

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. doi:10.13225/j.cnki.jccs.2017.0461

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. doi:10.13225/j.cnki.jccs.2017.0461

双绳多层缠绕式矿井提升机钢丝绳最佳出绳型式

宁显国^{1,2}, 龚宪生^{1,2}, 刘文强^{1,2}, 张 骁^{1,2}, 万 园^{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:缠绕式超深矿井提升机钢丝绳出绳型式的确定对于矿井提升机主轴及其系统安全可靠运行具有重要作用。针对钢丝绳出绳型式对主轴承载优劣的问题,通过建立力学模型、数值计算与有限元分析相结合的方法推导了主轴变载荷计算通式,编写了 16 种工况的数值计算程序并进行仿真计算,由此比较提出了钢丝绳的最佳出绳型式。研究表明:提出的主轴变载荷计算通式对于 16 种工况下提升(或下放)时左、右卷筒都适用;采用 S 曲线速度或多阶段速度运行有利于主轴运行的稳定性;腹板对称或非对称(L_8, L_{10} 差值 150 mm 以内)时,游筒两绳区左、下出绳,固筒两绳区右、上出绳为最佳出绳型式。研究方法和成果有利于确定主轴受载情况,对于设计主轴以及确定超深矿井提升机的出绳型式可提供理论参考。

关键词:缠绕式矿井提升机;主轴;出绳型式;Matlab;有限元

中图分类号:TD532 **文献标志码:**A **文章编号:**0253-9993(2017)12-3323-08

Best fixation mode of wire rope for double-rope multi-layer winding mine hoist

NING Xianguo^{1,2}, GONG Xiansheng^{1,2}, LIU Wenqiang^{1,2}, ZHANG Xiao^{1,2}, WAN 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 determination of wire rope's fixation mode of ultra-deep winding mine hoist plays an indispensable role in the safe and reliable operation of the shaft hoist spindle and its system. Aiming at the problem that rope's fixation mode has an effect on the bearing capacity of spindle, the comprehensive research methods of mechanics model have been established, numerical simulation and finite element analysis have been used to derive the general formula of the variable load of the spindle, 16 kinds of working conditions have been programmed and the simulation analysis has been carried out, and then the best fixation mode of wire rope is proposed by comparison. Research shows that the general formula proposed is suitable for the left and right drum under 16 kinds of working conditions when lifting or lowering. The selection of S-curve speed or multi-stage speed operation benefits the stability of spindle. The best fixation mode is lower left fixation for mobile drum's double-rope area and upper right fixation for fixed drum's double-rope area when the web is symmetrical or asymmetrical (difference of L_8, L_{10} within 150 mm). Research methods and results will benefit the instantaneous load of spindle, and offer theoretical references to design spindle and determine the rope's fixation mode of ultra-deep mine hoist.

Key words: winding mine hoist; spindle; wire rope's fixation mode; Matlab; finite element

目前我国煤矿的开采深度平均在 500 m 左右,随浅层矿产资源的消耗,未来 10 a 内,我国矿井的开采

深度将会达到 1 000 ~ 2 000 m^[1-2]。但现有的单绳缠绕式与多绳摩擦式提升机已不能满足超深矿井提升

收稿日期:2017-04-10 修回日期:2017-08-18 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:宁显国(1991—),男,贵州威宁人,硕士研究生。E-mail:ningxianguo@cqu.edu.cn。通讯作者:龚宪生(1956—),男,重庆人,教授,博士生导师,博士。E-mail:cqxsong@cqu.edu.cn

的要求,故研制适用于超深矿井的提升装备成为开采深部矿产资源的瓶颈问题^[2]。南非等矿业大国现采用的多绳多层缠绕式提升机已广泛用于深达2 500 m及有效载荷较大的超深矿井提升中^[3],其结构如图1(a)所示。此提升机左右卷筒上均有两个缠绳区,

每个缠绳区可有左右两个出绳口,钢丝绳从不同的出绳口出绳直接影响主轴受力的优劣。主轴作为提升系统的核心部分,其使用寿命以及承载能力关系到提升系统的安全可靠运行,故探讨钢丝绳的出绳型式具有重要的理论及现实意义。

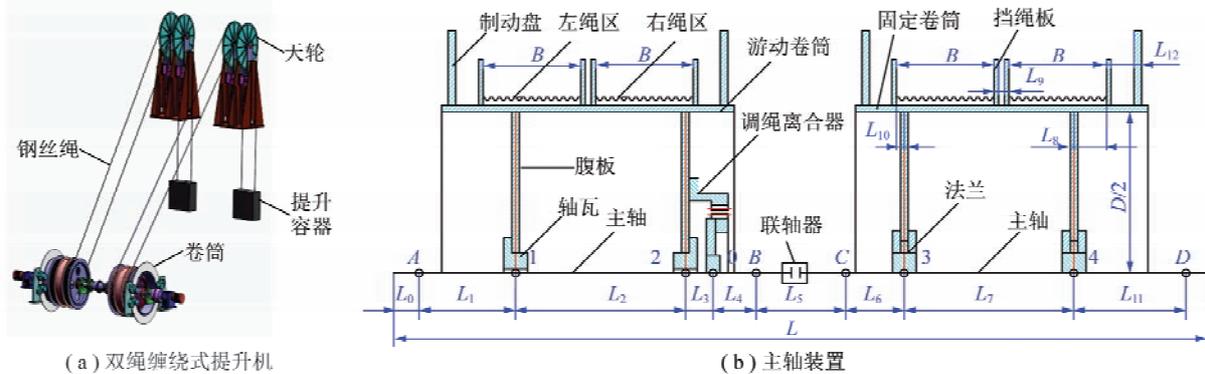


图1 双绳缠绕式提升机和主轴装置示意

Fig. 1 Schematic diagram of double-rope winding hoist and spindle device

现有研究^[4-5]利用逐点计算法计算了1~6层缠绕时任意工况下的主轴强度和刚度,掌握主轴在整个工作工程中的完整情况。龚宪生等^[6-7], PENG Xia等^[8]从钢丝绳多层缠绕过渡过程入手,运用微分几何等分析方法,形成了保证钢丝绳圈间平稳过渡的理论。龚宪生等^[2]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。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,提出多层卷绕径向压力的计算方法。葛世荣等^[10]分析了卷筒筒壳与绳圈及绳圈之间的相互作用,建立了静不定计算模型来研究多层缠绕筒壳载荷的计算方法。龚宪生等^[11]针对单绳缠绕式矿井提升机主轴装置的人孔周边、主轴和卷筒上裂纹产生的问题,利用计算机软件分析其应力-应变场,并优化了主轴装置人孔结构。YU Zhenliang等^[12], WANG Chunhua等^[13]利用有限元分析了主轴装置的应力-应变。WU Juan^[14]提出了钢丝绳受拉伸载荷时的有限元模型。WU Juan等^[15]针对多绳摩擦式提升系统建立了横纵耦合模型,并通过实验验证了钢丝绳的横向振动特性。这些成果主要对主轴的强度、刚度,卷筒结构应力-应变以及钢丝绳结构、平稳过渡、振动等做了详细研究,而涉及钢丝绳出绳型式方面的研究极少。

针对现有研究的欠缺,本文拟通过建立主轴力学模型,推导出适用于多种工况的力学通用公式,逐圈分析提升机运行过程中主轴实时受载情况,并结合 Matlab 编写程序进行数值求解,再利用 Workbench 仿真验证其正确性,以此探讨在多层缠绕下钢丝绳的

最佳出绳型式,为超深矿井提升机出绳型式的选择提供理论参考。

1 主轴力学模型

图1所示,双绳缠绕式提升机和主轴示意。主轴力学模型的出绳型式:同一卷筒两绳区出绳为同左或同右。

通常,作用于提升机主轴上的正常载荷分为恒定载荷和变载荷^[16]。恒定载荷包括安装在主轴上各零件的自重以及主轴自重,变载荷有包括提升(下放)过程中缠绕在卷筒上钢丝绳的绳重、钢丝绳的拉力及其引起的扭矩。这些载荷均通过卷筒腹板或轮毂传递给主轴。

1.1 钢丝绳拉力

图1(b)为中信2JKD-8X4.2双绳缠绕式提升机的主轴装置模型,左右卷筒均缠有两根钢丝绳,缠绕过程中卷筒及钢绳会发生微小变形^[2,9-10,17],由于卷筒直径远远大于其变形量以及钢丝绳重力的方向始终向下,并考虑到主动控制装置对钢丝绳张力平衡的作用^[18],故计算时忽略卷筒筒壳和钢丝绳的变形及两钢丝绳绳间的张力差。

提升时两钢丝绳拉力:

$$2T_1 = S_1 - Hpg + \frac{1}{2}(K-1)Qg + (S_1/g - Hp + l_{sp} + W_1)a \quad (1)$$

下放时两钢丝绳拉力:

$$2T_2 = S_1 - S_2 + Hpg - \frac{1}{2}(K-1)Qg - [(S_1 - S_2)/g + Hp + l_{sp} + W_1]a \quad (2)$$

式中, S_1 为钢丝绳最大静张力; S_2 为钢丝绳最大静张力差; H 为提升(或下放)钢丝绳长度; p 为钢丝绳单位质量; K 为阻力系数; Q 为一次提升量; l_s 为悬绳长度; W_1 为天轮变位质量; a 为提升(下放)加速度。

1.2 轴段扭矩

卷筒在轴上的固定方式影响扭矩在轴上的分配。图 1(b) 中左卷筒为游动卷筒, 通过轴瓦滑装在轴上, 由调绳离合器传递扭矩, 右卷筒为固定卷筒, 通过高强度螺栓与主轴锻出的法兰连接, 两卷筒主轴两端采用双电机驱动。故可知游筒提升时轴段扭矩 M_{0-3}, M_{4-} 如式(3), (4) 所示, 同理易求游筒下放时轴段扭矩。

$$M_{0-3} = [2T_1 + (G_y + M_y)a]D/2 \quad (3)$$

$$M_{4-} = [2(T_1 - T_2) + (G_y + G_g + M_z)a]D/2 \quad (4)$$

式中, G_y, G_g 为游筒、固筒上所缠钢丝绳质量; M_y 为游筒变位质量; M_z 为主轴装置变位质量; D 为卷筒直径。

1.3 变载荷计算通式

为了更准确地计算出缠绕(下放)过程中钢丝绳自重及拉力对主轴的作用力, 在此以游筒提升左出绳缠绕 3 层作详细分析, 并将已缠绕钢丝绳绳重分为死绳圈绳重和活绳圈绳重, 左右绳区钢丝绳拉力相等。

(1) 缠绕第 1 层

如图 2(a) 所示, 钢丝绳缠绕第 1 层时, 钢丝绳重力为 G_1 , 在截面处作用力 P_{12}, P_{22} 计算式:

$$\begin{cases} G_1 = [H_s + (N_f + N)\pi D_1]pg \\ P_{12} + P_{22} = 2G_1 \\ P_{22}l - G_1[(N_f + N + H_s/\pi D_1)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \end{cases} \quad (5)$$

式中, H_s 为试验钢丝绳长度; N_f 为摩擦圈数; N 为钢丝绳提升圈数; d 为钢丝绳直径; ε 为绳槽间隙; $S = B + L_9 - L_8$; B 为绳槽宽度。

钢丝绳拉力在截面处作用力 P_{13}, P_{23} 计算式:

$$\begin{cases} P_{13} + P_{23} = 2T_1 \sin \theta_1 \\ -P_{23}l + T_1 \sin \theta_1 [2(N_f + N)(d + \varepsilon) + 2H_s/\pi D_1] - L_8 + S = 0 \end{cases} \quad (6)$$

式中, θ_1 为左筒钢丝绳仰角。

(2) 缠绕第 2 层

如图 2(b) 所示, 钢丝绳缠绕第 2 层时, 钢丝绳死绳圈重力为 G_1 , 活绳圈重力为 G_2 , 在截面处作用力 P_{12}, P_{22} 计算式:

$$G_1 = [H_s + (N_f + N_1)\pi D_1]pg$$

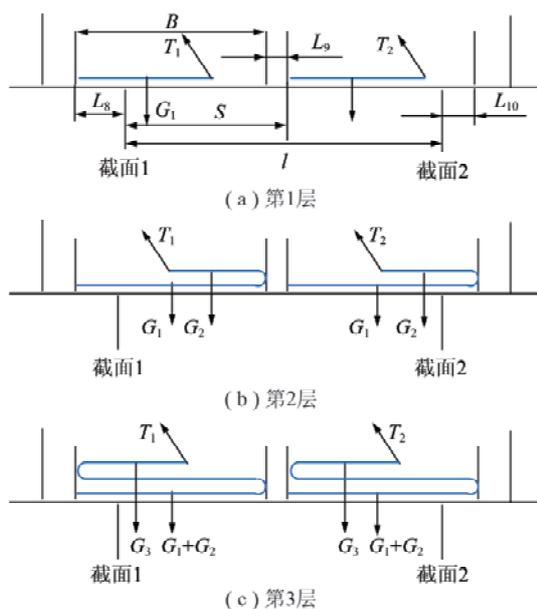


图 2 游筒提升左出绳钢丝绳缠绕简图

Fig. 2 Scheme of wire rope winding when ropes are left fixation on mobile drum for lifting

$$G_2 = (N - N_1)\pi D_2 pg$$

$$P_{12} + P_{22} = 2(G_1 + G_2)$$

$$P_{22}l - G_1(B - L_8 + S) - G_2[2B - (N - N_1)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0$$

钢丝绳拉力在截面处作用力 P_{13}, P_{23} 计算式:

$$\begin{cases} P_{13} + P_{23} = 2T_1 \sin \theta_1 \\ -P_{23}l + T_1 \sin \theta_1 [2B - 2(N - N_1)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \end{cases}$$

(3) 缠绕第 3 层

如图 2(c) 所示, 钢丝绳缠绕第 3 层时, 钢丝绳死绳圈重力为 $G_1 + G_2$, 活绳圈重力为 G_3 , 在截面处作用力 P_{12}, P_{22} 计算式:

$$\begin{cases} G_1 = [H_s + (N_f + N_1)\pi D_1]pg \\ G_2 = N_2 \pi D_2 pg \\ G_3 = (N - N_1 - N_2)\pi D_3 pg \\ P_{12} + P_{22} = 2(G_1 + G_2 + G_3) \\ P_{22}l - (G_1 + G_2)(B - L_8 + S) - G_3[(N - N_1 - N_2)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \end{cases}$$

钢丝绳拉力在截面处作用力 P_{13}, P_{23} 计算式:

$$\begin{cases} P_{13} + P_{23} = 2T_1 \sin \theta_1 \\ -P_{23}l + T_1 \sin \theta_1 [2(N - N_1 - N_2)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \end{cases}$$

以此类推, 若钢丝绳缠绕圈数 N 为自变量, n 为缠绕层数, 易得到缠绕任意层时钢丝绳自重以及拉力在截面处作用力 $P_{12}, P_{22}, P_{13}, P_{23}$ 的计算通式。

缠绕到奇数层时 ($n \geq 3, n$ 取整数), 通式为

$$\left\{ \begin{array}{l} G_1 = [H_s + (N_f + N_1)\pi D_1]pg \\ G_2 = N_2\pi D_2pg \\ \vdots \\ G_n = (N - \sum_{N=1}^{n-1} N_N)\pi D_npg \\ P_{12} + P_{22} = 2\sum_{N=1}^n G_N \\ P_{22}l - \sum_{N=1}^{n-1} G_N(B - L_8 + S) - G_n[(N - \sum_{N=1}^{n-1} N_N)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \\ \left\{ \begin{array}{l} P_{13} + P_{23} = 2T_1 \sin \theta_1 \\ -P_{23}l + T_1 \sin \theta_1 [2(N - \sum_{N=1}^{n-1} N_N) \times \\ (d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (7)$$

缠绕到偶数层时,其计算通式与式(7),(8)只有最后一个算式不同,分别为

$$\begin{aligned} & P_{22}l - \sum_{N=1}^{n-1} G_N(B - L_8 + S) - G_n[2B - \\ & (N - \sum_{N=1}^{n-1} N_N)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \\ & - P_{23}l + T_1 \sin \theta_1 [2B - 2(N - \sum_{N=1}^{n-1} N_N) \times \\ & (d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \end{aligned}$$

同理,易得右筒下放左出绳时钢丝绳自重以及拉力在截面处作用力 $P_{32}, P_{42}, P_{33}, P_{43}$ 计算通式。下放到偶数层时的通式为(共缠 n 层,下放到 m 层):

$$\left\{ \begin{array}{l} G_1 = [H_s + (N_f + N_1)\pi D_1]pg \\ G_2 = N_2\pi D_2pg \\ \vdots \\ G_m = (\sum_{N=m}^n N_N - N)\pi D_mpg \\ P_{32} + P_{42} = 2\sum_{N=1}^m G_N \\ -P_{32}l + \sum_{N=1}^{m-1} G_N(B - L_8 + S) + \\ G_m[(\sum_{N=m}^n N_N - N)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \\ \left\{ \begin{array}{l} P_{33} + P_{43} = 2T_3 \sin \theta_2 \\ P_{33}l - T_3 \sin \theta_2 [2(\sum_{N=m}^n N_N - N) \times \\ (d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (9)$$

下放到奇数层的通式与式(9),(10)只有最后一个算式不同,分别为

$$\begin{aligned} & -P_{32}l + \sum_{N=1}^{m-1} G_N(B - L_8 + S) + G_m[2B - \\ & (\sum_{N=m}^n N_N - N)(d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \\ & P_{33}l - T_3 \sin \theta_2 [2B - 2(\sum_{N=m}^n N_N - N) \times \\ & (d + \varepsilon) - L_8 + S] = 0 \end{aligned}$$

由以上推导,可进一步推出截面1,2处合弯矩、

截面安全系数,以及主轴中点处最大合挠度。

将图2镜像可发现右筒提升右出绳和左筒提升左出绳的缠绕情况相同。把图2(a)中的参数改为右筒的参数,可得知右筒提升右出绳和左筒提升左出绳计算通式相同,并且右筒下放左出绳和左筒下放右出绳等其他对应工况的计算通式也相同。可得到结论:只要是提升,则提升时的计算通式都适用于左、右卷筒,其左筒提升左出绳对应右筒提升右出绳、左筒提升右出绳对应右筒提升左出绳;只要是下放,则下放时的计算通式都适用于左、右卷筒,其右筒下放左出绳对应左筒下放右出绳、右筒下放右出绳对应左筒下放左出绳。另外,计算通式亦适用于多层卷绕式起重设备、石油钻机绞车等提升系统的设计计算。

2 数值计算

2.1 工况与参数

由推导的计算通式,利用 Matlab 编写程序以中信2JKD-8X4.2多绳缠绕式矿井提升机参数进行计算。提升高度为1500 m,卷筒直径8 m,缠绳区宽度2.1 m,钢丝绳直径76 mm,单位质量23.4 kg/m,最大静张力1480 kN,最大静张力差1180 kN,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,有效提升载荷30 t,提升容器自重50 t,最大提升速度18 m/s,加减速度均为0.75 m/s²,按加速、匀速和减速3个阶段运行。由不同的出绳方式分为表1中16种工况。

表1 工况

Table 1 Working condition

运行状态	工况	出绳型式		
		游动卷筒	固定卷筒	
游筒提升	1	左、上出绳	左、下出绳	
	2	左、下出绳	左、上出绳	
	3	左、上出绳	右、下出绳	
	4	左、下出绳	右、上出绳	
	固筒下放	5	右、上出绳	左、下出绳
		6	右、下出绳	左、上出绳
		7	右、上出绳	右、下出绳
		8	右、下出绳	右、上出绳
游筒下放	9	左、上出绳	左、下出绳	
	10	左、下出绳	左、上出绳	
	11	左、上出绳	右、下出绳	
	固筒提升	12	左、下出绳	右、上出绳
		13	右、上出绳	左、下出绳
		14	右、下出绳	左、上出绳
		15	右、上出绳	右、下出绳
	16	右、下出绳	右、上出绳	

2.2 结果与分析

图 3(a) 中轴段扭矩呈明显的 3 阶段变化, 因 3 阶段速度运行时加速和减速时惯性力的存在使扭矩跃变幅度较大, 若采用 S 曲线速度或多阶段速度运行, 加减速不会立即变为 0.75 m/s^2 , 而是在 $0 \sim 0.75 \text{ m/s}^2$ 和 $0.75 \sim 0 \text{ m/s}^2$ 之间慢慢变化, 有利于主轴的稳定运行。图 3(b) 为游筒截面 1 处垂直方向力, 游筒提升时, 工况 1 钢丝绳自左向右缠绕, 缠至 8 圈时加速结束并进入匀速阶段, 此时有明显跃变, 缠至 23 圈时, 第 1 层缠满开始

反向缠绕并且曲线出现拐点, 当缠至 49 圈时, 开始向第 3 层缠绕, 缠绕方向自左向右, 51 圈时再次出现跃变, 并开始减速, 约 59 圈时停止。其他工况均有类似的变化情况。由图亦可知工况 1, 5 的力大于工况 2, 6, 即下出绳时受力较小, 是因下出绳时钢丝绳仰角较大, 钢丝绳拉力在竖直方向的分力较大, 所以竖直方向合力较小。而工况 1 与工况 5、工况 2 与工况 6 的力则相互交替变化, 即左右出绳时力不呈绝对的大小关系。对于游筒下放时, 亦有相同的情形。

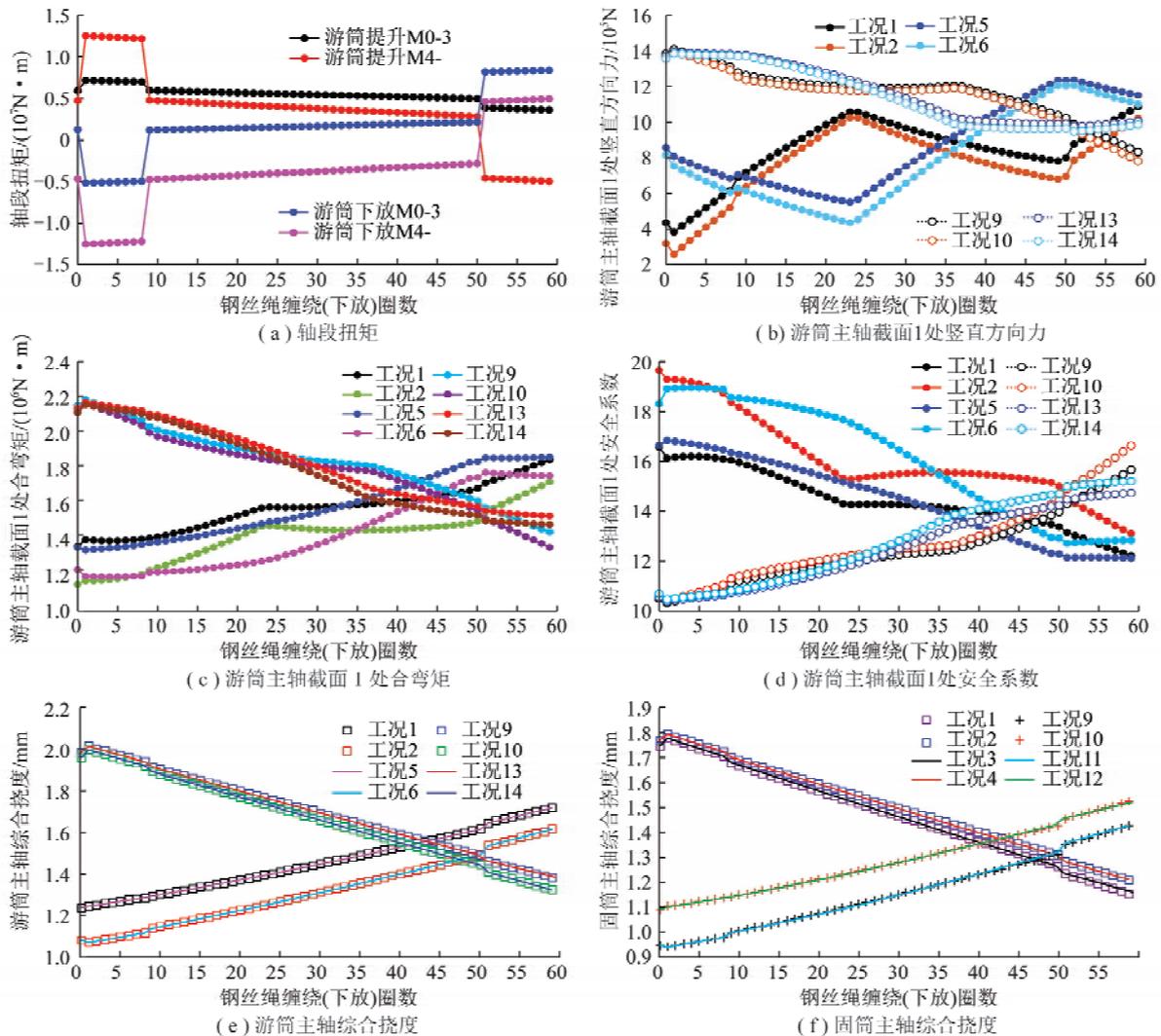


图 3 主轴力矩、力、安全系数和挠度曲线

Fig. 3 Curves of torque, force, safety factor and deflection of spindle

合弯矩与合力具有一定的线性关系, 因垂直方向力较大, 故合弯矩主要受垂直方向力的影响, 其变化规律与垂直方向力相似, 如图 3(c) 所示。图 3(d) 中截面 1 处的安全系数游筒提升时较大, 游筒下放加速时最小, 下出绳时大于上出绳时。其他截面处的垂直方向力、弯矩和安全系数的变化趋势与截面 1 处相似。游筒主轴和固筒主轴的综合挠度变化规律相同,

如图 3(e), (f) 所示, 下出绳时综合挠度较上出绳时小, 而左右出绳时区别较小, 同时可知游筒主轴综合挠度较大, 是因为游筒主轴装置自重较大。表 2 反映了游筒下放右、上出绳 (工况 13) 时游筒主轴综合挠度最大, 为 2.018631 mm , 此时截面 2 处安全系数也最小, 故游筒宜左、下出绳。对于固筒主轴, 其最大挠度为 1.793483 mm , 出现在游筒提升左、上出绳 (工

况2)时,虽然安全系数在工况4截面4处最小,但远大于强度要求(安全系数 >1.4),故考虑到主轴变形

易影响提升系统的变形失谐及安全运行,因此固筒宜右、上出绳。

表2 截面最小安全系数和最大综合挠度

Table 2 Section minimum safety factor and maximum total deflection

运行状态	游动卷筒主轴					固定卷筒主轴			
	工况	最小安全系数			最大综合挠度/mm	工况	最小安全系数		最大综合挠度/mm
		截面1	截面2	截面0			截面3	截面4	
游筒提升	1	12.213	12.072	12.384	1.722 334	1	27.312	16.163	1.777 780
	2	13.103	12.660	12.400	1.618 239	2	27.286	16.159	1.793 483
固筒下放	5	12.121	12.165	12.433	1.722 327	3	27.316	16.162	1.777 517
	6	12.716	13.046	12.451	1.618 221	4	27.295	16.157	1.793 109
游筒下放	9	10.335	10.364	10.547	2.018 624	9	23.945	16.347	1.427 133
	10	10.434	10.443	10.552	2.001 676	10	23.858	16.325	1.524 046
固筒提升	13	10.400	10.299	10.564	2.018 631	11	23.921	16.349	1.428 092
	14	10.480	10.397	10.572	2.001 680	12	23.846	16.315	1.524 403

卷筒腹板的位置不同会引起主轴受力的不同,而出绳型式也可能不同。前述分析了卷筒腹板位置对称(即 $L_8=L_{10}$)时的最佳出绳型式,且知游筒主轴和固筒主轴在工况9,13和工况2,4挠度最大。现以挠度大小为选取左右出绳型式的评价标准,对以上4种工况进行计算对比,并取 L_8, L_{10} 绝对差值在150 mm以内, L_{10} 为游筒和固筒腹板对称时的值,可

得游筒主轴和固筒主轴左右出绳时最大挠度的变化曲线如图4(a),(b)所示。由图4可知游筒主轴左出绳、固筒主轴右出绳时挠度较小,所以腹板非对称时左右出绳型式与腹板对称时相同。

据上述分析,卷筒腹板对称或非对称(L_8, L_{10} 差值150 mm以内)时,游筒两绳区左、下出绳和固筒两绳区右、上出绳为最佳出绳型式。

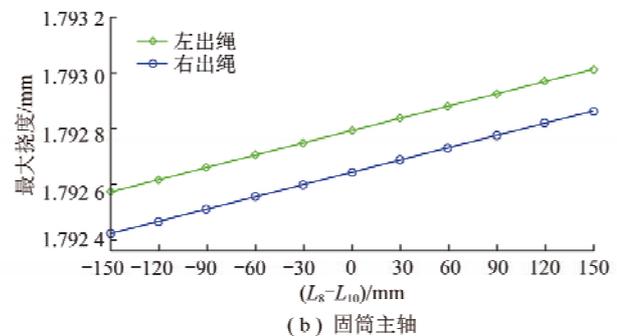
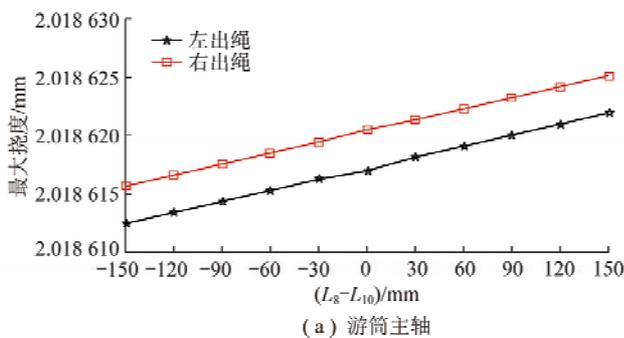


图4 腹板非对称时主轴的最大挠度

Fig. 4 Maximum deflection of the spindle when the web is asymmetrical

3 有限元分析

为验证腹板位置对称时数值分析结论的正确性,从UG中导入游筒和固筒主轴三维模型到Workbench中生成有限元模型,采用Static Structural模块进行分析。主轴材料定义为45 MnMo,弹性模量210 GPa,泊松比0.269,采用自动划分网格^[19],尺寸大小为100,游筒主轴节点数128 249,单元数68 294,固筒主轴节点数144 565,单元数90 190,在截面处施加竖直和水平方向力以及力矩,轴承支撑处施加Frictionless Support约束,轴端施加轴向和周向位移约束。

图5反映了固筒主轴各工况最大等效应力及最

大变形曲线变化趋势与合弯矩和最大挠度变化趋势相似,对于游筒主轴亦有类似情况。由图5可知,下出绳时各工况最大等效应力和最大变形均小于上出绳时,而左出绳和右出绳时其值大小交替变化,无绝对大小关系。图5(b)中最大变形量较数值结果小,主要原因是数值计算时所受载荷均等效为集中力,而仿真时按实际情况施加的面载荷和面支撑则会削弱其变形,并且网格尺寸大小亦会造成一定的影响。

各工况最大等效应力和最大变形最大值见表3,可知下出绳时最大值均小于上出绳,且游筒主轴上下出绳差值约是固筒主轴上下出绳差值的2倍,所以游筒采用下出绳较好。游筒提升时,游筒主轴右出绳值

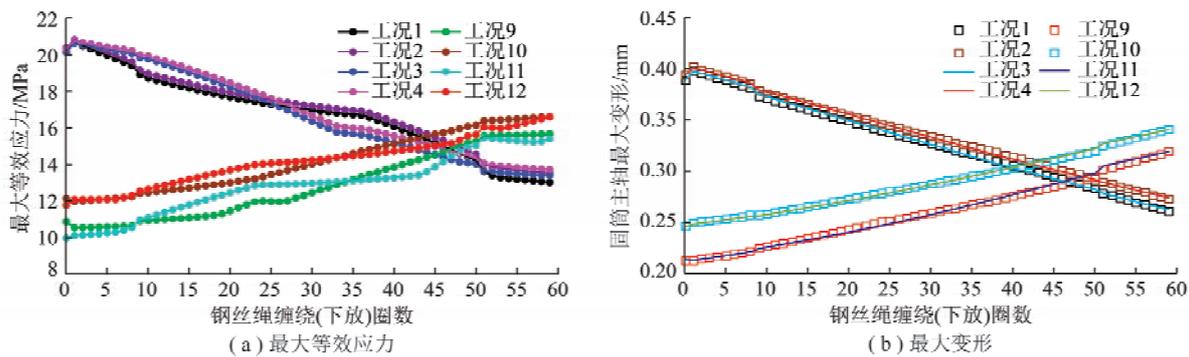


图 5 固筒主轴最大等效应力和最大变形变化曲线

Fig. 5 Variation curves of maximum equivalent stress and maximum total deformation for spindle of fixed drum

表 3 游筒和固筒主轴不同工况下最大等效应力和最大变形最大值

Table 3 Maximum values of maximum equivalent stress and maximum total deformation under different working conditions for spindle of mobile drum and fixed drum

运行状态	游动卷筒主轴			固定卷筒主轴		
	工况	最大等效应力/MPa	最大变形/mm	工况	最大等效应力/MPa	最大变形/mm
游筒提升 固筒下放	1	19.058	0.405 06	1	20.745	0.397 55
	2	17.946	0.380 55	2	20.897	0.401 09
	5	19.029	0.404 97	3	20.712	0.397 40
	6	17.808	0.380 32	4	20.839	0.400 86
游筒下放 固筒提升	9	21.474	0.475 40	9	15.719	0.318 54
	10	21.304	0.471 42	10	16.670	0.340 21
	13	21.589	0.475 48	11	15.518	0.319 15
	14	21.388	0.471 49	12	16.659	0.340 42

均小于左出绳值,而游筒下放时刚好相反,工况 13 的最大等效应力和最大变形最大,分别为 21.589 和 0.475 48,出现在下放第 1 圈时右轴承支撑处与主轴中部,如图 6(a),(b)所示,是因为调绳

离合器设在游筒主轴右端,并且此工况下钢丝绳为右、上出绳,下放第 1 圈时缠绕在卷筒上的钢绳自重截面 2 处分配的力较大。故游筒主轴宜左、下出绳。

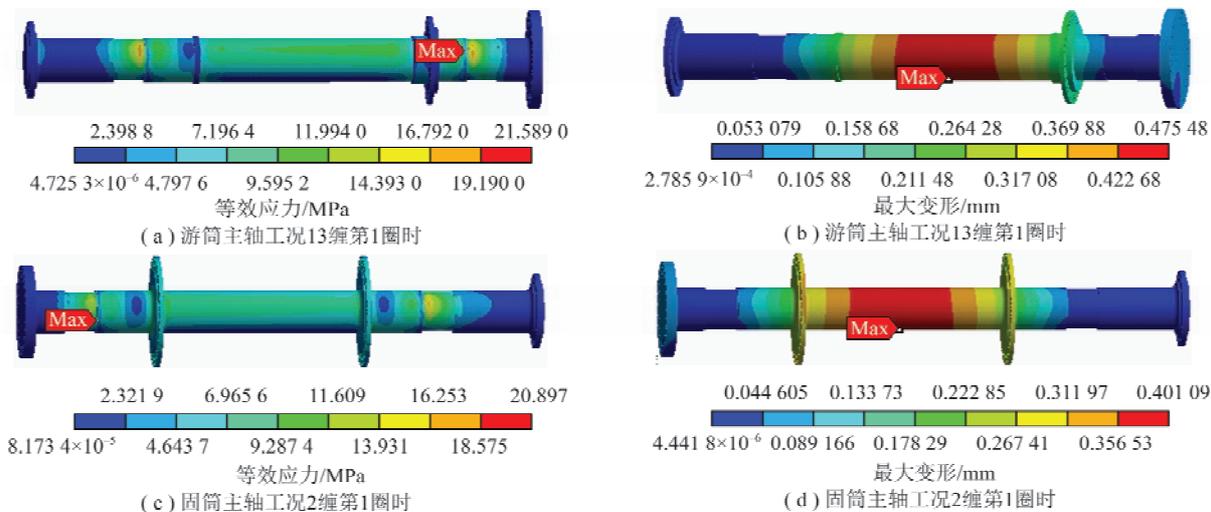


图 6 最大等效应力和最大变形发生时刻及位置

Fig. 6 Occurring time and position of maximum equivalent stress and maximum total deformation

对于固筒主轴,游筒提升时工况 2 左、上出绳时最大等效应力和最大变形最大,分别为

20.897 MPa 和 0.401 09 mm,出现时刻及位置如图 6(c),(d)所示,原因是下放开始时钢绳自重在截面

3处分配力较大。而游筒下放时,最大等效应力和最大变形的最大值均小于游筒提升时,故固筒宜右、上出绳。上述结论与数值计算结论吻合。

4 结 论

(1)通过建立主轴力学模型推导的计算通式在提升(或下放)时对左、右卷筒都适用。即左筒提升左出绳与右筒提升右出绳、左筒提升右出绳与右筒提升左出绳、右筒下放左出绳与左筒下放右出绳、右筒下放右出绳与左筒下放左出绳计算通式一致。

(2)在加减速时,主轴受载和变形的突变对主轴运行的稳定性不利,建议采用S曲线速度或多阶段速度运行。

(3)钢丝绳下出绳优于上出绳。游筒左出绳和固筒右出绳时主轴挠度相对较小,并考虑提升系统的变形失谐及安全运行,故游筒两绳区左、下出绳、固筒两绳区右、上出绳为最佳出绳型式。

(4)腹板对称或非对称(L_8, L_{10} 差值150 mm以内)时,均宜采用游筒两绳区左、下出绳和固筒两绳区右、上出绳。

(5)以上研究方法具有普适性,研究成果对结构类似的主轴装置适用,有利于确定主轴受载情况,对于设计主轴以及确定超深矿井提升机出绳型式的可提供理论参考。

参考文献(References):

- [1] 刘劲军,邹声勇,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,ZOU Shengyong,DU Bo,et al. Analysis on domestic application prospects of hoists in deep shafts[J]. Mining & Processing Equipment,2011,39(10):38-42.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] 杨厚华,夏荣海.提升机主轴的逐点计算法[J].矿山机械,1985(1):1-12.
- [5] 夏荣海,叶尔赞.矿井提升机多层缠绕时主轴的逐点计算法[J].矿山机械,1985(9):15-19.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] PENG Xia,GONG Xiansheng,LIU Jinjun. Vibration control on multilayer cable moving through the crossover zones on mine hoist[J]. Shock and Vibration,2016(4):1-7.
- [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] 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.
- [11] 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[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.
- [12] YU Zhenliang,LI Weimin. CAE optimization design of mine hoist spindle device[J]. Advanced Materials Research,2011,299-300:878-882.
- [13] WANG Chunhua,LÜ Yongpeng,LI Ming,et al. Analysis on the stress of main shaft of mine hoist based on ANSYS[A]. Proceedings of the 2012 Third International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering[C]. 2012:502-505.
- [14] WU Juan. The finite element modeling of spiral ropes[J]. International Journal of Coal Science & Technology,2014,1(3):346-355.
- [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] 晋民杰.矿井提升机的设计理论及CAD系统研究[D].太原:太原理工大学,2010:48-59.
JIN Minjie. Research on design theory and CAD system of mine hoist[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology,2010:48-59.
- [17] WANG Dagang,ZHANG Dekun,GE Shirong. Effect of displacement amplitude on fretting fatigue behavior of hoisting rope wires in low cycle fatigue[J]. Tribology International,2012,52:178-189.
- [18] 马伟,景月帅,李济顺,等.基于电液伺服系统的多绳缠绕式提升机浮动天轮主动调绳性能研究[J].中国机械工程,2016,27(14):1870-1876.
MA Wei,JING Yuehuai,LI Jishun,et al. Research on floating sheave active adjusting rope performance in multi rope winding hoist using electro-hydraulic servo system[J]. China Mechanical Engineering,2016,27(14):1870-1876.
- [19] 浦广益. ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M].北京:中国水利水电出版社,2010:33-88.