

齿轮齿条爬升式升船机船厢驱动机构载荷影响因素分析

王向东¹ 师陆冰² 闫晓青¹

(1. 长江三峡通航管理局, 宜昌 443002)

[2. 郑机所(郑州)传动科技有限公司, 郑州 450001]

摘要:【目的】针对影响齿轮齿条爬升式升船机船厢驱动机构载荷变化的关键因素不明晰的问题, 基于采集的船厢运行频次、厢内水深、驱动机构、同步轴系统等运行历史数据, 研究了升船机不同运行工况下的齿轮齿条载荷变化规律。【方法】通过数据拟合结果构建了船厢驱动系统力学分析与数值计算模型, 通过统计分析系统揭示了船厢不同水深条件、运行工况和各驱动单元载荷不均对齿轮运行载荷的影响机制, 并制定针对性的应对策略。【结果】结果显示, 船厢匀速升降阶段, 齿轮载荷主要由误载水深和系统摩擦阻力构成; 加减速阶段受船厢自重及传动系统旋转构件惯性效应影响, 载荷出现显著峰值; 各驱动单元间载荷离散度较大, 且载荷偏差基本不受运行过程、工况条件和整体载荷水平的干扰, 表现为随机分布特性。精细化调控船厢水深可实现齿轮载荷优化控制。

关键词: 升船机; 船厢驱动机构; 齿轮齿条; 工作载荷; 误载水深; 驱动单元偏载

中图分类号: U642.7 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.XXXX.XX.001

0 引言

齿轮齿条传动装置作为驱动船厢升降运行的核心部件, 其工作机制、设备间耦合关系、运行安全风险形式及应对措施等与钢丝绳卷扬提升式升船机的主提升系统存在明显差异。在大型齿轮齿条爬升式升船机运维领域, 国内实践经验相对有限; 德国虽在同类装备研究与应用方面处于国际前列, 但其装备多应用于中小型渠化运河, 上下游水位波动小, 运维工况简单, 可直接借鉴的经验不足。国内某大型齿轮齿条爬升式升船机齿条模数达62.667 mm, 齿宽为810 mm, 单节长度为4 705 mm, 单体质量达10.6 t, 具备结构尺寸大、加工精度要求高、现场更换难度大等特点。在升船机建设期间, 相关设计、承建单位围绕升船机整体结构设计与齿轮齿条服役性能评估开展了大量研究工作, 系统分析了升船机运行过程中24种工况下的齿轮齿条载荷大小与受力方向, 并通过理论分析与模拟试验测定了额定载荷下升船机齿轮齿条的齿根弯曲应力^[1-3]。目前积累的大量宝贵的运行数据资料, 使得通过实测数据开展齿轮齿条驱动机构载荷影响因素分析成为可能。鉴于此, 本文通过实测数据统计与计算, 系统分析了船厢水深、运行工况、驱动单元行程偏差对齿轮齿条工作载荷的影响规律, 确定

了最优运行水深阈值, 以期齿轮齿条安全稳定运行、延长服役寿命提供支撑。

1 模型建立与数据采集

升船机船厢室在上、下闸首之间, 是运载船舶过坝的关键设施。某齿轮齿条爬升式全平衡垂直升船机由塔柱、塔柱上部建筑及船厢室等组成。船厢室内布置有船厢、平衡重系统, 以及齿轮齿条驱动装置和电气控制设备等。在运行过程中, 船厢及其设备的自重、厢内水体重量、过机船舶重量均通过平衡重系统抵消。因此, 驱动系统只需要承担未经过平衡的载荷、惯性力和运动阻力。

1.1 齿轮载荷计算模型

升船机船厢共布设有4套齿轮齿条驱动单元。以1[#]驱动单元为例, 如图1所示, 驱动单元整体驱动力矩由双电动机输出转矩 T_{M1} 和 T_{M2} 、同步轴系统力矩传感器在1[#]驱动单元附近测得的力矩 T_{p1} 、1[#]驱动单元齿轮齿条啮合过程中齿条对齿轮作用力 F_{t1} 所产生的力矩 T_{G1} ^[4-6]共同组成。

结合图1所示的齿轮齿条驱动单元力矩示意图, 将齿轮齿条啮合面处竖直向上的啮合力 F_{t1} 定义为正方向, 电动机输出转矩 T_{M1} 、 T_{M2} 的正方向以船厢上行

收稿日期: 2026-05-25 修回日期: 2026-06-08

基金项目: 国家重点研发计划项目(2024YFB2605805)

作者简介: 王向东, 男, 1968年生, 山东高密人; 主要研究方向为通航建筑物运行维护技术及管理; 13972006667@139.com。

引用格式: 王向东, 师陆冰, 闫晓青. 齿轮齿条爬升式升船机船厢驱动机构载荷影响因素分析[J]. 机械传动, XXXX, XX(X): 1-9.
WANG Xiangdong, SHI Lubing, YAN Xiaqing. Analysis on influencing factors of load of ship chamber driving mechanism for rack-and-pinion ship lift[J]. Journal of Mechanical Transmission, XXXX, XX(X): 1-9.



免费获取

工况对应的电动机旋转方向为准,进而建立1[#]驱动单元的力矩均衡公式^[7-9]:

$$i(T_{M1} + T_{M2} + T_{p1}) = 0 \quad (1)$$

$$T_{G1} = F_{t1}r \quad (2)$$

式中, i 为减速比, 约为 263; r 为节圆半径, $r = 501.34 \text{ mm}$ 。

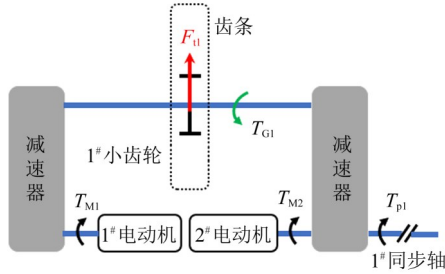


图1 1[#]驱动单元齿轮齿条力矩示意图

Fig. 1 Schematic diagram of rack-and-pinion torques for the No.1 drive unit

图2所示为升船机“H”形同步轴系统结构(方块代表锥齿轮箱)。同步轴系统在各驱动单元附近布置的力矩传感器测量力矩 T_{s1} 、 T_{s2} 、 T_{s3} 、 T_{s4} , 均以面向对应驱动单元电动机, 顺时针方向为正, 逆时针方向为负。根据锥齿轮的力矩传递关系, 8台电动机两两一组输出的等效转矩为 T_{p1} 、 T_{p2} 、 T_{p3} 、 T_{p4} , 则同步轴系统力矩传感器的测量力矩与驱动电动机输出的等效转矩的关系^[10-11]为

$$T_{p1} = T_{s1}, T_{p2} = -T_{s2}, T_{p3} = T_{s3}, T_{p4} = -T_{s4} \quad (3)$$

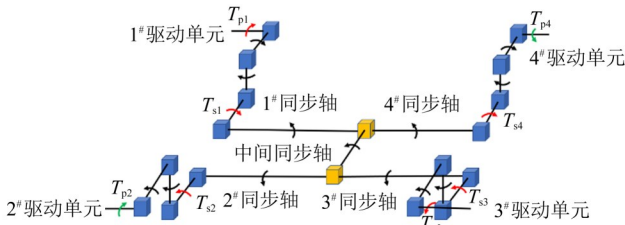


图2 同步轴系统结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the synchronous shaft system structure

通过力矩传感器实际测量值计算各驱动单元齿轮工作载荷的计算式为

$$\begin{cases} F_{t1} = i(T_{M1} + T_{M2} + T_{s1})/r \\ F_{t2} = i(T_{M3} + T_{M4} - T_{s2})/r \\ F_{t3} = i(T_{M5} + T_{M6} + T_{s3})/r \\ F_{t4} = i(T_{M7} + T_{M8} - T_{s4})/r \\ F_t = F_{t1} + F_{t2} + F_{t3} + F_{t4} \end{cases} \quad (4)$$

式中, F_{t2} 、 F_{t3} 、 F_{t4} 分别为2[#]、3[#]、4[#]驱动单元中齿条对齿轮的作用力; T_{M3} 、 T_{M4} 分别为2[#]驱动单元两电动机的转矩; T_{M5} 、 T_{M6} 分别为3[#]驱动单元两电动机的转矩; T_{M7} 、 T_{M8} 分别为4[#]驱动单元两电动机的转矩; F_t 为总载荷。

1.2 运行数据采集及处理

根据船厢运行原理, 结合升船机监测系统数据采集能力, 采集了船厢水深, 驱动机构电动机转速、转矩, 同步轴系统转矩和液气弹簧支承力等共6类59项运行数据。运行数据采集类目如表1所示。

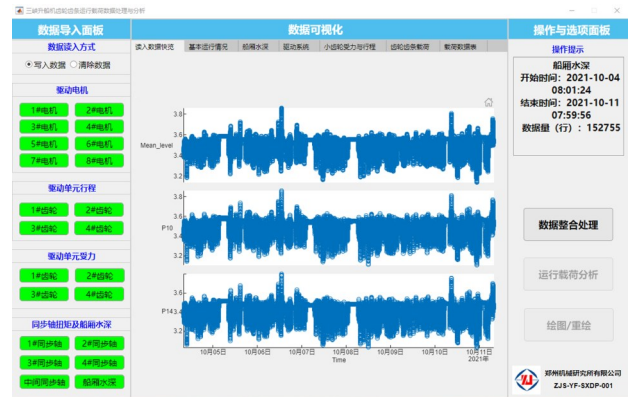
表1 船厢运行数据采集类目

Tab. 1 Classification of the ship chamber operation data collection

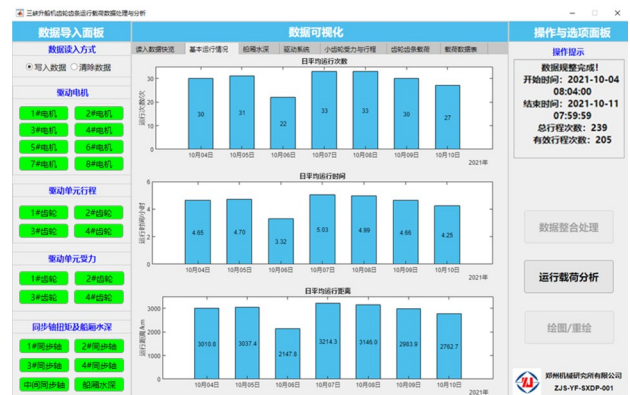
序号	设备名称	数据类目
1	驱动机构	1 [#] ~8 [#] 驱动电动机
2		电压 电流 转速 转矩
3	同步轴系统	1 [#] ~4 [#] 同步轴与中间同步轴转矩
4	驱动单元	1 [#] ~4 [#] 齿轮行程
5		1 [#] ~4 [#] 齿轮托架液气弹簧力
6	船厢	$P_1 \sim P_{14}$ 测点水位值

为提升数据处理效率, 自主开发了数据处理与可视化软件。软件界面如图3所示。

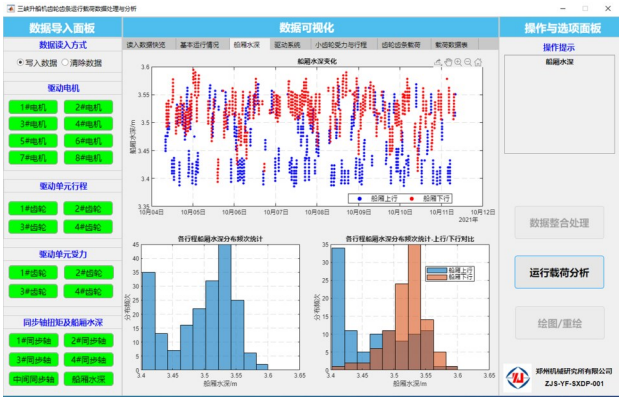
由图3可知, 该软件可实现数据分类导入、运行状态统计、水深分析、驱动机构特性分析、齿轮载荷提取及载荷-误载水深关联分析等功能。数据分析处理过程中包含的各类目数据间的底层逻辑、基于系统受力分析和数据特征建立的齿轮载荷提取方法的具体分析过程见下文分析实例。



(a) 数据分类导入



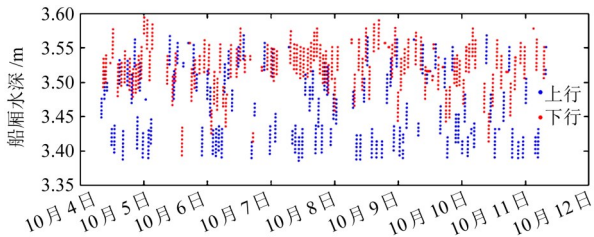
(b) 运行情况统计



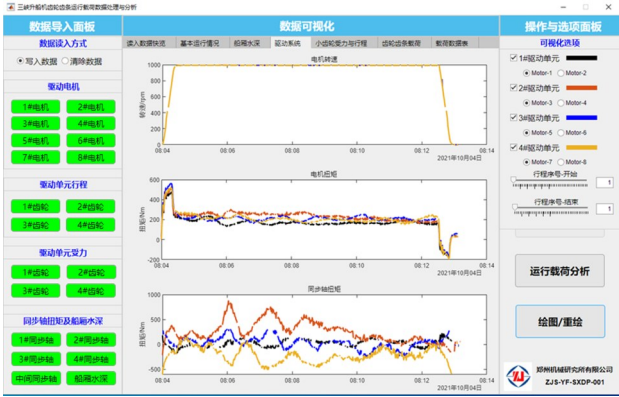
(c) 船厢水深统计

1.2.1 船厢水深分布情况统计

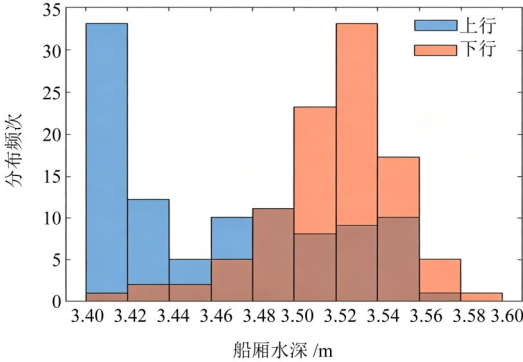
根据船厢内水位计功能与精度，船厢内水深与误载水深数据取 $P_1 \sim P_{12}$ 测点压力式水位计测量值的平均值，统计结果如图4所示。



(a) 各行程船厢平均水深变化



(d) 驱动系统数据分析



(b) 各行程船厢平均水深分布频次统计

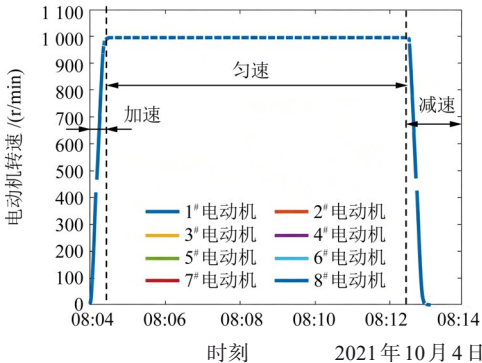
图4 船厢水深分布情况统计

Fig. 4 Statistical analysis of the water depth distribution in the ship chamber

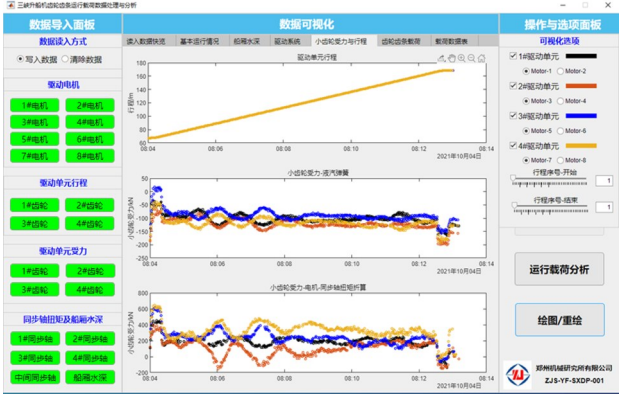
由图4可知，船厢实际运行水深大部分满足 ± 10 cm的误差要求。由于船厢与闸首对接间隙中的水会流入充泄水管道，船厢升降运行过程中管道内部水体将被抽吸至船厢内部，因此部分运行厢次调节船厢水深时未调整至3.4~3.6 m范围内，略低于3.4 m。在船厢上行或下行至上游或下游对接位时，船厢水深增加至正常范围。对比船厢上行和下行两种工况可知，上行时大部分行程处于负误载水深，小于3.5 m；下行时大部分行程处于正误载水深，大于3.5 m。

1.2.2 驱动机构电动机运行情况统计

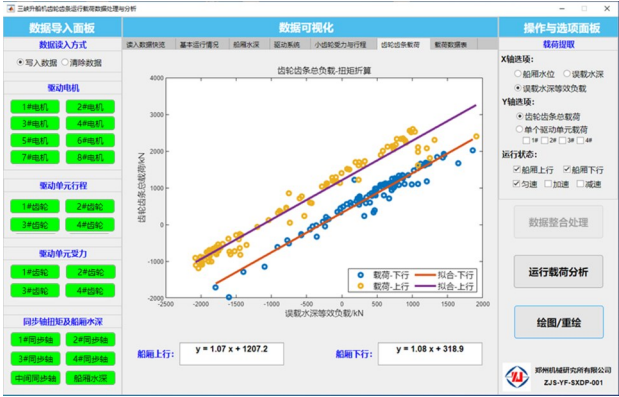
船厢无论是上行还是下行均包含加速、匀速和减速三个阶段，共形成6种运行工况，其中加速和减速阶段各持续约30 s，如图5、图6所示。



(a) 电动机转速



(c) 齿轮载荷数据分析



(f) 载荷随误载水深变化情况统计

图3 数据处理软件界面

Fig. 3 Interface of the data processing software

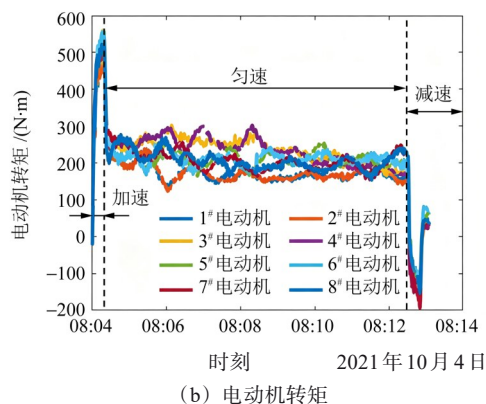


图5 船厢上行过程中电动机转速及转矩变化情况

Fig. 5 Motor speed and torque variation during the ship chamber upward operation

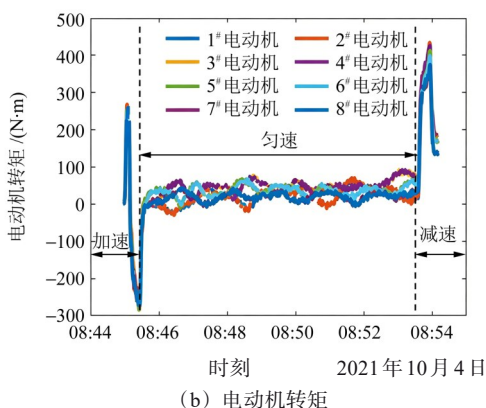
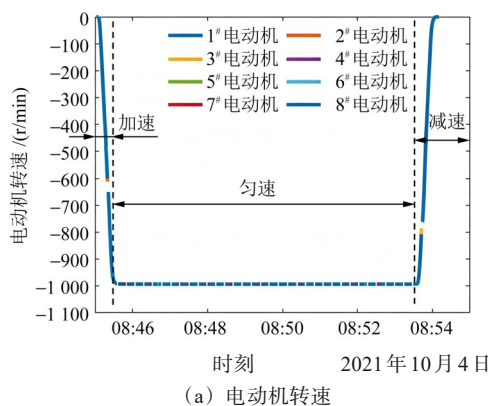


图6 船厢下行过程中电动机转速及转矩变化情况

Fig. 6 Motor speed and torque variation during the ship chamber downward operation

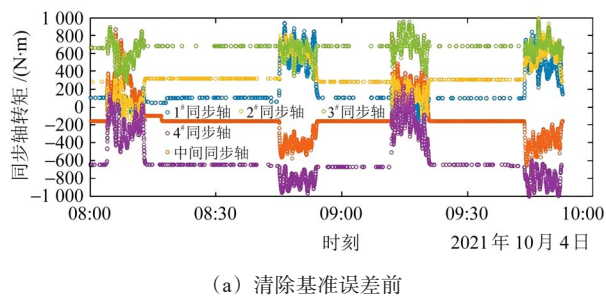
由图5、图6可以看出,在匀速运行阶段,电动机转矩在相对固定的幅值范围内呈现周期性波动;加速和减速过程中,电动机转矩分别向两个不同方向急剧突变,远超匀速运行阶段的波动幅值。由此可确定,齿轮齿条最大负载必然出现在加速或减速阶段。

1.2.3 同步轴系统转矩情况统计

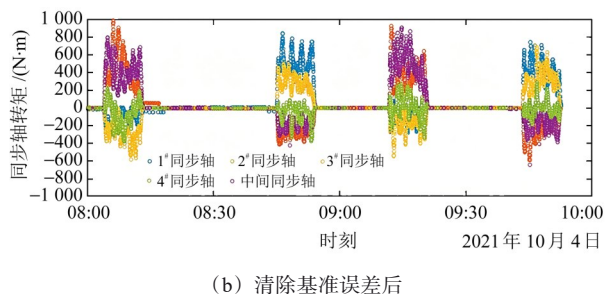
在船厢运行和静止阶段测量记录的各点位同步轴转矩原始数据如图7(a)所示。由图7(a)可知,各轴段上的转矩差异极大且波动极为显著。

理论上船厢静止阶段同步轴不应存在转矩,但图7(a)中静止阶段各轴段上转矩并未归零,存在较

大的基准误差。因此,进行后续数据分析处理前,需对同步轴转矩测量结果进行清洗和校验,以消除基准误差的影响。



(a) 清除基准误差前



(b) 清除基准误差后

图7 同步轴系统转矩

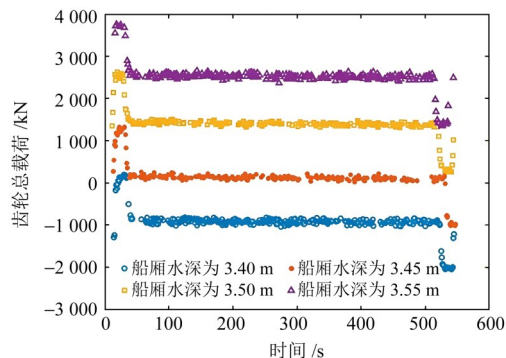
Fig. 7 Torque of the synchronous shaft system

所采取的消除基准误差的方法:①按各行程次序对同步轴转矩数据进行切片,各数据切片包含船厢运行和静止阶段的数据;②将静止阶段的平均值作为基准误差值;③各切片数据统一减去基准误差,处理后重新通过数据聚合将各切片数据按时间顺序规整。清除基准误差后的同步轴转矩数据如图7(b)所示。由图7(b)可知,船厢运行阶段各轴位之间的数据偏差明显减小,在合理范围内。

2 齿轮齿条载荷影响因素分析

2.1 船厢不同水深

船厢水深超过3.5 m为正误差水深,低于3.5 m为负误差水深。按照0.05 m一个区间将误差水深划分为-0.1~-0.05 m、-0.05~0 m、0~+0.05 m、+0.05~+0.1 m四个区间,依次简称为大的负、小的负、小的正、大的正误差水深。齿轮总载荷随水深变化趋势如图8所示。



(a) 船厢上行

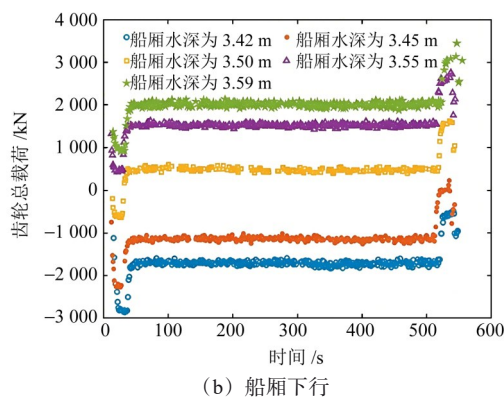


图8 不同船厢水深下的齿轮总载荷

Fig. 8 Total gear load under different ship chamber water depths

由图8(a)可知, 船厢上行水深为3.5 m时, 齿轮齿条总载荷约为1 500 kN; 当水深上升至3.55 m时, 总载荷达到2 500 kN; 水深下降至负误差水深3.45 m时, 总载荷降至接近0; 水深下降至负误差水深3.40 m时, 总载荷改变方向并增大至约-1 000 kN。同样由图8(b)可知, 船厢下行时在大的负误差水深3.42 m和小的负误差水深3.45 m两种情况下, 总载荷分别接近-1 800 kN和-1 200 kN; 而在小的正误差水深3.55 m和大的正误差水深3.59 m两种情况下, 总载荷分别接近1 500 kN和2 000 kN。分析结果表明, 船厢水深对齿轮载荷的大小与方向均有显著影响, 上行与下行工况下的载荷变化规律存在差异。

图9为匀速运行阶段的齿轮总载荷平均值随船厢平均水深和误差水深变化规律的散点图。

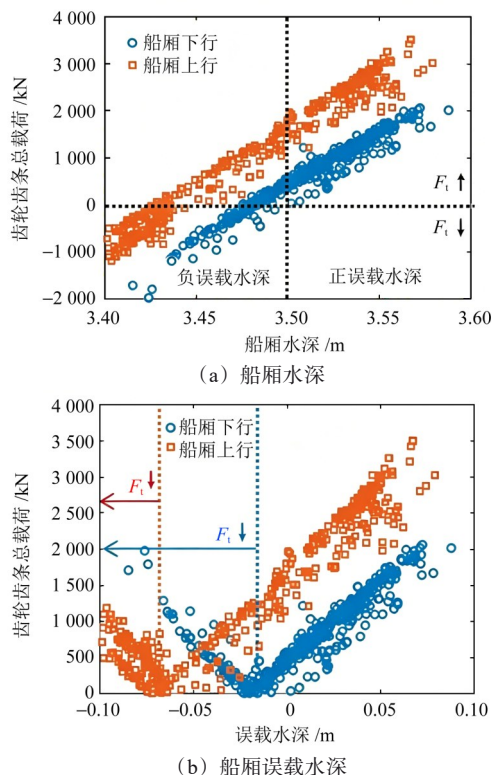


图9 齿轮总载荷随船厢水深、误差水深的变化规律

Fig. 9 Variation law of the total gear load with the ship chamber water depth and the misladen water depth

由图9(a)可知, 齿轮总载荷随船厢水深的增加呈线性增加趋势; 上行时, 大部分行程小齿轮载荷为正值(方向向上), 仅船厢水深下降至大的负误差水深时, 齿轮总载荷转变为负值(方向向下); 下行时, 情况与上行时类似, 但齿轮总载荷在小的负误差水深(3.45 m<水深<3.5 m)时为负值。由图9(b)可知, 不考虑载荷的方向性, 齿轮总载荷不再随误差水深线性变化, 而是呈现明显的转折。上行时, 转折点对应的误差水深约为-0.07 m; 下行时, 转折点对应的误差水深约为-0.02 m。在正误差水深及小的负误差水深时, 上行时的齿轮总载荷显著高于下行时载荷, 误差水深约0.07 m时载荷接近3 500 kN; 在大的负误差水深时, 下行时的齿轮总载荷超过上行时的载荷, 误差水深约-0.08 m时载荷达到-2 000 kN。

2.2 不同运行工况

图10所示为船厢3.5 m水深时不同运行工况下速度、加速度与齿轮总载荷的关系。

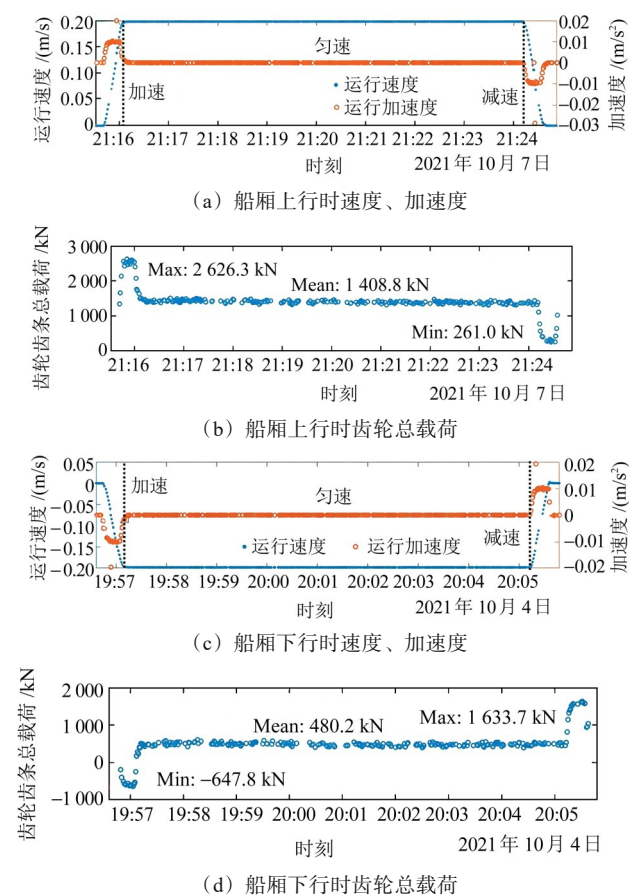


图10 运行速度、加速度与齿轮总载荷关系

Fig. 10 Correlation of the speed, the acceleration and the total rack-and-pinion load

由图10可知, 在加、减速阶段齿轮总载荷呈现先增加后减小或先减小后增加的变化趋势, 在稳加速度阶段达到极值并趋于稳定, 加速度奇异点未引起载荷的明显变化。与匀速运行阶段相比, 上行加速阶段齿轮总载荷最大达到2 626.3 kN, 较匀速阶

段增加 1 217.5 kN；上行减速阶段齿轮总载荷减小至 261.0 kN，较匀速阶段减小 1 147.8 kN。下行加速阶段，齿轮总载荷减小至 -647.8 kN，较匀速阶段减小 1 128 kN；下行减速阶段，齿轮总载荷最大增加至 1 633.7 kN，较匀速阶段增加 1 153.5 kN。下行过程的齿轮总载荷与上行过程的变化趋势相反。

2.3 驱动单元间的偏载

受齿条安装误差、齿轮齿条啮合误差、减速器与同步轴传动误差、塔柱结构变形等多重因素的影响，各驱动单元存在行程偏差，引起齿轮载荷分配不均。单个行程内各驱动单元行程偏差与齿轮载荷变化规律如图 11 所示。

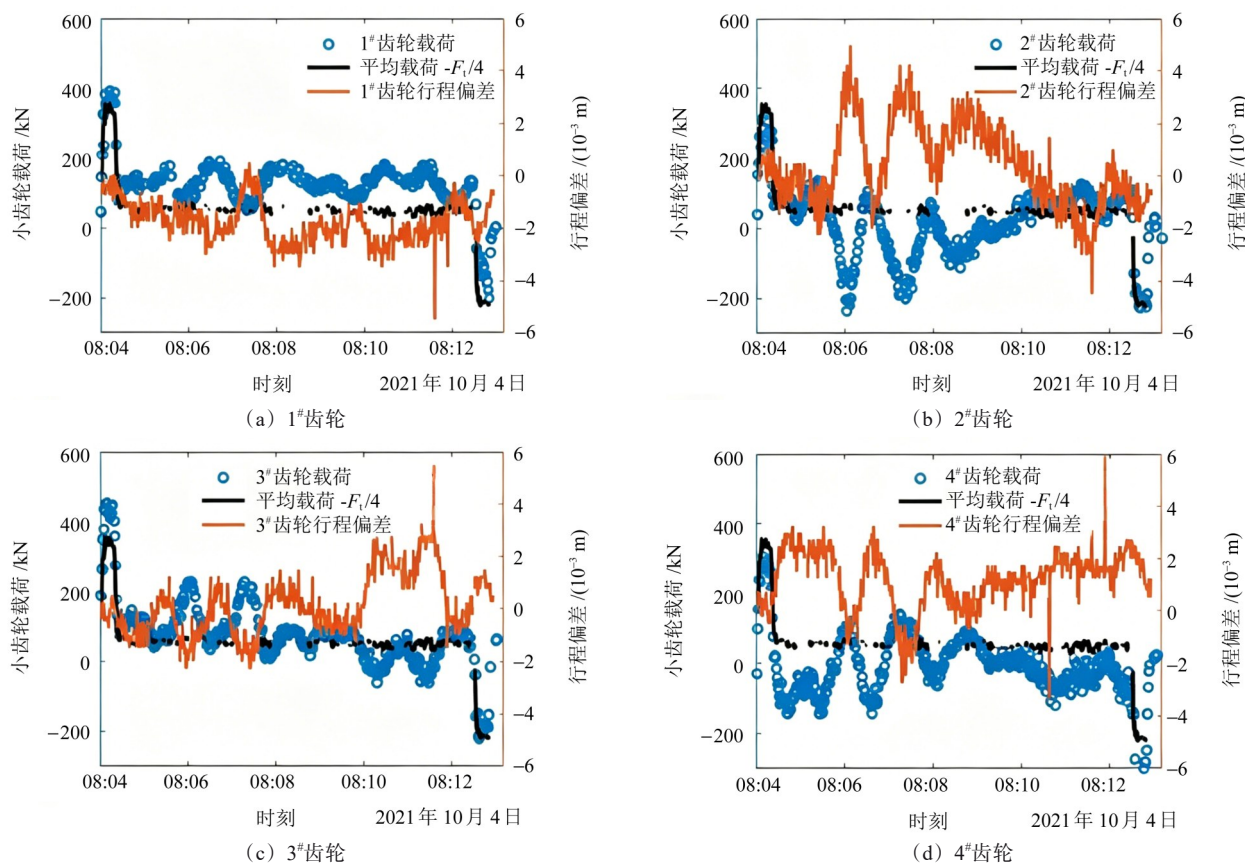


图 11 单个行程内各驱动单元行程偏差与齿轮载荷变化规律

Fig. 11 Stroke deviation and gear load variation of each drive unit in single stroke

由图 11 可知，四个驱动单元间行程偏差围绕 0 轴上下波动，对应的齿轮载荷同样围绕齿轮平均载荷 $F_t/4$ 上下波动。其中，2# 齿轮载荷受行程偏差波动影响最大，波动值达 -300 kN，该偏差甚至超过了船厢加速、减速阶段单个齿轮载荷变化幅值。各驱动单元齿轮载荷与行程偏差呈现同步的反向波动

特征，即当某驱动单元行程偏差增大时，齿轮载荷偏载也同步增大；当行程偏差为正时，齿轮载荷偏差为负（大于平均载荷）；当行程偏差为负时，齿轮载荷偏差为正（小于平均载荷）。全行程内齿轮载荷偏差随行程偏差的分布情况如图 12 所示。

由图 12 可知，齿轮载荷偏差在 -600 ~ 700 kN 随

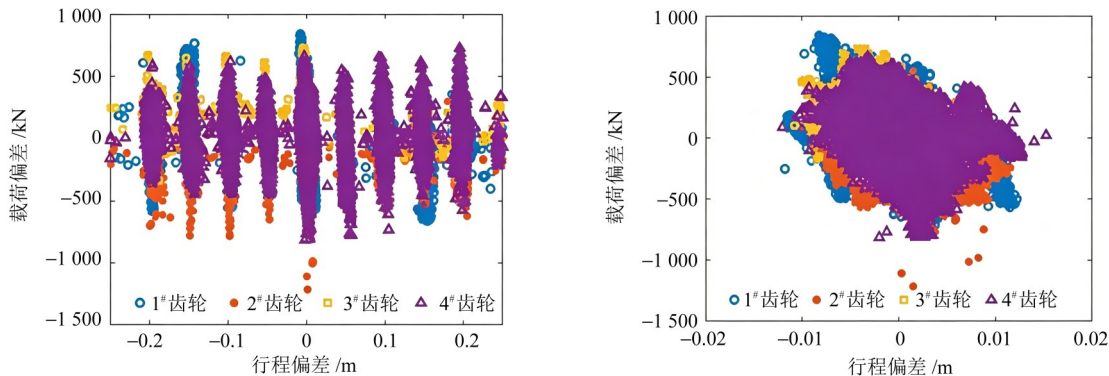


图 12 全行程内齿轮载荷偏差变化规律(右图为左图的局部放大)

Fig. 12 Variation law of the gear load deviation over the full stroke(the right graph graph is the partial enlarged view of the left graph)

机波动, 随行程偏差的变化趋势极弱, 齿轮载荷偏差与行程偏差的大小不存在明显关联性。为合理评估偏载条件下的单个齿轮载荷大小, 对齿轮载荷偏差的随机分布特征进行统计分析。考虑到各驱动单元齿轮载荷偏差均值大小的差异与其离散性相比(标准差)并不显著, 为简化模型将各驱动单元视为4个独立样本, 各齿轮载荷偏差 ΔF_{in} ($n=1, 2, 3, 4$) 汇总形成一个统计样本。统计分析表明, 齿轮载荷偏差服从均值为0、标准差为155 kN的正态分布, 且不受运行过程、工况及整体载荷条件的影响。

2.4 齿轮载荷统计模型

由第2.1节分析可知, 船厢运行过程中的齿轮总载荷 F_{in} 近似为随船厢误差水深线性变化的一阶函数, 如图13所示。

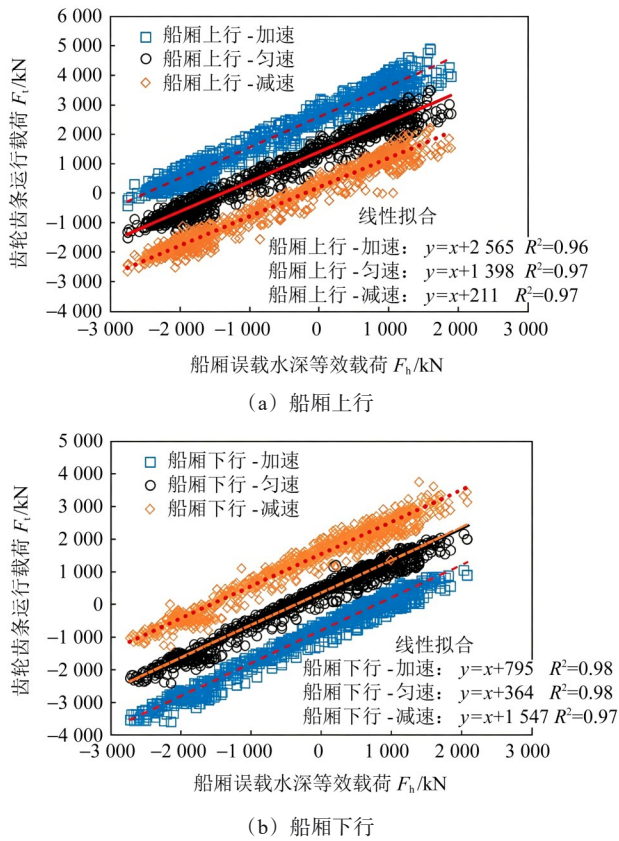


图13 齿轮载荷随船厢误差水深等效载荷变化规律

Fig. 13 Variation law of the gear load with the equivalent load under the ship chamber misladen water depth

由图13可知, 在船厢上行和下行加速、匀速、减速运行过程中, 齿轮载荷大小随船厢水深增加而增大, 呈线性变化规律。与误差水深等效载荷进行拟合, 结果显示, 各工况下载荷随水深等效载荷呈线性变化, 同一水深下不同过程载荷差值基本恒定。齿轮载荷由水深与工况决定的确定性分量及随机偏差分量共同构成, 基于实测数据建立的载荷计算模型可准确描述单个驱动单元载荷的变化趋势与波动范围, 计算结果与实测数据吻合度较高。

由上述分析可得, 船厢升降运行过程中影响齿轮载荷的主要因素为船厢水深、上下行各种运行工况和各驱动单元产生的偏载。船厢水深由于升降运行抽吸管道水而不断增加, 是随船厢升降高程变化的随机性变量; 船厢上行和下行过程加速、匀速、减速阶段组合的6种工况是具有固定顺序和占比的确定性变量; 偏载 ΔF_{in} 与船厢水深、6种运行工况无关, 是随船厢升降高程变化的随机性变量。在各运行时刻, 偏载影响引起的各驱动单元齿轮载荷 F_{in} 与平均载荷 $F/4$ 之间的偏差 ΔF_{in} 则视为一个服从正态分布的随机变量, 则可得到不同船厢水深和运行工况下的单个齿轮载荷。

船厢上行时, 单个齿轮载荷 F_{in} 为

$$F_{in} = 0.29l_1l_2g(h - 3.5) + 383 + 304k + \delta = 6138.72(h - 3.5) + 383 + 304k + \delta \quad (5)$$

式中, l_1 和 l_2 分别为船厢水体的长和宽, 其值分别为120、18 m; g 为重力加速度, 取9.8 N/kg; h 为船厢 $P_1 \sim P_{12}$ 水位计测量的水深平均值; k 为引入加减速阶段极值载荷变化的运行工况系数, 其值在加速、匀速、减速阶段分别取1、0和-1; δ 为随机变量值。

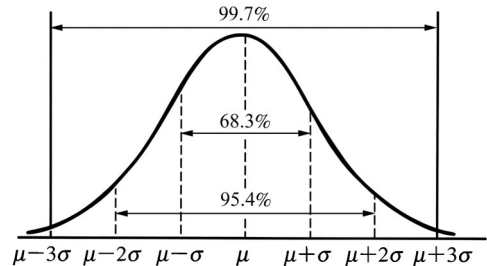
船厢下行时, 单个齿轮载荷 F_{in} 为

$$F_{in} = 0.27l_1l_2g(h - 3.5) + 98 - 304k + \delta = 5715.36(h - 3.5) + 98 - 304k + \delta \quad (6)$$

对于随机变量值 δ , 由其正态分布特征可知, 在99.7%的概率范围内, 其值处于 $\pm 3\sigma$ 范围内。因此, 取 $\delta_{lim} = \pm 3\sigma = \pm 465$ kN, 作为齿轮载荷波动范围的上、下限。将该上、下限代入式(5)和式(6)中, 可推导出驱动机构齿轮运行载荷, 其计算式为

$$F_{in} = F_{in}/4 + \Delta F_{in} = 5905.5(h - 3.5) + 220.5 + 128k_1 + 587k_1k_2 + \Delta F_{in} \quad (7)$$

当船厢实际运行水深为 h 时, k_1 为船厢上行运行时的状态系数, k_2 为船厢下行运行时的状态系数, 则单个驱动单元运行载荷 F_{in} 服从 $N[5905.5(h - 3.5) + 220.5 + 128k_1 + 587k_1k_2, 155^2]$ 的正态分布。齿轮载荷标准正态分布如图14所示。



注: μ 为均值。

图14 齿轮载荷标准正态分布

Fig. 14 Standard normal distribution of the gear load

通过式(7)计算得到的不同运行工况和船厢水深

工况下单个齿轮载荷分布范围如图 15 所示。

由图 15 可以看出, 对比计算结果与实际测量数据, 该计算方法可准确描述单个齿轮载荷的变化趋势及波动范围。

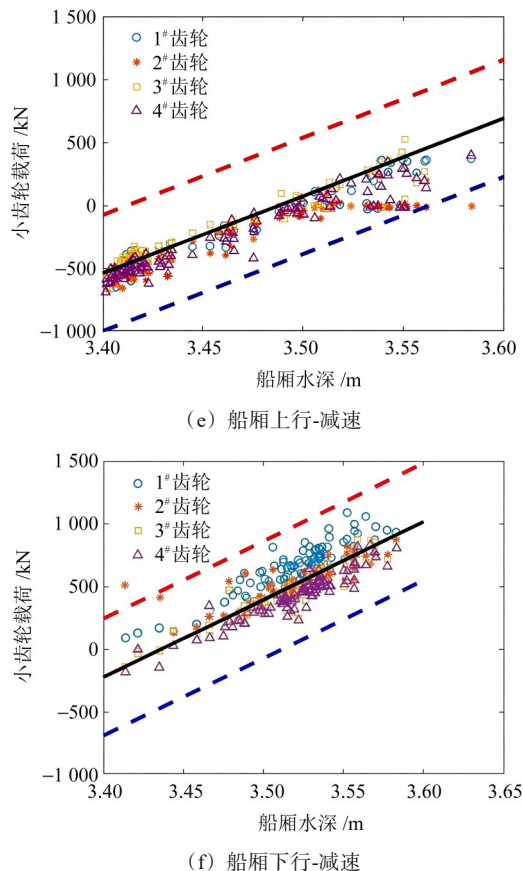
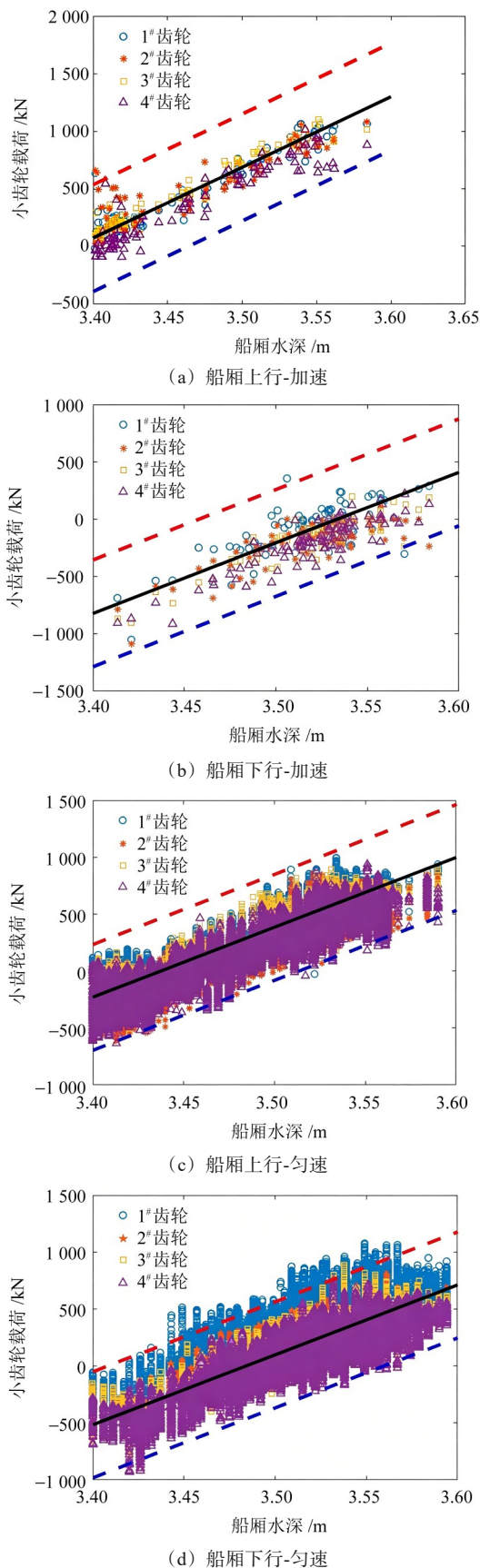


图 15 单个驱动单元齿轮齿条载荷计算结果与测量数据对比

Fig. 15 Comparison of rack-and-pinion load calculated values and measured data of individual drive unit

3 结论

1) 船厢运行过程中, 齿轮载荷随误差水深呈近似线性变化趋势。为降低齿轮载荷, 船厢上行时水深宜控制在 3.40~3.45 m, 下行时水深宜控制在 3.45~3.50 m。

2) 船厢 4 个驱动单元间载荷偏差受运行过程、运行工况与整体载荷条件的影响, 呈随机分布特征, 服从 $N(0, 155^2)$ 的正态分布。基于实测数据拟合建立的齿轮载荷计算模型为 $F_m = 5\,905.5(h - 3.5) + 220.5 + 128k_1 + 587k_1k_2 + \Delta F_m$, 可精准表征齿轮载荷变化规律。

参 考 文 献

- [1] 赵锡锦. 三峡升船机工程建设综述[J]. 中国工程科学, 2013, 15(9): 9-14.
Zhao Xijin. Construction summary of Three Gorges Project ship lift [J]. Engineering Sciences, 2013, 15(9): 9-14.
- [2] 钮新强. 大型齿轮齿条爬升式升船机[M]. 北京: 科学出版社, 2021: 115-119.
Niu Xinqiang. Large rack-and-pinion climbing ship lift [M]. Beijing: Science Press, 2021: 115-119.
- [3] 于庆奎, 廖乐康, 方扬, 等. 三峡升船机承船厢及其设备设计方

- 案安全可靠性分析审查报告:SG13039[R]. 武汉:长江勘测规划设计研究院,2007:126-258.
- Yu Qingkui, Liao Lekang, Fang Yang, et al. Examination report of the reliability and safety of the ship chamber and its equipment design of Three Gorges Project ship lift: SG13039 [R]. Wuhan: Changjiang Institute of Survey, Planning, Design and Research, 2007:126-258.
- [4] 金晶,刘玉标,程载斌. 三峡升船机系统动态响应分析[J]. 工程力学,2007,24(9):179-187.
- Jin Jing, Liu Yubiao, Cheng Zaibin. Dynamic analysis of the Three-Gorges ship lifting system [J]. Engineering Mechanics, 2007, 24 (9):179-187.
- [5] 闻邦椿. 机械设计手册单行本:齿轮传动[M]. 6版. 北京:机械工业出版社,2020:76-83.
- Wen Bangchun. Machine design handbook separate volume: gear transmission [M]. 6th ed. Beijing: China Machine Press, 2020: 76-83.
- [6] GB/T 3480. 3—2021 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第3部分: 轮齿弯曲强度计算[S].
- GB/T 3480. 3—2021 Calculation of load capacity of spur and helical gears—part 3: calculation of tooth bending strength[S].
- [7] 陈卓,师陆冰,冯盼盼,等. 基于运行工况的三峡升船机齿轮齿条载荷与润滑状态分析[J]. 机械传动,2023,47(3):86-93.
- Chen Zhuo, Shi Lubing, Feng Panpan, et al. Analysis of load and lubrication state of racks and pinions of Three Gorges ship lift based on actual service conditions [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(3):86-93.
- [8] Tao J, Wen A, Liu Z M, et al. Lean lubrication of ultra large modulus open gear and rack pair: a case study of the gear-rack drive mechanism of the Chinese “Three Gorge Dam” ship lift[J]. Journal of Cleaner Production, 2021, 282: 124450.
- [9] 武滢. 大型升船机驱动系统可靠性分析与建模[D]. 沈阳:东北大学,2012:92-96.
- Wu Ying. Reliability analysis and modelling of heavy shiplift's driving system [D]. Shenyang: Northeastern University, 2012: 92-96.
- [10] 师陆冰,张志宏,闫晓青,等. 三峡升船机齿轮齿条运行载荷与疲劳寿命研究[J]. 机械工程学报,2024,60(5):119-129.
- Shi Lubing, Zhang Zhihong, Yan Xiaoqing, et al. Operating load and fatigue life of the rack and pinion of Three Gorges ship lift[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2024, 60(5): 119-129.
- [11] 陈卓,师陆冰,阎晓青,等. 基于载荷谱的三峡升船机齿条疲劳寿命评估[J]. 机械传动,2023,47(5):158-166.
- Chen Zhuo, Shi Lubing, Yan Xiaoqing, et al. Fatigue life evaluation of racks for the Three Gorges ship lift based on the load spectrum [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47 (5) : 158-166.

Analysis on influencing factors of load of ship chamber driving mechanism for rack-and-pinion ship lift

WANG Xiangdong¹ SHI Lubing² YAN Xiaoqing¹

(1. Three Gorges Navigation Authority, Yichang 443002, China)

(2. ZRIME Gearing Technology Co., Ltd., Zhengzhou 450001, China)

Abstract: [Objective] To address the unclear key factors affecting loads of the rack-and-pinion climbing-type ship-lift chamber driving mechanism, based on the collected historical operational data including ship-chamber operation frequency, water depth inside the chamber, driving mechanisms and synchronizing shaft systems, variation rules of rack-and-pinion loads under different operating conditions of the ship-lift were investigated. [Methods] A mechanical analysis and numerical calculation model for the ship-chamber driving system was established based on data-fitting results. Through statistical analysis, the influencing mechanisms of varying water-depth conditions, operating modes and unbalanced loads among driving units on pinion loads were systematically revealed, and targeted countermeasures were formulated. [Results] The results show that the rack-and-pinion load during the uniform upward and downward movement of the ship chamber is mainly affected by the misladen water depth and the system frictional resistance. During the acceleration and deceleration stages, the inertial loads induced by the self-weight of the ship chamber and the rotating components in the system produce prominent peak values of the rack-and-pinion loads. There are significant deviations in the rack-and-pinion loads among drive units, which are basically unaffected by the operation process, operating conditions and overall load conditions of the ship lift, presenting a random distribution characteristic. Optimized control over pinion loads can be achieved through precise regulation of chamber water depth.

Key words: Ship lift; Ship chamber driving mechanism; Rack-and-pinion; Operating load; Misladen water depth; Eccentric load of drive units

(编辑: 贾文倩)