

液压半挂运输车转向系统优化设计

李 冰

中航工程集成设备有限公司 北京 102600

摘 要: 由于我国经济发展和产业分布存在地域差异, 长大超重货物的跨地域运输日益频繁, 常规半挂车配置普通挂车桥和机械鹅颈, 其车轮和鹅颈不具备转向能力, 存在转弯半径大的问题, 在半径较小的转弯过程中会出现严重的轮胎磨损现象。由于承载能力和转弯性能的不足, 常规半挂车已无法满足长大超重货物的运输要求。基于此, 本文对液压半挂运输车转向系统优化设计进行探讨。

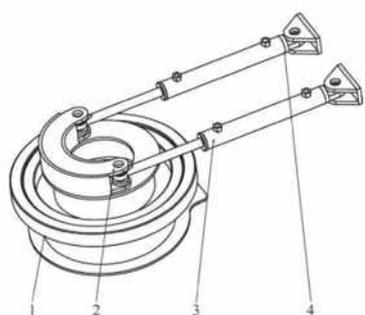
关键词: 液压半挂; 转向系统; 优化设计

引言

文中详细分析了液压半挂运输车转向系统, 并根据动力鹅颈和液压轴线半挂车液压传递转向系统的构成及工作原理建立多体动力学和液压系统联合仿真计算模型, 综合考虑了液压回路各元件对转向系统的影响, 通过仿真优化计算得到转向杆系的最优解。

1 转向系统构成及工作原理

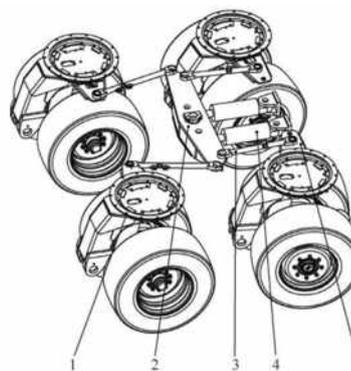
液压轴线半挂车转向系统分为鹅颈转向机构和挂车转向机构两部分, 鹅颈转向机构负责接收牵引车折腰运动, 并把这种折腰转向运动传递给挂车转向机构, 进而推动行走轮组转向。鹅颈转向机构由鹅颈转盘、转向摇臂、前转向液压缸等组成(见图1), 挂车转向机构由中心转臂、转向拉杆、转向节臂、后转向液压缸、行走轮组等组成(见图2)。由于鹅颈转向机构和挂车转向机构的距离较远, 且鹅颈存在俯仰运动, 如果采用常规的连杆机构传递转向运动, 则需多级转换, 受到结构的限制, 这种方式制造装配复杂, 自重较大。而液压传递转向方式不受结构限制, 布管自由, 安装便捷, 自重和成本均较低, 故通过柔性液压管连接的液压传递转向系统成为优选方案^[1]。



1. 鹅颈转盘 2. 转向摇臂 3. 前转向液压缸Lg
4. 前转向液压缸Rg

图1 鹅颈转向机构

前转向液压缸与后转向液压缸由液压胶管连接, 牵引车与半挂车的折腰运动推拉前转向液压缸, 进而将液压油压进后转向液压缸, 通过中心转臂带动转向拉杆和转向节臂驱动行走轮组转向^[2]。



1. 行走轮组 2. 中心摇臂 3. 转向拉杆
4. 后转向液压缸Lt 5. 后转向液压缸Rt

图2 挂车转向机构

2 转向系统

2.1 转向系统多体动力学模型

利用多体动力学软件建立仿真模型, 模型左侧为鹅颈转向机构, 在中心摇臂上施加回转驱动Rsteering来模拟折腰转向运动, 中心摇臂的摆动带动前转向液压缸Lg和Rg做伸缩运动, 建立前转向液压缸Lg和Rg的行程变化测量值 S_{L_g} 和 S_{R_g} 。右侧为挂车转向机构, 在后转向液压缸Lt和Rt上分别施加驱动力 S_{L_g} 和 S_{R_g} , 后转向液压缸Lt和Rt推拉中心转臂, 进而通过转向拉杆驱动行走轮组转向。单个行走轮组额定承载15t, 轮胎与地面滑动摩擦系数为0.8, 根据轮组结构尺寸等可计算单个轮组的转向力矩为 $1.1 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{m}$, 并施加到行走轮组回转中心位置。

2.2 液压传递转向液压系统模型

在液压模型中添加IB (Interfaceblock) 模块, 可将机械模型中的鹅颈转向液压缸Lg和Rg的行程变化值 S_{L_g} 和 S_{R_g} 施与液压模型中前转向液压缸, 将液压模型中挂车转向液压缸的作用力FL和FR回传给机械模型中驱动中心摇臂摆动, 并将机械模型中右转向液压缸的行程变化值 $S_{L_{Out}}$ 和 $S_{R_{Out}}$ 施与液压模型的挂车转向液压缸, 从而实现机械模型和液压模型的联合。建立液压仿真模型所需的结构参数有: 前后转向液压缸的活塞直径为140mm, 活塞杆直径为70mm, 活塞行程为400mm。油液运动黏度为 $5.1 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$, 弹性模量为

1700MPa, 油液温度为40°C。连接液压胶管直径为25mm, 长度按照各段实际尺寸设置。蓄能器初始容积为1.5L, 充气压力为 1.1×10^7 Pa, 管路预充压 1.3×10^7 Pa。在转向过程中, 蓄能器压缩和膨胀过程比较快, 属于绝热过程, 但蓄能器壳体与外界存在一定的热交换, 故气体多变指数取1.3^[3]。

2.3 联合仿真优化计算

当行走轮组转角误差在6°以内时, 由于轮胎弹性变形, 几乎感觉不到车轮的横向滑移。当转角误差超过7°时, 车轮会产生明显的横向滑移, 轮胎磨损加剧, 同时地面产生明显痕迹, 行驶性能也变得较差。液压挂车具备左右2个方向的转向能力, 为了保证左右2个方向的转向性能一致, 转向杆系按照左右对称设计, 优化算法的目标是最小化左右轮组转向过程中的最大转角误差。在转向系统多体动力学模型中, 建立第一、二轴线4个行走轮组的实际转向角度测量: 第一轴线左侧车轮转角 β_{11} 、第一轴线右侧车轮转角 β_{11}' 、第二轴线左侧车轮转角 β_{12} 、第二轴线右侧车轮转角 β_{12}' ^[4]。

2.3.1 最小化的目标值

(1) 第一轴线左右2个行走轮组的最大转角误差为

$$\text{Max}_{\text{error}_1} = \max[\text{abs}(\beta_{11} - \beta_{11}'), \text{abs}(\beta_{11}' - \beta_{11})]$$

(2) 第二轴线左右2个行走轮组的最大转角误差为

$$\text{Max}_{\text{error}_2} = \max[\text{abs}(\beta_{12} - \beta_{12}'), \text{abs}(\beta_{12}' - \beta_{12})]$$

2.3.2 优化变量

第一轴线行走轮组转臂铰点的坐标 $X=D_{V_1}$ 、 $Y=D_{V_2}$; 第一轴线转向摇臂铰点坐标 $X=D_{V_3}$ 、 $Y=D_{V_4}$; 第二轴线行走轮组转臂铰点的坐标 $X=D_{V_5}$ 、 $Y=D_{V_6}$; 第二轴线转向摇臂铰点坐标 $X=D_{V_7}$ 、 $Y=D_{V_8}$ 。

2.3.3 优化计算

采用OPTDES-GRG优化算法进行优化计算, 在优化过程中, 多体动力模型与液压仿真模型实时进行数据传递。经过多轮优化计算, 鹅颈转角范围为0°~45°, 第一轴线左右2个行走轮组的最大转角误差均小于1.5°。鹅颈转角范围为

45°~50°时, 第一轴线左右2个行走轮组的最大转角误差逐渐增大; 鹅颈转角为50°时, 最大转角误差为4.74°^[5]。

当鹅颈转角范围为0°~42°时, 第二轴线左右2个行走轮组的最大转角误差均小于2.2°, 鹅颈转角范围为42°~50°时, 第二轴线左右2个行走轮组的最大转角误差逐渐增大; 当鹅颈转角为50°时, 最大转角误差为4.82°^[6]。

3 结束语

当鹅颈转角范围为0°~42°时, 液压半挂车第一、二轴线左右轮组的转角误差均小于2.2°, 第一、二轴线左右轮组的最大转角误差出现在鹅颈最大转角50°时。而在工程实际中, 鹅颈达到50°的工况较少, 即使达到50°, 所经历的时间也很短, 故可认为优化后的转向机构满足液压半挂车转向性能要求。相比忽略液压回路影响的传统机械杆系优化方法, 采用机液联合仿真优化, 可以综合考虑转向阻力矩、液压蓄能器容积、蓄能器充气压力、液压缸尺寸、相应液压管路及油液特性等因素对转向系统的影响, 为液压半挂车牵引转向系统的设计开发提供了有效方法。

参考文献:

- [1]侯友山,石博强,庄传利.150t多功能组合式多轴半挂车液压系统[J].液压与气动,2008,(9):52-55.
- [2]郭彦青,高宏伟,付永领,等.基于Adams和Amesim的剪叉式升降平台的设计与仿真[J].机械设计与制造工程,2019,48(3):29-34.
- [3]雷天觉.新编液压工程手册[M].北京:北京理工大学出版社,1998.
- [4]张洛明,杨茁,何春霞,等.组合挂车转向拉杆连接孔位的研究[J].机械设计与制造,2014,(5):67-69.

作者简介:李冰,1979.10,山东武城,汉族,男,本科,中航工程集成设备有限公司,项目总监,高级工程师。研究方向:能源动力工程。