active cooperative control of leg and stabilizing ram.

Key words: two-leg; shield; active support process; mechanism evolution; leg; stabilizing ram

0 引言

两柱掩护式液压支架具有操作简单和易于维护的优点,它已成为美国综采工作面的标准架型^[1]和中国综采工作面的主流架型。液压支架的初撑阶段是顶梁主动接触顶板并对顶板主动施加压力的过程。然而,受限于两柱掩护式支架的动作原理和顶板状况的不确定性,顶梁往往以仰头姿态接触顶板,继续升立柱造成支架的运动轨迹异常,致使支架易以非理想位态完成初撑阶段,继而引起支架受力恶化,不利于支架对围岩的控制。因此,研究初撑过程两柱掩护式液压支架的机构演化机理,有助于实现支架以良好的位态完成初撑阶段,确保承载阶段支架的稳定性和力学性能发挥。

两柱掩护式液压支架的平衡千斤顶的上腔和下腔均设置有液控单向阀,若不采取一定的控制策略容易使初撑过程中出现支架绕底座前端向煤壁方向的旋转运动。为解决该问题,杨立超等^[2]和PENG Syd S^[3]介绍了DBT和CAT设计的补偿阀控制回路,使升立柱动作的同时打开平衡千斤顶控制阀的控制口,使平衡千斤顶处于被动的浮动状态。但平衡千斤顶的腔体易进入空气,因为平衡千斤顶腔体压力属超高压范畴,若进入空气很容易产生气蚀损坏^[4-7]。为此,王伟^[8]和曹连民等^[9]对上述控制回路进行了优化,分别提出了高压内溢流式阀控制回路和自平衡阀控制回路。但改进的回路过于复杂,且平衡千斤顶的运动和对顶梁姿态的调整依然是被动的,并没有得到推广应用,目前仍有大量的两柱掩护式液压支架的平衡千斤顶依然采用单独控制方式。

为探寻顶梁位姿的自适应控制方法,实现顶梁姿态的主动控制,XIE等^[10]、GE等^[11]建立了液压支架位姿在真实环境与Unity 3D虚拟环境的映射关系,提出了一种液压支架位姿虚拟调整方法。MENG等^[12]采用ADAMS和AMESim建立了液压支架联合仿真模型,利用MATLAB设计了支架位姿控制器,可以比较精确地控制支架位姿。HU^[13]提出了1种四柱支架顶梁位态协同双闭环自适应控制方法,能够实现顶梁以期望姿态升降。ZHANG等^[14]基于3个非共线点确定平面的原理研制了一种液压支架位姿测量装置,为邻架顶梁姿态的调整提供参照。ZHAO等^[15]提出了一种适用于液压支架的新型二位三通电液比例换向阀,能够实现对顶梁位姿的精确控制。为了给支架位姿自适应控制器提供精确的反馈信号,YANG等^[16]利用激光雷达技术设计了一种基于“运

动过程复原法”的液压支架位姿测量方法。LU等^[17]设计了一种由惯性测量单元和微电子机械系统组成的支架姿态传感系统,采用基于四元数的无迹卡尔曼滤波对传感器数据进行优化求解。WANG等^[18]利用三台RGB-D相机从不同角度获取液压支架的点云图像,结合支架的运动学方程实现对液压支架群姿态的测量。CHEN等^[19]将广角超声传感器与倾角传感器融合技术应用于液压支架的姿态监测。

以上研究一定程度上改善了支架的机构演化和平衡千斤顶气蚀现象,但没有对支架机构演化引起的不良影响进行量化分析,也没有分析平衡千斤顶成为刚性件的条件。所提出的控制回路没有改变平衡千斤顶被动运动的状态,支架依然存在机构演化现象,也无法解决平衡千斤顶的气蚀损坏。此外,关于顶梁姿态的控制方法研究中,少有涉及立柱和平衡千斤顶的主动控制策略。因此,构建了两柱掩护式液压支架的平面运动学模型,分析了平衡千斤顶成为刚性件的必要条件,对支架的机构演化进行了量化分析和试验研究,并提出了平衡千斤顶与立柱的主动协同控制策略。

1 两柱支架初撑过程的机构演化

1.1 液压支架的初撑过程

液压支架的初撑过程是这样一个过程:顶梁由立柱驱动上升接触顶板,直到立柱达到泵站额定压力为止。升立柱过程中,平衡千斤顶通常不参与调整,因此顶梁会以仰头姿态接触顶板。然后继续升立柱的过程,顶梁的运动轨迹依据平衡千斤顶的状态分为2种情形:

1)平衡千斤顶为刚性件,顶梁、掩护梁和平衡千斤顶形成刚性三角形,升立柱过程,支架会发生顶梁以顶板为滑道的滑移运动,底座以前端为铰点的旋转运动,支架的最终位态如图1a所示。

2)平衡千斤顶为浮动件,升立柱过程,支架同样会发生顶梁以顶板为滑道的滑移运动,由于平衡千斤顶处于被动的浮动状态,顶梁滑移运动的幅度没有第一种情形大,且底座不发生运动,支架的最终位态如图1b所示。

从以上分析可见,两种情形会引起梁端距减小,即减小了采煤机与顶梁之间的安全距离,由此可能会造成采煤机与液压支架的干涉。而且,若底座仅以前端与底板接触,还容易引起支架承载时发生扎底。下面就针对这2种情形进行详细的分析。

1.2 平衡千斤顶为刚性件

当平衡千斤顶为刚性件时,底座不再是机架,而

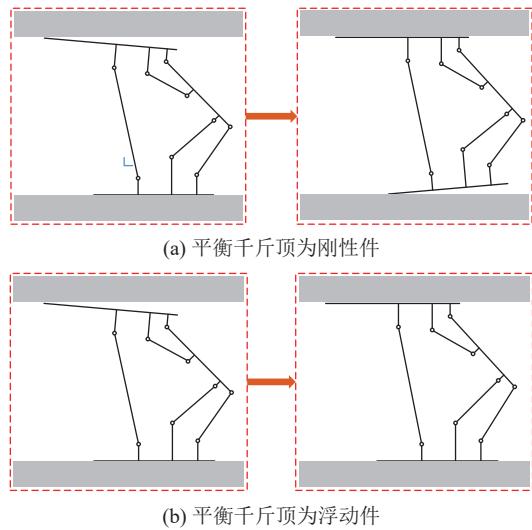


图1 两柱掩护式液压支架的最终位态
Fig.1 Final attitude of the two-leg shield

是也作为活动件也参与了运动。对于顶梁,顶板虽然约束了其垂直方向的运动,但并没有约束其水平方向的运动。为此,可将底座前端与底板视为铰接,顶梁与顶板的接触点简化为滑块机构。也就是说,底座由固定的机架演化为摇杆,顶梁由摇杆演化为“摇杆+滑块”,支架运动学模型演化如图2所示,坐标系为 $\{xOy\}$ 。其中, $L_1 \sim L_{21}$ 为支架结构尺寸; α_1 为后连杆与 x 轴夹角; α_2 为前连杆与 x 轴夹角; α_3 为掩护梁与 x 轴夹角; α_4 为立柱与 x 轴夹角; α_5 为平衡千斤顶与 x 轴夹角; α_6 为顶梁与 x 轴夹角; α_7 为底座与 x 轴夹角; H 为底座前端至顶梁前端的沿 y 轴方向的垂直距离。

在进行运动学分析之前,先来分析将底座前端与底板视为铰接、顶梁前端与顶板视为滑块机构的合理性及地质条件方面的考虑。实际上,学者们已经注意到两柱支架在初撑阶段顶梁以仰头姿态接触顶板时,随立柱增压,顶梁会产生朝向顶板转动和底座后端抬起的现象^[2-3],只是没有从机构学角度分析该现象产生的机理,也没有涉及顶梁和底座运动规律的分析。

理论上讲,只有当顶梁和底座承受的水平分力大于摩擦力时,它们才会发生滑移运动。这方面,朱德仁等^[20]已进行过理论分析,并在支架试验台下进行了试验验证。笔者从贵州邦达和平顶山几个煤矿的现场观测,以及支架在试验台的试验发现,不论平衡千斤顶是否与升立柱联动,顶梁的运动形式是沿顶板的滑移和绕顶梁前端的旋转,差别主要是顶梁滑移运动的幅度和轨迹;底座的运动形式可能是固定不动(平衡千斤顶联动控制时),或是绕底座前端

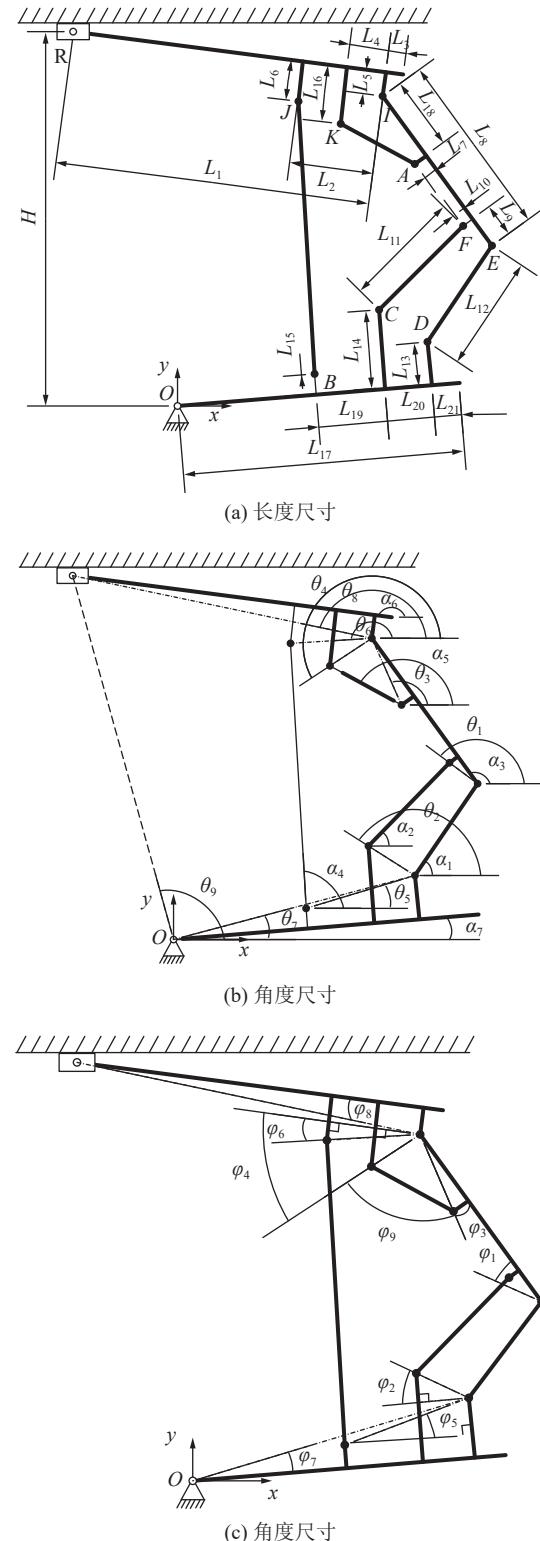


图2 两柱支架在平衡千斤顶为刚性件时的运动学模型
Fig.2 Kinematic model of the two-leg shield when the stabilizing ram is rigid

的旋转(平衡千斤顶单独控制时),对于底板较松软的地质条件,底座还可能出现一定程度的下陷和滑移。

由此可见,将顶梁前端与顶板视为滑块机构能够充分反映顶梁的滑移和旋转运动形式。对于底座

而言,一方面,目前仍有大量的两柱支架的平衡千斤顶采用单独控制方式;另一方面,只有当底板非常松软时,底座的下陷或滑移运动随升立柱动作才可能较为明显。以较为坚硬的底板条件为例,将底座前端与底板视为铰接也充分反映了底座的旋转运动形式。

既然支架的机构发生了演化,首先需要重新分析机构的自由度。从图2可知,演化后的机构共有7个活动构件和10个低副,没有高副,活动构件为底座、前连杆、后连杆、“掩护梁-顶梁-平衡千斤顶”、滑块、立柱缸筒、立柱活塞杆。由平面机构的自由度计算公式可得:

$$F = 3n - (2p_l + p_h) = 3 \times 7 - (2 \times 10 + 0) = 1 \quad (1)$$

式中, F 为自由度; n 为活动构件数; p_l 为低副数目; p_h 为高副数目。

可见,机构的自由度等于原动件数目,机构具有确定的运动。由图2的3个封闭矢量环 \overrightarrow{CDEF} 、 \overrightarrow{BDEIJ} 、 \overrightarrow{ODEIR} 可得支架的运动学方程为

$$\begin{cases} L_{12}e^{j\alpha_1} + L_{EF}e^{j\theta_1} = L_{DC}e^{j\theta_2} + L_{11}e^{j\alpha_2} \\ L_{BD}e^{j\theta_5} + L_{12}e^{j\alpha_1} + L_8e^{j\alpha_3} + L_{IJ}e^{j\theta_6} = S_1e^{j\alpha_4} \\ L_{OD}e^{j\theta_7} + L_{12}e^{j\alpha_1} + L_8e^{j\alpha_3} + L_{IR}e^{j\theta_8} = S_3e^{j\theta_9} \end{cases} \quad (2)$$

式中, S_1 为立柱长度; S_3 为底座前端 O 点至顶梁前端 R 点的距离; L_{EF} 为后连杆上铰点至前连杆上铰点的距离; L_{DC} 为后连杆下铰点至前连杆下铰点的距离; L_{BD} 为立柱下铰点至后连杆下铰点的距离; L_{IJ} 为顶掩铰点至立柱上铰点的距离; L_{OD} 为 O 点至后连杆下铰

$$\begin{cases} f_1 = L_{12}\cos\alpha_1 + L_{EF}\cos(\alpha_3 + \varphi_1) - L_{DC}\cos(\pi + \alpha_7 - \varphi_2) - L_{11}\cos\alpha_2 \\ f_2 = L_{12}\sin\alpha_1 + L_{EF}\sin(\alpha_3 + \varphi_1) - L_{DC}\sin(\pi + \alpha_7 - \varphi_2) - L_{11}\sin\alpha_2 \\ f_3 = L_{BD}\cos(\alpha_7 + \varphi_5) + L_{12}\cos\alpha_1 + L_8\cos\alpha_3 + L_{IJ}\cos(\alpha_6 + \varphi_6) - S_1\cos\alpha_4 \\ f_4 = L_{BD}\sin(\alpha_7 + \varphi_5) + L_{12}\sin\alpha_1 + L_8\sin\alpha_3 + L_{IJ}\sin(\alpha_6 + \varphi_6) - S_1\sin\alpha_4 \\ f_5 = L_{OD}\cos(\alpha_7 + \varphi_7) + L_{12}\cos\alpha_1 + L_8\cos\alpha_3 + L_{IR}\cos(\alpha_6 - \varphi_8) - S_3\cos[\pi - \arcsin(H/S_3)] \\ f_6 = L_{OD}\sin(\alpha_7 + \varphi_7) + L_{12}\sin\alpha_1 + L_8\sin\alpha_3 + L_{IR}\sin(\alpha_6 - \varphi_8) - S_3\sin[\pi - \arcsin(H/S_3)] \end{cases} \quad (3)$$

另外, α_3 和 α_6 为有以下关系:

$$\alpha_6 = \pi + \alpha_3 - \varphi_3 - \varphi_4 - \varphi_9 \quad (4)$$

式中, φ_9 为 L_{AI} 与 L_{IK} 的夹角。

$$\varphi_9 = \arccos\left(\frac{L_{AI}^2 + L_{IK}^2 - L_{AK}^2}{2L_{AI}L_{IK}}\right)$$

L_{AI} 为平衡千斤顶下铰点至顶掩铰点的距离; L_{IK} 为顶掩铰点至平衡千斤顶上铰点的距离; L_{AK} 为平衡千斤顶长度。

当已知 H 和 S_1 , 联立式(3)和(4)即可求得6个未知量 α_1 、 α_2 、 α_3 、 α_4 、 α_7 、 S_3 。

点的距离; L_{IR} 为顶掩铰点至 R 点的距离; θ_1 为 L_{EF} 与 x 轴夹角; θ_2 为 L_{DC} 与 x 轴夹角; θ_5 为 L_{BD} 与 x 轴夹角; θ_6 为 L_{IJ} 与 x 轴夹角; θ_7 为 L_{OD} 与 x 轴夹角; θ_8 为 L_{IR} 与 x 轴夹角; θ_9 为 S_3 与 x 轴夹角。

$$L_{EF} = \sqrt{L_{12}^2 + L_{10}^2}; \quad L_{DC} = \sqrt{L_{20}^2 + (L_{14} - L_{13})^2};$$

$$L_{BD} = \sqrt{(L_{19} + L_{20})^2 + (L_{13} - L_{15})^2};$$

$$L_{IJ} = \sqrt{L_2^2 + (L_5 - L_6)^2}; \quad L_{OD} = \sqrt{L_{13}^2 + (L_{17} - L_{21})^2};$$

$$L_{IR} = \sqrt{L_1^2 + L_5^2};$$

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \alpha_3 + \varphi_1; \quad \theta_2 = \pi - (\varphi_2 - \alpha_7); \quad \theta_5 = \alpha_7 + \varphi_5; \\ \theta_6 &= \alpha_6 + \varphi_6; \quad \theta_7 = \alpha_7 + \varphi_7; \quad \theta_8 = \alpha_6 - \varphi_8; \end{aligned}$$

$$\theta_9 = \pi - \arcsin\left(\frac{H}{S_3}\right); \quad \varphi_1 = \arctan\left(\frac{L_{10}}{L_9}\right);$$

$$\varphi_2 = \arctan\left(\frac{L_{14} - L_{13}}{L_{20}}\right); \quad \varphi_5 = \arctan\left(\frac{L_{13} - L_{15}}{L_{19} + L_{20}}\right);$$

$$\varphi_6 = \arctan\left(\frac{L_6 - L_5}{L_2}\right); \quad \varphi_7 = \arctan\left(\frac{L_{13}}{L_{17} - L_{21}}\right);$$

$$\varphi_8 = \arctan\left(\frac{L_5}{L_1}\right)。$$

式中, φ_1 为 L_{EF} 与掩护梁夹的锐角; φ_2 为 L_{DC} 与底座夹的锐角; φ_5 为 L_{BD} 与底座夹的锐角; φ_6 为 L_{IJ} 与顶梁夹的锐角; φ_7 为 L_{OD} 与底座夹的锐角; φ_8 为 L_{IR} 与顶梁夹的锐角。

式(2)采用欧拉公式展开, 得到6个非线性方程:

1.3 平衡千斤顶成为刚性件的条件

对于图2的运动学模型, 平衡千斤顶能否成为刚性件需要明确, 即立柱增压过程中, 平衡千斤顶安全阀是否超过了调定压力呢? 下面通过建立力学模型进行分析, 力学模型如图3所示。

整架对 O 点取力矩得:

$$\sum M_O = Qt_4 - fQH - Gt_5 = 0 \quad (5)$$

式中, Q 为顶梁前端集中力; G 为支架重力; f 为顶梁与顶板间的摩擦因数; t_4 为 Q 作用线至 O 点的距离; t_5 为 Q 作用线至 O 点的距离。

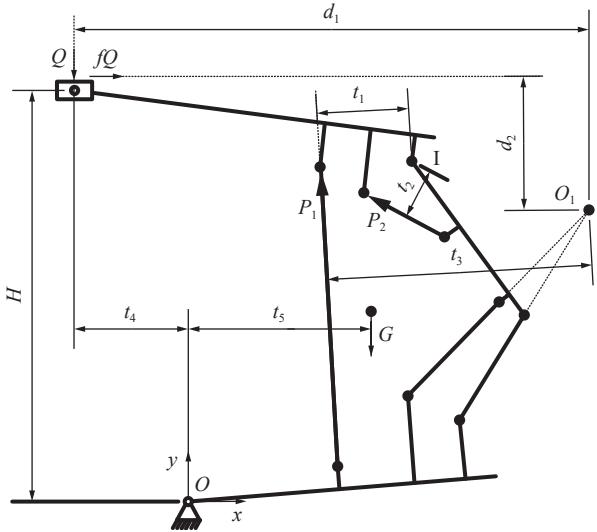


图3 两柱支架力学模型

Fig.3 Mechanical model of the two-leg shield

由式(5)可求得使支架绕 O 点转动的最小作用力 Q_{\min} 为

$$\begin{cases} P_1 = \frac{Q_{\min}d_1 - fQ_{\min}d_2}{t_3} \\ P_2 = \frac{Q_{\min}L_{IR}\cos(\pi - \alpha_6 + \varphi_8)}{t_2} - \frac{fQ_{\min}L_{IR}\sin(\pi - \alpha_6 + \varphi_8) + P_1t_1}{t_2} \end{cases} \quad (9)$$

则得到平衡千斤顶成为刚性件的必要条件为

$$P_2 < P_R \quad (10)$$

式中, P_R 为平衡千斤顶安全阀调定压力确定的额定力。

1.4 平衡千斤顶为浮动件

当平衡千斤顶为浮动件时, 顶梁垂直方向的运动仍然受到顶板的约束, 水平运动和旋转运动没有约束, 即支架同样会发生顶梁以顶板为滑道的滑移运动。由于平衡千斤顶处于被动的浮动状态, 顶梁滑移运动的幅度没有第一种情形大。此时, 图2的机构变为9个活动构件和13个低副, 没有高副, 活动构件为前连杆、后连杆、掩护梁、顶梁、滑块、立柱缸筒、立柱活塞杆、平衡千斤顶缸筒、平衡千斤顶活塞杆。由平面机构的自由度计算公式可得:

$$F = 3n - (2p_l + p_h) = 3 \times 9 - (2 \times 13 + 0) = 1 \quad (11)$$

$$\begin{cases} f_1 = L_{12}\cos\alpha_1 + L_{EF}\cos(\alpha_3 + \varphi_1) - L_{DC}\cos(\pi + \alpha_7 - \varphi_2) - L_{11}\cos\alpha_2 \\ f_2 = L_{12}\sin\alpha_1 + L_{EF}\sin(\alpha_3 + \varphi_1) - L_{DC}\sin(\pi + \alpha_7 - \varphi_2) - L_{11}\sin\alpha_2 \\ f_3 = L_{BD}\cos(\alpha_7 + \varphi_5) + L_{12}\cos\alpha_1 + L_8\cos\alpha_3 + L_{IJ}\cos(\alpha_6 + \varphi_6) - S_1\cos\alpha_4 \\ f_4 = L_{BD}\sin(\alpha_7 + \varphi_5) + L_{12}\sin\alpha_1 + L_8\sin\alpha_3 + L_{IJ}\sin(\alpha_6 + \varphi_6) - S_1\sin\alpha_4 \\ f_5 = L_{OD}\cos(\alpha_7 + \varphi_7) + L_{12}\cos\alpha_1 + L_8\cos\alpha_3 + L_{IR}\cos(\alpha_6 - \varphi_8) - S_3\cos[\pi - \arcsin(H/S_3)] \\ f_6 = L_{OD}\sin(\alpha_7 + \varphi_7) + L_{12}\sin\alpha_1 + L_8\sin\alpha_3 + L_{IR}\sin(\alpha_6 - \varphi_8) - S_3\sin[\pi - \arcsin(H/S_3)] \\ f_7 = L_{AI}\cos(\alpha_3 - \varphi_3) + L_{IK}\cos(\alpha_6 + \varphi_4) - S_2\cos\alpha_5 \\ f_8 = L_{AI}\sin(\alpha_3 - \varphi_3) + L_{IK}\sin(\alpha_6 + \varphi_4) - S_2\sin\alpha_5 \end{cases} \quad (13)$$

$$Q_{\min} = \frac{Gt_5}{t_4 - fH} \quad (6)$$

取顶梁和滑块为隔离体, 对 I 点取力矩得:

$$\sum M_I = QL_{IR}\cos(\pi - \alpha_6 + \varphi_8) - fQL_{IR}\sin(\pi - \alpha_6 + \varphi_8) - P_1t_1 - P_2t_2 = 0 \quad (7)$$

式中, P_1 为立柱力; P_2 为平衡千斤顶力; t_1 为 P_1 作用线至 I 点的距离; t_2 为 P_2 作用线至 I 点的距离。

取顶梁、滑块和掩护梁为隔离体, 对 O_1 点取力矩得:

$$\sum M_{O_1} = Qd_1 - fQd_2 - P_1t_3 = 0 \quad (8)$$

式中, t_3 为 P_1 作用线至 O_1 点的距离; d_1 为 Q 作用线至 O_1 点的距离; d_2 为顶梁摩擦力 fQ 作用线至 O_1 点的距离。

联立式(7)和(8), 并将式(6)代入得到立柱和平衡千斤顶力为

机构的自由度等于原动件数目, 机构具有确定的运动。但机构的运动学方程需增加 \overrightarrow{AIK} 封闭矢量环:

$$L_{AI}e^{j\theta_3} + L_{IK}e^{j\theta_4} = S_2e^{j\alpha_5} \quad (12)$$

式中, S_2 为平衡千斤顶长度; θ_3 为 L_{AI} 与 x 轴夹角; θ_4 为 L_{IK} 与 x 轴夹角;

$$L_{AI} = \sqrt{L_7^2 + L_{18}^2}; \quad L_{IK} = \sqrt{L_4^2 + (L_{16} - L_5)^2};$$

$$\theta_3 = \alpha_3 - \varphi_3; \quad \theta_4 = \pi + \varphi_4 - (\pi - \alpha_6);$$

$$\varphi_3 = \arctan\left(\frac{L_7}{L_{18}}\right); \quad \varphi_4 = \arctan\left(\frac{L_{16} - L_5}{L_4}\right);$$

φ_3 为 L_{AI} 与掩护梁夹的锐角; φ_4 为 L_{IK} 与顶梁夹的锐角。

式(12)采用欧拉公式展开, 联立式(3)得到8个非线性方程:

当已知 H 、 S_1 及 α_7 , 由式(13)可求得 8 个未知量 α_1 、 α_2 、 α_3 、 α_4 、 α_5 、 α_6 、 S_2 、 S_3 。

2 数值计算

下面以平顶山矿区某矿的 ZY6800/20/40D 型两柱掩护式液压支架为例进行分析。支架结构参数为 $L_1=3985$ mm、 $L_2=1080$ mm、 $L_3=93$ mm、 $L_4=280$ mm、 $L_5=300$ mm、 $L_6=270$ mm、 $L_7=283$ mm、 $L_8=2401$ mm、 $L_9=460$ mm、 $L_{10}=0$ mm、 $L_{11}=1725$ mm、 $L_{12}=1540$ mm、 $L_{13}=220$ mm、 $L_{14}=645$ mm、 $L_{15}=295$ mm、 $L_{16}=625$ mm、 $L_{17}=2805$ mm、 $L_{18}=1184$ mm、 $L_{19}=880$ mm、 $L_{20}=810$ mm、 $L_{21}=150$ mm。立柱一级缸径和杆径为 320/290 mm, 二级缸径和杆径为 230/210 mm, 平衡千斤顶缸径和杆径为 200/120 mm, 倒装设计。支架质量为 22.8 t, 泵站额定压力为 31.5 MPa, 平衡千斤顶安

全阀调定压力为 42 MPa。取 $H=3800$ mm, $f=0.2$, 重力加速度 $g=9.8$ m/s²。

2.1 平衡千斤顶为刚性件

假设顶板水平, 顶梁刚接触顶板时的偏转角分别为 178° 和 176°(以下称为顶梁初始偏转角), 底座偏转角为 0°, 然后伸立柱直至顶梁完全接触顶板为止。首先来判断平衡千斤顶能否成为刚性件。为得到图 3 所示的顶梁接触顶板瞬时的各个尺寸, 采用 SolidWorks 建立了支架三维模型, 得到的 2 种顶梁初始偏转角的各项尺寸见表 1。

将以上各项参数代入式(6)和(9)得到 2 种顶梁初始偏转角的立柱活塞腔压力分别约为 1.2 MPa 和 0.9 MPa; 平衡千斤顶活塞腔压力分别约为 14 MPa 和 12 MPa, 没有超过安全阀调定压力 42 MPa, 因此平衡千斤顶能够成为刚性件。

表 1 两种顶梁初始偏转角的各项尺寸

Table 1 Dimensions of two initial deflection angles of canopy

初始偏转角	L_{IR} /mm	$\varphi_8/(^\circ)$	t_1 /mm	t_2 /mm	t_3 /mm	t_4 /mm	t_5 /mm	d_1 /mm	d_2 /mm
178°	3996.28	4.31	1055.73	428.11	3231.86	2558.33	994.91	6232.14	473.02
176°	3996.28	4.31	1040.20	424.02	3352.11	2765.12	720.67	6357.04	253.81

采用 Matlab 对式(3)进行了数值求解, 得到了顶梁前端高度差(以 d_{heff} 表示)、梁端距和底座后端抬起量(以 d_{lbr} 表示)随立柱伸长的变化曲线, 如图 4 所示。

从图 4 可以看出, 随立柱伸长, 顶梁前端高度

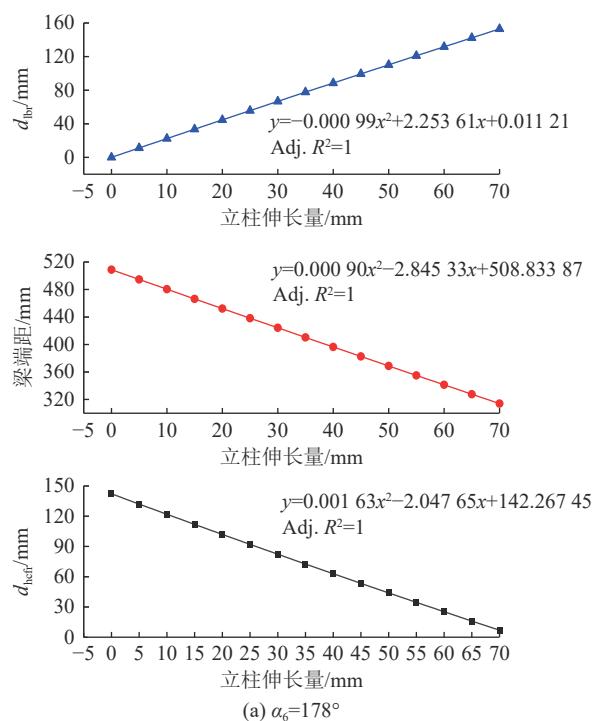
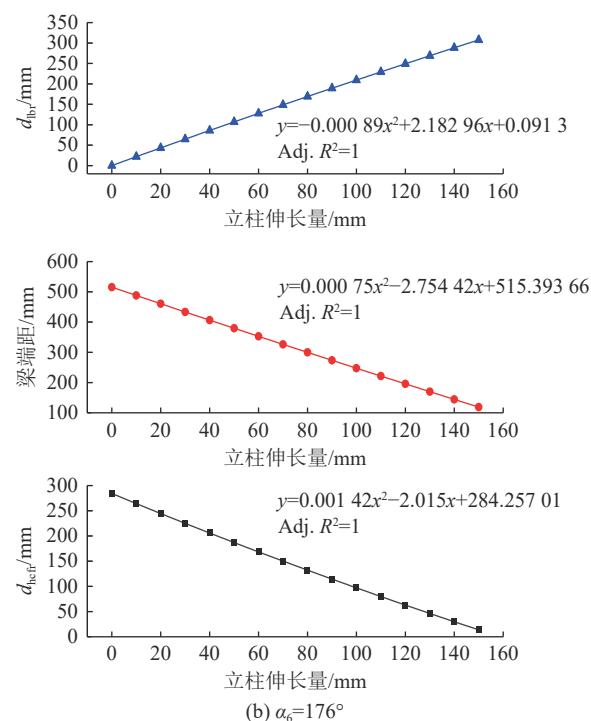


图 4 顶梁前端高度差、梁端距和底座后端抬起量随立柱伸长的变化曲线

Fig.4 The variation curves of d_{heff} , tip to face distance, and d_{lbr} with the leg elongation

差、梁端距和底座后端抬起量均呈二次函数变化。当顶梁前端高度差趋于零时, 顶梁初始偏转角为 178° 和 176° 时的梁端距分别减小了约 194.84 mm 和 396.58 mm, 底座后端分别抬起了约 152.94 mm 和 307.60 mm。顶梁初始偏转角越大, 当升立柱使顶梁

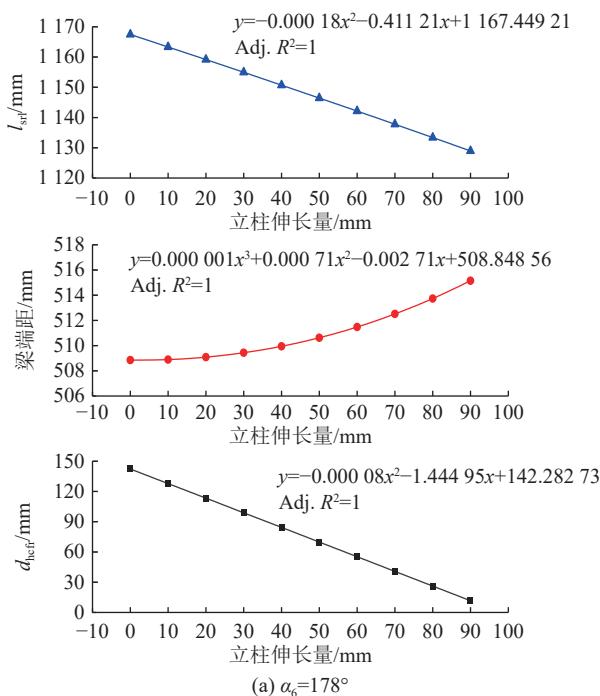


(b) $\alpha_6=176^\circ$

与顶板完全接触后, 梁端距减小量和底座后端抬起量越大, 一方面减小了支架与采煤机之间的安全距离, 另一方面使底座仅以尖端接触底板, 顶板来压时容易造成支架扎入底板。

2.2 平衡千斤顶为浮动件

同样假设顶板水平, 顶梁初始偏转角分别为 178° 和 176° , 底座偏转角为 0° , 然后伸立柱直至顶梁完全接触顶板为止。采用Matlab对式(13)进行了数值求解, 得到了顶梁前端高度差(以 d_{heff} 表示)、梁端距和平衡千斤顶长度(以 l_{sr} 表示)随立柱伸长的

(a) $\alpha_6=178^\circ$

变化曲线, 如图5所示。

从图5可以看出, 随立柱伸长, 顶梁前端高度差和平衡千斤顶长度均呈二次函数变化, 梁端距呈三次函数变化。当顶梁前端高度差趋于0时, 顶梁初始偏转角为 178° 和 176° 时的梁端距分别增大了约6.30 mm和0.63 mm, 平衡千斤顶分别缩短了约38.50 mm和80.49 mm。顶梁初始偏转角越大, 当升立柱使顶梁与顶板完全接触后, 平衡千斤顶压缩量越大, 梁端距的变化不明显, 但顶梁可能会沿顶板往复运动。

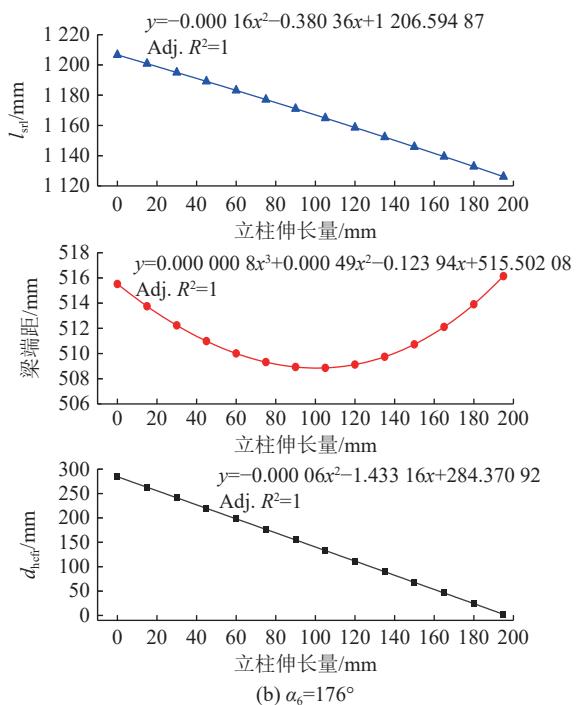
(b) $\alpha_6=176^\circ$

图5 顶梁前端高度差、梁端距和平衡千斤顶长度随立柱伸长的变化曲线

Fig.5 Variation curves of d_{heff} , tip to face distance, and l_{sr} with the leg elongation

3 试验验证

一些学者提出了避免平衡千斤顶成为刚性件的措施(引言部分), 但解决方案的基本原理是让平衡千斤顶与立柱联动, 即立柱活塞腔和活塞杆腔与平衡千斤顶的双向液控单向阀的控制口联通, 以使立柱升、降时的平衡千斤顶处于被动的浮动状态。由于该控制方法的平衡千斤顶是被动运动的, 容易使平衡千斤顶吸进空气, 从而易引起千斤顶的气蚀损坏。鉴于这一方面的原因, 目前并不是所有两柱掩护式液压支架采用了该控制方法, 仍有大量的两柱掩护式液压支架的立柱和平衡千斤顶是单独控制的。

由第2.2节的分析可知, 平衡千斤顶为浮动件时, 伸立柱引起的梁端距变化量不大。该结果已在朱德

仁等^[20]的试验研究中得到了验证, 试验发现当顶梁与顶板完全接触后, 继续伸立柱, 顶梁的水平运动量很小, 约为25 mm。此外, 笔者之前也做过类似的试验^[21], 因此, 本次试验主要验证平衡千斤顶为刚性件时的顶梁和底座运动规律。

3.1 试验设备

试验设备主要包括液压支架试验台、液压支架、乳化液泵站、压力传感器和数据采集仪器等, 如图6所示, 设备型号如下: 液压支架试验台: 30 000 kN; 液压支架型号: ZY6800/20/40D; 乳化液泵站: BRW400/31.5; 压力传感器: HE90G600BA1F2W2型动态压力传感器, 量程为0~60 MPa, 频响为10~1 000 Hz, 输出电流为4~20 mA, 供电电压为12V DC, 精度为0.5%; 数据采集仪: HL300-A1-12型采集终端。



图 6 试验设备

Fig.6 Experimental facilities

3.2 试验过程

立柱和平衡千斤顶共安装了4个动态压力传感器,传感器与采集终端通道的对应关系及采集终端的参数设置如下:①通道1(CH1):左立柱活塞腔(背对支架);②通道2(CH2):右立柱活塞腔(背对支架);③通道3(CH3):平衡千斤顶活塞杆腔;④通道4(CH4):平衡千斤顶活塞腔;⑤采集时钟:内时钟;⑥外触发方式:上升沿信号;⑦采样方式:非同步(连续采集);⑧总采集频率:10 kHz;⑨AD采样量程:0~5 000 mV。

试验台的高度为3 800 mm,共进行了2次试验,支架的初始姿态分别为:第1次,顶梁前端接触试验台顶板后,测得顶梁后端至试验台顶板的高度为230 mm。第2次,顶梁前端接触试验台顶板后,测得顶梁后端至试验台顶板的高度为310 mm。

液压支架初始姿态调整结束后,在顶梁前端和底座后端做好标记线,然后升立柱直至顶梁后端接触试验台顶板为止。

3.3 试验结果分析

2次试验的结果如图7所示,具体描述如下:

第一次,升柱结束后,顶梁前端向前滑移了约230 mm,底座后端抬起了约175 mm。立柱和平衡千斤顶压力的变化如图8a所示。

第二次,升柱结束后,顶梁前端向前滑移了约380 mm,底座后端抬起了约325 mm。立柱和平衡千斤顶压力的变化如图8b所示。

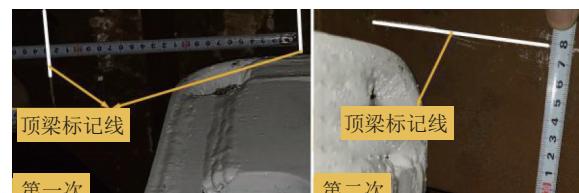
将液压支架的初始姿态代入式(3)进行数值计算,与试验结果的对比见表2。

从图7可以看出,当顶梁以仰头姿态接触顶板时,继续升立柱过程,支架确实发生了机构演化,即顶梁沿试验台顶板向前滑移,底座绕前端旋转。

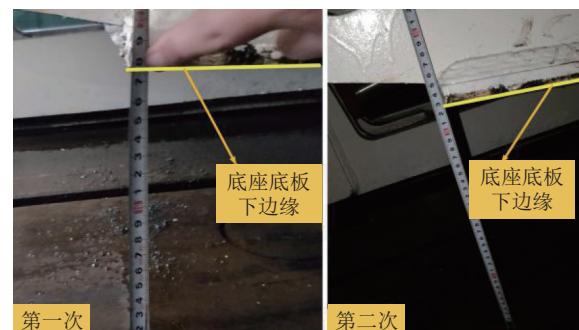
从图8可以看出,平衡千斤顶活塞腔(CH4)压力随立柱增压而增大,这与理论相吻合(顶梁前端承受集中载荷时,平衡千斤顶受压)。立柱开始增压前,



(a) 升柱结束后的支架姿态



(b) 顶梁滑移量



(c) 底座抬起量

图 7 顶梁滑移量和底座抬起量

Fig.7 Moving distance of the canopy and the lifting height of the base

左右立柱活塞腔的压力约为2 MPa,平衡千斤顶活塞腔的压力约为12 MPa,这与第2.1节的计算结果相吻合。平衡千斤顶活塞腔压力没有超过安全阀的调定压力42 MPa,能够成为刚性件。

从表2可以看出,2次试验和数值计算的结果相当。其中,第1次出现了较大误差,从试验过程的视频回放发现,支架初始姿态做标记时,顶梁前端没有接触试验台顶板所致。

该试验能够很好地解释一些煤矿发生的采煤机割顶梁现象。例如,平顶山矿区的几个煤矿均发生过此现象。在最初的理论设计时,采煤机与顶梁之间的安全距离是足够的,但实际使用中出现了采煤机与顶梁的干涉现象,由于不清楚该现象发生的根本原因,最终是通过增加200~300 mm的加长推杆才得以解决。这同时增大了梁端距,对于破碎顶板是极为不利的。

4 平衡与立柱的主动协同控制策略

平衡千斤顶被动运动时容易吸进空气,在腔体的高压环境下便易导致气蚀损坏。因此,使平衡千

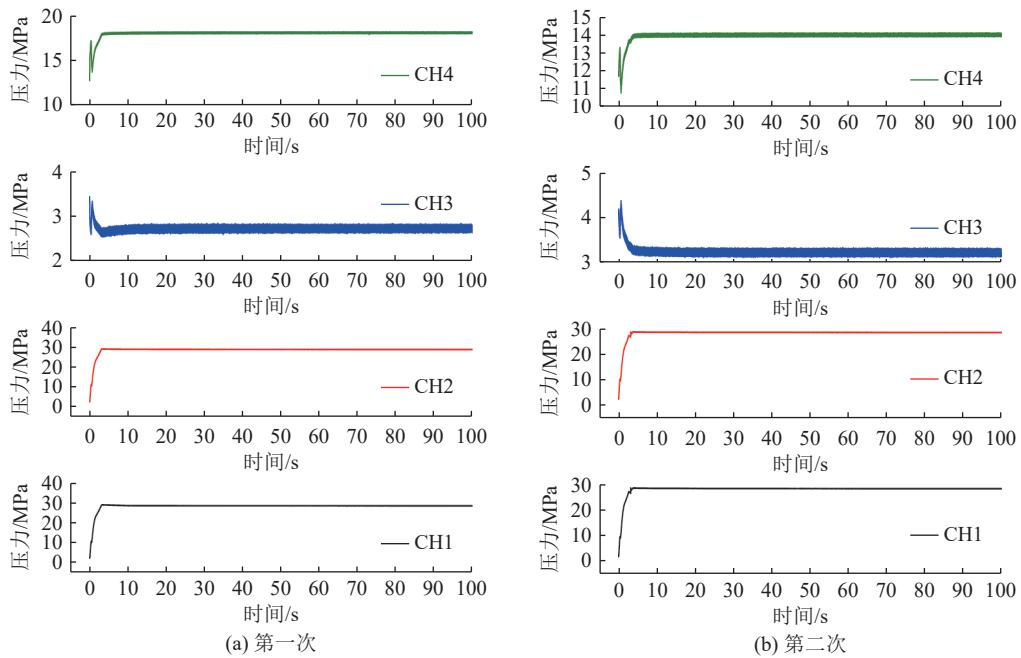


图 8 立柱和平衡千斤顶的压力变化
Fig.8 Pressure variation curve of legs and stabilizing ram

表 2 数值计算和试验结果

Table 2 Numerical calculation and experimental results

结果	顶梁滑移量/mm	底座抬起量/mm
1 数值计算	270.87	238.47
	试验	230.00
2 数值计算	368.13	323.23
	试验	380.00

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= L_{12}\cos\alpha_1 + L_{EF}\cos(\alpha_3 + \varphi_1) - L_{DC}\cos(\pi + \alpha_7 - \varphi_2) - L_{11}\cos\alpha_2 \\ f_2 &= L_{12}\sin\alpha_1 + L_{EF}\sin(\alpha_3 + \varphi_1) - L_{DC}\sin(\pi + \alpha_7 - \varphi_2) - L_{11}\sin\alpha_2 \\ f_3 &= L_{BD}\cos(\alpha_7 + \varphi_5) + L_{12}\cos\alpha_1 + L_8\cos\alpha_3 + L_{IJ}\cos(\alpha_6 + \varphi_6) - S_1\cos\alpha_4 \\ f_4 &= L_{BD}\sin(\alpha_7 + \varphi_5) + L_{12}\sin\alpha_1 + L_8\sin\alpha_3 + L_{IJ}\sin(\alpha_6 + \varphi_6) - S_1\sin\alpha_4 \\ f_7 &= L_{AI}\cos(\alpha_3 - \varphi_3) + L_{IK}\cos(\alpha_6 + \varphi_4) - S_2\cos\alpha_5 \\ f_8 &= L_{AI}\sin(\alpha_3 - \varphi_3) + L_{IK}\sin(\alpha_6 + \varphi_4) - S_2\sin\alpha_5 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

将 α_{6ev} 和 α_7 代入由式(14)可求得 6 个未知量 α_1 、 α_2 、 α_3 、 α_4 、 α_5 、 S_1 、 S_2 , 即支架的位姿。知道了 S_1 和 S_2 , 实际上也就得到了立柱和平衡千斤顶的主动协同控制策略。

下面通过几个实例进行说明, 仍以第 2 节的 ZY6800/20/40D 型两柱掩护式支架为例, 底座偏转角 α_7 , 顶梁期望偏转角 α_{6ev} 和初始偏转角 α_{6iv} , 立柱初始长度 S_{1i} 和平衡千斤顶初始长度 S_{2i} 的取值见表 3。

将表 3 的值代入式(14), 采用 Matlab 进行数值求解, 得到的立柱和平衡千斤顶长度变化曲线如图 9 所示。需要强调, 式(14)的求解过程需要增加

千斤顶主动参与到顶梁位姿的调整, 不仅能够有效避免吸进空气问题, 还可避免顶梁前端过早地先接触顶板而发生机构演化现象。

如果知道了某一时刻的顶板和底板倾斜角度, 即已知了顶梁期望偏转角 α_{6ev} 和底座偏转角 α_7 , 则式(13)去掉 \overrightarrow{ODEIR} 封闭矢量环即可得到升架过程的支架运动学方程:

约束条件, 首先需要将顶梁的初始位姿调整与期望位姿一致, 而且在调整过程中不允许顶梁前端或后

表 3 数值计算示意
Table 3 Illustration of numerical calculation

算例	期望值 $\alpha_{6ev}/(^{\circ})$	$\alpha_7/(^{\circ})$	初始值		
			$\alpha_{6iv}/(^{\circ})$	S_{1i}/mm	S_{2i}/mm
1	180	0	173	2 808.68	1 276.41
2	175	0	180	2 851.97	1 199.64
3	175	5	178	2 768.38	1 282.08
4	185	5	182	2 864.15	1 228.52

端过早地先接触顶板。

从图9可以看出,立柱和平衡千斤顶的协同控制分2个阶段,以立柱长度开始变化为分界线。第一阶段,立柱长度保持不变,仅平衡千斤顶参与调整,先

将顶梁调整至期望偏转角,平衡千斤顶依据顶梁初始位姿和期望位姿的差异做出伸长或缩短等不同响应;第二阶段,立柱和平衡千斤顶同时参与调整,以确保顶梁偏转角固定不变,直至顶梁完全接触顶板为止。

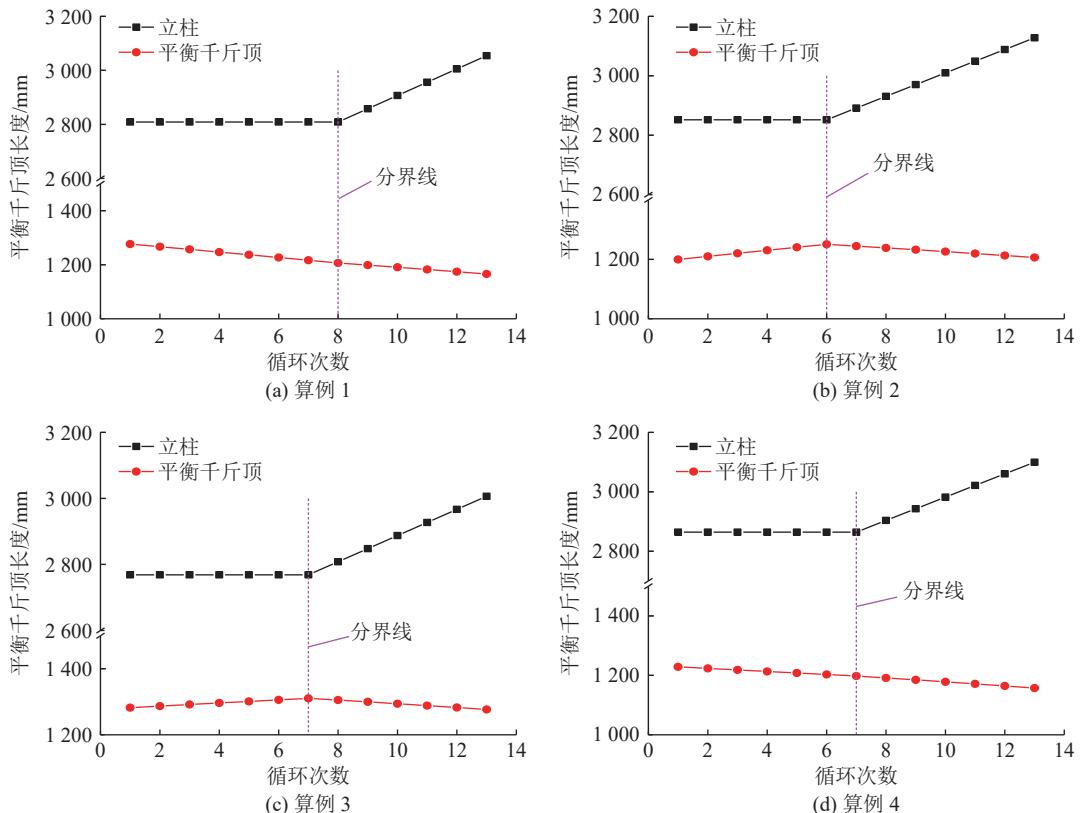


图9 立柱和平衡千斤顶的长度变化曲线
Fig.9 Length variation curve of leg and stabilizing ram

5 结 论

1)建立了两柱掩护式液压支架初撑过程的运动学模型,得到了支架发生机构演化的必要条件,并通过试验进行了验证。

2)两柱掩护式液压支架初撑过程是否发生机构演化取决于顶梁接顶姿态和平衡千斤顶状态。当顶梁以仰头姿态接触顶板时,顶梁由摇杆演化为“摇杆+滑块”,且平衡千斤顶为刚性件时,底座由机架演化为摇杆。

3)平衡千斤顶为刚性件时,随伸立柱动作,支架发生了顶梁沿顶板向煤壁方向的滑移运动和底座绕前端的旋转运动,造成了梁端距急剧减小,可能导致采煤机与顶梁的干涉。顶梁和底座的运动轨迹呈二次函数变化,且顶梁仰头角度越大,顶梁前端滑移量和底座后端抬起量越大。

4)平衡千斤顶为浮动件时,随伸立柱动作,支架同样也发生了顶梁沿顶板的滑移运动,但底座不发

生运动。平衡千斤顶长度呈二次函数变化,顶梁运动轨迹呈三次函数变化,顶梁滑移量很小,且可能出现往复运动。

5)提出了平衡千斤顶与立柱的主动协同控制策略,能够有效避免平衡千斤顶被动运动导致的吸进空气问题及顶梁以仰头姿态接顶导致的机构演化问题。

所提出的主动协同控制策略依赖于顶板的实际状况,下一步的研究需要探寻顶板准确状态的获取和理论重构方法。此外,对于较为松软的底板条件,底座可能出现较为明显的运动,这也是下一步需要深入研究的内容。

参考文献(References):

- [1] PENG Syd S, DU Feng, CHENG Jingyi, et al. Automation in U. S. longwall coal mining: A state-of-the-art review[J]. *International Journal of Mining Science and Technology*, 2019, 29(2): 151–159.
- [2] 杨立超. 两柱式液压支架防止底座前端集中受载的措施: 支架液

- 压系统中补偿阀的应用[J]. *煤炭科学技术*, 2005, 33(1): 63–64.
- YANG Lichao. Measures to prevent concentrated loading on front part of underframe in two legs hydraulic powered support[J]. *Coal Science and Technology*, 2005, 33(1): 63–64.
- [3] PENG Syd S. Longwall Mining, 3rd Edition[M]. Netherlands: CRC Press, 2020: 374–376.
- [4] 宋飞, 楼京俊, 彭利坤. 负载敏感液压系统的超压和气蚀问题研究[J]. *液压与气动*, 2017(2): 58–62.
- SONG Fei, LOU Jingjun, PENG Likun. Overpressure and cavitation of load-sensing hydraulic system[J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2017(2): 58–62.
- [5] 李东, 王海军, 牟东, 等. 液压支架纯水介质的技术研究[J]. *煤矿机械*, 2019, 40(7): 31–34.
- LI Dong, WANG Haijun, MOU Dong, et al. Research on technology of pure water medium for hydraulic Support[J]. *Coal Mine Machinery*, 2019, 40(7): 31–34.
- [6] 韩贺永, 秦丽霞, 柳渊, 等. 高速重载液压系统气体溶解理论分析[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(2): 199–203.
- HAN Heyong, QIN Lixia, LIU Yuan, et al. Theoretical analysis of gas dissolution in high-speed and heavy-load hydraulic systems[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(2): 199–203.
- [7] GIAKOUUMATOU E, GOSSMANN A K, STELZNER B, et al. Simultaneous compression and absorption for energy-efficient dissolution of gases in liquid[J]. *Chemie Ingenieur Technik*, 2022, 94(3): 309–313.
- [8] 王伟. 两柱掩护式支架平衡千斤顶控制方式的分析[J]. *煤矿机械*, 2009, 30(1): 168–170.
- WANG Wei. Analysis on control methods of role of equilibrium jack of two leg hydraulic shield[J]. *Coal Mine Machinery*, 2009, 30(1): 168–170.
- [9] 曹连民, 孙士娇, 张震, 等. 液压支架平衡千斤顶控制回路优化设计[J]. *工矿自动化*, 2018, 44(2): 13–18.
- CAO Lianmin, SUN Shijiao, ZHANG Zhen, et al. Optimal design of balance jack control loop of hydraulic support[J]. *Industry and Mine Automation*, 2018, 44(2): 13–18.
- [10] XIE Jiacheng, WANG Xuewen, YANG Zhaojian, et al. Attitude-aware method for hydraulic support groups in a virtual reality environment[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2019, 233(14): 4805–4818.
- [11] GE Xing, XIE Jiacheng, WANG Xuewen, et al. A virtual adjustment method and experimental study of the support attitude of hydraulic support groups in propulsion state[J]. *Measurement*, 2020, 158: 107743.
- [12] MENG Z S, ZHANG S, XIE Y Y, et al. Attitude adjustment of backfilling support based on mechanical-hydraulic co-simulation[J]. *International Journal of Simulation Modelling*, 2020, 19(3): 399–409.
- [13] HU X P. Cooperative automatic control for the canopy posture of a four-leg hydraulic support[J]. *International Journal of Simulation Modelling*, 2020, 19(4): 713–724.
- [14] ZHANG Yi, ZHANG Hongyang, GAO Kuidong, et al. New method and experiment for detecting relative position and posture of the hydraulic support[J]. *IEEE Access*, 2019, 7: 181842–181854.
- [15] ZHAO Ruihao, LIAO Yaoyao, LIAN Zisheng, et al. Research on the performance of a novel electro-hydraulic proportional directional valve with position-feedback groove[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2021, 235(6): 1930–1944.
- [16] YANG Xuejun, WANG Ranfeng, WANG Huaifa, et al. A novel method for measuring pose of hydraulic supports relative to inspection robot using LiDAR[J]. *Measurement*, 2020, 154: 107452.
- [17] LU Xuliang, WANG Zhongbin, TAN Chao, et al. A portable support attitude sensing system for accurate attitude estimation of hydraulic support based on unscented Kalman filter[J]. *Sensors*, 2020, 20(19): 5459.
- [18] WANG Binbin, XIE Jiacheng, WANG Xuewen, et al. A new method for measuring the attitude and straightness of hydraulic support groups based on point clouds[J]. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 2021, 46(12): 11739–11757.
- [19] CHEN Hongyue, CHEN Hongyan, XU Yajun, et al. Research on attitude monitoring method of advanced hydraulic support based on multi-sensor fusion[J]. *Measurement*, 2022, 187: 110341.
- [20] 朱德仁, 蒋永明, PENG Syd S, 等. 二柱掩护式支架水平力的研究[J]. 中国矿业大学学报, 1990, 19(3): 4–10.
- ZHU Deren, JIANG Yongming, PENG Syd S, et al. A study of the horizontal force of 2-leg shield support[J]. *Journal of China University of Mining & Technology*, 1990, 19(3): 4–10.
- [21] 胡相捧, 刘新华. 初撑阶段的支架位姿与驱动千斤顶一一映射及调整策略[J]. *采矿与安全工程学报*, 2021, 38(4): 666–677.
- HU Xiangpeng, LIU Xinhua. One-to-one mapping between the powered support posture and the actuating rams and its adjustment strategy during the setting stage[J]. *Journal of Mining & Safety Engineering*, 2021, 38(4): 666–677.