

全平衡垂直升船机紧急制动力曲线研究

张 莉¹, 廖 乐 康²

(1. 华电郑州机械设计研究院有限公司, 河南 郑州 450015; 2. 长江勘测规划设计研究有限责任公司 枢纽设计处, 湖北 武汉 430010)

摘要:在遇断电及主拖系统失效时,全平衡垂直升船机实施的紧急制动事关升船机的运行安全。在此紧急制动情况下既要保证制动的安全性,使其制动距离小于设计冲程,又要避免惯性对主提升机传动设备的冲击,因此,制动力如何施加便是主提升机安全制动系统设计的一个关键技术问题。分析了全平衡升船机主提升机的载荷特点,结合已建升船机的设计经验,提出了全平衡垂直升船机紧急制动曲线的基本型式和参数的确定原则。以此为基础,给出了制动过程运动学及传动系统载荷的计算方法,并以隔河岩第一级升船机为例进行了计算,证明了紧急制动力曲线的实用性与合理性,进一步揭示了主提升机传动系统在不同载荷工况下的受载特点。

关 键 词:紧急制动;制动力曲线;冲击载荷;制动距离;升船机

中图法分类号:U642

文献标志码:A

DOI:10.16232/j.cnki.1001-4179.2015.09.001

全平衡钢丝绳卷扬垂直升船机是目前在水利枢纽中应用较普遍的一种升船机型式^[1]。该型式升船机的特点是,承船厢在设计水深条件下其结构、设备和水体重量与平衡重相等,因此,主提升机只需克服船厢误差水体重量、系统惯性力、各运动副的摩擦阻力、风阻力、钢丝绳僵性阻力、船厢与平衡重的不平衡重量等荷载,就可驱动承船厢升降运行。按主提升机载荷和承船厢运动的方向一致性考虑,主提升机正常工况包括两种基本情况:①主提升机载荷方向与船厢运动方向相反,此时主提升机电机提供动力,主提升机驱动船厢运行,此情况称之为电动工况;②主提升机载荷方向与船厢运动方向相同,此时承船厢与平衡重系统的不平衡力矩驱动主提升机运行,所产生的能量通过电动机反馈给电网,此情况称之为发电工况。在发电工况下,承船厢不平衡载荷使之产生加速运动的趋势。当施加适当的制动力承船厢将获得一个合理的制动减速度值。一般设计上取该值为 $0.04 \sim 0.08 \text{ m/s}^2$ ^[2],在电动工况,承船厢不平衡载荷使之产生减速运动的趋势;在此状态下,即使不施加制动力,承船厢和平衡重系统的速度也将因不平衡力的作用减小直至静止。但

为安全起见,为了避免承船厢速度过零后失控运行,在此工况下也会采用与发电工况相同的紧急制动曲线实施制动。此时由于制动力与外载荷叠加,承船厢的制动加速度绝对值大于发电工况的情况。但该工况下惯性力与外载部分抵消,因此并非控制工况制动力曲线的施加应保证在电动工况和发电工况下,升船机运动系统能平稳可靠地制动。制动可靠性可用发电工况下制动器上闸后船厢继续升降的最大距离来衡量,一般称此距离为船厢的冲程。制动的平稳性可用发电工况下制动所产生的船厢最大减速度来衡量。工作制动器的这两个技术指标是相互制约的。合理的制动力曲线应保证两个指标都满足设计要求。此外,应对电动工况下主提升机传动设备的载荷合力进行核算,其值应小于设计规定的最大偶然载荷。

在全平衡钢丝绳卷扬垂直升船机主提升机安全制动系统的研究方面,文献[3]以隔河岩第一级垂直升船机为工程背景,对全平衡钢丝绳卷扬式升船机主提升机安全制动系统的工作特性、选型、制动器参数的确定、制动程序以及安全制动系统、液压控制系统设计等问题进行了综合讨论,但工作制动器制动力曲线对全

平衡钢丝绳卷扬式升船机安全性的影响, 尚未见文献分析。本文在总结已建平衡钢丝绳卷扬升船机主提升机安全制动系统设计与运行经验的基础上, 提出了工作制动器紧急制动可靠性和平稳性并重的设计原则, 以及工作制动器紧急制动上闸曲线基本型式和参数确定原则, 提供了相关的设计计算方法, 并以隔河岩第一级升船机为例进行了计算, 从而对设计原则及紧急制动上闸曲线的合理性进行了验证。

1 相关参数及工作制动器上闸曲线

(1) 等效质量与等效力。全平衡钢丝绳卷扬升船机主提升机工作制动器通常布置在减速器高速输出轴上, 一般采用液压盘式制动器。通过液压阀门控制卸除制动器制动头腔内的油压力, 使制动器通过蝶形弹簧压紧在制动盘上, 对减速器高速输出轴形成制动力矩。主提升机的惯性力矩为分布载荷, 作用在主提升机的所有旋转部件上。为便于分析, 将主提升机所有旋转部件的力矩转换成作用在卷筒出绳点处的线载荷, 同时根据能量守恒关系将主提升机各旋转部件的转动惯量转换成质量。

$$F_k = \frac{i_k M_k}{r_d} \quad (1)$$

$$m_k = \frac{i_k^2 J_k}{r_d^2} \quad (2)$$

式中, M_k 为作用在第 k 级传动轴的力矩; F_k 为对应的等效转换线载荷; J_k 为第 k 级传动轴的转动惯量; m_k 为对应的等效转换质量; i_k 为第 k 级传动轴与主提升机低速轴的转速比; r_d 为卷筒半径。

运动系统的总等效质量为

$$M = \sum_k m_k + 2m_c \quad (3)$$

式中, m_c 为承船厢系统总质量。

(2) 工作制动器紧急制动制动力曲线。工作压力紧急制动时采用如图 1 所示的两级上闸加载曲线 OABCD。线段 OA 表示工作制动器上闸后, 在 0.5 ~ 1 s 内主提升机制动力由零升至第一级制动力。第一级制动力的大小通常取额定提升力。该制动力值维持 3 s 左右 (如图线段 AB 所示), 然后在大约 4 s 内增加至第二级制动力 (如图线段 BC 所示)。第二级制动力对应于工作制动器的额定制动力。工作制动器额定制动力以电机额定力矩为工作载荷, 取值不小于安全系数的 1.5 倍^[2]。

(3) 主提升机外载。如前所述, 主提升机的外载包括船厢误载水不平衡力、系统惯性力、各运动副的摩擦阻力、钢丝绳僵性阻力、船厢与平衡重的不平衡重力

等。为简化分析起见, 不考虑船厢与平衡重的不平衡重力, 系统的惯性力则作为位置变量考虑。摩擦阻力和钢丝绳僵性阻力在任何情况下均与速度方向相反, 起制动作用; 而承船厢误载水不平衡力既可与速度方向相反, 又可与速度方向相同。在发电工况, 承船厢误载水不平衡力与速度方向相同, 因而与摩擦阻力和钢丝绳僵性阻力部分抵消, 按最大承船厢误载水不平衡力考虑, 合力方向与速度方向相同。主提升机在发电工况的外载是制动力需要克服的外载, 为了反映这种关系, 将发电工况主提升机外载置于图 1 中位于时间轴的上方。在电动工况, 承船厢误载水不平衡力与速度方向相反, 因而与摩擦阻力和钢丝绳僵性阻力部分叠加, 合力方向与速度方向相反。主提升机在电动工况的外载是起制动作用的外载, 为反映紧急制动过程中制动力与外载荷的叠加关系, 将电动工况主提升机外载置于图 1 中时间轴的下方。

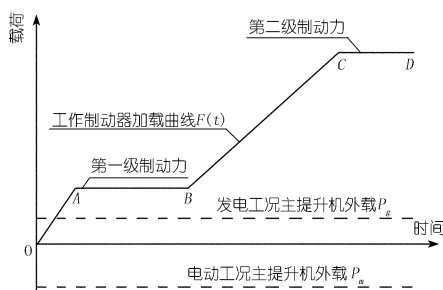


图 1 工作制动器紧急制动力曲线及主提升机外载

2 基本分析方法

2.1 制动加速度和制动行程分析

(1) 电动工况分析。电动工况 OA 时段任一时刻承船厢的制动加速度为

$$a_{mOA} = \frac{-F_{OA}(t) + P_m}{M} = -\frac{F_1 t/t_A + P_m}{M} \quad (4)$$

式中, F_{OA} 为该时刻所施加制动力的值; F_1 为第一级制动力; t_A 为制动力从零升至第一级制动力所需时间; P_m 为电动工况主提升机外载。该时段任一时刻承船厢的速度为

$$\begin{aligned} v_{mOA}(t) &= v_0 + \int_0^t a_{mOA} dt = v_0 - \int_0^t \frac{F_1 t/t_A + P_m}{M} dt \\ &= v_0 - \frac{F_1 t^2/t_A + 2P_m t}{2M} \end{aligned} \quad (5)$$

式中, v_0 为承船厢额定提升速度。

根据(5)式计算 $v_{mOA}(t_A)$ 值, 如果该值为负, 即可判断承船厢已在该时段停止。在电动工况, 由于外载起制动作用, 一般在该阶段承船厢就会停止。令 $v_{mOA}(t_s) = 0$, 即可求出承船厢静止的时间 t_s 。将 t_s 代

入式(4),即可求得最大加速度 $a_{mOA}(t_s)$ 。

制动行程按下式求出

$$S_{mOA}(t) = \int_0^{t_s} v_{mOA}(t) dt = v_0 t - \frac{F_1 t^3 / t_A + 3P_m t^2}{6M} \quad (6)$$

(2) 发电工况分析。发电工况下,制动器克服主提升机外载对系统制动,因此需分阶段分析。一级制动阶段(OA段)承船厢的加速度为

$$a_{gOA} = -\frac{F_{OA}(t) - P_g}{M} = -\frac{F_1 t / t_A - P_g}{M} \quad (7)$$

速度为

$$v_{gOA}(t) = v_0 + \int_0^t a_{gOA} dt = v_0 - \int_0^t \frac{F_1 t / t_A - P_g}{M} dt = v_0 - \frac{F_1 t^2 / t_A - 2P_g t}{2M} \quad (8)$$

位移为

$$S_{gOA}(t) = \int_0^t v_{gOA}(t) dt = v_0 t - \frac{F_1 t^3 / t_A - 3P_g t^2}{6M}$$

如果 $V_{gOA}(t_A) < 0$,则可求出 $v_{gOA}(t) = 0$ 的时间值 t_s ,进而求出 $a_{gOA}(t_s)$ 和 $S_{gOA}(t_s)$ 。在发电工况,由于制动力和主提升机外载部分抵消,更可能的情况是 $v_{gOA}(t_A) > 0$,因此,需进一步分析AB段的情况。

$$a_{gAB} = -\frac{F_{AB}(t) - P_g}{M} = \frac{F_1 - P_g}{M} \quad (9)$$

$$v_{gAB}(t) = v_A - \frac{(F_1 - P_g)t}{M} \quad (10)$$

计算B点的速度 $v_{gAB}(t_B)$,如果 $v_{gAB}(t_B) < 0$,则可令 $v_{gAB}(t) = 0$,求得承船厢静止的时间值为

$$t_s = \frac{v_A M}{F_1 - P_g} \quad (11)$$

此时的加速度即为(9)式所代表的值。制动距离则为

$$S_{gAB}(t_s) = \frac{M v_A^2}{2(F_1 - P_g)} \quad (12)$$

如果 $v_{gAB} > 0$,可参照OA段的分析方法继续进行BC段的运动学分析。

2.2 主提升机传动系统刚性冲击载荷

由于主提升机和船厢平衡重相连,因此在计算主提升机的惯性力分析中,应将船厢和平衡重系统统一考虑。并且,由于主要研究主提升机传动系统(主要是减速器和开式齿轮)受到的冲击力,且工作制动器位于减速器与电动机之间,因此,可将升船机运动系统用电动机、传动系统(包括转筒和滑轮)以及船厢和平衡重3个质量系统模拟。为便于分析,3质量等效转换为主提升机低速级卷筒出绳点的串联线质量,质

量和载荷大小分别按本文公式(1)和(2)计算。由于不考虑系统的弹性,各质量的加速度都是一样的。各质量受到的惯性力为制动加速度与质量的乘积,与承船厢和平衡重系统对应的等效质量承受系统的不平衡载荷,为简单计,一般近似地以主提升机提升力代之。由于制动过程主要针对主提升机减速器等传动设备,因此上述近似取代对计算结果不会产生影响。与电动机对应的等效质量承受工作制动器的制动力。每个等效质量所受的合力根据该质量的平衡条件确定。具体计算方法将在实例中作进一步的说明。

3 隔河岩第一级升船机实例分析

3.1 基本参数

船厢与平衡重总质量为2 920 t,按公式(2)计算,主提升机等效质量为6 280 t,其中,电动机的等效质量为3 340 t,运动系统总等效质量为9 200 t。主提升机提升力1 200 kN包括:误载水重750 kN(对应于15 cm的误载水深);钢丝绳不平衡重量220 kN;钢丝绳僵性阻力150 kN;轴承摩阻力50 kN;惯性力30 kN。

制动过程最大不平衡力的计算:在电动工况(不平衡力方向与船厢运动方向相反),不平衡力本身起制动作用,主提升机提升力1 200 kN即为不平衡力。如图2横坐标下部水平线所示。在发电工况(不平衡力方向与船厢运动方向相同),误载水深、钢丝绳不平衡重力及惯性力起驱动作用,钢丝绳僵性阻力和轴承摩阻力起制动作用。在此工况下,偏安全考虑,摩擦阻力(包括钢丝绳僵性阻力和轴承摩阻力)取计算值的85%,并与误载水重量及钢丝绳不平衡重量部分抵消,不平衡力为 $P = 750 + 220 - 0.85 \times 200 = 800$ (kN)。

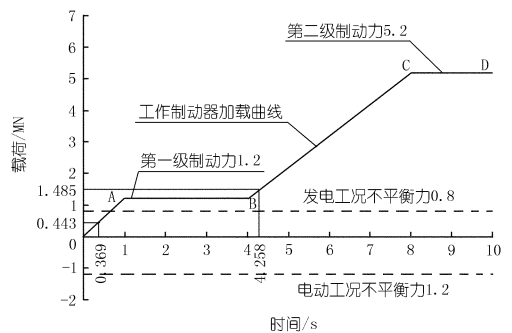


图2 隔河岩第一级升船机主提升机工作制动器制动力曲线

制动力按图2所示的两级加载方式加载。第一级加载:在时间0~1 s加载至1 200 kN,维持该制动力3 s。然后,在3 s内施加全部工作制动器制动力(此时系统油压为0)。每个工作制动器的制动力为14.4 kN,对应制动力矩为3.1 kNm,根据(1)式计算出4台

工作制动器等效的制动力为 5 194 kN。设计冲程为 600 mm。单台电动机额定功率为 55 kW,电动机转速为 500 rpm,因此单台电动机额定输出扭矩为 1 050.5 Nm。主提升机总传动比为 732.7。根据(1)式,主提升机 4 台电动机的总等效力为 1 811 kN。

3.2 电动工况分析

(1) 制动加速度和制动行程分析。考虑误载水深为 15 cm。根据上述计算公式知,承船厢在制动曲线 OA 段终了时刻的速度为 $v_{mOA} = -0.0706$ m/s,说明在 OA 段速度已经为零。经计算知,该时刻距开始时刻 0.3 693 s,该时刻的制动加速度为 -0.1786 m/s²,其绝对值小于文献[3]对电动工况制动加速度绝对值最大允许值 0.3 m/s²。对应的制动力为 443 kN。制动距离为 0.026 2 m,小于设计冲程。

(2) 系统载荷分析。根据系统的制动加速度,可计算各等效质量所受到的惯性力。图 3 示出了电动工况下各等效质量按图 2 所示制动力曲线制动所产生的各部分的外载荷、制动载荷及系统惯性力。从图 3 可以看出,由于主提升机外载荷与速度方向相反,主提升机输出端外载荷与惯性力部分抵消,从而使传动系统的输出端承受的等效载荷为 679 kN,输入端等效载荷为 236 kN。根据相关设计文件规定,减速器传动件的静强度校核力矩为电动机额定力矩的 3.2 倍,与之对应的静强度等效校核力为 5795.2 kN。因此电动工况下制动过程中传动系统载荷远小于静强度校核载荷。

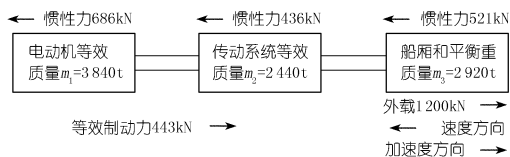


图 3 速度与载荷方向相反时系统的外载荷和惯性力
(制动加速度 -0.1786 m/s²)

3.3 发电工况分析

(1) 制动加速度和制动行程分析。考虑误载水深为 15 cm,根据上述运动学公式计算,承船厢在一级加载阶段(OA 段)结束时的速度为 0.147 m/s,在衡载阶段(AB 段)结束时的速度为 0.016 8 m/s,直至二级加载阶段(BC 段)开始 0.285 s 后系统停止运动,制动过程历时 4.285 s,制动距离为 0.396 m,小于设计冲程 600 mm。该时刻的制动加速度绝对值最大,为 0.0744 m/s²,其绝对值小于文献[3]对发电工况制动加速度绝对值最大允许值 0.08 m/s²。

(2) 系统载荷分析。图 4 示出了发电工况主提升机按图 2 所示制动力曲线制动所产生的各部分的外载荷、制动力及系统惯性力。从图 4 中可以看出,由于主

提升机外载荷与速度方向相同,主提升机输出端外载荷与惯性力叠加,尽管此时的制动加速度的绝对值远小于电动工况制动加速度的绝对值,但主提升机传动系统输出端总载荷为 1 017 kN,远大于电动工况制动的总载荷。因此,在发电工况,系统受力状况与制动距离都较电动工况不利,该工况的制动加速度应予以严格控制。当主提升机制动加速度为允许值 -0.08 m/s²时,对应的主提升机传动系统输出端总载荷为 1 034 kN,还达不到额定提升力。因此,在制动加速度满足文献[2]相关规定的情况下,紧急制动工况的惯性冲击力对主提升机传动系统的强度没有影响。

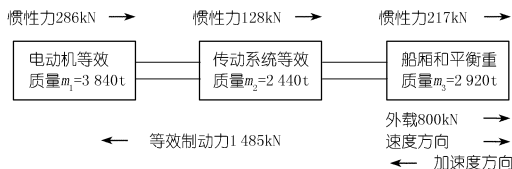


图 4 速度与载荷方向相反时系统的外载荷和惯性力
(制动加速度 -0.0744 m/s²)

以上分析计算表明,隔河岩升船机紧急制动上闸曲线是合理的。

4 结论

(1) 本文在分析全平衡垂直升船机的运行工况和载荷特点的基础上,提出了主提升机系统紧急制动曲线的确定原则、基本模式以及制动过程的制动惯性力和制动距离的分析方法。隔河岩第一级升船机实例计算表明,本文提出的紧急制动曲线确定原则和基本模式简单明确,便于控制实施,实用合理。

(2) 本文实例计算表明,在全平衡升船机主提升机制动系统设计中,对于电动工况和发电工况下采用统一的紧急制动曲线合理可行。在此情况下,尽管电动工况制动加速度绝对值远高于发电工况制动加速度绝对值,但主提升机传动系统的载荷在此工况却低于发电工况时的传动系统载荷。加之发电工况制动距离更大,因此在按照本文提出的制动力上闸曲线形式确定相关参数时,应将发电工况作为优先考虑的工况。

参考文献:

- [1] 钮新强,宋维邦.船闸与升船机设计[M].中国水利水电出版社,2007.
- [2] 钮新强,覃利明,宋维邦,等.升船机设计规范[S].中国水利水电出版社,2013.
- [3] 廖乐康,于庆奎,黄发涛.清江隔河岩升船机主提升机安全制动系统设计[J].人民长江,2004,(4):20-22.

(编辑:徐诗银)

(下转第 8 页)

39.
- 2013)[S]. 北京:中国计划出版社,2013.
- (编辑:郑毅)
- [5] 王建洪,邬爱清,盛谦,等. 工程岩体试验方法标准(GB/T 50266

A new monitoring method for convergence deformation of large – span caverns

YUE Yongfeng, LUO Yanting, WANG Yaobang, WANG Quanwei
(Yellow River Engineering Consulting Co. , Ltd. , Wuhan 450003, China)

Abstract: The deformation would occur at every points of a cavern after excavation, especially in the transversal direction. So, the timely monitoring on the convergence deformation of cavern and further prediction of the deformation trend is significant to the engineering safety. We put forward a safe and efficient measuring method for large – span cavern. The measuring scheme is discussed and the error analysis is conducted to provide error – reducing measures. The new monitoring solution overcomes some deficiencies of traditional method for large – span cavern as it could be applied by engineers standing on ground, so as to avoid working high above the ground and increase the measuring efficiency.

Key words: convergence deformation; monitoring method; error analysis; large – span cavern

(上接第 4 页)

Research on emergency braking force curve of full balanced vertical shiplift

ZHANG Li¹, LIAO Lekang²

(1. Huadian Zhengzhou Mechanical Design Institute, Zhengzhou 450015, China; 2. Changjiang Institute of Survey, Planning Design and Research, Wuhan, 430010, China)

Abstract: The emergency braking in failure of power and electrical drawing system is vital to the safe operation of full balanced vertical shiplift. In the case of emergency braking, we should ensure the braking safety, make the braking distance shorter than the design requirement, and also avoid the inertia shock to the drawing system as well, so the correct loading of the braking force is a key technology for the design of the braking system in the electrical drawing system. We put forward the basic pattern of the emergency braking force curves and the value determination principle for some key parameters on the basis of the experiences gained from some shiplifts. The computational program and method for the kinematic feature in emergency braking process and the load condition of the driving system are presented. A calculation that takes Geheyuan first – grade shiplift project as an example has been performed, which proves the practicability and rationality of the suggested curve and also reveals the loading characteristics of the driving system under various loading cases.

Key words: emergency braking; braking force curve; impact load; braking distance; shiplift