



推荐阅读:

[智慧煤矿 2025 情景目标和发展路径](#)

[煤炭安全高效综采理论、技术与装备的创新和实践](#)

[智慧煤矿与智能化开采关键核心技术分析](#)

[异步测时矿井人员精确定位方法](#)

[煤矿智能化——煤炭工业高质量发展的核心技术支撑](#)

[大倾角煤层综采工作面液压支架失稳机理与控制](#)

[工作面支架液压系统仿真与稳压供液技术](#)

[采煤机惯性导航定位动态零速修正技术](#)

[采煤机概念设计生态学模型构建与实现](#)

[5G 技术在煤矿智能化中的应用展望](#)

[煤矿机器人体系及关键技术](#)

[智能工作面多参量精准感知与安全决策关键技术](#)

[智慧矿山边缘云协同计算技术架构与基础保障关键技术探讨](#)

[智慧煤矿信息逻辑模型及开采系统决策控制方法](#)

[基于残差神经网络的矿井图像重构方法](#)



移动阅读

邓勇,龚宪生,唐涛,等. 双绳多层缠绕式提升机卷筒结构对钢丝绳张力差的影响[J]. 煤炭学报,2020,45(11): 3952-3960.

DENG Yong, GONG Xiansheng, TANG Tao, et al. Effect of drum structure of double-rope multi-layer winding hoist on wire ropes' tension difference[J]. Journal of China Coal Society, 2020, 45(11): 3952-3960.

双绳多层缠绕式提升机卷筒结构对钢丝绳 张力差的影响

邓 勇^{1,2}, 龚宪生^{1,2}, 唐 涛^{1,2}, 王海隆^{1,2}

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044; 2. 重庆大学 机械工程学院, 重庆 400044)

摘 要:超深矿井缠绕式提升机钢丝绳之间的缠绕同步性保证对于提升系统的安全可靠运行具有重要作用。针对卷筒两缠绳区在钢丝绳缠绕过程中所引起的缠绕变形不同步导致的两钢丝绳间张力差异问题,考虑两钢丝绳长度差异与张力差异之间的相互影响,利用弹性基础梁理论对厚壳弹支结构卷筒在不同受力情况下的径向变形方程进行了推导,建立了钢丝绳动态张力、钢丝绳长度差异与卷筒径向变形三者相耦合的理论计算模型。通过求解不同卷筒结构在钢丝绳缠绕过程中的两钢丝绳间张力差异最大值,总结得出了卷筒的不同出绳方式和不同支轮布置位置对两钢丝绳间张力差异的影响规律,并通过有限元分析软件验证了理论计算模型的正确性。结果表明:超深矿井双绳多层缠绕式提升机卷筒结构对钢丝绳间的提升同步性具有重要影响,卷筒出绳方式与支轮布置位置的不合理组合会导致两钢丝绳间张力差异超过 10%,危及提升系统的运行安全;卷筒左右与左右出绳方式下的两缠绳区变形同步性在左、右轮孔距离分别相等时是相同的;卷筒同左与同右出绳方式下的两缠绳区变形同步性在左、右支轮布置位置互为对称时是相同的;卷筒在左右或右左出绳方式下,左、右支轮对称布置时的卷筒结构所引起的两钢丝绳间张力差异最小。

关键词:双绳缠绕;提升机;卷筒变形;张力差;出绳方式;支轮

中图分类号:TD534

文献标志码:A

文章编号:0253-9993(2020)11-3952-09

Effect of drum structure of double-rope multi-layer winding hoist on wire ropes' tension difference

DENG Yong^{1,2}, GONG Xiansheng^{1,2}, TANG Tao^{1,2}, WANG Hailong^{1,2}

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: The guarantee of the winding synchronization of the wire ropes in the ultra-deep mine winding hoist plays an indispensable role in the safe and reliable operation of its system. Aiming at the wire ropes' tension difference caused by the unsynchronized winding deformation between the two rope areas of the drum, the interaction between the length and tension of the two ropes was considered, the beam on elastic foundation theory was used to derive the radial deformation equations of the thick-shell with elastic supporting wheel drum under different stress conditions, and then the coupling calculation model of the wire ropes dynamic tension, the wire ropes' tension difference and the drum deformation were established. By calculating the wire ropes' maximum tension differences of different drum structures during

收稿日期:2019-09-04

修回日期:2019-12-13

责任编辑:郭晓伟

DOI:10.13225/j.cnki.jccs.2019.1236

基金项目:国家重点基础研究发展计划(973)资助项目(2014CB049403)

作者简介:邓 勇(1994—),男,重庆人,硕士研究生。E-mail:dengyong_xj@163.com

通讯作者:龚宪生(1956—),男,重庆人,教授,博士生导师,博士。E-mail:cqxsgong@cqu.edu.cn

winding, the influence law of the different wire ropes' fixation modes and the positions of the supporting wheels on the wire ropes' tension differences were summarized. The correctness of the theoretical calculation model was also verified by finite element analysis software. The results show that the drum structure has a great influence on the synchronization of double-rope multi-layer winding wire ropes. The unreasonable combinations of wire ropes' fixation modes and the positions of the supporting wheels will cause the wire ropes' tension difference to exceed 10%, which will endanger the operation safety of the lifting system. The winding synchronization of the wire ropes in the left-right and right-left wire ropes' fixation modes is the same when the distances of the left supporting wheel to the left wire rope fixing hole and the right supporting wheel to the right wire rope fixing hole are correspondingly equal. The winding synchronization of the wire ropes in the left-left and right-right wire ropes' fixation modes is the same when two supporting wheels symmetrically arranged. The drum structures with the smallest wire ropes' tension difference is left-right or right-left wire ropes' fixation mode with two supporting wheels symmetrically arranged.

Key words: double-rope winding; hoist; drum deformation; tension difference; wire ropes' fixation mode; supporting wheel

面临我国浅层矿产资源开采殆尽的严峻形势,向地球更深部开采资源已成为我国的重要战略。目前我国矿山的平均开采深度大多在 500 m 左右^[1],而南非的开采深度已达 3 000 m 以上^[2]。矿井提升机承担着联系井上和井下的作用,是连接地面与地下人员和物资输送的“咽喉设备”,井深大于 1 500 m 的超深矿井提升装备成为了深部资源开发的瓶颈^[3]。现有的单绳缠绕式和摩擦式提升机已不能满足超深井重载、高效率和高安全提升的需要,双绳多层缠绕式提升是实现超深井提升的创新思路^[4]。

双绳多层缠绕式提升机卷筒有左右两个缠绳区,两缠绳区的变形不同步会引起两钢丝绳缠绕周长差异,造成两钢丝绳的悬垂长度不同,罐笼在罐道的约束下,使得提升钢丝绳长度差导致张力差异。张力差严重时将危及提升系统安全,《煤矿安全规程》^[5]明确规定:多绳提升的任意一根钢丝绳的张力与平均张力之差不得超过 $\pm 10\%$,因此探明卷筒结构对钢丝绳张力差的影响规律具有重要的理论及工程意义。

现有研究表明,可以通过建立提升系统动力学方程分析卷筒制造误差^[6-7]和钢丝绳圈间过渡^[8-9]对钢丝绳张力差的影响。龚宪生等^[3]通过有限元法计算了卷筒同右出绳方式下的绳长差,但未考虑绳长差与卷筒变形的相互影响。罗宇驰^[10]在求解卷筒变形时,将两钢丝绳长度差对其张力差的影响分开计算,模型不够完善。宁显国等^[11]分析了出绳方式对提升机主轴受力的影响规律。刘文强等^[12]分析了钢丝绳缠绕变形下的绳槽参数变化规律。WU Juan^[13]建立了钢丝绳受拉伸载荷时的有限元模型。王刚等^[14]采用有限元的方法以降低卷筒质量与支轮应力为指标对支轮位置进行了优化。WU Juan 等^[15]通过建立提升系统横纵耦合模型,得出了钢丝绳的横向振动特

性。YU Zhenliang 等^[16]利用有限元方法分析了卷筒的应力应变。JIN Minjie 等^[17]根据弹性基础梁理论求解了卷筒的变形。刘守成等^[18]研究了多层缠绕卷筒径向压力,并提出了计算多层缠绕系数的方法。葛世荣等^[19]考虑了绳圈与卷筒之间的相互作用,对钢丝绳缠绕过程中卷筒的受力进行详细的理论分析。

笔者针对现有研究的不足,将考虑钢丝绳长度、钢丝绳张力以及卷筒变形 3 者间的相互影响,建立相应的力学模型和数学模型,并求解提升过程中不同出绳方式和不同支轮布置位置下钢丝绳最大张力,以此探讨卷筒结构对钢丝绳张力差的影响规律,为超深矿井提升机卷筒的设计及系统运行安全提供理论参考。

1 钢丝绳张力

双绳多层缠绕式提升结构如图 1 所示,其卷筒结构如图 2 所示,卷筒采用厚壳弹支结构,有左右 2 个缠绳区,每个缠绳区可有左或右 2 个出绳孔和 1 个支轮,钢丝绳从不同的出绳孔出绳以及支轮的不同位置布置会直接影响两缠绳区在钢丝绳缠绕过程中的变形同步性。

由于缠绕绳圈的节距相对卷筒直径来说很小,为了简化计算可以把缠绕在卷筒上的绳圈视为封闭圆环,在每一圈的范围压力均布。钢丝绳以一定张力每缠绕完成一圈后,钢丝绳张力会因提升高度、提升速度、提升加速度的变化而产生变化,提升系统将缠绕第 n 圈时两钢丝绳的总张力 T_n 为

$$T_n = S_0 - 4(n-1)\pi R p g + (K-1)Qg/2 + [S_0/g - 4(n-1)\pi R p + 2l_s p + W_l]a_{n-1} \quad (1)$$

式中, S_0 为系统最大静张力, N; R 为卷筒半径, m; p 为钢丝绳单位质量, kg/m; K 为罐道提升阻力系数; Q 为一次提升量, kg; g 为重力加速度, m/s²; l_s 为悬绳

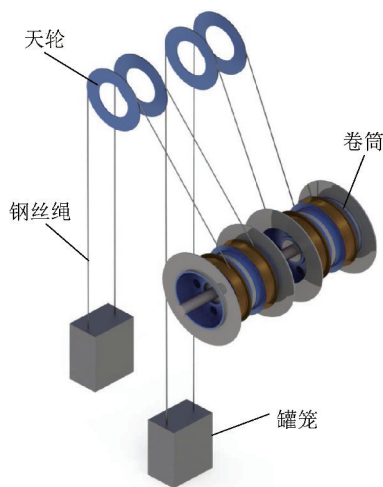


图1 双绳多层缠绕式提升机

Fig. 1 Double-rope multi-layer winding hoist

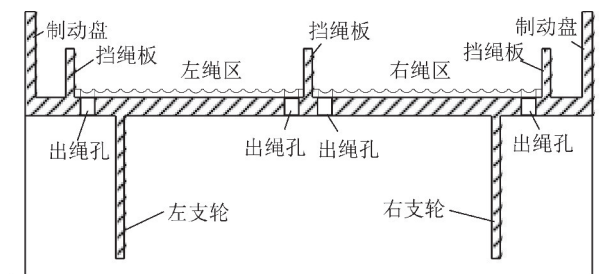


图2 双绳多层缠绕式提升机卷筒结构示意图

Fig. 2 Drum structure of double-rope multi-layer winding hoist

长度, m ; W_1 为天轮变位质量, kg ; a_{n-1} 为缠绕 $n-1$ 圈后的提升加速度, m/s^2 。

如果缠绕过程中卷筒两缠绳区变形一致, 那么左、右钢丝绳悬垂长度 l'_{Ln} , l'_{Rn} 始终相等, 对应缠绕第 n 圈时左钢丝绳张力 T_{Ln} 与右钢丝绳张力 T_{Rn} 相等并等于 $0.5T_n$ 。如图 3(a) 所示, 此时左、右钢丝绳悬垂长度由未受张力作用下的原始长度 l_{Ln} , l_{Rn} 与受张力时的弹性伸长组成。

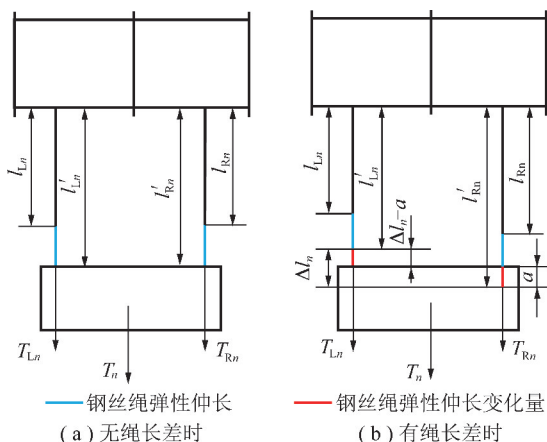


图3 钢丝绳长度差分析模型

Fig. 3 Wire ropes' length difference analysis model

第 $n-1$ 圈缠绕完成后, 令一根钢丝绳张力占两

钢丝绳总张力的比例系数为 b_{n-1} , 则另一根钢丝绳的比例系数为 $1-b_{n-1}$ 。那么第 n 圈缠绕时, 两钢丝绳的张力分配为上一圈缠绕完成后的相应比例系数 b_{n-1} 和 b_{n-1} 。

卷筒径向变形不一致时, 缠绕周长较大钢丝绳的悬垂长度会较小。如图 3(b) 所示, 假设左绳悬垂长度 l'_{Ln} 较小, 那么两钢丝绳悬垂长度为

$$l'_{Ln} = l_{Ln} + \frac{b_{n-1}T_n l_{Ln}}{E_s A_s} \quad (2)$$

$$l'_{Rn} = l_{Rn} + \frac{(1-b_{n-1})T_n l_{Rn}}{E_s A_s} \quad (3)$$

式中, E_s 为钢丝绳纵向弹性模量, Pa ; A_s 为钢丝绳断面钢丝面积总和, m^2 。可得两绳原始长度为

$$l_{Ln} = \frac{l'_{Ln} E_s A_s}{E_s A_s + b_{n-1} T_n} \quad (4)$$

$$l_{Rn} = \frac{l'_{Rn} E_s A_s}{E_s A_s + (1-b_{n-1}) T_n} \quad (5)$$

绳长差 Δl 为

$$\Delta l = l'_{Rn} - l'_{Ln} \quad (6)$$

此时较长钢丝绳的张力会减少 T'_n , 且悬垂长度缩短 a , 而较短钢丝绳的张力会相应增加 T'_n , 同时悬垂长度增加 $\Delta l_n - a$, 以此使得两钢丝绳的最终长度相同并达到平衡, 该过程中可知

$$\Delta l_n - a = \frac{T'_n l_{Ln}}{E_s A_s} \quad (7)$$

$$a = \frac{T'_n l_{Rn}}{E_s A_s} \quad (8)$$

式中, T'_n 为缠绕第 n 圈时钢丝绳长度差带来的张力减少量, N ; Δl_n 为缠绕第 n 圈时两钢丝绳长度差, m 。

联立式(2)~(8)可得张力变化量

$$T'_n = \frac{(l'_{Rn} - l'_{Ln}) [E_s A_s (E_s A_s + T_n) + b_{n-1} (1 - b_{n-1}) T_n^2]}{E_s A_s (l'_{Ln} + l'_{Rn}) + [(1 - b_{n-1}) l'_{Ln} + b_{n-1} l'_{Rn}] T_n} \quad (9)$$

那么最终的比例系数为

$$b_n = \frac{b_{n-1} T_n + T'_n}{T_n} \quad (10)$$

随着钢丝绳连续缠绕, 后续绳圈会对已缠绕绳圈处产生变形增量, 从而使得已缠绕绳圈出现拉力降低现象。对于一层缠绕, 钢丝绳缠绕至 n 圈时, 第 j 圈已缠绕绳圈的拉力降低量 ΔP_j 为

$$\Delta P_j = \frac{y_{jn}}{R - y_{j(j+1)} - \dots - y_{j(n-1)}} E_s A_s \quad (j \neq 1) \quad (11)$$

式中, y_{jn} 为缠绕至第 n 圈时卷筒第 j 圈处的变形量, m^{-1} 。

对于多层缠绕,由于第 m 层第 n 圈的缠绕,引起筒壳径向增量和 i 层以下各层以及 i 层的压缩,造成第 i 层钢丝绳缠绕半径减小,进而引起第 i 层钢丝绳张力的减小,其降低量 $P_{i \cdot m}^{[20]}$ 为

$$P_{i \cdot m} = \frac{2E_s A_s}{2R + [1 + 2(i-1)\sin \alpha]d} \times [\lambda_0(P_{m \cdot n'} - P_{1 \cdot m} - P_{2 \cdot m} - \dots - P_{(m-1) \cdot m}) + \lambda_1(P_{m \cdot n'} - P_{2 \cdot m} - P_{3 \cdot m} - \dots - P_{(m-1) \cdot m}) + \dots + \lambda_{i-1}(P_{m \cdot n'} - P_{i \cdot m} - P_{(i+1) \cdot m} - \dots - P_{(m-1) \cdot m}) + \lambda_i(P_{m \cdot n'} - P_{(i+1) \cdot m} - P_{(i+2) \cdot m} - \dots - P_{(m-1) \cdot m})/2] \quad (12)$$

式中, $i=1,2,\dots,n-1$; $\lambda_0=R/(t_0\delta E_d)$; $\lambda_1=(1+\sin \alpha) \times [2-\nu_r \cot(\alpha+\gamma)]/[2E_r(2R+d)]$; $\lambda_i=2\sin \alpha [1-\nu_r \cot(\alpha+\gamma)]/E_r\{2R+[1+2(i-1)\sin \alpha]d\}$ ($i \neq 1$); $P_{i \cdot m}$ 为 m 层缠绕时引起第 i 层钢丝绳拉力降低量, N; $P_{m \cdot n'}$ 为第 m 层第 n' 圈缠绕时第 i 层钢丝绳的拉力, N; ν_r 为钢丝绳泊松比; E_r 为钢丝绳横向弹性模量, Pa; d 为钢丝绳直径, m; t_0 为钢丝绳缠绕节距, m; μ_r 为绳间摩擦因数; $\gamma = \arctan \mu_r$; α 为钢丝绳堆叠角, ($^\circ$)。

2 卷筒变形

左右钢丝绳每缠绕一圈时,卷筒受到的力由 3 部分组成:由左右钢丝绳缠绕绳圈产生的压力,由左右支轮相应产生的支反力和支反力偶。其中支反力偶对卷筒变形的影响很小,可以忽略不计^[21]。

根据弹性基础梁理论^[22]对卷筒径向变形进行分析计算,那么卷筒受力变形就等效成弹性基础梁受多个集中力叠加作用变形的问题。因为集中力 N 在梁的一个方向上影响范围^[23] d 的大小是 $1.83\sqrt{\delta R}$ (δ 为筒壳厚度, m), 所以集中力在弹性基础梁上的作用位置不同,其计算模型也不同。

如图 4(a) 所示,以长度为 L 的弹性基础梁左端为原点建立直角坐标系,当集中力与梁两端的距离均大于 d 时为无限长梁计算模型,卷筒的径向变形方程为

$$y = \frac{\beta N}{2k} e^{-\beta x} [\cos \beta(|x-c|) + \sin \beta(|x-c|)] \quad (13)$$

式中, β 为弹性基础系数, $\beta = \sqrt{4-3\mu^2+3}/\sqrt{\delta R}$; k 为基础反力系数, $k=E_d\delta/R^2$; N 为集中力, $N=P/R$; P 为钢丝绳缠绕该绳圈时的张力, N; E_d 为筒壳弹性模量, Pa; c 为集中力在 x 方向的位置。

为了方便书写,定义

$$\begin{aligned} A_{\beta x} &= e^{-\beta x} (\cos(\beta x) + \sin(\beta x)) \\ \{C_{\beta x} &= e^{-\beta x} (\cos(\beta x) - \sin(\beta x)) \\ D_{\beta x} &= e^{-\beta x} \cos(\beta x) \end{aligned} \quad (14)$$

如图 4(b) 所示,当集中力 N 与梁的左端距离小于 d ,与右端距离大于 d 时为左半无限长梁计算模型,卷筒的径向变形方程为

$$y = \frac{\beta N}{2k} [A_{\beta(|x-c|)} + 2D_{\beta c} D_{\beta x} + C_{\beta c} C_{\beta x}] \quad (15)$$

如图 4(c) 所示,当作用力 N 与梁的右端距离小于 d ,与左端距离大于 d 时为右半无限长梁计算模型,卷筒的径向变形方程为

$$y = \frac{\beta N}{2k} [A_{\beta(|x-c|)} + 2D_{\beta(L-c)} D_{\beta(L-x)} + C_{\beta(L-c)} C_{\beta(L-x)}] \quad (16)$$

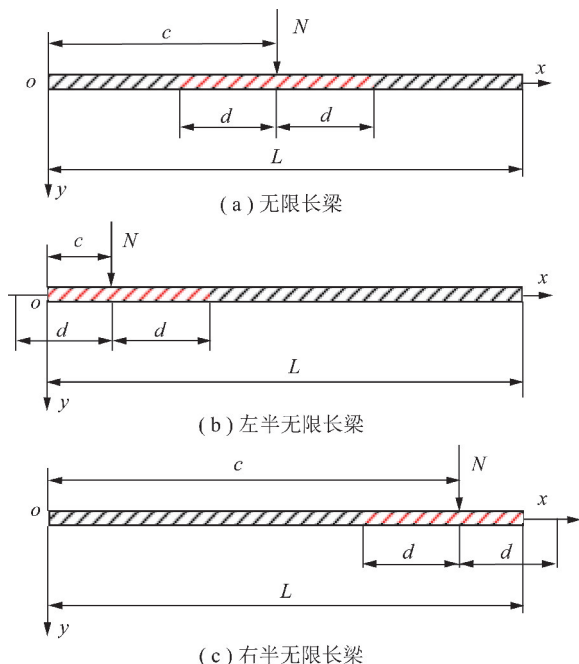


图 4 不同类型弹性基础梁受力模型

Fig. 4 Different types of elastic foundation beams

当作用力 N 与两端距离均小于 d 时为有限长弹性基础梁计算模型,而双绳缠绕式提升机卷筒的长度 L 远大于 d ,故不存在该种情况下的计算。

卷筒的受力分析模型如图 5 所示,当左、右钢丝绳缠绕第 n 绳圈时,可根据其对应的缠绕位置 x_{Ln} , x_{Rn} 判定计算模型,代入对应缠绕压力 N_{Ln} , N_{Rn} 就可求解出左、右缠绕绳圈相应产生的卷筒径向变形 y_{Ln} 和 y_{Rn} 。同理,根据左、右支轮的位置 x_{sL} , x_{sR} 和支反力 N_{sLn} , N_{sRn} , 可以求解出左右支轮相应产生的变形 y_{sLn} 和 y_{sRn} 。那么第 n 圈对卷筒产生的整体变形方程为

$$y_n = y_{Ln} + y_{Rn} + y_{sLn} + y_{sRn} \quad (17)$$

支轮受到径向压力 N_0 产生变形 y_s , N_0 与支反力大小相等, 方向相反。由于支轮的人孔尺寸相对于支轮尺寸较小, 且本文主要关注支轮位置不同所产生的影响, 为简化计算, 将支轮视为弹性圆板支轮, 根据支轮受压变形 y_s 公式^[23]为

$$y_s = \frac{N_0 R_1^2}{E_s A_0} C_b \quad (18)$$

式中, 系数 $C_b = \frac{(R_1 + R_b)(R_1 - R_b)^2(1 - \mu)^2}{R_1[R_1^2(1 + \mu) + R_b^2(1 - \mu)]}$; 圆板的径向断面面积 $A_0 = (R_1 - R_b)h$; $y_{LRn} = y_{Ln} + y_{Rn}$; N_0 为支轮受到的径向压力, N; h 为支轮厚度, m; μ 为支轮泊松比; R_1 为支轮外缘半径, m; R_b 为支轮内缘半径, m。

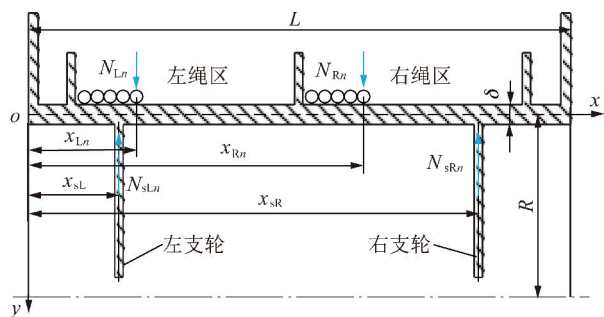


图5 卷筒受力模型

Fig. 5 Force analysis model of the drum

结合变形协调条件: 在支轮处 ($R_1 = R$), 支轮径向变形与卷筒径向变形相等, 可以分别建立在左、右支轮处的等式

$$y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} + y_{sLn} \big|_{x=x_{sL}} + y_{sRn} \big|_{x=x_{sL}} = \frac{N_{sLn} R^2}{E_s A_0} C_b \quad (19)$$

$$y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}} + y_{sLn} \big|_{x=x_{sR}} + y_{sRn} \big|_{x=x_{sR}} = \frac{N_{sRn} R^2}{E_s A_0} C_b \quad (20)$$

其中, $y_{LRn} = y_{Ln} + y_{Rn}$ 。联立式 (19), (20), 再根据左、右支轮所处位置的不同, 可以求得缠绕至第 n 圈时左右支轮支反力的大小。为了方便书写表达, 定义

$$k_1 = -\beta A_{\beta(x_{sR}-x_{sL})}/2k$$

$$k_2 = -\beta/2k - C_b R^2/E_s A_0$$

$$k_3 = -\beta(A_{\beta(x_{sR}-x_{sL})} + 2D_{\beta(L-x_{sR})}D_{\beta(L-x_{sL})} + C_{\beta(L-x_{sR})}C_{\beta(L-x_{sL})})/2k$$

$$k_4 = -\beta(A_{\beta(x_{sR}-x_{sL})} + 2D_{\beta x_{sL}}D_{\beta x_{sR}} + C_{\beta x_{sL}}C_{\beta x_{sR}})/2k$$

$$k_5 = -\beta(1 + 2D_{\beta(L-x_{sR})}D_{\beta(L-x_{sR})} + C_{\beta(L-x_{sR})}C_{\beta(L-x_{sR})})/2k - C_b R^2/E_s A_0$$

$$k_6 = -\beta(1 + 2D_{\beta x_{sL}}D_{\beta x_{sL}} + C_{\beta x_{sL}}C_{\beta x_{sL}})/2k -$$

$$C_b R^2/E_s A_0 \quad (21)$$

当 $x_{sL} \geq d$ 且 $L-x_{sR} \geq d$ 时, 即左、右支轮皆为无限长梁计算模型:

$$N_{sLn} = (k_2 y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} - k_1 y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}})/(k_1 k_1 - k_2 k_2) \quad (22)$$

$$N_{sRn} = (-k_1 y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} + k_2 y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}})/(k_1 k_1 - k_2 k_2) \quad (23)$$

当 $x_{sL} \geq d$ 且 $L-x_{sR} < d$ 时, 即左支轮为无限长梁计算模型, 右支轮为右半无限长梁计算模型:

$$N_{sLn} = (k_5 y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} - k_3 y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}})/(k_1 k_3 - k_2 k_5) \quad (24)$$

$$N_{sRn} = (-k_4 y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} + k_6 y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}})/(k_1 k_4 - k_2 k_6) \quad (25)$$

当 $x_{sL} < d$ 且 $L-x_{sR} \geq d$ 时, 即左支轮为左半无限长梁计算模型, 右支轮为无限长梁计算模型:

$$N_{sLn} = (k_2 y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} - k_1 y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}})/(k_1 k_4 - k_2 k_6) \quad (26)$$

$$N_{sRn} = (-k_1 y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} + k_2 y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}})/(k_1 k_3 - k_2 k_5) \quad (27)$$

当 $x_{sL} < d$ 且 $L-x_{sR} < d$ 时, 即左支轮为左半无限长梁计算模型, 右支轮为右半无限长梁计算模型:

$$N_{sLn} = (k_5 y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} - k_3 y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}})/(k_3 k_4 - k_5 k_6) \quad (28)$$

$$N_{sRn} = (-k_4 y_{LRn} \big|_{x=x_{sL}} + k_6 y_{LRn} \big|_{x=x_{sR}})/(k_3 k_4 - k_5 k_6) \quad (29)$$

将求得的左、右支轮支反力代入整体变形方程 (17) 中, 即可求得任意支轮位置下, 钢丝绳缠绕至第 n 圈时, 卷筒任意位置的径向变形大小, 将前 n 圈的变形进行叠加求和就可求得缠绕至第 n 圈时卷筒的累计总变形。

3 不同卷筒结构下的钢丝绳张力差

利用 MATLAB 编写程序, 以左右钢丝绳的张力均等于系统最大静张力的 1/2 作为初始条件, 求解卷筒在缠绕 1 圈后产生的径向变形, 并考虑钢丝绳张力降低量以及卷筒变形差异所造成的两钢丝绳张力差, 得到 1 圈缠绕完成后两钢丝绳新的张力值, 进而求解下 1 圈的卷筒变形及钢丝绳张力。对提升机在卷筒不同出绳方式、不同支轮布置位置下进行提升全过程计算, 求解缠绕过程中出现的钢丝绳最大张力差。

3.1 工况与参数

以中信 2JKD-8×4.2 双绳缠绕式矿井提升机参数进行计算: 提升高度为 1 500 m, 卷筒直径 8 m, 缠

绳区宽度 2.1 m, 钢丝绳直径 76 mm, 绳槽节距 78 mm, 钢丝绳单位质量 23.4 kg/m, 系统最大静张力 480 kN, 有效提升载荷 30 t, 罐笼自重 50 t, 共缠绕 3 层, 第 1, 2 层各缠 26 圈, 含 3 圈摩擦圈, 第 3 层约 10 圈, 最大提升速度 18 m/s, 加减速度均为 0.75 m/s^2 , 按加速、匀速和减速 3 个阶段运行。

为方便后文叙述, 首先定义左支轮与左缠绳区出绳孔的距离为“左轮孔距离”, 右支轮与右缠绳区出绳孔的距离为“右轮孔距离”。如图 6 所示, 由卷筒出绳方式的不同分为 4 种工况, 为避免出绳孔被遮挡, 出绳孔对应绳槽处不布置支轮, 故将左右支轮布置于每种工况下除出绳孔对应绳槽以外的 25 个绳槽对应位置, 以左轮孔距离或右轮孔距离为多少个绳槽节距进行编号, 左缠绳区的支轮位置编号为 $L_1, L_2, \dots, L_{24}, L_{25}$, 右缠绳区的支轮位置编号为 $R_1, R_2, \dots, R_{24}, R_{25}$ 。

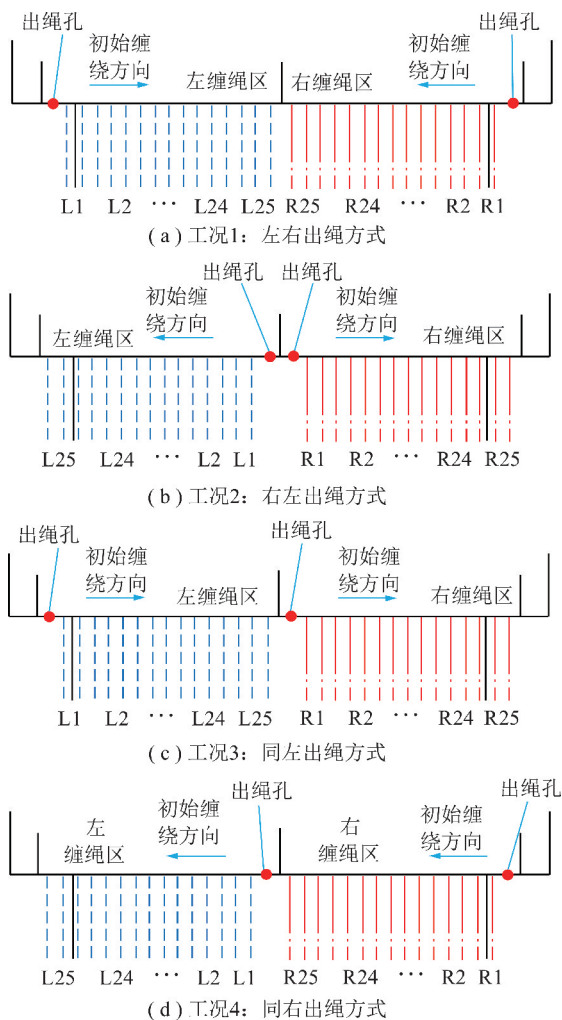


图 6 工况

Fig. 6 Working conditions

3.2 结果与分析

图 7(a), (c), (e), (g) 为 4 种工况下钢丝绳最

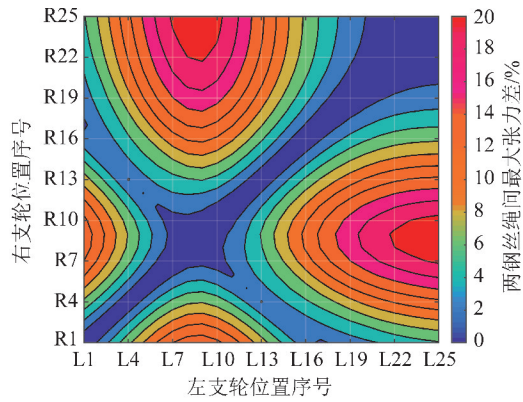
大张力差, 可以看出: 4 种工况均存在张力差超过 10% 甚至高达 20% 的情况; 4 种工况均存在张力差低于 2% (最优布置位置) 与低于 4% (次优布置位置) 的 2 种支轮布置规律; 工况 1 (左右出绳) 与工况 2 (右左出绳) 之间的最大张力差分布规律相同, 这是因为这 2 种出绳方式均具有结构上的对称性, 于相同轮孔距离下的两缠绳区缠绕变形同步性情况相同; 工况 3 (同左出绳) 与工况 4 (同右出绳) 之间最大张力差分布规律呈对角线对称关系, 这是因为这两种出绳方式之间存在对称关系, 两出绳方式各自的支轮布置位置互为对称时的两缠绳区缠绕变形同步性相同。

图 7(b), (d), (f), (h) 为提取出的每种工况下最优与次优支轮布置位置, 可以看出: 工况 1 与工况 2 下的支轮最优布置位置均为左轮孔距与右轮孔距相等时的组合, 即左右支轮与卷筒对称布置时为最优。左轮孔距离与右轮孔距离之和等于 17 个绳槽节距时为次优布置位置。工况 3 中, 在右轮孔距离 $\leq R_{20}$ 时: 左轮孔距离比右轮孔距离始终多一个绳槽节距, 右轮孔距离 $> R_{20}$ 时: 左轮孔距离始终为 L_{21} 的支轮布置位置为最优。工况 4 的支轮最优布置位置与工况 3 沿对角线呈对称分布。工况 3 与工况 4 下的左轮孔距离与右轮孔距离之和等于 25 个绳槽节距时均为次优布置位置。

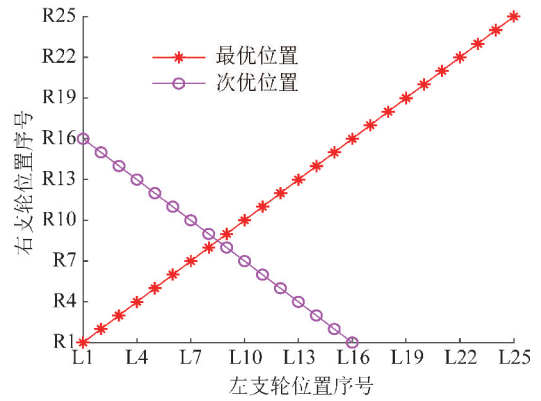
表 1 为 4 种工况下的支轮最优布置位置的张力差范围, 可以看出: 工况 1 与工况 2 之间、工况 3 与工况 4 之间在支轮最优布置位置时的张力差范围近似; 工况 1 和工况 2 在支轮最优布置位置时的张力差范围明显小于工况 3 和工况 4 在支轮最优布置位置时的张力差范围。

4 有限元分析

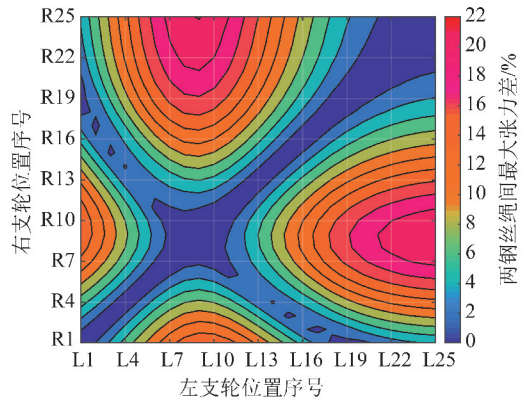
为验证卷筒受力产生变形的计算正确性, 将数值分析时得到的 4 种工况下钢丝绳张力差最低的卷筒结构 (右左出绳方式, 左、右轮孔距均为 4 个绳槽节距, 如图 8 所示, 缠绕过程中钢丝绳最大张力差 0.002%) 进行三维建模, 并导入 Workbench 中使用 Static Structural 模块进行有限元分析。材料定义为 Q345, 弹性模量 206 GPa, 泊松比 0.3, 采用自动划分网格方法, 尺寸大小为 100 mm, 节点数 447 379, 单元数 49 289, 在两支轮内径面添加 Cylindrical Support 约束。如图 9 所示, 将卷筒两缠绳区以绳槽节距进行切割, 对每一圈添加周向压力模拟钢丝绳对卷筒的缠绕, 设定求解步数为 59, 模拟钢丝绳对卷筒的 59 圈缠绕。有限元计算结果如图 10 所示, 卷筒最大变形为 2.240 4 mm, 两缠绳区变形量呈对称规律。



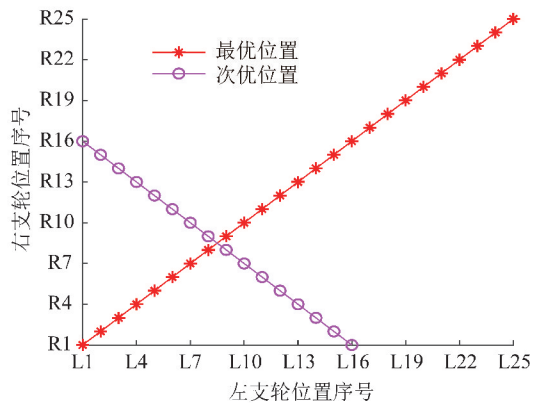
(a) 工况1下的钢丝绳最大张力差



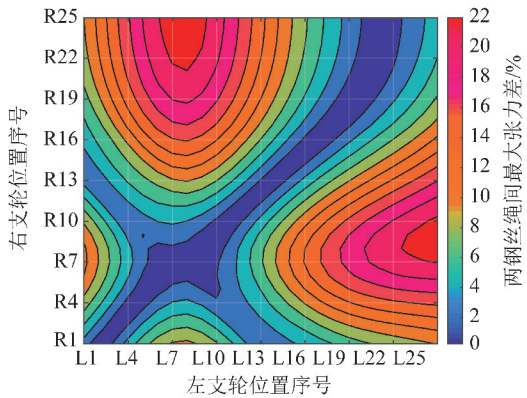
(b) 工况1下最大张力差较小的支轮位置分布



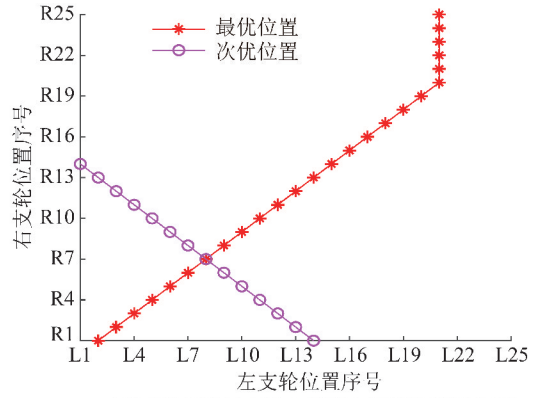
(c) 工况2下的钢丝绳最大张力差



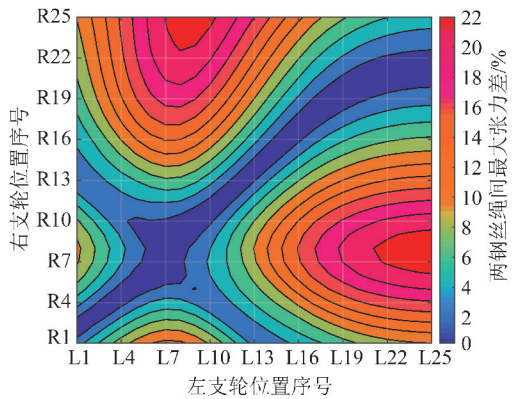
(d) 工况2下最大张力差较小的支轮位置分布



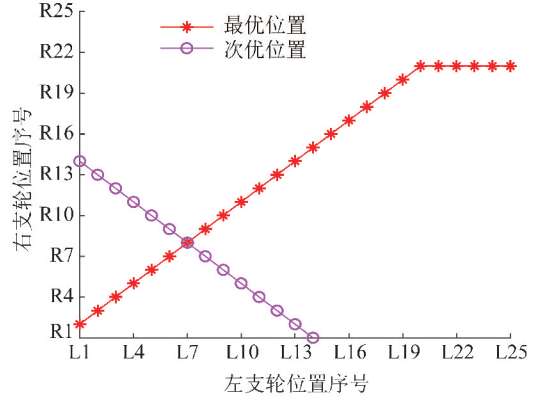
(e) 工况3下的钢丝绳最大张力差



(f) 工况3下最大张力差较小的支轮位置分布



(g) 工况4下的钢丝绳最大张力差



(h) 工况4下最大张力差较小的支轮位置分布

图7 不同工况下的求解结果

Fig. 7 Solution results under different working conditions

表 1 不同工况下支轮最优布置位置的张力差范围

Table 1 Wire ropes' tension difference range of optimal positions of supporting wheels under different working conditions

工况	张力差范围/%
工况 1(左右出绳)	0.006 ~ 0.032
工况 2(右左出绳)	0.002 ~ 0.042
工况 3(同左出绳)	0.270 ~ 1.187
工况 4(同右出绳)	0.277 ~ 1.163

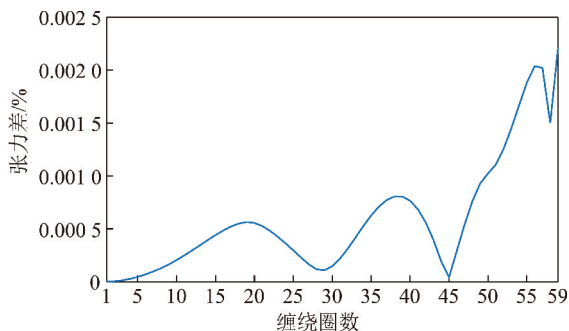


图 8 张力差最低卷筒结构下的钢丝绳张力变化曲线

Fig. 8 Wire ropes' tension difference curve under the optimal drum structure

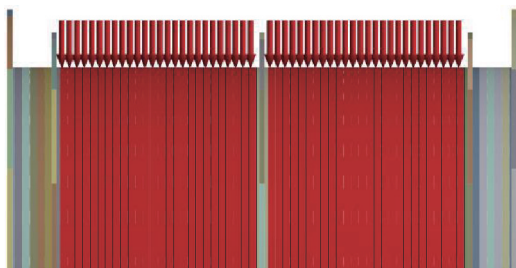


图 9 有限元模型载荷的施加

Fig. 9 Load of finite element model

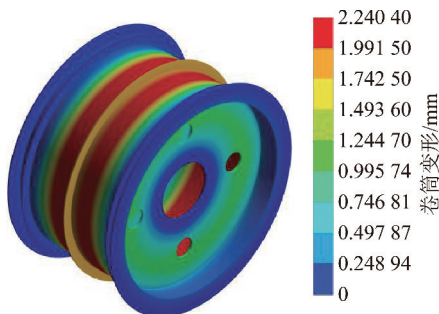


图 10 有限元计算结果

Fig. 10 Finite element calculation result

如图 11 所示,将理论计算与有限元计算下每一圈缠绕时卷筒的最大变形量进行对比,两者的相对误差均不超过 10%,验证了理论模型的正确性。

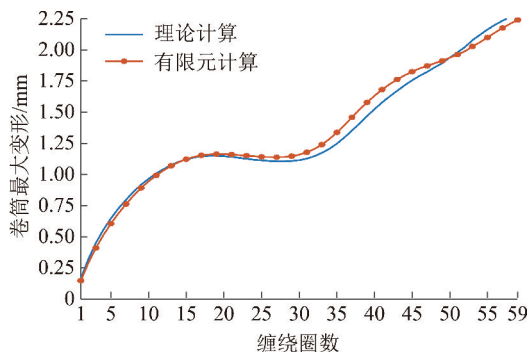


图 11 理论计算与有限元计算结果对比

Fig. 10 Comparison of theoretical calculation and finite element calculation

5 结 论

(1)提升机卷筒结构对双绳多层缠绕钢丝绳提升同步性具有重要影响,卷筒出绳方式与支轮位置的不合理组合会导致钢丝绳间张力差超过 10%,危及提升系统的运行安全。

(2)可采用左、右轮孔距离之间的关系对不同卷筒结构下两钢丝绳缠绕同步性进行规律总结。

(3)卷筒左右与右左出绳方式下的两钢丝绳缠绕同步性在左、右轮孔距离分别相等时是相同的;卷筒同左与同右出绳方式下的两钢丝绳缠绕同步性在左、右支轮布置位置互为对称时是相同的。

(4)卷筒左右或右左出绳方式下,支轮对称布置时,缠绕过程中的两钢丝绳张力差最小。

(5)研究方法及成果可对超深矿井双绳多层缠绕式提升机的卷筒结构设计和两钢丝绳之间的缠绕同步性保证提供理论参考。

参考文献 (Reference):

- [1] 刘劲军,邹声勇,张步斌,等.我国大型千米深井提升机械的发展趋势[J].矿山机械,2012,40(7):1-6.
LIU Jingjun,ZOU Shengyong,ZHANG Bubing,et al. Discussion trend of domestic large hoisting equipments for deep shafts of thousands meters[J]. Mining & Processing Equipment,2012,40(7):1-6.
- [2] 周进生,鲍荣华.南非矿业现状及与我国合作前景分析[J].矿业研究与开发,2009,29(1):99-102.
ZHOU Jinsheng,BAO Ronghua. The actuality of s. African pining industry and analysis on the mining cooperation prospect of S. African and China[J]. Mining Research and Development,2009,29(1):99-102.
- [3] 龚宪生,罗宇驰,吴水源.提升机卷筒结构对多层缠绕双钢丝绳变形失谐的影响[J].煤炭学报,2016,41(8):2121-2129.
GONG Xiansheng,LUO Yuchi,WU Shuiyuan. Effect of drum structure of mine hoist on multilayer winding and multipoint lifting ropes' discordance [J]. Journal of China Coal Society,2016,

- 41(8):2121-2129.
- [4] 吉罗多 A M, 斯帕格 E N, 周叔良. Blair 多绳提升系统在南非的应用[J]. 国外金属矿山, 1996(1): 57-64.
 - [5] 国家安全生产监督管理总局, 国家煤矿安全监察局. 煤矿安全规程 2016[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 2016: 176-186.
 - [6] Ji Wang, Pi Yangjun, Hu Yumei, et al. Modeling and dynamic behavior analysis of a coupled multi-cable double drum winding hoister with flexible guides[J]. Mechanism & Machine Theory, 2017, 108: 191-208.
 - [7] 吴水源, 龚宪生, 罗宇驰, 等. 缠绕式多点提升系统钢丝绳变形失谐动力学分析[J]. 振动与冲击, 2018, 37(2): 228-235.
WU Shuiyuan, GONG Xiansheng, LUO Yuchi, et al. Dynamic analysis for a multi-point winding hoisting system with discordance among wire ropes[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(2): 228-235.
 - [8] 张骁, 龚宪生, 宁显国, 等. 超深矿井提升系统两绳区圈间过渡不同步时钢丝绳张力差分析[J]. 振动与冲击, 2019, 38(8): 28-35.
ZHANG Xiao, GONG Xiansheng, NING Xianguo, et al. An analysis of tension difference of steel ropes during non-synchronous transition between two crossover zones in a super deep mine hoisting system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(8): 28-35.
 - [9] 李晓光, 龚宪生, 吴水源, 等. 超深矿井提升机多层缠绕钢丝绳圈间过渡对钢丝绳张力差的影响研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(19): 250-254.
LI Xiaoguang, GONG Xiansheng, WU Shuiyuan, et al. Influence of rope circle transition on the dynamic tension of multi layer winding wire ropes in super deep mine hoisting machines[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(19): 250-254.
 - [10] 罗宇驰. 超深矿井提升机卷筒及钢丝绳变形失谐分析及优化[D]. 重庆: 重庆大学, 2016: 23-44.
LUO Yuchi. Drum and ropes' discordance analyze and optimize of ultra-deep hoist[D]. Chongqing: Chongqing University, 2016: 23-44.
 - [11] 宁显国, 龚宪生, 刘文强, 等. 双绳多层缠绕式矿井提升机钢丝绳最佳出绳型式[J]. 煤炭学报, 2017, 42(12): 3323-3330.
NING Xianguo, GONG Xiansheng, LIU Wenqiang, et al. Best fixation mode of wire rope for double-rope multi-layer winding mine hoist [J]. Journal of China Coal Society, 2017, 42(12): 3323-3330.
 - [12] 刘文强, 龚宪生, 宁显国, 等. 多层缠绕提升机卷筒绳槽参数研究[J]. 煤炭学报, 2017, 42(11): 3035-3043.
LIU Wenqiang, GONG Xiansheng, NING Xianguo, et al. Research on rope groove parameters of multilayer winding hoist drum [J]. Journal of China Coal Society, 2017, 42(11): 3035-3043.
 - [13] WU Juan. The finite element modeling of spiral ropes[J]. International Journal of Coal Science & Technology, 2014, 1(3): 346-355.
 - [14] 王刚, 黄灵辉, 刘劲军. 超深矿井提升机卷筒受力结构优化设计研究[J]. 计算机仿真, 2017, 34(1): 220-226.
WANG Gang, HUANG Linghui, LIU Jingjun. Research on optimization design of forced structure of ultra-deep mine hoist drum [J]. Computer Simulation, 2017, 34(1): 220-226.
 - [15] WU Juan, KOU Ziming. Theoretical coupling longitudinal-transverse model and experimental verification of transverse vibration of rope for multi-rope friction hoisting system[J]. International Journal of Coal Science & Technology, 2016, 3(1): 77-84.
 - [16] YU Zhenliang, LI Weimin. CAE Optimization design of mine hoist spindle device[J]. Advanced Materials Research, 2011, 299-300: 878-882.
 - [17] JIN Minjin, WANG Hanbin, CHEN Hongzhang, et al. The optimum design of main shaft device of double reels for wrapped hoist [J]. International Journal of Information & Systems Sciences, 2005, 1(3-4): 398-405.
 - [18] 刘守成, 依·彼·克鲁其科夫. 起重机多层卷绕卷筒径向压力的研究[J]. 大连工学院学报, 1962(3): 25-47.
 - [19] 葛世荣, 孙玉蓉. 矿井提升机多层缠绕卷筒筒壳强度计算的理论实验研究[J]. 矿山机械, 1986(12): 54-60.
 - [20] 宁显国. 超深矿井提升机最佳出绳时钢丝绳与绳槽的接触特性和滑移行为[D]. 重庆: 重庆大学, 2018: 27-41.
NING Xianguo. Contact characteristics and slippage behavior between wire rope and drum groove for best fixation model in ultra-deep mine hoist [D]. Chongqing: Chongqing University, 2018: 27-41.
 - [21] 徐绍军. 矿井提升机圆板支轮筒壳的强度计算[J]. 矿业研究与开发, 1997(1): 42-45.
XU Shaojun. Strength calculation for drum shell of round board bearing wheel of mine winder [J]. Mining Research and Development, 1997(1): 42-45.
 - [22] 杜云海. 材料力学 2 [M]. 郑州: 郑州大学出版社, 2012: 79-102.
 - [23] 潘英. 矿山提升机械设计 [M]. 徐州: 中国矿业大学出版社, 2001: 46-90.