

高铁 1 000 t/40 m 梁“昆仑号”架桥机 同步驱动控制研究

杜小刚

(中国铁建第十一局集团汉江重工有限公司, 湖北 襄阳 441046)

摘要: 高铁 1 000 t/40 m 梁“昆仑号”架桥机集简支箱梁的运输和架设于一体, 可直接提吊运输箱梁到达架梁工位架梁。架桥机的前车行走机构和后车行走机构由主梁连接成一体, 后车行走机构与主梁通过球铰连接; 为了实现架桥机前后车同步驱动控制, 研究建立了横行、直行驱动控制模型, 开发了针对运架一体机的同步驱动控制系统; 采用了横行、直行分类建模、定性分析、公式推导等研究方法, 确定了两种行走模式采用的同步算法, 完成了同步驱动控制系统硬件及软件设计; 系统可适应主梁长度大、前后车行走驱动系统独立、驱动数量多且分散等因素对通驱动行走造成的影响; 软硬件系统经过现场调试和试用, 以及运行参数测试记录验证比较, 证明驱动控制系统满足横行、直行同步指标需求, 有效保证了设备行走运行的同步性, 减小了行走系统不同步传递给主梁的作用力, 提高了架桥机的行车运行效率并保障设备的安全稳定工作。

关键词: 高速铁路; 40 m 简支箱梁; “昆仑号”架桥机; 同步控制系统; 算法分析

Research on Synchronous Drive Control for High-speed Railway 1 000 t/40 m Beam “Kunlun” Erecting Machine

DU Xiaogang

(China Railway 11th Bureau Group Co., Ltd., Hanjiang Heavy Industry Company, Xiangyang 441046, China)

Abstract: The high-speed rail 1 000 t/40 m beam “Kunlun” bridge erection machine integrates the transportation and erection of simply supported box girder, and can directly lift and transport the box girder to the girder erection station. The traveling mechanism of the front vehicle and the traveling mechanism of the rear vehicle of the bridge erecting machine are connected into one by the main beam, and the traveling mechanism of the rear vehicle and the main beam are connected by a ball joint. In order to realize the synchronous driving control of the front and rear vehicles of the bridge erecting machine, the horizontal and straight driving control models are established, and the synchronous driving control system for the integrated machine is developed. The horizontal and straight classification modeling, qualitative analysis, formula derivation and other research methods are used to determine the synchronization algorithm in the two walking modes, and the hardware and software design of the synchronous drive control system is completed. The system can adapt to the influences of the large length of the main beam, the independent driving system of the front and rear vehicles, the large number of drives and the dispersion on the traveling of the drive. After on-site debugging and trial of the software and hardware system, as well as the verification and comparison of operating parameter test records, it is proved that the drive control system meets the requirements of horizontal and straight synchronization indicators, which effectively ensures the synchronization of the running operation of the equipment, and reduces the asynchronous transitive external force of the walking system to the main beam. The acting force improves the running efficiency of the bridge erecting machine and ensures the safe and stable operation of the equipment.

Keywords: high speed railway; 40 m simply supported box girder; “Kunlun” bridge erecting machine; synchronous control system; analysis of algorithms

0 引言

我国已建高铁里程超过 4 万公里, 桥梁约占总里程的

50%以上, 有的甚至超过 90%。随着西部山区和东部沿海地区高速铁路跨越河流、沟谷的高墩桥梁以及软基沉陷地区的深基础桥梁, 桥墩的建造投入相对较高。另一方面,

收稿日期: 2022-06-24; 修回日期: 2022-07-23。

基金项目: 中国铁建科技重大专项项目(18-A04)。

作者简介: 杜小刚(1984-), 男, 湖北广水人, 硕士研究生, 高级工程师, 主要从事工程机械电气控制设计方向的研究。

引用格式: 杜小刚. 高铁 1 000 t/40 m 梁“昆仑号”架桥机同步驱动控制研究[J]. 计算机测量与控制, 2022, 30(10): 140-147.

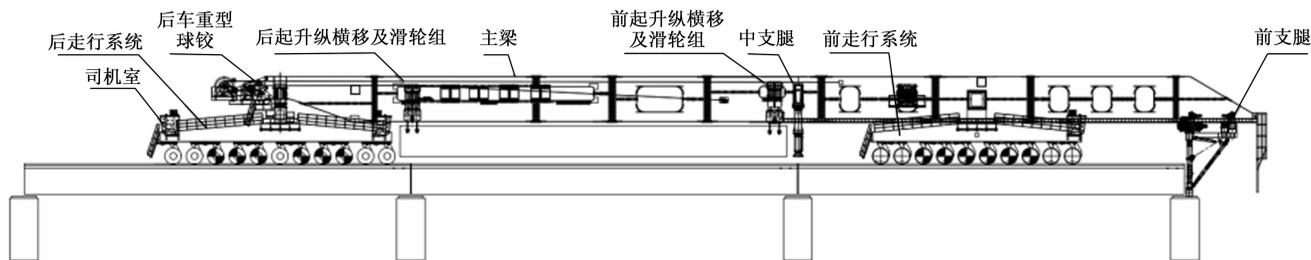


图 1 1 000 t/40 m 运架一体机结构总图

据相关研究测试数据表明, 40 m 梁在与高速列车的动力响应匹配上更具有优势。随着中西部以及沿江高铁建设逐步加大投入, 跨度 40 m 及以上预应力混凝土简支梁的规模化应用, 可提高桥梁的经济性, 40 m 简支箱梁简支箱梁建造及应用将越来越广泛。在此背景下, 一种能适应小曲线、大坡道架梁, 可通过 250 km/h 和 350 km/h 隧道的运架设备研制就极为迫切^[1-2]。

1 000 t/40 m 梁“昆仑号”架桥机可实现 24~40 m 多种跨度简支箱梁的运输和架设, 适应线路最大纵坡 30‰、最小曲线半径 2 000 m、可在隧道内架梁。“昆仑号”架桥机填补了 40 m 梁运架一体及特殊工况运架梁这一领域空白。

“昆仑号”架桥机为重型轮胎式行走机械, 采用泵+马达形式的闭式液压回路, 其优点为闭式液压驱动有无极调速、功率密度高、控制灵活等^[3-6]。架桥机的前后车行走机械为串联驱动形式且液压系统各自独立、主梁长度长、驱动马达分散等特点^[7-14]。杨璐^[15]、何东博^[16]分别针对提梁机两侧并行行走及两台运梁车并行行走的同步控制问题提出了相应同步控制方法, 对双车并行驱动同步控制提出了较好的解决方法, 但该方法并未涉及双车独立驱动结构的同步控制。罗政军^[17]就 900 t 运架以及前后车同步控制提出了速度闭环同步控制方法, 其同步控制思想为系统实时采集并比较前后车行走驱动马达转速数据, 算很粗转速偏差, 由控制器根据数据偏差数值采用速度同步算法实现实时调节前车泵的排量, 控制前车马达转速使其与后车马达转速相同, 此方法虽一定程度上能实现前后车行走驱动同步控制, 但同步控制效果欠佳。基于此, 必须对前后车独立驱动的结构形式及同步控制原理进行研究, 解决前后车驱动同步问题, 提高整机驱动性能。否则设备长期处于前后车驱动失稳, 呈现前后拉扯状态, 结构会产生变形甚至液压系统元件损坏, 影响设备使用安全^[18]。

1 设备结构及原理

1 000 t/40 m 梁“昆仑号”架桥机额定载荷 1 000 t, 能直接运载高铁 1 000 t 级 40 m 箱梁通过隧道, 可以在隧道内及隧道进出口、大于 2 000 m 的曲线线路、小于 30‰ 的纵坡线路上架梁, 能架 24~40 m 预制简支箱梁, 是一种“全

能型”架桥机。设备结构组成如图 1 所示。架桥机由主梁、后车、前车、中支腿、主支腿、起升系统、动力系统、液压系统、电气液压控制系统以及监控系统等部分组成。架桥机前后车驱动系统是相互独立的。前车驱动配置为一台发动机组+3 台 A4VG250+24 台 A6VE80EP2 马达组成, 后车驱动配置为一台发动机组+3 台 A4VG250+24 台 A6VE80EP2 马达组成。

从图 1 可以看到, 1000 t/40 m 梁“昆仑号”架桥机后车与主梁由一套重型球角连接, 前车与主梁为刚性连接。该机械行走驱动为分散式多驱动动力结构, 前后车均采用电液比例控制形式的 3 泵并联驱动及多马达形式的闭式行走驱动形式。

大车轮胎组的液压悬挂系统工作原理如图 2 所示, 大车轮胎适应路面不平时的起伏依靠操纵电磁阀由液压缸调节车架的水平高低, 以实现车辆的总体水平行走, 如出现超差情况能自动报警、锁闭, 以提高行驶中的安全性。前后大车的液压行走驱动动力源各为一台水冷涡轮增压柴油发动机, 通过弹性联轴器与相同配置的驱动泵相连, 驱动安装于驱动轮组中的液压马达和行星减速器实现行走。而架桥机主梁长度超过 100 m, 这一系列特征及动力驱动模型造成前后车动力匹配控制成为一大难点。为提高整机驱动性能, 必须使前后车驱动同步, 不能仅依靠主梁机主梁与大车行走机构连接机械强度来实现前后车同步, 否则设备前后车与主梁连接处会长期处于推拉受力状况, 严重时产生结构变形、机构受损, 影响设备使用安全。

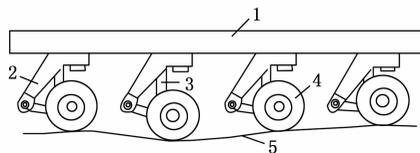


图 2 1 000 t/40 m 大车悬挂工作原理图

2 架桥机驱动模型建立

由前文所述架桥机结构、液压驱动系统组成特点, 以及液压元件本身制造差压、使用磨损及使用效率差异, 行走驱动系统的驱动效率必然不同。同时还有轮胎压差、路

面平整情况差异、使用过程中个别驱动马达损坏及效率降低等都会造成架桥机前、后车行走驱动系统不同步。为解决这一难题，实现架桥机前后车同步控制，下文将逐步对设备驱动系统进行建模分析。

2.1 横行驱动模型分析

图 3 为架桥机横行（轮组转角与主梁成 85~95°）行走工况示意图。

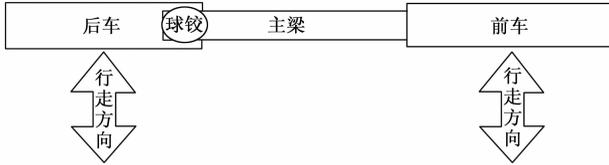


图 3 架桥机横行工况示意图

横行工况下，前车和后车共同牵引主梁横向行走，前后车只需保持位移同步，便不会出现绕主梁后端球铰的偏转，前后车将保持在一条直线上同步行走。否则架桥机将往一侧偏移偏离运行轨迹造成行驶方向失控。

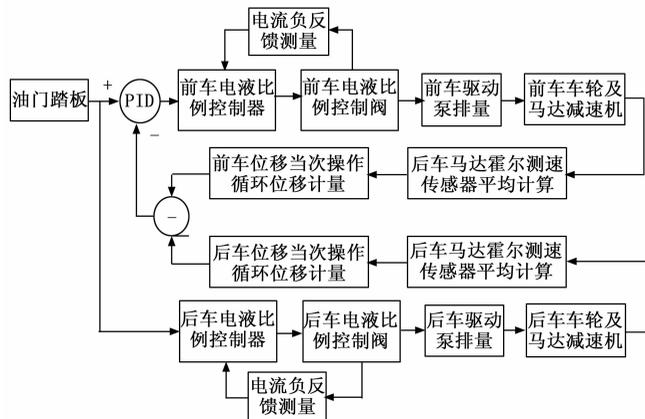


图 4 架桥机横行工况同步控制模型

横行模式时，马达测速传感器将采集的数据传输至数据监控单元，数据监控单元对前、后车行走机构上的马达测速传感器采集的数据分别取平均值和进行滤波处理，从而减小数据波动，提高控制系统的稳定性。

主要控制原理为：

- 1) 用主从同步控制模式，将后车作为参考基准，实时调整前车位移使其与后车位移相同；
- 2) 前后车均安装马达测速传感器，该传感器既可测实时速度，又可通过脉冲计数结合马达减速机及车轮直径等参数计算出位移数据；
- 3) 数据采集单元采集传感器数据，采集的数据通过开处理上传至主控制器，主控制器通过前后车位移数据比较计算出前车驱动控制信号的补偿值；
- 4) 系统将前车驱动补偿值与驱动操作指令累加后控制前车驱动系统，实时匹配控制前车马达的速度，实现架桥机前后车的同步横行。

2.2 横行驱动模型分析

图 5 为架桥机直行（轮组与主梁成 -15~15°）行走工况示意图。



图 5 架桥机直行工况示意图

直行工况下，因前后车由主梁连接成一体，即使速度位移不同步也会由主梁拉拽保持位移相同，但会造成前车或后车绕主梁后端球铰形成一个偏转角度 θ （如图 6 所示）。这样会使架桥机行驶方向发生偏移，偏离既定运行轨迹，造成设备运行风险。



图 6 架桥机直行不同步偏转示意图

针对上述直行不同步造成的风险，必须采取措施减小偏转运动，将偏转角度控制在允许范围内。先建立前后车的力学模型进行分析，假设前后车是独立、无连接的，只需要保证前后车各自的理论驱动力与实际驱动力在同一速度下保持较小的偏差，即前后车保持较小的“推拉”内力便可将球铰处的偏转运动降至合理范围。

同时，架桥机主梁后端球铰处的安装有高精度纠偏编码器（如图 7 所示），后车转向控制系统实时采集编码器角度数据，实时控制后车转向轮组转向角度进行纠偏控制。



图 7 球铰角度监控编码器

如此，驱动+球铰纠偏共同作用，将架桥机前后车控制在同一直线上行驶，实现同步稳定运行。

针对直行行走模式建立位移同步的控制策略如图 8 所示。控制系统采集前后车驱动压力信号并进行计算处理，获得前车和后车当前的驱动压力数据。主控制器通过对前后车驱动压力差值计算，通过 PID 调节器实时调控前车或

后车泵、马达的比例阀来控制输出排量从而达到调节匹配前后车行走驱动力实现位移同步控制^[19]。

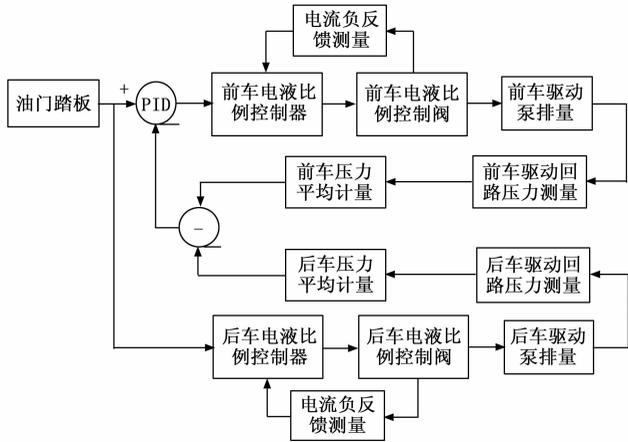


图 8 架桥机直行工况同步控制模型

主要控制原理为：

- 1) 采用主从同步控制模式，将后车作为参考基准，实时调整前车驱动压力跟随后车压力按第 3 节中推导的算法进行控制调整；
- 2) 前后车液压悬挂及驱动系统均安装压力传感器，系统实时采集悬挂及驱动系统压力信号，控制器实时计算处理传感器数据并根据图 7 所示的调节策略建立驱动补偿 PID 理论算法，计算出前车驱动控制补偿数据；
- 3) 将计算得的补偿数据与驱动控制信号叠加；
- 4) 系统将前车驱动补偿值与驱动操作指令累加后控制前车驱动系统，实时匹配控制前车驱动系统，实现架桥机前后车的同步直行。

3 驱动调节算法分析

3.1 横行模式控制算法分析

根据位移计算公式 $S = v \times t$ ，定义：

前车当次操作循环位移为 $S_{前}$ ；

后车当次操作循环位移为 $S_{后}$ ；

位移系数为 $k_i, k_j = \frac{\pi D}{i \times j}$ ，式中 D 为轮胎直径、 i 为减速机减速比、 j 为马达测速传感器测量齿轮齿数）；

前车马达测速传感器测速平均值为 $f_{前}$ ，前车驱动马达数量为 $N_{前}$ ，则 $f_{前} = \sum_1^{N_{前}} f_{前n} / N_{前}$ ；后车马达测速传感器测速

平均值为 $f_{后}$ ，后车马达数量为 $N_{后}$ ，则 $f_{后} = \sum_1^{N_{后}} f_{后n} / N_{后}$ ；

若当次循环工作时间为 Δt 、当次循环前车行驶距离为 $\Delta S_{前}$ 、 $\Delta S_{前} = f_{前} \times \Delta t \times k_i$ ；当次循环前车行驶距离 $\Delta S_{后} = f_{后} \times \Delta t \times k_j$ 。

横行模式下，若前后车从同一起点计算，理论上要保证 $\Delta S_{前} = \Delta S_{后}$ ，实现前后车位移同步。以前车为基准调整后车

行走位移，设定容许位移偏差 $\Delta S_{差}$ ，当 $|\Delta S_{后} - \Delta S_{前}| < \Delta S_{差}$ 不进行纠偏调节，其他情况下，采用如图 5 所示的 PID 控制调节后车泵电流数值来调节后车车速进而调节后车位移保证与前车位移同步。

3.2 直行模式控制算法分析

定义前车理论计算载荷为 $G_{前}$ ，后车理论计算载荷为 $G_{后}$ ，前车悬挂数量为 $N_{前悬挂}$ ，后车悬挂数量为 $N_{后悬挂}$ ，前车驱动压力为 $p_{前驱}$ ，后车驱动压力为 $p_{后驱}$ ，前车驱动马达数为 $N_{前驱}$ ，后车驱动马达数为 $N_{后驱}$ ，前车悬挂压力 $p_{前悬}$ ，后车悬挂压力 $p_{后悬}$ 。

由图 7 压力闭环同步控制策略模型，压力同步的原理是使后车与主梁后端的球铰处推拉力趋近为 0 为控制目标，理论上要保证式等式 (1) 成立：

$$\frac{p_{前驱} \times N_{前驱}}{p_{后驱} \times N_{后驱}} = \frac{G_{前} \times N_{前悬挂}}{G_{后} \times N_{后悬挂}} \quad (1)$$

进而来实现前后车驱动力均衡，保证行车同步。由式 (1) 可推导出驱动同步偏差可从驱动压力数值进行反馈。

设定驱动容许压差 $\Delta P_{驱差}$ ，当 $|\Delta P_{后驱} - \Delta P_{前驱}| < \Delta P_{驱差}$ 不进行纠偏调节，其他情况下，采用如图 5 所示的驱动行走系统控制策略调节前车泵和马达排量使前车驱动系统驱动力与后车按式 (1) 进行动力匹配，保证与前车直行同步。

定义 $G_{前测}$ 为前车实际测量载荷，为后车实际测量载荷， S 为悬挂油缸的承压面积， $p_{前悬1}、p_{前悬2}、p_{前悬3}、p_{前悬4}$ 为前车四个测点悬挂压力， $p_{后悬1}、p_{后悬2}、p_{后悬3}、p_{后悬4}$ 为后车悬挂四个测点压力。

则前车及后车实际测量载荷 $G_{前测}$ 和 $G_{后测}$ 可由式 (2) 和式 (3) 进行表达：

$$G_{前测} = \frac{p_{前悬1} + p_{前悬2} + p_{前悬3} + p_{前悬4}}{4} \times S \times N_{前悬挂} \quad (2)$$

$$G_{后测} = \frac{p_{后悬1} + p_{后悬2} + p_{后悬3} + p_{后悬4}}{4} \times S \times N_{后悬挂} \quad (3)$$

架桥机行走由液压马达驱动轮组克服轮胎与路面的摩擦力实现，近似认为所有轮胎与地面摩擦系数相同，则行走所需克服的摩擦力 F_f 的计算公式可由式 (4) 表达：

$$F_f = G \times f \quad (4)$$

式中， f 为摩擦系数， G 为载荷。

设定前车摩擦力为 $F_{f前}$ ，后车摩擦力为 $F_{f后}$ ，由式 (2)、(3)、(4) 可推出式 (5)：

$$\frac{F_{f前}}{F_{f后}} = \frac{G_{前测} \times f}{G_{后测} \times f} = \frac{(p_{前悬1} + p_{前悬2} + p_{前悬3} + p_{前悬4}) \times N_{前悬挂}}{(p_{后悬1} + p_{后悬2} + p_{后悬3} + p_{后悬4}) \times N_{后悬挂}} \quad (5)$$

式 (5) 中前车悬挂压力 $p_{前悬1}、p_{前悬2}、p_{前悬3}、p_{前悬4}$ 和后车悬挂压力 $p_{后悬1}、p_{后悬2}、p_{后悬3}、p_{后悬4}$ 可由安装于液压悬挂系统的压力传感器测得， $N_{前悬挂}$ 和 $N_{后悬挂}$ 为已知。

设定前车驱动牵引力为 $F_{T前}$ ，后车驱动牵引力为 $F_{T后}$ ，液压马达大部分时间工作在恒扭矩状态，根据马达扭矩 $T_{扭矩}$ 与排量 $Q_{排}$ 、工作压力 $p_{工作}$ 之间的关系公式 (6)：

$$T_{\text{扭矩}} = Q_{\text{排}} \times p_{\text{工作}} \times 0.16 \quad (6)$$

扭矩可以由马达轮组的驱动力机相关参数进行测量计算。设定前车单个马达的输出扭矩为 $T_{\text{前}}$ ，且前车每个马达输出扭矩相同，后车马达的输出扭矩为 $T_{\text{后}}$ ，且后车每个马达输出扭矩相同，前车驱动牵引力计算如式 (7)，后车驱动牵引力计算如式 (8)：

$$F_{T\text{前}} = T_{\text{前}} \times N_{\text{前驱}} \quad (7)$$

$$F_{T\text{后}} = T_{\text{后}} \times N_{\text{后驱}} \quad (8)$$

若忽略轮胎直径和胎压差异，前后车驱动牵引力与前后车摩擦力必须相等，得到式 (9) 和 (10)：

$$F_{T\text{前}} = F_{f\text{前}} = G_{\text{前测}} \times f \quad (9)$$

$$F_{T\text{后}} = F_{f\text{后}} = G_{\text{后测}} \times f \quad (10)$$

同时，必须保证式 (11) 成立：

$$F_{T\text{后}} = F_{T\text{前}} + \Delta F \quad (11)$$

ΔF 为前后车驱动力差值，如此才能让架桥机前车和后车在主梁球铰出处所受内力 ΔF 在可承受范围，实现行走过程的同步，暂时忽略 ΔF 进行计算，综合 (6) ~ (9)，式 (11) 可变换为：

$$Q_{m\text{前}} \times p_{\text{前驱}} \times N_{\text{前驱}} = Q_{m\text{后}} \times p_{\text{后驱}} \times N_{\text{后驱}} \quad (12)$$

由式 (6) 可知，恒扭矩工作模式下，马达排量 Q_m 与输出扭矩成正比，即与 $G_{\text{前测}}$ 及 $G_{\text{后测}}$ 成正比例关系。架桥机行走过程中建立如式 (12) 的动态平衡，要保证 $p_{\text{前驱}}$ 和 $p_{\text{后驱}}$ 之间的关系如式 (13) 所示：

$$\frac{p_{\text{前驱}}}{p_{\text{后驱}}} = \frac{Q_{m\text{后}} \times N_{\text{后驱}}}{Q_{m\text{前}} \times N_{\text{前驱}}} \quad (13)$$

而 $Q_{m\text{前}}$ 及 $Q_{m\text{后}}$ 与 $G_{\text{前测}}$ 及 $G_{\text{后测}}$ 相关，由式 (2)、(3) 得出在软件程序设计时可以由悬挂压力数值进行关联反馈计算，即：

$$\frac{p_{\text{前驱}}}{p_{\text{后驱}}} \propto \frac{(p_{\text{前悬}1} + p_{\text{前悬}2} + p_{\text{前悬}3} + p_{\text{前悬}4}) \times N_{\text{前悬挂}}}{(p_{\text{后悬}1} + p_{\text{后悬}2} + p_{\text{后悬}3} + p_{\text{后悬}4}) \times N_{\text{后悬挂}}} \times \frac{N_{\text{后驱}}}{N_{\text{前驱}}} \quad (14)$$

软件程序设计时，可设定：

$$K = \frac{(p_{\text{前悬}1} + p_{\text{前悬}2} + p_{\text{前悬}3} + p_{\text{前悬}4}) \times N_{\text{前悬挂}}}{(p_{\text{后悬}1} + p_{\text{后悬}2} + p_{\text{后悬}3} + p_{\text{后悬}4}) \times N_{\text{后悬挂}}} \times \frac{N_{\text{后驱}}}{N_{\text{前驱}}} \quad (15)$$

软件程序采用模糊化处理，将不同路面及负载下的 k 值计算并进行试验验证，使前后车驱动压力差值在允许范围 Δp (前后车驱动压差) 范围内 (初值可暂定为 4 MPa，由球铰受力参数估算)，保存至程序中作为出厂参数，程序实时采集系统采集的悬挂压力数值与出厂参数进行比较，当发现异常时报警停车。

4 控制系统硬件及软件实现

4.1 系统硬件设计

表 1 位设备主要性能参数表，设计过程要充分考虑设备的结构尺寸及功能参数要求。控制系统基于 CAN 总线，采用易福门车载控制器采集马达测速传感器以及驱动压力

传感器信号，软件系统对驱动系统的马达和泵进行闭环控制和调节，架桥机行走同步控制系统硬件组成如图 9 所示。

表 1 “昆仑号”架桥机主要技术性能参数表

项目	设计性能指标
额定起重量	1 000 t
适应跨度	40 m、32 m、24 m、20 m
架桥机总重	约 967.7 t
外轮廓尺寸	116.7 m×9.8 m×9.2 m
架梁最小曲线半径	2 000 m
整机工作级别	A3
各机构工作级别	M4
吊梁升降速度	0.5 m/min(重载) 1.5 m/min(空载)
最大升降高度	6.5 m
大车空载行走速度	10 km/h
大车重载行走速度	5 km/h
大车允许最大作业纵坡	3%
总功率	700 kW+500 kW
允许作业最大风力	6 级
非作业风力	11 级
环境温度	-20~50 ℃
横行同步	前后车位移偏差小于 1%
直行同步	前后车压差小于 6 MPa

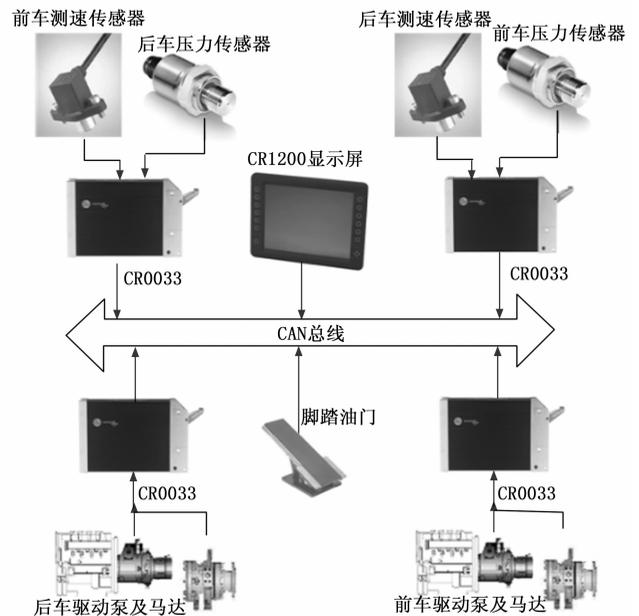


图 9 架桥机行走同步控制系统硬件组成图

前后车驱动调节控制系统由 CAN 总线连成一体，司机室操作指令信号由总线发布给前后车驱动控制器，信号采集控制器将压力和马达转速信号采集传输给驱动控制器作为闭环算法控制的输入信号。

4.2 系统软件设计

无论是横行运行的位移同步直行运行的压力同步控制调节策略，在程序算法上均采用目前比较成熟的 PID 控制算法。位移同步控制的输入参数为油门速度信号和控制器采集的马达测速传感器信号，以及调节参数 K_P 、 K_I 、 K_D 。而压力同步控制的输入参数需采集前后车驱动压力和前后车悬挂压力，将压力信号进行前文所述的算法分析计算，同样由调节参数 K_P 、 K_I 、 K_D 进行闭环调节。两种算法模型采用 PID 算法分析器算出初值，在试验环节进行多次试验调整，最终将参数固定。

编程过程以式 (12) 的离散 PID 算法为基础，结合图 4 和图 8 的控制策略并通过液压驱动匹配计算，先计算出不同坡度、空载、重载工况下前后车计算负载情况下前后车马达和泵所需排量，固定前后车马达排量，通过查阅马达和泵排量与控制电流的关系曲线（见图 10 和图 11）初步测算出马达和泵的输出电流对应表。然后将所测算出的泵和马达控制电流对应表通过编程编入系统作为驱动控制程序的输入条件。

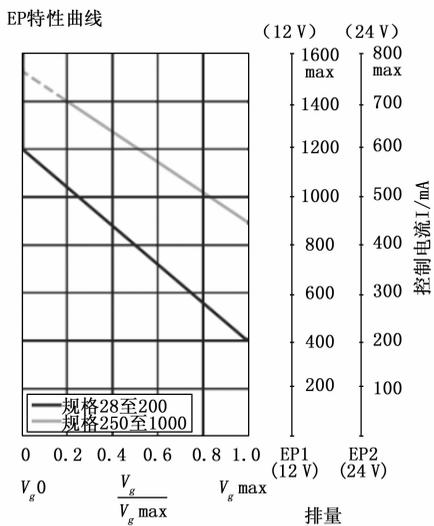


图 10 力士乐 A6VE 马达电磁阀控制曲线

程序开发在控制器开发环节 Codesys 软件中编程实现，CODESYS 是一种功能强大的 PLC 软件编程工具，它支持 IEC61131-3 标准 IL、ST、FBD、LD、CFC、SFC 六种 PLC 编程语言，用户可以在同一项目中选择不同的语言编辑子程序，功能模块等。软件开发界面如图 12 所示。同步控制程序编写流程如图 13 所示。

控制系统根据操控模式及传感器采集信号进行自适应和自动切换，具体为：

控制系统根据当前司机室操作模式选择（“横行”/“直行”），以及轮组角度数据（系统判定轮组角度为 85~95°为横行模式，轮组角度为 -15~15°为直行模式）自动匹配同步算法进行横行或者直行同步控制。

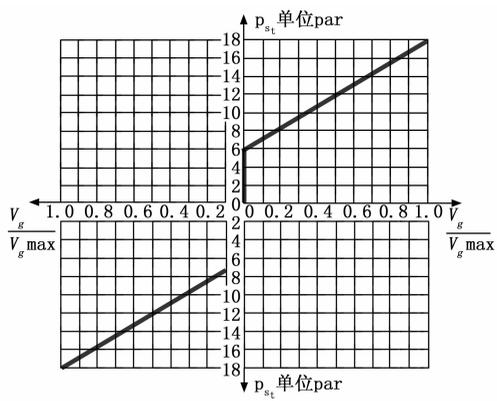


图 11 力士乐 A4VG 泵电磁阀控制曲线

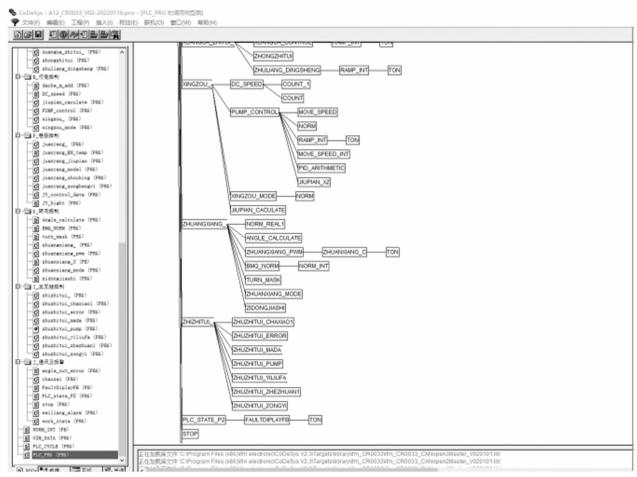


图 12 Codesys 软件开发界面

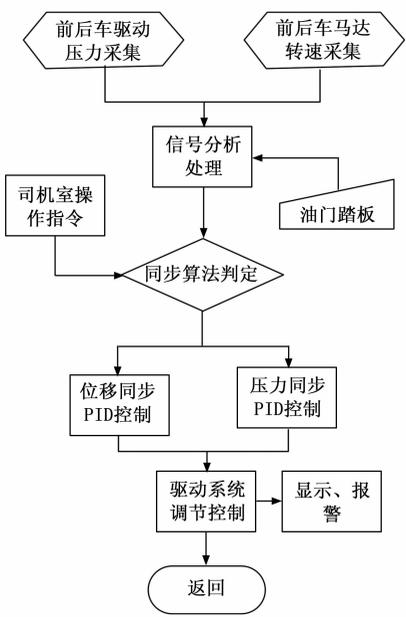


图 13 同步控制程序编写流程

5 实验验证

5.1 实验准备

5.1.1 硬件准备

正式实验前，需保证设备各子系统已调试且工作正常，特别要检查：

- 1) 液压驱动系统可正常运转且完成试运转试验；
- 2) 动力系统的仪表均已安装并进行了标定和校核；
- 3) 安装于液压系统中的压力、测速传感器在试运转时测试正常。

5.1.2 软件准备

试验前将模拟器计算的 K_p 、 K_i 、 K_D 初值输入软件程序，划定试验区域的起点和终点，详细记录横行模式下的前后车位移量，计算差值，依次调节固定 K_p 、 K_i 、 K_D 数值，使试验结果满足设计要求。

5.1.3 测试场地和工具

除设备硬件和软件方面的准备，还需对测试场地和测试工具进行准备。测试场地必须有经过沉降和耐压力测试，长度大于 150 m。测试工具包括卷尺和 100 m 测距范围的激光测距仪等。

5.2 实验过程

实验在福厦铁路灵川制梁场进行，分横行行走模式测试和直行行走模式测试。测试场地长度约 280 m，宽度 50 m（场地经过硬化和耐压力测试）。

5.2.1 横行实验

横行模式下（轮组转向 90° ），分别在架桥机前车和后车划定起点和终点。因横行为取梁工况，一般在微动低速档（2 公里/小时）运行，运行距离在 20 m 左右，测试距离设定为 30 m。

横行测试过程：在测试区间来回往复行走 30 m，测定数据偏差。测试次数 6 次，前 3 次为空载测试，后 3 次为挂梁重载测试。实验实测数据见表 2 所示，6 次实验中前车和后车位移偏差均小于 20 cm，达到现场取梁同步使用要求。另外横行模式系统设计有前车单动纠偏功能，适应吊具与预制砼梁对孔。

表 2 横行位移测试记录表

次数	行走方向	偏差/m	距离/m	备注
1	前进	0.18	30	微动 空载
2	后退	-0.17	30	
3	前进	0.19	30	
4	后退	-0.20	30	微动 重载
5	前进	0.22	30	
6	后退	-0.18	30	
平均(绝对)偏差		0.19 m(0.01 m)		

5.2.2 直行实验

直行模式下（轮组转向 $\pm 15^\circ$ ），测试前将所有轮组调整

至 $\pm 0.5^\circ$ 范围内，前后车调直。直行为设备运梁工况，工作时间占比在 70% 以上，前后车同步由驱动压力进行表征。测试过程需记录前后车驱动压力变化。低速 1 档在梁场进行测试，2—3 档由于梁场场地受限，在架桥机架梁 20 榀后再在桥面运梁通道上进行了实验。

直行测试过程：直行模式在空载、重载、以及不同路面情况下进行了调试和记录，调试前依然是先将模拟器计算的初始 K_p 、 K_i 、 K_D 初值输入软件程序，试验方法与横行大致相同。观察记录架桥机的前后车压力变化，将前后车压力波动调整至较小范围内（暂定 4 MPa）。以启停冲击压力小，运行压力稳定波动小为标准判定合格。最终依次将 K_p 、 K_i 、 K_D 固定并输入至程序中。由图 14 的测试压力记录曲线可看出，在不同工况和速度运行情况下，架桥机前后车压差均控制在 2~6 MPa 内，且稳定运行是压力波动在 2 MPa 左右，设备运行稳定、同步控制达到预期目标。

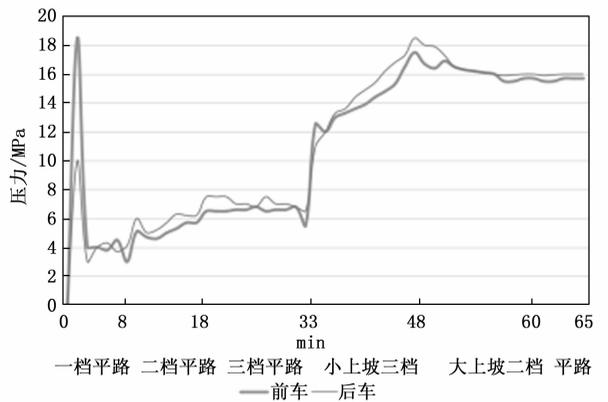


图 14 直行工况同步试验压力曲线图

5.3 实验分析

通过对架桥机两种不同行走模式的驱动同步建模与分析，对两种工况采用对应的同步控制策略，并对算法进行了分析论证，经过现场实测及数据记录，检验了两种控制算法的有效性，能适应设备现场实际需要，达到了设计控制目标。

5.3.1 横行实验分析

直行行走模式基于空载和重载均进行了测试，由 2.1 的横行模型分析和 3.1 的公式推导，直行模式仅需保持前车和后车在当次工作循环下的最终运行行程相等即可，实验过程基于这一原则进行测试。表 2 的数据记录经计算，偏差范围为 $-0.5\% \sim +0.7\%$ ，平均同步偏差为 0.6%，完全满足现场实际使用工况需求。

5.3.2 直行实验分析

直行工作共有三个档位，在重载工况，为保证设备行走驱动的扭矩，一般在 1 档和 2 档运行（马达工作在恒功率状态），3 档在空载运行（此时马达工作在恒扭矩状态）。

针对架桥机 3 个档位工作特点，由 2.2 的直行模型分析

和 3.3 的公式推导, 建立基于驱动压力同步控制的理论模型进行实际测试实验。图 15 记录了空载及重载以及不同速度档位情况下的前后车压力变化情况。前 48 分钟记录的是空载 1 至 3 档情况下的压力变化, 后 17 分钟记录的是重载工况下 1—2 档的压力变化情况。

有曲线图观察分析, 得出:

- 1) 无论空载还是重载启动时均有较小的压力阶跃波动, 但波动变化小, 在液压系统容许范围内;
- 2) 随着运行加速至稳定速度后, 压力波动逐渐趋于平稳;
- 3) 48 分钟遇到小坡道路况压力波动与理论计算相符, 但未出现起步时压力小波动情况。

实际使用中通过 P、I、D 参数调整, 驱动压力波动情况不断得到优化。设备于 2020 年 6 月在福厦高铁灵川制梁场调试成功, 至 2021 年 7 月 11 日福厦项目已完工, 设备转场至杭衢项目继续服役, 设备在福厦项目总计架梁 298 榀, 设备已于 2021 年 10 月转场至杭衢高铁项目继续使用。设备在使用期间一直对设备使用情况进行了定期跟踪, 从跟踪情况来看, 设备使用效果良好, 数据记录反馈与最初试验测定数据结论基本一致。后续将继续关注设备的应用情况, 对系统的同步控制情况进行跟踪, 适时对控制算法的进行升级优化。

6 结束语

随着中国高铁 40 m 预制简支箱梁设计试验线路数量的逐步增加, 40 m 预制简支箱梁应用逐步推广与成熟, 中国高铁将开启 40 m 梁标准简支梁建设时代。40 m 运架设备在南沿江、昌景黄、杭衢等项目投入使用的逐步深入, 设备的性能优势已逐步得以验证。该系列产品为高铁运架施工设备研制积累了丰富经验, 相关同步控制系统的算法及控制模型对后续同类设备(如轮胎式搬梁机、分体式运梁车)的开发上也有很好的借鉴指导意义。

基于物联网的在线风险预警及可视化监控, 利用物联网(IOT)技术、无线通讯技术、云计算等多项新技术与架桥机进行结合, 可拓展设备功能维度: 1) 在实现远程故障诊断的同时提高设备维保时效; 2) 拓展设备优化升级测试的时间和空间维度, 从事设计、设备管理等不同层级的人员都可通过网络途径访问设备工作数据, 反馈设备优化建议; 3) 风险预警模块的持续开发可以为特种设备安全管理提供有效的手段^[20]。

2021 年 7 月发布的《工程机械行业“十四五”发展规划》明确提出“加快互联网+与工程机械产业融合”、“工程机械工业互联网应用平台建设”以及“绿色、节能”等新技术应用目标。为后续 40 m 运架设备及 1 000 t/40 m 梁“昆仑号”架桥机的优化升级指明了方向。

可以预见, 随着 5G 技术、物联网及人工智能技术的不断发展及普及, 像 1 000 t“昆仑号”架桥机这样的大型工程机械应用 IOT 技术进行风险预控和设备管理的应用将越

来越普遍。

参考文献:

- [1] 万鹏, 谌启发, 梁志新, 等. 高铁 1000 t/40 m 梁昆仑号架桥机(运架一体机)总体方案研究[J]. 铁道建筑技术, 2021(1): 8-11.
- [2] 魏岳峰, 毛凌一, 张森玮. 高铁运架一体式架桥机发展与性能比较研究[J]. 铁道建筑技术, 2020(1): 129-132.
- [3] 姚亚敏. 基于 Amesim 与 Simulink 联合仿真的超大吨位装载机应急转向系统设计与计算[J]. 液压与气动, 2020(10): 50-54.
- [4] 陈俊屹, 陈其怀, 林添良, 等. 基于分级压差控制的电动挖掘机双变动力总成控制方法研究[J]. 液压与气动, 2021(5): 74-83.
- [5] 赵帆, 宋佳, 王维福, 等. 正流量液压泵动静特性分析与仿真建模[J]. 液压与气动, 2020(1): 32-41.
- [6] 王华帅, 刘荣升. 重型行走机械闭式液压驱动同步控制[J]. 机床与液压, 2020, 48(5): 124-127.
- [7] 张奇. 提梁机行走同步控制系统的设计与试验[J]. 工程机械与维修, 2020(4): 65-67.
- [8] 王庆丰, 黄茹楠, 高英杰, 等. SLC900 型运架一体机转向同步算法的研究[J]. 液压与气动, 2013(9): 15-19.
- [9] 王松. 全工况流动式架桥机行走同步控制技术精细化研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2018.
- [10] 刘晓峰, 刘昕晖, 王龙山, 等. 基于模糊 PID 控制的大型履带起重机双马达速度同步控制[J]. 吉林大学学报(工学版), 2011(5): 659-664.
- [11] 李光先. 集装箱自卸车液压系统设计及同步控制研究[D]. 长春: 吉林大学 2020, 40(6): 906-914.
- [12] 胡牧青. 盾构机支护作业液压同步及位置控制系统研究[D]. 沈阳: 沈阳工业大学, 2019.
- [13] 刘立志, 罗利军, 张司博, 等. 架桥机同步升降系统中同步方法的选择[J]. 中国高新科技, 2019(9): 112-114.
- [14] 程斐, 赵静一, 王志峰. 自行式载重车行走闭式液压驱动系统防打滑控制技术[J]. 中国工程机械学报, 2014, 12(2): 137-138.
- [15] 杨璐. 250 t 双导梁轮胎式提梁机行走同步控制系统设计与研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2017: 30-35.
- [16] 何东博. 2x300t 运梁车液压驱动同步控制系统研究与工程实践[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2017: 14-24.
- [17] 罗政军. 流动式架桥机的液压行走控制系统研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014: 31-32.
- [18] 陈其怀, 林添良, 林元正, 等. 基于分级压差控制的电动挖掘机双变动力总成控制方法研[J]. 液压与气动, 2020(1): 74-83.
- [19] 杨凯悦, 唐厚君, 范鹏. 利用 LabVIEW 对 DEWESoft 采集数据的处理研究[J]. 计算机技术及应用, 2012, 34(1): 34-36.
- [20] 容毅, 李晓刚. 基于分级压差控制的电动挖掘机双变动力总成控制方法研究[J]. 工程机械, 2011(10): 1-5.