



构皮滩升船机主提升机卷筒结构 焊缝疲劳强度分析

王 蒂¹, 湛伟杰², 吴双杰², 侯 晋², 廖乐康¹

(1. 长江勘测规划设计研究有限责任公司, 湖北 武汉 430010;

2. 贵州乌江水电开发有限责任公司, 贵州 遵义 550002)

摘要: 构皮滩升船机主提升机卷筒结构规模大、受力及边界条件复杂、运行频繁, 且卷筒筒体的应力呈现周期性变化, 卷筒焊缝可能产生疲劳破坏, 因此焊缝的疲劳强度分析是卷筒结构设计的必要和重要环节。基于卷筒结构与载荷的复杂性, 采用有限元分析方法计算卷筒结构的应力变化范围, 其建模方法充分考虑了卷筒组与轴承座以及卷筒组各子结构的机械装配特性; 采用标准“Eurocode 3”疲劳强度评估方法进行焊缝疲劳强度设计。基于有限元和“Eurocode 3”疲劳强度评估的焊缝疲劳强度设计方法, 可为水利枢纽升船机设计提供参考。

关键词: 构皮滩升船机; 主提升机卷筒; 疲劳强度; 应力幅法; 有限元分析方法; 接触连接

中图分类号: X 52; U 64

文献标志码: A

文章编号: 1002-4972(2023)06-0108-06

Fatigue strength analysis of drum welds of main hoist of Goupitan ship lift

WANG Di¹, ZHAN Weijie², WU Shuangjie², HOU Jin², LIAO Lekang¹

(1. Changjiang Survey, Planning, Design and Research Co., Ltd., Wuhan 430010, China;

2. Guizhou Wujiang Hydropower Development Ltd., Zunyi 550002, China)

Abstract: The main hoist of Goupitan ship lift involves large drum, complex stress and boundary conditions, and frequent operations. The stress of the drum periodically changes, which may cause fatigue damage to the drum welds. So the fatigue strength analysis of the welds is an inseparable part of the drum design. Based on the complexity of the structure and load of the drum, this study uses the finite element analysis method to calculate the stress variation range of the drum. The modeling method fully considers the mechanical assembly characteristics of the drum group, bearing seat, and substructures of the drum group. At the same time, the study designs the weld fatigue strength by the standard “Eurocode 3” fatigue strength evaluation method. The design method of weld fatigue strength based on finite element analysis and “Eurocode 3” fatigue strength evaluation can provide references for the design of ship lift in hydro-junction.

Keywords: Goupitan ship lift; drum of main hoist; fatigue strength; stress amplitude method; finite element analysis method; contact connection

构皮滩第一、三级升船机采用下水式垂直升船机, 为目前国内外已建或在建的规模最大的下水式升船机; 第二级采用全平衡式垂直升船机, 为国内外升船机单级提升高度之首^[1]。两类升船机的主提升机卷筒均为最重要的关键设备, 共同

点为: 1) 卷筒设备规模较大, 卷筒上缠绕的提升钢丝绳和转矩平衡数量较多, 荷载较大; 2) 卷筒组边界条件和子结构连接条件较为复杂; 3) 卷筒筒体采用厚钢板卷制后, 通过纵向和环向焊缝焊接而成^[2-5]; 4) 卷筒运转频繁, 由载荷的变化和筒

收稿日期: 2022-08-08

作者简介: 王蒂 (1986—), 女, 硕士, 高级工程师, 研究方向为升船机金属结构与机电设备。

体的旋转产生交变应力, 疲劳问题不可忽视。两种形式升船机由于工作特性的差异, 使其卷筒结构具有不同的工作特点: 1) 下水式升船机当船厢运行至最低位(水下)时, 由于浮力作用, 船厢侧荷载大大降低, 提升绳的张力远小于船厢在最高位(空中)时提升绳的张力, 而转矩平衡绳的张力在运行过程中不变; 2) 全平衡式升船机在一次升降循环中, 提升绳和转矩平衡绳的张力基本保持一致, 仅在卷筒上的缠绕位置和圈数发生改变, 构皮滩第二级升船机提升高度大, 钢丝绳工作圈多, 对卷筒的受力影响较大。两类升船机主提升机卷筒的安全可靠性对于保障升船机正常运行至关重要。卷筒筒体的焊缝是卷筒结构疲劳强度的薄弱环节, 对其进行分析是必要的。

国内金属结构焊缝的疲劳计算目前计算方法有两种: 一是应力比法^[6], 主要用于起重机金属结构疲劳强度计算, 但是由于升船机的载荷特点与起重机差别较大, 该方法在卷筒结构疲劳强度分析中并不适用; 二是 GB 50017—2003《钢结构设计规范》^[7]疲劳强度计算中使用的应力幅法, 适用于桁架和简单的梁系结构, 焊缝受力较为明确, 对于复杂空间结构(如焊接筒体)则没有对应的结构和焊缝形式类别。国外相关规范 Eurocode 3: Design of steel structures—part 1-9^[8]提出疲劳强度评估方法适用的焊接结构和焊缝形式更加广泛, 可为主提升机卷筒结构的疲劳强度评估计算提供有益的借鉴。国内对卷筒疲劳也有分析研究, 如万肖涛^[9]介绍了矿井提升机卷筒出现疲劳破坏的情况, 但无研究评估方法; 陈美丽等^[10]采用有限元方法对矿井提升机卷筒结构进行静力和疲劳强度分析, 但并未分析卷筒结构的疲劳载荷循环特性和焊缝的疲劳特性; 廖乐康等^[11]分别按《起重机设计规范》和 Eurocode 3 的疲劳强度理论, 采用解析法对升船机主提升机卷筒结构的自由筒壳区及筒体与支轮连接处的疲劳强度进行初步探讨, 为金属结构疲劳强度评估提供了有益参考, 但主要研究结构的是应力集中造成二次弯曲应力导致的疲劳问题, 未涉及卷筒结构焊缝的疲劳强度分析。

本文结合有限元数值计算方法, 得到主提升机

卷筒结构各部位较精确的应力, 参考 Eurocode 3 的基本构架和技术资料, 提出升船机主提升机卷筒结构焊缝的评估和设计方法, 并以构皮滩第一、二级主提升机卷筒结构为研究对象, 揭示下水式钢丝绳卷扬式垂直升船机和高扬程全平衡钢丝绳卷扬式垂直升船机的疲劳特性, 为相关研究和设计提供参考。

1 分析方法与步骤

基于 Eurocode 3 疲劳强度评估理论和有限元方法对升船机主提升机卷筒结构焊缝疲劳强度进行评估的步骤与方法包括:

1) 建立卷筒筒体、制动盘和卷筒轴等构件的卷筒组有限元模型;

2) 确定卷筒结构疲劳强度计算的工况和载荷, 计算不同工况下结构的应力值;

3) 根据应力计算结果得出不同工况下同一部位的最大应力差值 $\Delta\sigma$; 通过比较分析找出结构中疲劳强度最弱的部位。由于在卷筒制造工艺确定之前尚不知道环焊缝的具体位置, 因此在设计过程中假定沿筒体母线的任一筒体表面圆周均视为可能的环焊缝连接部位。

4) 由焊缝形式确定焊缝细节类别, 根据 Eurocode 3 确定疲劳许用应力 $\Delta\sigma_{Rd}$:

$$\Delta\sigma_{Rd} = \left(\frac{2 \times 10^6 \Delta\sigma_c^m}{N} \right)^{\frac{1}{m}} / \gamma_{Mf} \quad (1)$$

式中: $\Delta\sigma_c$ 为循环次数 200 万次下该焊缝部位的疲劳抗力值; γ_{Mf} 为安全系数, 取 1.35; N 为升船机整个服役期间卷筒的设计运转总次数; m 为疲劳抗力曲线梯度。

5) 焊缝疲劳强度校核条件为 $\Delta\sigma \leq \Delta\sigma_{Rd}$ 时, 疲劳强度满足要求。

2 主提升机卷筒结构疲劳强度分析

2.1 主提升机卷筒组结构组成与建模

构皮滩第一、二级升船机主提升机卷筒的结构与组成大致相同, 均包括卷筒体、卷筒轴及轴承、花键套、制动盘、轴承座、钢丝绳压板及连接件等。卷筒采用带绳槽的焊接结构筒体, 卷筒轮毂与卷筒轴间通过花键连接, 卷筒轴一端支承

在轴承座上,另一端通过轴承支承在减速器箱体上,卷筒轮辐通过剪力套及螺栓与制动盘连接。两套卷筒由于提升力与提升高度的差别,尺寸有所不同:第一级主提升机提升力较大,提升高度较小,卷筒名义直径为 4 600 mm,卷筒体长度为 3 940 mm(含制动盘),卷筒上 4 根提升绳和 3 根转矩平衡绳分别缠绕并通过压板螺栓固定在卷筒上;第二级主提升机提升力较小、提升高度较大,卷筒直径为 4 200 mm,卷筒长度为 5 360 mm,卷筒上布置 4 根提升绳和 4 根转矩平衡绳。为反映卷筒真实受力情况,对卷筒各主要受力、传力部件进行整体建模,有限元模型见图 1。

根据卷筒组结构和受力特点、卷筒组各部件以及卷筒轴与轴承的装配关系,通过已建升船机卷筒组的位移数据与卷筒模型试算结果比较,以及卷筒轴挠度解析计算与有限元结果比较,确定卷筒组各子结构连接条件和卷筒轴的边界约束条件为:制动盘侧卷筒轮毂与卷筒轴为过盈配合,设为绑定关系;另一侧卷筒轮毂与卷筒轴为过渡配合,设为接触关系;制动盘与卷筒、端部花键套与卷筒均通过连接销连接,设为绑定关系。

制动盘侧卷筒轴轴套中心线对应截面选择下半

圈边线和横轴线约束: $U_x = 0$, $U_y = 0$, $U_z = 0$; 另一侧卷筒轴轴套中心线对应截面选择下半圈边线和横轴线约束: $U_x = 0$, $U_z = 0$ 。

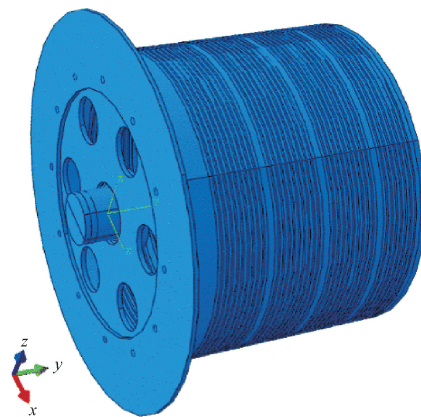


图 1 卷筒组有限元模型

2.2 卷筒疲劳计算荷载分析

卷筒疲劳计算选取升船机 1 次升降循环中船厢位于最高位(LC₁)和最低位(LC₂)两种工况。在 LC₁ 工况下,提升钢丝绳完全缠绕卷筒,钢丝绳缠绕情况见图 2; LC₂ 工况下,转矩平衡钢丝绳完全缠绕卷筒,所有提升钢丝绳和转矩平衡绳的出绳点向左移动 n_s 个节距, n_s 为卷筒上单根钢丝绳的工作圈,第一级 $n_s = 3.5$,第二级 $n_s = 10$ 。

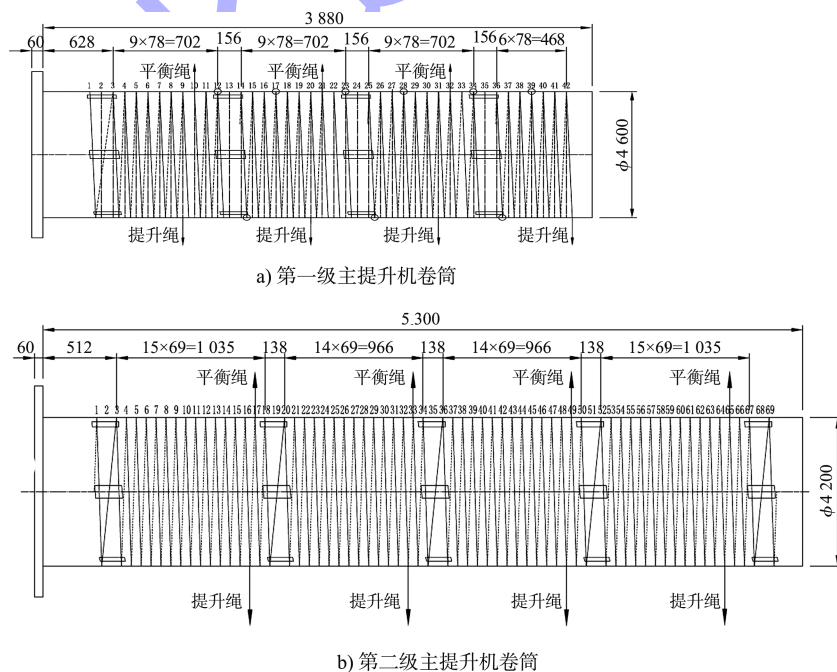


图 2 船厢位于 LC₁ 时钢丝绳缠绕情况 (尺寸: mm)

作用在卷筒上的荷载包括结构自身重力和钢丝绳的作用。卷筒组结构自身重力作用大小和位置不变, 而钢丝绳作用的荷载大小和位置根据缠绕方式和具体工况下的受载情况确定。当船厢在空中最高位时, 第一级升船机主提升机卷筒单根提升绳的张力按式(2)确定, 单根平衡绳的张力按式(3)确定; 当船厢在水中最低位时, 考虑浮力的影响, 单根提升绳的张力按式(4)确定, 而此时转矩平衡重在最高位, 单根平衡绳的张力按式(5)确定。当船厢在 LC_1 或 LC_2 时, 第二级升船机主提升机卷筒船厢均在空中, 且设置平衡链以平衡钢丝绳上的不平衡重力, 因此两种工况下提升绳与平衡绳上的载荷大小不变, 单根平衡绳的张力按式(5)确定, 单根提升绳的张力按式(6)确定。

$$T_L = (W_c + W_d + W_w + \Delta W_w + f_1 + f_2 + f_3) / n \quad (2)$$

$$T_q = (W_q + \Delta W_s) / m \quad (3)$$

$$T_L = (W_c - W_f + W_d + f_1 + f_2 + f_3) / n \quad (4)$$

$$T_q = W_q / m \quad (5)$$

$$T_L = (W_q + 1.3F) / n \quad (6)$$

式中: T_L 为提升绳张力; T_q 为平衡绳张力; W_c 为船厢结构重力; W_d 为船厢设备重力; W_w 为船厢内标准水深重力; ΔW_w 为误载水深重力; f_1 为摩擦力; f_2 为惯性力; f_3 为钢丝绳僵性阻力; W_q 为转矩平衡重重力; ΔW_s 为钢丝绳不平衡重力; W_f 为船厢结构水下部分所受浮力; F 为主提升机提升力; n 为提升绳根数; m 为平衡绳根数。

分别计算各工况下单根钢丝绳上的荷载(表1)可知, 第一级卷筒上提升绳的载荷变化较大, 为疲劳计算中的不利荷载因素。

表1 各工况下单根钢丝绳上的荷载

单根钢丝绳 种类	第一级卷筒荷载/kN		第二级卷筒荷载/kN	
	LC_1	LC_2	LC_1	LC_2
提升钢丝绳	528	150		608
平衡钢丝绳	493	479	493	

钢丝绳载荷通过面荷载施加在钢丝绳与卷筒的接触面上, 面荷载根据钢丝绳的缠绕方式分为工作圈、安全圈和出绳圈, 钢丝绳在卷筒上的分布荷载见图3。其中, 工作圈上的面荷载按式(7)计算, 安全圈上的面荷载按式(8)计算, 出绳圈上

的面荷载按式(9)、(10)计算。

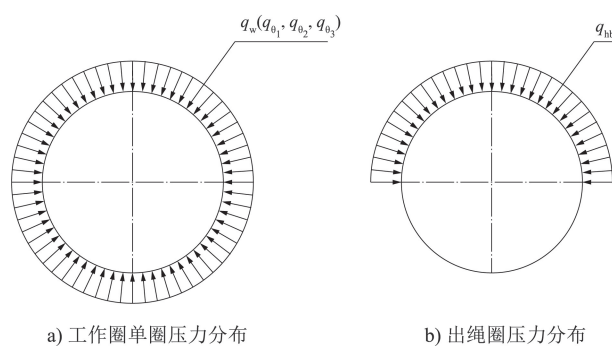


图3 钢丝绳在卷筒体上的面荷载分布

$$q_w = \frac{T_w}{R_d b_r} \quad (7)$$

$$\begin{cases} q_{\theta_1} = q_w e^{-2\pi\mu} \\ q_{\theta_2} = q_w e^{-4\pi\mu} \\ q_{\theta_3} = q_w e^{-6\pi\mu} \end{cases} \quad (8)$$

式中: T_w 为单根提升绳或转矩平衡绳的张力; R_d 为卷筒名义半径; b_r 为单根钢丝绳承载宽度; μ 为卷筒安全圈钢丝绳与卷筒绳槽之间的摩擦系数, 取0.1; q_{θ_1} 、 q_{θ_2} 、 q_{θ_3} 分别为第1、2、3个安全圈上的面荷载; q_w 为工作圈上的面荷载。

为分析假定提升绳和平衡绳作用在同一绳槽, 均布面压力作用于卷筒外壁宽度为 b_r 圆环的上半圆周。其分布压力 q_{hb} 按提升绳和平衡绳的平均张力计算:

$$q_{hb} = \frac{T_L + T_q}{2R_d b_r} \quad (9)$$

该部分面荷载产生的合力为竖直向下的载荷 $T_{hs} + T_{bs}$, 即出绳圈分布载荷竖直方向合力 V 为:

$$V = \int_0^\pi R_d b_r q_{hb} \sin\theta d\theta = \int_0^\pi \frac{T_L + T_q}{2} \sin\theta d\theta = T_L + T_q \quad (10)$$

式中: T_L 和 T_q 分别为提升绳和转矩平衡绳的张力; $\sin\theta d\theta$ 为钢丝绳张力在竖直方向的分量。

2.3 卷筒结构分析部位应力计算

卷筒疲劳分析的重点是卷筒环向连接焊缝的疲劳强度, 需获取薄弱部位在不同工况下的最大应力差值作为疲劳分析中的应力变化幅值。一般情况下, 疲劳计算选取的应力为各方向的拉压应

力值,即同一卷筒环向焊缝处 LC_1 和 LC_2 工况下,最大应力与最小应力的差值。两种载荷的应力同为拉或压时,应力绝对值相减;应力一拉一压时,应力绝对值相加。根据第一、二级主提升机卷筒的受载特点,卷筒上各部位的主应力在 LC_1 和 LC_2

工况下方向一致,因此采用 Mises 综合应力作为应力幅值计算基础,各选取钢丝绳缠绕工作圈中荷载相差较大的 4 个典型断面作为卷筒环形焊缝圈。第一、二级卷筒典型断面应力计算结果见图 4,将各断面的应力最大和最小值列于表 2。

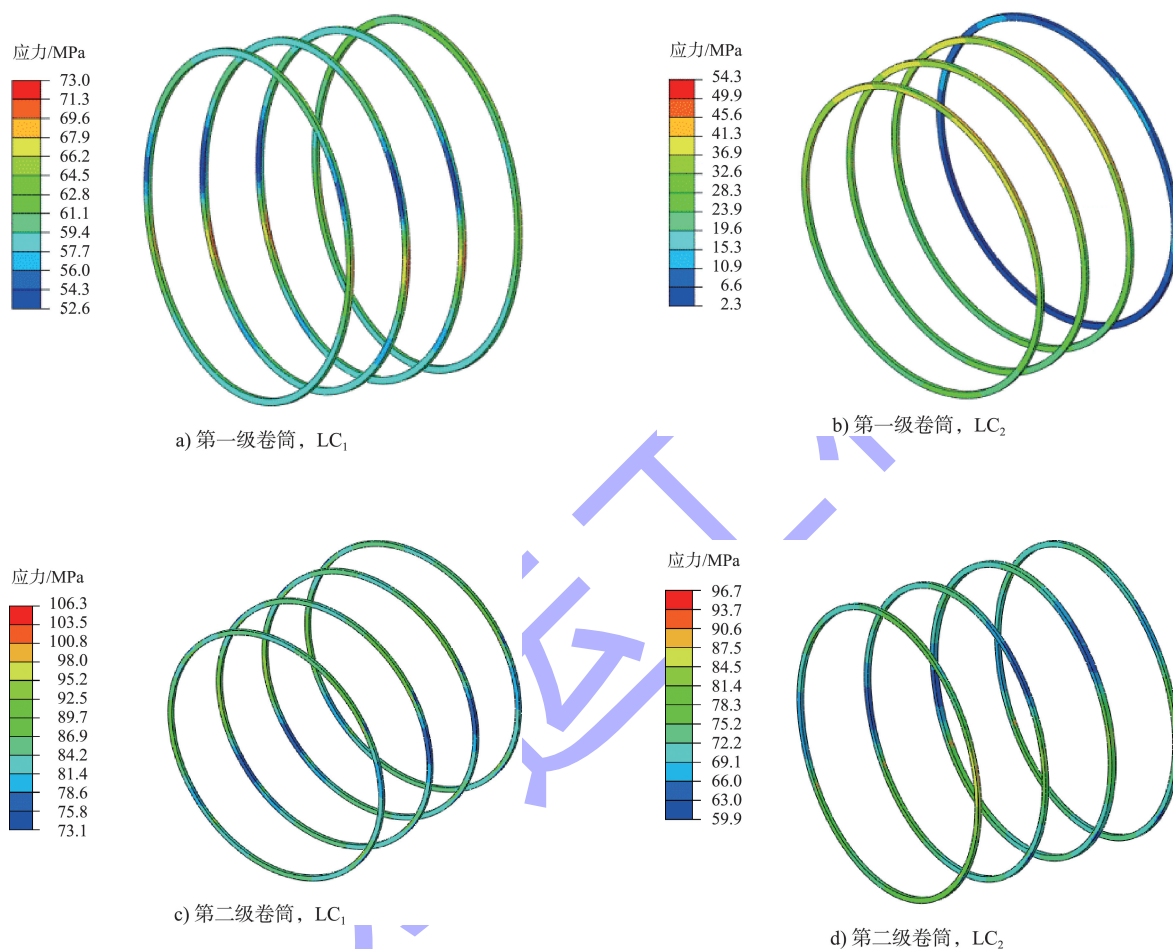


图 4 典型断面 Mises 应力云图

表 2 典型断面应力差值

工况		σ/MPa								最大差值 $\Delta\sigma/\text{MPa}$
		断面 1		断面 2		断面 3		断面 4		
		σ_{\max}	σ_{\min}	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_{\max}	σ_{\min}	
第一级	LC ₁	70.6	55.6	73.0	52.6	72.2	53.1	68.9	58.7	68.9-2.3=66.6
	LC ₂	54.3	22.5	49.0	21.9	50.0	22.0	11.9	2.3	
第二级	LC ₁	106.3	75.3	105.7	73.1	105.5	73.1	105.7	74.9	105.7-59.9=45.8
	LC ₂	96.7	65.2	90.1	62.4	90.6	62.6	91.1	59.9	

2.4 卷筒结构焊缝疲劳强度分析

由表 2 可知,第一、二级升船机主提升机卷筒结构环向焊缝最大应力幅值 $\Delta\sigma$ 分别为 66.6、45.8 MPa。

按照构皮滩升船机的设计条件,升船机每年运行 325 d,每天双向运行 12 次。根据《钢结构设计规范》规定,机械设备的设计寿命为 35 a。第一级主提升机卷筒工作圈为 3.5 圈,在升船机单次

单向运行中, 卷筒转动 3.5 圈, 其载荷作用总次数 $N_1 = 95.55$ 万次; 第二级主提升机卷筒工作圈为 10 圈, 在升船机单次单向运行中, 卷筒转动 10 圈, 其载荷作用总次数 $N_2 = 273$ 万次。

主提升机卷筒结构主要分析对接焊缝, 根据“Eurocode 3: Design of steel structures——part 1-9 部分: 疲劳”中表 8.1~8.10, 疲劳细节类别参数为 K125, 即对应于循环次数 200 万次下该焊缝部位的疲劳抗力 $\Delta\sigma_c = 125$ MPa; 当应力循环次数小于 500 万次时, 疲劳抗力曲线梯度 $m = 3$ 。将以上计算参数带入式(1)可得第一、二级主提升机卷筒的疲劳许用应力 $\Delta\sigma_{Rd}$ 分别为 118.4、83.5 MPa。

对于第一级主提升机卷筒结构环向焊缝: $\Delta\sigma < \Delta\sigma_{Rd}$, 对应的疲劳强度安全系数 $S_1 = \Delta\sigma_{Rd} / \Delta\sigma = 1.78$; 第二级主提升机卷筒结构环向焊缝: $\Delta\sigma < \sigma_{Rd}$, 对应的疲劳强度安全系数 $S_2 = \Delta\sigma_{Rd} / \Delta\sigma = 1.82$, 因此两个卷筒结构环向焊缝的疲劳强度均满足要求, 且安全系数比较接近。

该计算方法中疲劳强度判定条件较《钢结构设计规范》严苛, 且有限元方法所得应力计算结果反映了焊缝部位的应力集中现象, 高于按设计计算方法获得的平均应力值, 因此该评估方法对于反映结构的疲劳强度具有较高的安全性。

3 结语

1) 采用有限元方法计算卷筒结构薄弱部位在不同工况下的应力幅值, 再根据规范 Eurocode 3 提供的方法计算结构焊缝的疲劳强度容许值, 将“应力幅值 \leq 疲劳许用应力”作为疲劳强度判定条件, 计算方法简便、明确, 且由于严苛的疲劳强度判定条件和有限元应力计算中对应力集中现象的反映, 使得卷筒疲劳强度设计方法偏于安全。

2) 根据卷筒结构疲劳强度校核方法与有限元建模方法, 研究构皮滩下水式垂直升船机和全平衡钢丝绳卷扬式垂直升船机的疲劳强度, 结果表明: 构皮滩升船机主提升机卷筒组疲劳强度满足设计寿命 35 a 以及设计规定的年运行次数要求。

3) 第一级下水式升船机主提升机卷筒结构钢丝绳载荷变化较大, 其应力幅值大于第二级(全平衡式)升船机; 第二级升船机提升高度大, 导致其载荷作用次数较大, 相应地疲劳强度容许值较小, 两级升船机卷筒疲劳强度的实际安全系数接近, 说明下水式升船机由筒体应力的大幅度变化以及高扬程全平衡钢丝绳卷扬式升船机的高循环次数, 均可导致卷筒结构焊缝的疲劳强度破坏。因此, 分析两级升船机主提升机卷筒的疲劳强度是十分必要的。

参考文献:

- [1] 余友安, 廖乐康, 金辽. 构皮滩垂直升船机金属结构和机械设备设计研究[J]. 人民长江, 2019, 50(5): 119-126.
- [2] 江健伟. 构皮滩升船机超大超重卷筒加工关键技术[J]. 水电站机电技术, 2016, 39(6): 40-43.
- [3] 李倩, 宋远卓, 蒋春祥, 等. 升船机上安全卷筒的设计与应用[J]. 起重运输机械, 2014(10): 33-36.
- [4] 李倩, 黄金根, 王敏. 入水式钢丝绳卷扬垂直升船机中大直径卷筒的设计与应用[J]. 机械工程师, 2016(4): 151-153.
- [5] 杜波, 刘同欣, 高文君. 大型升船机卷筒与主轴连接技术[J]. 水运工程, 2017(12): 30-33.
- [6] 北京起重运输机械研究所. 起重机设计规范: GB/T 3811—2008[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008.
- [7] 北京钢铁设计研究总院. 钢结构设计规范: GB 50017—2003[S]. 北京: 中国计划出版社, 2003.
- [8] European Committee for Standardization. BS EN 1993-1-9: 2005, Eurocode 3: Design of steel structures —Part 1-9: Fatigue[S]. London: British Standards Institution, 2005.
- [9] 万肖涛. JKA 型矿井提升机卷筒筒壳失效分析[J]. 矿山机械, 1989, 17(6): 15-17.
- [10] 陈美丽, 梅益, 刘乔英. 矿井提升机卷筒结构有限元静力及疲劳强度分析研究[J]. 煤矿机械, 2012, 33(4): 95-97.
- [11] 廖乐康, 王蒂. 升船机主提升机焊接卷筒疲劳强度设计[J]. 中国工程机械学报, 2013, 11(2): 146-151.

(本文编辑 赵娟)