

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. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2015.1959

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. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2015.1959

提升机卷筒结构对多层缠绕双钢丝绳变形失谐的影响

龚宪生^{1,2}, 罗宇驰^{1,2}, 吴水源^{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: 针对用于矿产资源深部开采的超深矿井提升装备, 为保证多点提升、多层缠绕钢丝绳间的同步性, 从提升机主轴装置卷筒结构角度, 探讨钢丝绳间变形失谐的成因, 并提出减小失谐量的有效解决方案。通过建立钢丝绳多层缠绕与双绳区卷筒在圈间、层间缠绕时的耦合变形模型, 得到卷筒在各圈缠绕时的受力情况。利用有限元法计算提升过程中卷筒的变形量, 得到两钢丝绳变形失谐量波动曲线。结果表明, 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, 提升过程中卷筒的变形会引起钢丝绳间变形失谐, 若控制不当可能导致钢丝绳间的张力差超标, 危及钢丝绳安全。通过优化提升机卷筒腹板支承结构, 可以明显提高卷筒刚度, 减小钢丝绳间变形失谐量。研究结果可对设计超深矿井双钢丝绳多层缠绕提升卷筒结构, 保证钢丝绳多点提升、多层缠绕的同步性提供参考。

关键词: 多点提升; 多层缠绕; 卷筒; 变形失谐

中图分类号: TD534.2

文献标志码: A

文章编号: 0253-9993(2016)08-2121-09

Effect of drum structure of mine hoist on multilayer winding and multipoint lifting ropes' discordance

GONG Xian-sheng^{1,2}, LUO Yu-chi^{1,2}, WU Shui-yuan^{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 ultra-deep mine hoist is used in deep mining. To ensure ropes' synchronization under multipoint lifting and multilayer winding conditions, the causes of ropes' discordance were studied and the effective scheme was proposed for reducing the discordant value perspective from the hoist drum's structure. The coupling deformation model of ropes and drum during winding between cycles and layers was built, then the load condition on the drum during lifting process was obtained. Finite element method was utilized to compute the drum's deformation and obtained the variation curve of ropes discordant value. The results show that the drum's structure has a great influence on ropes' synchronization and the coupling deformation on drum and ropes will cause ropes' discordance. If under an improper control, the tension difference between ropes will exceed, which causes ropes unsafe. Through optimizing the support structure, the drum's stiffness was improved and the ropes discordant value was decreased significantly. The study has theoretical and applied values for the design of drum's structure for ensuring ropes' synchronization under multipoint lifting and multilayer winding conditions.

Key words: multipoint lifting; multilayer winding; drum; discordance

收稿日期: 2015-12-28 修回日期: 2016-03-28 责任编辑: 许书阁

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: 龚宪生(1956—), 男, 重庆人, 教授, 博士生导师, 博士。E-mail: cqxsong@cqu.edu.cn。通讯作者: 罗宇驰(1991—), 男, 四川德阳人, 硕士研究生。E-mail: 20093033@cqu.edu.cn

更好的开展资源开发利用一直是各国的重要发展战略,目前,一些矿业大国的矿山开采深度已经达到 2 500~4 000 m,南非计划开采深度达 6 000 m。我国矿山的平均开采深度在 500 m 左右,随着浅层矿产资源的消耗,未来 10 a 内,我国矿井的开采深度必然达到 1 000~2 000 m^[1]。矿井提升装备作为资源开发的关键装备,在向深部发展时,传统的矿井提升装备及其理论已经不能满足对有效荷载率、提升效率、安全性等的基本要求。对于超深井提升,设计制造新的超深矿井提升装备成为深部矿产资源开发利用的瓶颈问题。

对传统单绳缠绕式提升装备的研究主要有钢丝绳缠绕过程高效平稳设计^[2-3];卷筒结构可靠性设计^[4-5];运行安全设计^[6-7]等。而在井深超过 1 500 m 时,其装备结构应满足深部开采超深、高速、重载、高安全等带来的挑战,传统单绳缠绕式提升机的钢丝绳需要采用的直径过大、多绳摩擦式提升机钢丝绳应力波动值过大,均不适用^[8]。故超深矿井提升装备,多采用多绳缠绕式提升机,如图 1 所示。

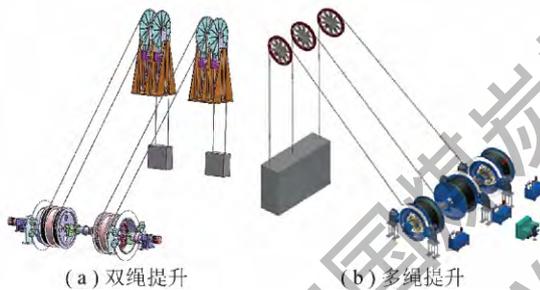


图 1 超深矿井提升装备示意

Fig. 1 Diagram of the ultra-deep mine hoist

与传统矿井提升装备的不同在于:卷筒上分为两个或多个绳区,两根或多根钢丝绳分别多层缠绕于各绳区上,并通过天轮来同步高速提升重载。同时,高速重载提升的动载荷巨大;多点提升系统的变形差异巨大,同步控制困难;复杂工况破坏容器运行平稳性,威胁系统安全运行,故需要对提升装备进行全面的理论和结构创新。国内外鲜有关于超深矿井提升装备多绳缠绕提升的文献,对多绳提升变形差异产生机理的研究亦较少,本文拟从多绳提升变形失谐产生机理展开研究,由于多绳拓扑提升较为复杂,故首先对双绳提升进行研究。

在高速重载提升过程中,由于多种因素,两根钢丝绳会出现长度差异,长度差会引起两根钢丝绳间出现张力差。本文定义为“双绳间提升钢丝绳变形失谐”,简称“钢丝绳变形失谐”。张力差过大存在其中一根钢丝绳断绳的可能,引起坠罐等安全事故,故钢丝绳变形失谐直接影响提升安全性。

造成钢丝绳变形失谐的因素很多,主要有:(1)双绳受力不平衡造成变形长度差,并进一步造成受力不平衡;(2)钢丝绳由于材料、制造等因素,造成两绳整体力学性质差异,应变不等;(3)卷筒由于刚性支承结构不合理、卷筒的圆度和圆柱度等制造误差,造成两绳区钢丝绳缠绕半径差异和变形不同步,缠绕钢丝绳的长度不等;(4)两绳槽由于制造误差,造成缠绕钢丝绳长度不等;(5)绳槽结构和钢丝绳提升中振动引起的排绳差异;(6)两绳区钢丝绳在圈间和层间过渡时的不同步引起钢丝绳长度差异,进而引起张力差;(7)提升过程中提升容器与罐道、钢丝绳与天轮、钢丝绳与绳槽,以及钢丝绳内部的摩擦磨损造成的钢丝绳长度差异。

以上各因素均可以作详细的研究,本文拟对因素(3)从双绳提升过程中卷筒与缠绕钢丝绳的耦合变形角度,进行深入探讨。钢丝绳多层堆叠缠绕,存在张力降低,这使得分析提升过程卷筒与钢丝绳的耦合变形问题变得复杂。刘守成^[9]考虑卷筒径向压缩变形和钢丝绳断面变形对张力的削弱,提出多层卷筒径向压力的计算方法;龚伟安^[10]通过解析法考虑支承条件,给出了均布外压下,筒壳变形与应力的准确解;葛世荣^[11]建立了静不定计算模型,分析绳圈间及与卷筒的相互作用,研究筒壳载荷变化规律,与实验吻合较好;胡勇^[12]研究了多层缠绕钢丝绳对挡绳板的载荷变化规律。同时,钢丝绳在两绳区同步缠绕,卷筒变形与两绳状态紧密相关,国内外学者从钢丝绳力学性能^[13]及提升过程的动态特性^[14-15]角度,亦开展了大量研究。

1 缠绕钢丝绳张力降低

1.1 层间缠绕钢丝绳张力降低

钢丝绳多层堆叠缠绕,下层钢丝绳由于其缠绕半径变小,使钢丝绳内周向应变减小,应力减小,张力减小,对卷筒总压力并不是单层压力的缠绕层数倍。而造成缠绕半径减小的原因有:(1)卷筒受钢丝绳压力发生径向变形;(2)下层钢丝绳受压力发生横截面变形;(3)上层钢丝绳压力使本层横截面变形。卷筒半径 R ,厚度 δ ,绳槽节距 t ,受钢丝绳压力 P ,如图 2 所示。厚度方向壁上正压应力 σ ,周向应变 ε ,周向弹性模量 E ,径向变形量 ΔR ,建立卷筒的受力变形等式:

$$2\sigma t \delta \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) = -tPRd\theta \quad (1)$$

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{-PR/\delta}{-\Delta R/R} = \frac{PR^2}{\delta \Delta R} \quad (2)$$

故

$$\Delta R = \frac{PR^2}{\delta E} \quad (3)$$

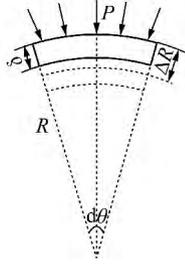


图 2 卷筒受力

Fig. 2 Loads on drum

卷筒上钢丝绳的张力为 T , 受力如图 3 所示, 由受力平衡得

$$P = \frac{N}{tRd\theta} = \frac{2T\sin(d\theta/2)}{tRd\theta} \approx \frac{T}{tR} \quad (4)$$

代入式 (3) 得

$$\Delta R = \frac{TR}{t\delta E} \quad (5)$$

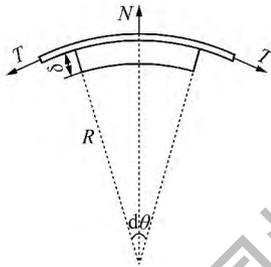


图 3 钢丝绳受力

Fig. 3 Loads on rope

从钢丝绳第 1 层缠绕开始, 分析层间张力降低, 令 T_m^n 表示缠到 n 层时, 第 m 层钢丝绳的张力; $T_{m,n}$ 表示缠到第 n 层时, 第 m 层钢丝绳对应缠第 n 层的张力降低量; R_n 表示 n 层钢丝绳缠绕后, 卷筒的径向变形量; P_n 表示 n 层钢丝绳缠绕后产生的压力。

(1) 当缠绕 1 层时, 钢丝绳张力为 T_1^1 。

$$R_1 = \frac{T_1^1 R}{t\delta E} \quad (6)$$

(2) 当缠绕 2 层时, 第 2 层钢丝绳张力为 T_2^2 , 第 1 层钢丝绳张力为 T_1^2 。

$$T_1^2 = T_1^1 - T_{1,2} \quad (7)$$

$$P_2 = \frac{T_2^2 + T_1^2}{tR} \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{P_2 R^2}{\delta E} \quad (9)$$

此即为缠绕 2 层时卷筒的变形量, 第 1 层钢丝绳的受力如图 4 所示, 摩擦因数 μ , 令 N_m^n 表示缠到第 n 层时, 第 m 层钢丝绳受竖直方向的压力, 其受力为

$$\begin{cases} F\sin\beta + F_s\cos\beta = N_1^2/2 = T_2^2 d\theta/2 \\ F_s = \mu F \end{cases} \quad (10)$$

故

$$F = \frac{T_2^2 d\theta}{2(\sin\beta + \mu\cos\beta)} \quad (11)$$

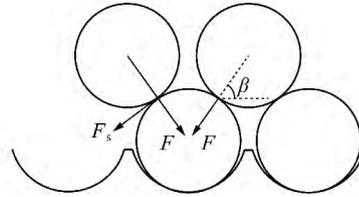


图 4 钢丝绳间作用力

Fig. 4 Interaction forces between ropes

将 F 和 F_s 沿竖直和水平方向分解, 如图 5 所示。

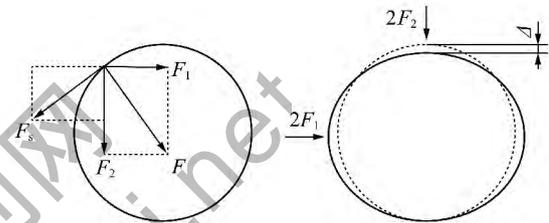


图 5 钢丝绳受力分解

Fig. 5 Forces decomposition on rope

$$F_1 = F\cos\beta - F_s\sin\beta = F(\cos\beta - \mu\sin\beta) = \frac{T_2^2 d\theta \cot(\beta + \gamma)}{2} \quad (12)$$

式中 $\gamma = \arctan\mu$ 。

$$F_2 = F\sin\beta + F_s\cos\beta = \frac{T_2^2 d\theta}{2} \quad (13)$$

叠加两侧竖直和水平方向力, 钢丝绳直径 d , 横向弹性模量 E_R , 得钢丝绳竖直方向的变形为

$$\Delta_1^{2v} = \frac{2F_2}{E_R(R - R_2 + d/2)d\theta} \quad (14)$$

水平方向的变形为

$$\Delta_1^{2h} = \frac{2F_1}{E_R(R - R_2 + d/2)d\theta} \quad (15)$$

此变形是假设力作用在竖直和水平极限点, 而真实钢丝绳接触力与水平面呈 β 角, 以接触点竖直方向长度为比例近似表示, 钢丝绳横向泊松比 ν , 得钢丝绳在竖直方向的总变形为

$$\Delta_1^2 = (\Delta_1^{2v} - \nu\Delta_1^{2h}) \sin\beta \quad (16)$$

此即为缠绕 2 层时第 1 层钢丝绳的变形量, 令 ΔR_n 表示第 n 层缠绕造成的卷筒径向变形量, 故第 1 层钢丝绳在第 2 层缠绕后的相对径向变形量为

$$y_1^2 = \Delta R_2 + \frac{1}{2}\Delta_1^2 = (R_2 - R_1) + \frac{1}{2}\Delta_1^2 \quad (17)$$

钢丝绳拉应力 σ_s , 拉伸弹性模量 E_s , 故第 1 层钢

钢丝绳的张力降低量为

$$T_{1,2} = \frac{\pi d^2}{4} \sigma_s = \frac{\pi d^2 y_1^2}{4(R - R_1 + d/2)} E_s \quad (18)$$

(3) 当缠绕 n 层时,第 n 层钢丝绳拉力为 T_n^m ,第 $n-1$ 层钢丝绳拉力为 T_{n-1}^m , \dots ,第 m 层钢丝绳拉力为 T_m^m , \dots ,第 1 层钢丝绳拉力为 T_1^m 。

$$T_{n-1}^m = T_{n-1}^{m-1} - T_{n-1,n} \quad (19)$$

$$T_m^m = T_m^m - T_{m,n} - T_{m,n-1} - \dots - T_{m,m+1} \quad (20)$$

$$T_1^m = T_1^m - T_{1,n} - T_{1,n-1} - \dots - T_{1,2} \quad (21)$$

$$P_n = \frac{T_n^m + T_{n-1}^m + \dots + T_m^m + \dots + T_2^m + T_1^m}{tR} \quad (22)$$

$$R_n = \frac{P_n R^2}{\delta E} \quad (23)$$

对第 1 层钢丝绳,分析方法与缠绕 2 层时相同,有

$$\begin{cases} F_s \sin \beta + F_s \cos \beta = N_1^m / 2 = (T_n^m + T_{n-1}^m + \dots + T_m^m + \dots + T_3^m + T_2^m) d\theta / 2 \\ F_s = \mu F \end{cases} \quad (24)$$

$$F_1 = \frac{(T_n^m + T_{n-1}^m + \dots + T_m^m + \dots + T_2^m) d\theta \cot(\beta + \gamma)}{2} \quad (25)$$

$$F_2 = \frac{(T_n^m + T_{n-1}^m + \dots + T_m^m + \dots + T_3^m + T_2^m) d\theta}{2} \quad (26)$$

$$\Delta_1^{n'} = \frac{2F_2}{E_R(R - R_n + d/2)} d\theta \quad (27)$$

$$\Delta_1^{n''} = \frac{2F_1}{E_R(R - R_n + d/2)} d\theta \quad (28)$$

$$\Delta_1^n = (\Delta_1^{n'} - v\Delta_1^{n''}) \sin \beta \quad (29)$$

$$y_1^n = \Delta R_n + \frac{1}{2}(\Delta_1^n - \Delta_1^{n-1}) = (R_n - R_{n-1}) + (\Delta_1^n - \Delta_1^{n-1}) / 2 \quad (30)$$

$$T_{1,n} = \frac{\pi d^2 y_1^n}{4(R - R_{n-1} + d/2)} E_s \quad (31)$$

对第 m 层钢丝绳有

$$\begin{cases} F_s \sin \beta + F_s \cos \beta = N_m^m / 2 = (T_n^m + T_{n-1}^m + \dots + T_{m+1}^m) d\theta / 2 \\ F_s = \mu F \end{cases} \quad (32)$$

$$\Delta_m^{n'} = 2F_2 / \{E_R \{R - R_n + \sin \beta [(m-1)d + d/2] - \Delta_1^n - \dots - \Delta_{m-1}^n\} d\theta\} \quad (33)$$

$$\Delta_m^{n''} = 2F_1 / \{E_R \{R - R_n + \sin \beta [(m-1)d + d/2] -$$

$$\Delta_1^n - \dots - \Delta_{m-1}^n\} d\theta\} \quad (34)$$

$$\Delta_m^n = (\Delta_m^{n'} - v\Delta_m^{n''}) \sin \beta \quad (35)$$

$$y_m^n = (R_n - R_{n-1}) + (\Delta_1^n - \Delta_1^{n-1}) + (\Delta_2^n - \Delta_2^{n-1}) + \dots + (\Delta_{m-1}^n - \Delta_{m-1}^{n-1}) + \frac{1}{2}(\Delta_m^n - \Delta_m^{n-1}) \quad (36)$$

$$T_{m,n} = \pi d^2 y_m^n E_s / \left\{ 4 \left[R - R_{n-1} + \sin \beta \left[(m-1)d + \frac{d}{2} \right] - \Delta_1^n \dots - \Delta_{m-1}^n \right] \right\} \quad (37)$$

1.2 圈间缠绕钢丝绳张力降低

双绳区卷筒钢丝绳圈间张力降低,主要是由于相邻钢丝绳的缠绕造成卷筒持续变形。钢丝绳后一圈缠绕引起的卷筒挠度变化,使其已缠钢丝绳张力变化,其前一圈拉力的变化引起挠度的 2 次变化,再使其之前已缠钢丝绳张力 2 次变化,以此类推。

圈间钢丝绳张力降低的求解与挠曲线方程直接相关,根据弹性基础梁理论^[16]构建的卷筒筒壁挠曲线方程为

$$y = e^{\beta x} (A_1 \cos \varphi x + A_2 \sin \varphi x) + e^{-\beta x} (A_3 \cos \varphi x + A_4 \sin \varphi x) + \frac{q}{k} \quad (38)$$

将最后缠入的钢丝绳在卷筒上的作用力作为集中力,施加在卷筒壁上如图 6 所示,为使挠曲线在 AB 段上处处连续可导,将其看作无限长梁受集中力工况,梁受剪力 Q ,以 F_1' 、 F_2' 点分别为原点建立方程:

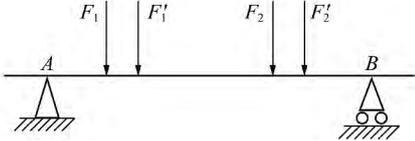
$$\begin{cases} \frac{dy}{dx} \Big|_{x=0} = 0 \\ Q \Big|_{x=0} = F, y \Big|_{x=\infty} = 0 \end{cases} \quad (39)$$


图 6 卷筒受力简图

Fig. 6 Scheme of loads on drum

接着将挠度叠加即为两绳最后缠入圈作用下卷筒的挠度变化。

令卷筒在 F_1' 、 F_2' 作用下的挠曲线方程为

$$y = y'(x) \quad (40)$$

绳槽节距为 t ,则相邻 K 圈的挠度变化为

$$y \Big|_{x=Kt} = y'(x) \quad (41)$$

故 n 层缠绕时,第 1 层钢丝绳圈间张力降低为

$$\Delta T = \frac{\pi d^2 y \Big|_{x=Kt}}{4(R - R_{n-1} + d/2)} E_s \quad (42)$$

按式(39)求得挠曲线,估算相邻绳圈挠度变量为

$$\Delta y|_{k=1} = \frac{\varphi F}{2k} e^{-\varphi t} (\cos \varphi t + \sin \varphi t) \quad (43)$$

代入式(42)中, 计算相邻绳圈张力变量为

$$\Delta T = \frac{\pi d^2 \varphi F}{2k} \frac{e^{-\varphi t} (\cos \varphi t + \sin \varphi t)}{4(R - R_{n-1} + d/2)} E_s \quad (44)$$

张力变化引起的相邻绳圈挠度 2 次变化量为

$$\Delta y' = \frac{\Delta TR}{t\delta E} = \frac{\pi d^2 R E_s}{4(R - R_{n-1} + d/2) t\delta E} \Delta y \quad (45)$$

因 $R \gg R_n$, $R \gg d/2$ 故 $R \approx R - R_n + d/2$, 同样 $d \approx \delta$, 因 $E > 2E_s$, 取 $E \approx 2E_s$, 式(45) 写为

$$\Delta y' = \frac{\pi d}{8t} \Delta y \quad (46)$$

取图 7 所给的卷筒参数 $\Delta y' \approx 0.157\Delta y$ 。变形量减小了 15.7%, 说明 2 次变形引起的相邻钢丝绳张力降低是不可忽略的。

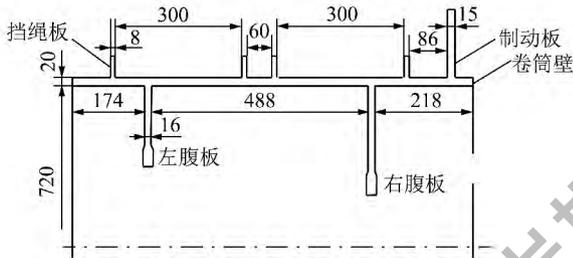


图 7 双绳卷筒结构

Fig. 7 Structure of multipoint lifting drum

2 钢丝绳张力降低系数计算

单筒双绳提升机卷筒几何参数如图 7 所示, 提升载荷 1.6 t, 卷筒壁厚 20 mm, 绳槽节距 10 mm, 钢丝绳直径 8 mm, 拉伸弹性模量 90 GPa, 横向弹性模量 227.6 MPa, 横向泊松比 0.132, 每米重 0.262 kg。两绳区均右出绳型式, 共缠绕 3 层又 10 圈, 1 层缠绕 30 圈; 2, 3 层缠绕 29 圈。

将卷筒参数代入第 1 节的数学模型, 通过 Matlab 求解, 得到提升过程每圈缠绕时, 已缠钢丝绳张力的变化情况。

图 8 为 4 层缠绕时, 钢丝绳层间张力降低系数, 在缠绕到第 4 层时, 其下层钢丝绳的张力降低并不是逐层减小。考虑 1.1 节的 3 个原因, 第 1 层钢丝绳缠绕半径减小量 ΔR_1 主要由(1)、(3)造成, 而第 2 层减小量 ΔR_2 , 由(1)、(3)造成的减小量与第 1 层接近, 还存在(2)造成的减小量, 故 $\Delta R_2 > \Delta R_1$, 同时第 2 层钢丝绳缠绕半径大于第 1 层, 所以第 2 层周向应变减小更多, 张力减小更多。第 3 层以上受其上层钢丝绳压力逐渐减小, 故缠绕半径减小量逐渐减小, 张力减小量逐渐减小, 故第 2 层张力降低系数最小。

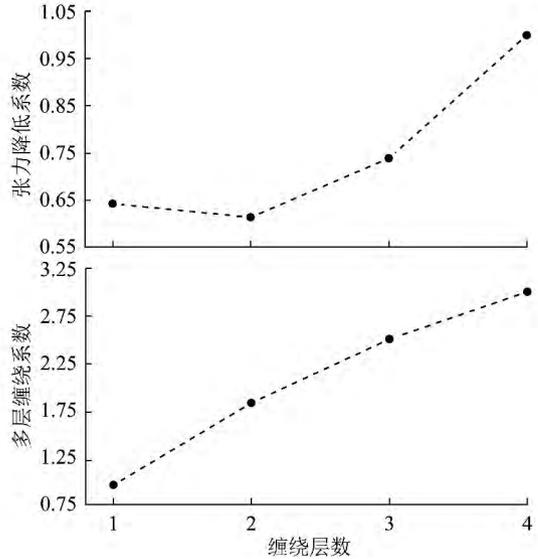


图 8 层间张力降低系数和多层缠绕系数

Fig. 8 Ropes' tension coefficient by layers and coefficient of multilayer winding

图 8 的多层缠绕系数, 表示 n 层缠绕时, 卷筒上 n 层钢丝绳张力降低系数之和。如 3 层缠绕时, 卷筒受压力 $P = n_1 P_1 + n_2 P_2 + 1 \cdot P_3$ (n_1, n_2 表示各层张力降低系数; P_1, P_2, P_3 表示各层初始压力)。故多层缠绕系数 $K = n_1 + n_2 + 1$, 这是层间钢丝绳张力降低系数在卷筒上的总体反映。多层缠绕系数是非线性的, 斜率逐渐减小, 增长率减小。

图 9 为各层缠绕到末圈时, 两绳区钢丝绳圈间张力降低系数。在第 1 层缠绕到第 30 圈时, 其相邻 10 圈(即第 20 ~ 29 圈) 圈间张力降低系数的变化幅度较大, 说明缠绕主要影响相邻 10 圈的钢丝绳张力, 这与文献[16]提到的 $1.83\sqrt{R\delta}$ 一致。2 ~ 4 层的圈间降低系数的变化规律与 1 层相似。可以看出, 层间降低系数对张力的影响大于圈间。

在缠绕过程中, 张力降低系数随缠绕动态变化, 张力降低系数 $n = n_{c_j} n_{q_j}$, 其中, 下标 c_j 表示层间; q_j 表示圈间。因第 1 节对张力降低的推导均建立在卷筒为薄壁圆筒的基础上, 而图 7 模型两绳区均有腹板支承结构, 故在计算张力降低系数时需考虑支承的影响, 假设腹板为刚性支承, 则式(36)修正为

$$y_m^n = (1 - \omega)(R_n - R_{n-1}) + (\Delta_1^n - \Delta_1^{n-1}) + \dots$$

其中 ω 的取值即为对以支承点为集中力作用的卷筒筒壁挠曲线方程式(38)在各绳槽位置的解, 在支承点处 $\omega = 1$, 在距离支承点 $\geq 1.83\sqrt{R\delta}$ 处 $\omega = 0$ 。当缠满 98 圈时, 各圈 n 值如图 10 所示。

3 卷筒变形及钢丝绳变形失谐计算

以图 7 的参数建立有限元模型, 考虑缠绕过程中

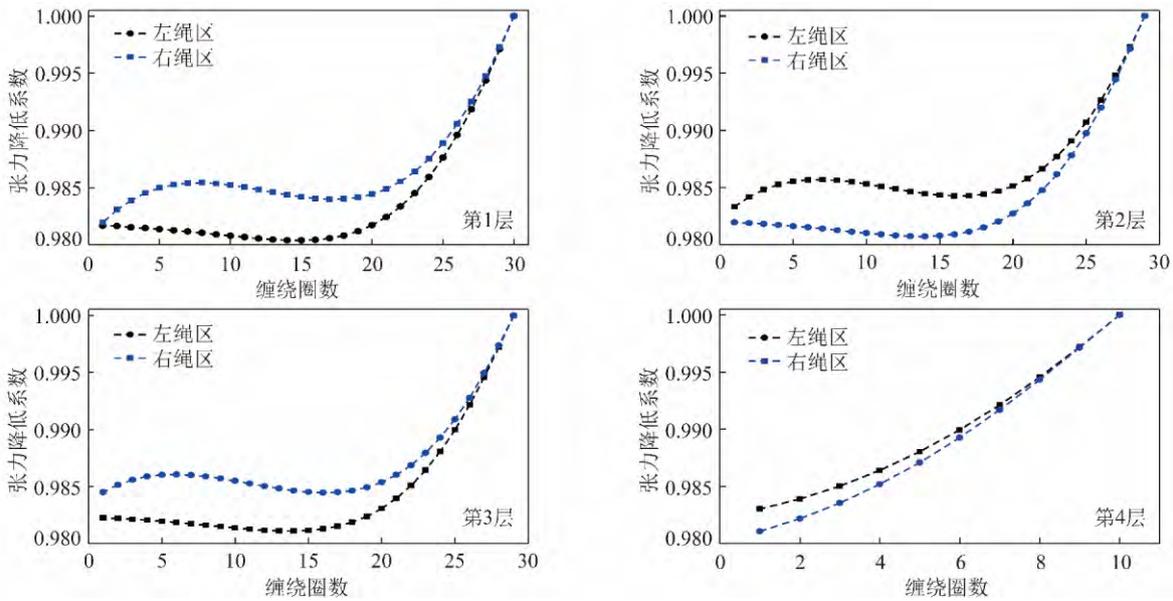


图 9 圈间张力降低系数

Fig. 9 Ropes' tension coefficient by cycles

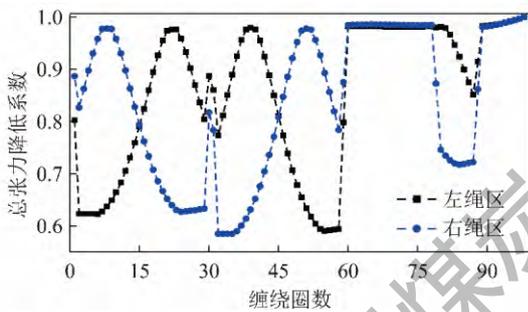


图 10 总张力降低系数

Fig. 10 Ropes' tension coefficient

钢丝绳张力降低系数和提升长度变化对钢丝绳张力的影响,钢丝绳对卷筒的压力作为径向线载荷施加在各绳槽位置处,在腹板下端与支轮联接端面施加全固定约束。以各圈缠绕为工况,对卷筒结构进行有限元静力学分析。

图 11 为第 1 层各圈缠绕,卷筒的变形情况。前 6 圈为辅助圈,钢丝绳由右向左缠绕,在前 10 圈缠绕时,由于右绳区下有腹板支承,而左绳区在卷筒中部(无支承),故右绳区径向变形缓慢变化,左绳区大幅变化,变化率逐渐减小。在中间 10 圈缠绕时,受卷筒支承结构和圈间张力降低系数的共同作用,右绳区径向变形大幅变化,变化率逐渐减小,左绳区缓慢变化,先正后负。在后几圈缠绕时,右绳区径向变形缓慢变化,逐渐增大,左绳区缓慢变化,逐渐减小。整个过程的变形与钢丝绳缠绕方向一致,整体向左滑动。

在缠满第 1 层,右绳区层间过渡处(即两绳区左侧挡绳板处)卷筒的变形梯度明显大于左绳区。

图 12 为第 2 3 4 层各圈缠绕,卷筒的变形情况。第 2 层情况与第 1 层相反,第 3 层情况与第 1 层相

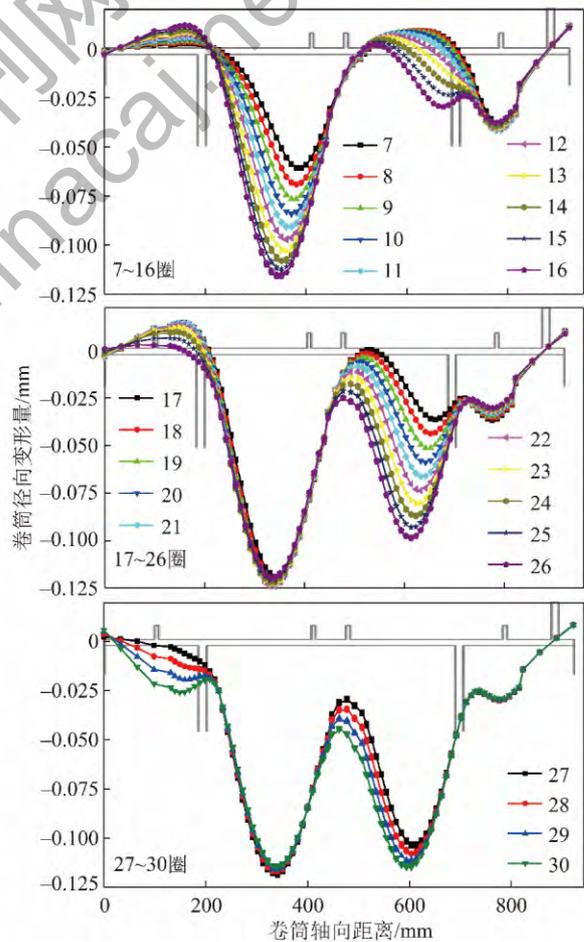


图 11 第 1 层缠绕卷筒径向变形

Fig. 11 Radial deformation when winding on 1st layer

似。缠满各层后层间过渡时,在两绳区内侧挡绳板处变形梯度均较大。过大的变形梯度将导致挡绳板倾斜,其上安装的过渡块将不能按照设计的尺寸、角度引导钢丝绳层间过渡,将导致冲击、摩擦加剧。

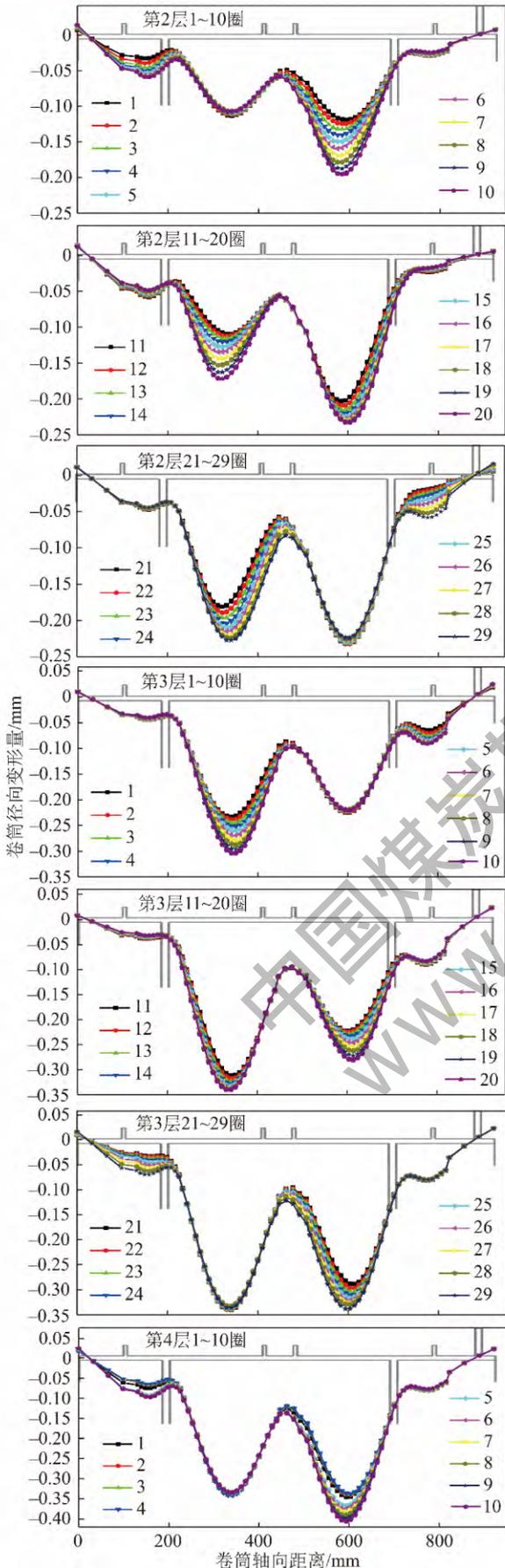


图 12 多层缠绕卷筒径向变形

Fig. 12 Radial deformation when winding on layers

卷筒两绳区径向变形的不同步性,直接影响到两绳缠绕周长,使两绳出现缠绕长度差异,造成提升段钢丝绳变形失谐,引起张力差。根据卷筒各圈缠绕各时刻的变形量,得到两绳区上缠绕钢丝绳的长度,其差值即为长度差的波动曲线(图 13)。

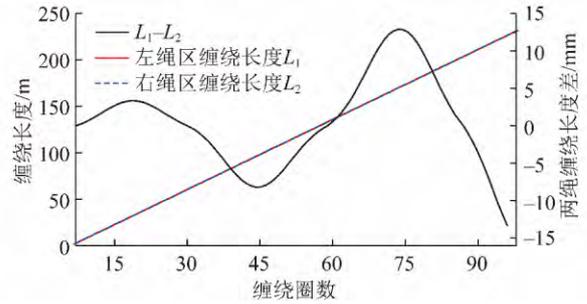


图 13 两绳缠绕长度差波动曲线

Fig. 13 Variation curves of ropes' discordant value

两绳长度差随缠绕层数的增加,震荡加剧。并且由于存在钢丝绳张力降低,长度差震荡峰值非线性。因计算只考虑了提升高度对钢丝绳张力的影响,未考虑由于长度差带来的张力差对卷筒变形的 2 次作用,曲线只在一定程度上可反映卷筒变形与钢丝绳长度差的关系。

分析得到:(1) 卷筒的最大变形量直接影响长度差震荡峰值;(2) 内侧挡绳板处卷筒变形梯度大,影响层间过渡;(3) 同层缠绕时最大变形(最大应力)位置均出现在单个绳区。以上问题可通过优化腹板支承位置来减小。

4 腹板支承位置探讨

将各绳区 15 等分,从外侧向内侧分为 1 区、2 区、...、15 区,如图 14 所示。将腹板设计在不同区域。

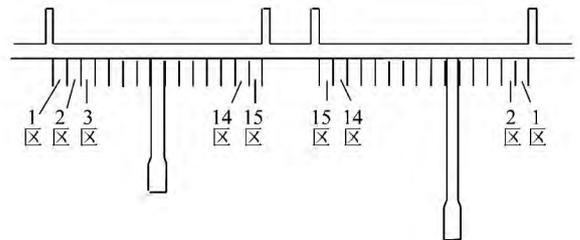


图 14 绳区分区示意

Fig. 14 Scheme of partitions on drum

将腹板支承等效为腹板设计区域的固定约束,以第 3 层各圈缠绕为工况,进行有限元分析。对比卷筒最大径向变形值,见表 1。腹板在 5 区之后的最大径向变形量较小,故对右腹板的优化在 5 区之后取值。同时需保证卷筒受力均匀,即最大变形在两绳区均出现,分析结果见表 1。

表 1 右腹板 5 6 7 8 区位置下左腹板各区对比
Table 1 Contrast when right sternum at 5 6 7 8 region

左腹板位置	4 区	5 区	6 区	7 区	8 区	9 区	7 区	8 区	8 区	9 区	9 区
	右腹板位置 5 区					右腹板位置 6 区		右板位置 7 区		右板位置 8 区	
左	出现圈数	19	18	16	15	最大变形	15	13	14	12	13
绳	距内侧挡绳板距/mm	96	86	76	66	不出现	76	66	57	37	37
区	最大径向变形/mm	0.331	0.315	0.282	0.244	该绳区	0.247	0.206	0.207	0.164	0.166
右	出现圈数	最大变形		29	29	29	29	29	29	29	29
绳	距内挡绳板距/mm	不出现		70	70	70	70	60	60	50	50
区	最大径向变形/mm	该绳区		0.310	0.312	0.314	0.316	0.277	0.280	0.243	0.246
											0.206

选择最优腹板位置时,不仅需考虑最大径向变形,同时考虑最大变形出现位置,因为变形离挡绳板近,过渡处变形较大,影响层间过渡。综合表 1,选择右腹板 7 区、左腹板 8 区作为优化方案 1,右腹板 6 区、左腹板 7 区作为优化方案 2。

有限元法分析优化方案 1 2 下的完整模型,并与

原模型(右腹板 4 区、左腹板 4 区)对比,如图 15 所示。优化方案 1 2 均增大了卷筒的径向刚度。同时,方案 1 的最大径向变形值较小,但在挡绳板处的变形较大。故当腹板位置有利于减小最大径向变形值时,会在一定程度上增大挡绳板处径向变形量。综合考虑方案 2 较好。

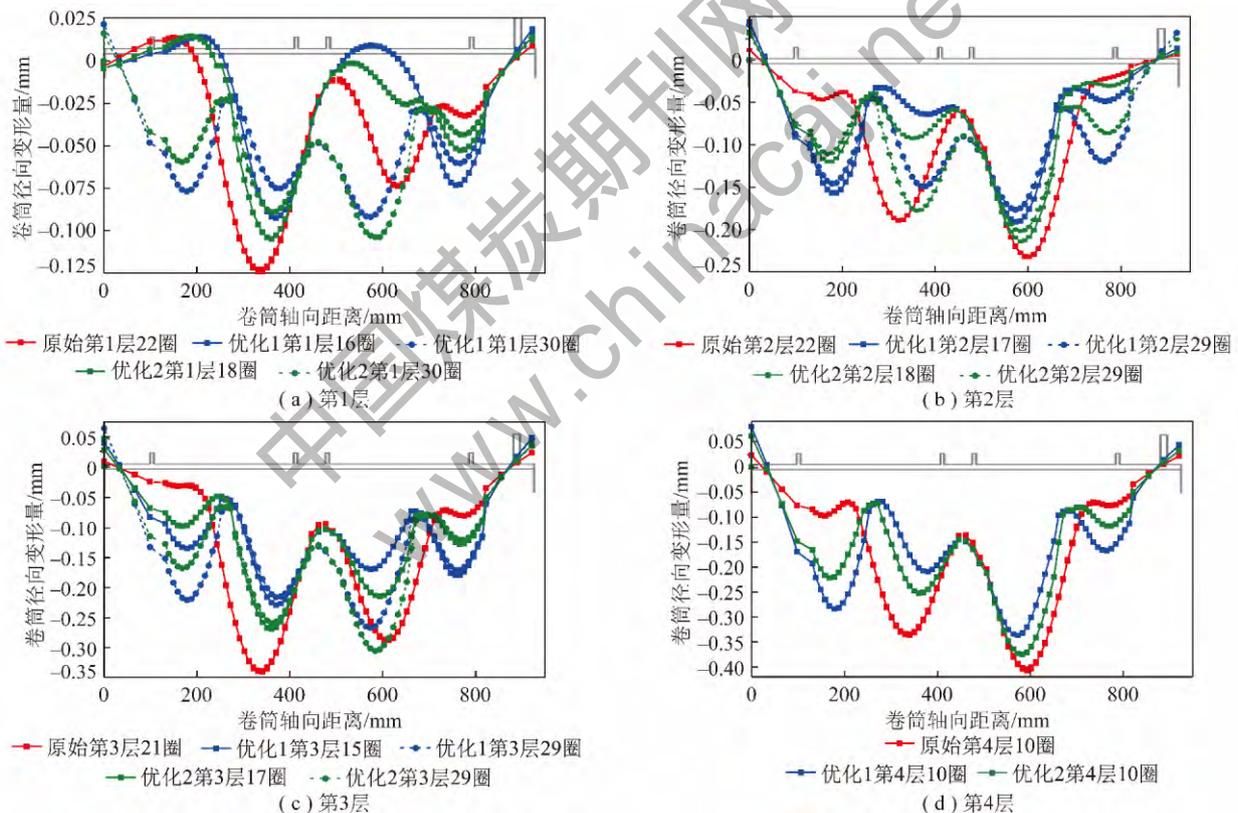


图 15 优化前后径向变形量对比

Fig. 15 Radial deformation contraction

在方案 2 的卷筒结构下,得到长度差的波动曲线如图 16 所示。优化后长度差值震荡幅值减小,在第 3 层缠绕时,极值减小 45.8%,明显提高了双绳缠绕的同步性。故左腹板在左绳区下中部靠左两个绳槽节距、右腹板在右绳区下中部靠右 4 个绳槽节距处,为理想的腹板设计位置。

5 结 论

(1) 超深井矿提升装备由于采用双绳提升、多层缠绕,要求两绳同步提升,钢丝绳变形失谐量小,保证提升安全性。同时考虑层间和圈间缠绕,钢丝绳与卷筒的耦合变形,建立多层缠绕张力降低系数的计算

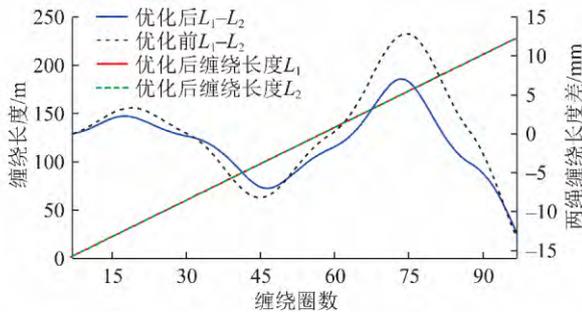


图16 优化后两绳缠绕长度差波动曲线

Fig. 16 Variation curves of ropes' discordance after optimization

模型。结果表明,钢丝绳层间堆叠缠绕对张力降低的影响远大于圈间缠绕。

(2) 以各圈缠绕为工况,对双绳区双支承卷筒结构进行有限元静力学分析。结果表明,卷筒结构对钢丝绳提升同步性具有重要影响,卷筒变形量受张力降低系数和腹板支承位置等影响。

(3) 通过优化腹板支承位置,可有效提高卷筒径向刚度,明显减小钢丝绳变形失谐量。通过对比,左腹板在左绳区下中部靠左两个绳槽节距、右腹板在右绳区下中部靠右4个绳槽节距处,为理想的腹板设计位置。

(4) 以本文方法得到的钢丝绳失谐量波动曲线,并未将长度差、张力差和卷筒变形作为相互耦合的实时响应系统,故波动曲线存在一定偏差,因此今后还需作进一步研究。

研究结果可对设计超深矿井双钢丝绳多层缠绕提升卷筒结构,减小钢丝绳变形失谐量,保证钢丝绳多点提升、多层缠绕的同步性提供参考。

参考文献:

- [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):1-5.
Liu Jinjun,Zou Shengyong,Zhang Bubin,et al. Discussion trend of domestic large hoisting equipments for deep shafts of thousands meters[J]. Mining & Processing Equipment 2012,40(7):1-5.
- [2] 龚宪生,杨雪华,夏荣海.提升机钢丝绳多层缠绕平稳过渡的研究[J].煤炭学报,2000,25(2):212-216.
Gong Xiansheng,Yang Xuehua,Xia Ronghai. Study on stable coiling of multiple layers of wire rope on cylindrical drum hoists[J]. Journal of China Coal Society 2000,25(2):212-216.
- [3] 龚宪生,谢志江,杨雪华.矿井提升机多层缠绕钢丝绳振动控制[J].振动工程学报,1999,12(4):460-467.
Gong Xiansheng,Xie Zhijiang,Yang Xuehua. Vibration control on winding wire rope of multiple layers on mine hoists[J]. Journal of Vibration Engineering,1999,12(4):460-467.
- [4] Jin Minjie,Wan Hanbing,Chen Hongzhang,et al. The optimum de-

sign of main shaft device of double reels for wrapped hoist[J]. International Journal of Information and Systems Sciences,2005,1(3/4):398-405.

- [5] 龚宪生,曹静,陈器,等.提升机主轴装置结构应力应变场数值模拟及优化分析方法[J].中国机械工程,2009,20(21):2575-2580.
Gong Xiansheng,Cao Jing,Chen Qi,et al. Structure optimization and numerical simulation of stress and strain fields for the main shaft device of a hoist[J]. China Mechanical Engineering,2009,20(21):2575-2580.
- [6] 刘小平,徐桂云,任世锦,等.基于HHT-DDKICA和支持向量数据描述方法的提升机故障监测[J].机械工程学报,2012,48(23):65-75.
Liu Xiaoping,Xu Guiyun,Ren Shijin,et al. Hoist machinery fault monitoring based on HHT-DDKICA and support vector data description method[J]. Journal of Mechanical Engineering,2012,48(23):65-75.
- [7] He Kuanfang,Wang Yong,Xiao Dongming. Inhibition characteristics of circulating current in parallel inverter driving system of mine hoist[J]. International Journal of Coal Science & Technology,2016,3(1):68-76.
- [8] 刘劲军,张步斌,杜波,等.国内提升机在深井提升中的应用前景浅析[J].矿山机械,2011,39(10):38-42.
Liu Jinjun,Zhang Bubin,Du Bo,et al. Analysis on domestic application prospects of hoists in deep shafts[J]. Mining & Processing Equipment,2011,39(10):38-42.
- [9] 刘守成,依·彼·克摇其科夫.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.
- [10] 龚伟安.缠绕筒壳的弹性理论及应力计算问题[J].矿山机械,1976(4):13-42.
Gong Weian. Elastic theory and stress calculation of drum[J]. Mining & Processing Equipment,1976(4):13-42.
- [11] 葛世荣,孙玉荣.多层缠绕卷筒壳载荷计算的静不定方法[J].中国矿业学院学报,1987(2):39-48.
Ge Shirong,Sun Yurong. Statically indeterminate method for calculating the load produced by multilayer ropes upon the hoisting drum[J]. Journal of China University of Mining & Technology,1987(2):39-48.
- [12] Hu Y,Tang J,Hu J Q. Experimental study on mechanical characteristics of the end plates of Lebus drum[J]. Advanced Materials Research,2012,619:347-350.
- [13] Wu Juan. The finite element modeling of spiral ropes[J]. International Journal of Coal Science & Technology,2014,1(3):346-355.
- [14] Kaczmarczyk S,Ostachowicz W. Transient vibration phenomena in deep mine hoisting cables. Part 1: Mathematical model[J]. Journal of Sound and Vibration,2003,262(2):219-244.
- [15] Zhu W D,Zheng N A. Exact response of a translating string with arbitrarily varying length under general excitation[J]. Journal of Applied Mechanics,2008,75(3):031003.
- [16] 潘英.矿井提升机械设计[M].徐州:中国矿业大学出版社,2001:51-64.