

基于多目标优化的叉车框架结构设计研究

蔡国锋

安徽合力股份有限公司 安徽合肥 230601

摘要: 叉车中主要的载荷承载部件为框架结构, 对于叉车车架焊接应力集中与叉车使用工况较为复杂等情况, 围绕极限工况这一中心对某类型叉车车架受力的重要零件进行刚度校核。对于整个框架结构, 可采用仿真与模态分析技术改善其目前结构, 促使其固有频率得到改变。在具体工作中, 叉车不仅会受到车辆自重与货物重力等静载荷, 还会受到路面摩擦与发动机等动载荷, 如果设计的不合理, 就会影响整车的舒适度, 对此应展开基于多目标优化的叉车框架结构设计, 保证叉车的舒适性与安全性。

关键词: 设计研究; 多目标优化; 结构设计; 叉车框架

Research on frame structure design of forklift truck based on multi-objective optimization

Guofeng Cai

Anhui Heli Co., LTD., Hefei, Anhui 230601

Abstract: The main load-bearing component in a forklift is its frame structure. This article focuses on the important parts of a certain type of forklift frame under extreme conditions, such as welding stress concentration and the complex working conditions during forklift use, and conducts stiffness verification. For the entire frame structure, simulation and modal analysis techniques can be used to improve its current structure and change its natural frequency. In practical work, forklifts not only bear static loads such as their own weight and the weight of goods, but also dynamic loads such as road friction and engine vibration. If the design is unreasonable, it will affect the comfort of the entire vehicle. Therefore, a forklift frame structure design based on multi-objective optimization should be carried out to ensure the comfort and safety of the forklift.

Key words: design research; Multi-objective optimization; Structure design; Forklift frame

前言

现阶段, 我国在叉车车架刚度上的研究主要以有限元分析法为主, 针对叉车车架的危险工作状态进行探讨, 用来明确核准叉车车架刚度的典型工况与减振设计。关于叉车护顶架的研究大部分为护顶架动态特性与结构设计, 框架结构属于承载基体范畴, 在确保其静力学强度的前提下, 对低阶模态参数展开研究, 从而对整车的振动特性加以控制。下面从静动力学角度分析框架结构, 核准其强度与刚度, 改善结构设计, 根据仿真分析与冲击实验来验证研究的安全性能, 实现基于多目标优化的叉车框架结构设计的目标。

一、叉车系统结构概述

1.1 叉车框架系统结构特征分析

叉车框架系统结构主要装设在其最前端, 结构构件主要为货叉、门架、液压缸与叉架等。例如, 中货叉结构类型的叉车, 如果按照其对应的位置变化特征, 又可分为整体式与折叠式货叉, 始终处在取物状态。又比如, 叉架结构类型, 主要具备升降货物的功能及作用, 主要构成部分为焊接框架与滚轮架。按照系统中的门架滚轮

结构来看, 能够适当地减小其结构尺寸。同时, 从链条构件方面来看, 系统中可以操作叉架与升缸的部位作为固定链条的中心点, 通常可将螺母和螺栓装设在其中一侧, 这样能够有效控制链条的长度。现阶段, 我会有很多制造商在设计该系统结构的过程中, 皆以门架的几何尺寸与高度开展设计工作, 以保证设计的科学性, 进而促进整个系统的综合性能得到提升^[1]。

1.2 叉车框架结构运行原理和危害

叉车门架系统和其他机械设备类似, 都会产生噪声, 其通过在运行过程中不同零部件之间的互相摩擦而产生噪声, 叉车噪声主要来源于发动机、传动系统与液压系统等方面。例如, 在传动系统中在运行期间, 变速箱、链条与传动轴等均会发生振动情况, 在它们振动的同时伴有噪声。又比如, 排气系统和进气系统, 通常排气系统在工作状态下会产生涡流声, 加之排气管的振动, 其噪声会更剧烈。同样地, 进气系统在运行过程中, 也会因空气和脉动进气生而产生涡流声。研究发现, 在叉车运行期间操作员就承受了 76dB 的噪声, 然而在普通叉车噪声较大的情况下, 可高达 96dB 的噪声, 基于此操

作员极有可能会出现耳聋或耳鸣等症状。在长时间的噪声工作环境下, 操作员还有可能会患有心脏与消化系统等疾病。如果操作员由于噪声问题不仅无法保证工作效率, 还会出现误操作等行为, 从而造成较大的安全事故。所以, 基于目标优化的叉车框架结构设计研究十分有必要^[2]。

二、叉车框架结构的应力分析及工况优化

按照叉车的实际用途与使用情况, 框架结构中的车架承受了大量货物与自重的载荷, 对极限工况的分析不但可以减少一定的工作量, 还可以将薄弱点准确反映出来。极限工况可分为以下几类: 其一当后轮离开地面后落地时, 会承受垂直方向上的载荷力; 其二在满载静止前倾到位时车架会承受较大拉力; 其三当满载行驶时车会承受垂直方向上的载荷力。所以, 叉车框架结构须具备较强的抗扭性与刚度, 以至于车架即使在复杂的外力载荷下不发生破坏。结合上述三类极限工况, 在车架上对不同载荷力进行加载, 与车架受力情况等效对应, 经过分析得出三类工况中重要零件产生的应力数据, 其中尾架侧板的加载荷载为 21000N, 受力方向为竖直向下, 最大应力为 206.0MPa, 最大变形量为 1.15mm, 安全系数为 1.16。液压缸支座的加载荷载为 33600N, 受力方向为水平向上偏 20.5° 角, 最大应力为 350.2MPa, 最大变形量为 0.85mm, 安全系数为 0.78。对于车架强度、动载系数与静载的校核应参考货车取值, 取 1.5。按照叉车当前车架结构的关键着力点, 校核车架强度大部分为校核车架应力集中状况, 经过分析发现, 尾架侧板与液压缸支座都存在很大的集中性应力。考虑到现有结构, 应尽量减少结构更改与成本增加, 可采用更换铸钢件、优化三角筋的方式, 降低集中性应力^[3]。

三、叉车框架结构模态分析

3.1 模态分析

在进行模态分析的过程中, 先利用计算获得的机械结构本身振动特性, 比较外部激励频率, 对所可能产生的共振情况进行分析。因整体车辆的振动能够由发动机经过车架传至不同的零部件, 所以进行护顶架与车架整体的模态分析, 可预判框架结构可能出现的共振情况, 从而减少框架结构出现共振与疲劳破坏的问题。叉车振动的激励源大部分来自叉车行驶期间的路面激励与发动机运行激励, 并且对叉车振动贡献最大的则是车架的低阶模态, 所以要防止框架结构的自身频率在低阶模态和发动机激励频率发生重叠现象, 这样一来不仅能够促使框架结构的振动情况有所减弱, 还能够提高整体车辆操作的舒适程度。其中, 路面的激励频率计算公式为:

$$f_1 = v \cdot 3.6 \cdot \lambda \quad (1)$$

其中 λ 代表路面不平度, f_1 代表路面激励频率, 单位为 Hz, v 代表车速, 单位为 km/h, 文章取差等路面, 比如泥土路的最小值取 0.33m

发动机激励频率的计算公式为:

$$f_2 = k \cdot n \cdot z \cdot 60 \cdot r \quad (2)$$

其中 z 代表发动机缸的数量, 取值为 4, f_2 代表发动机干扰激励频率, 单位为 Hz, k 代表谐波次数, 取值为 2, n 表示发动机转速, 单位为 r/min。由于此框架结构所搭配的车型为直列四缸发动机, 其怠速区间在 685-850r/min, 具有 2653r · min 的最高转速值, 最大行驶速度约有 20km/h。根据公式 (1) 与公式 (2) 的计算分析可知, 在怠速期间发动机运行干扰基频约为 23.5-26.0Hz, 当处在最高转速状态时, 最大路面激励频率有 16.8Hz, 干扰基频为 88.5Hz。

3.2 结果分析

结合 Lanczos 法对车架的自由模态进行计算, 忽略刚体模态, 用最大位移对模态振型进行归一化处理。完成对原始模式的模态分析之后, 获得某型叉车框架结构的关键低阶模态分析结果。具体数据为: 其中一阶的固有频率为 14.5Hz, 振型主要围绕 Z 轴扭转, 二阶固有频率为 25.9, 主要围绕 Y 轴扭转, 三阶的固有频率为 30.8, 主要围绕 X 轴扭转, 四阶固有频率为 42.5, 主要围绕 Z 轴扭转。通过比较分析, 二阶与一阶的固有频率更接近发动机怠速激励频率和路面激励, 容易发生共振的情况。通过绘制相应的振型图标可知, 车架和护顶架前后腿缺乏连接刚度, 而且应力大部分集中在后腿上^[4]。

针对车架和护顶架前后腿缺乏连接刚度的问题, 可以制定相应的优化方案, 促使两者的连接刚度得到增强, 从而改变框架结构的固有频率。出于不影响当前结构功能的考虑, 设计以下几个方案, 第一种方案, 增加一个仪表架, 将后腿顶部焊接更改成装配, 与此同时在两个后腿之间再添加一根横梁。第二种方案只在护顶架的前腿上增加一个仪表架。第三种方案, 在前腿添加仪表架之后, 将后腿顶部更改成装配。通过对上述优化方案的分析, 方案一和方案三的固有频率基本接近, 而且横拉杆极易在护顶架后腿顶部产生集中性应力。路面激励和一阶频率都有超过 3Hz 的偏差, 在很大程度上减少了共振情况。

四、基于多目标优化的叉车框架结构设计及应用

4.1 叉车框架抖动的优化措施

应叉车的外框架、与内框架同滑动钢板间存在一定间隙, 所以叉车的框架构成多为伸缩式结构。在正常情况下, 其作为内框架的导轨外框架, 倘若外框架与内框架间的钢板间隙因垂直运动轨迹的收缩而变大, 就会引起叉车框架的抖动问题。事实上, 要想处理好此类问题, 相关人员应对叉车框架的焊缝与变形进行测试, 确保相关参考系数的合理性, 将轮槽的磨损度控制在 10% 以内。按照实际情况, 第一时间对叉车框架进行维修与保养。尤其是要强化对叉车链条的检查, 在此期间, 还要保证链条足够紧固, 防止其发生变形等情况, 将链节距控制在 4% 以内, 及时更换使用时间过长的链条, 保证其柔韧度。此外, 还应进一步提高框架与液压缸连接部位的

紧密性,时刻观察这两个部位的灵活度,如果发现有问题

4.2 框架高度与滚轮的优化措施

受多个因素的影响,滚轮的移动也会引发各种问题,其中叉车框架的重叠距离为 1。一般来讲,提高重叠距离能够优化作用在滚子上的力,然而框架与地面相对的高度也会随之增加。对此,可以从滚子的结构方面进行优化与改善。比如,相关人员可以利用深沟球轴承,使滚子对横向力的抵抗力得到增加,很好地承受垂直力与水平力。

在叉车框架的结构优化设计过程中,应综合具体情况,对叉车起升高度设置不同的要求,对框架的水平尺寸设置相应的要求。一般情况下,叉车的总体结构高度越低越具有优势。所以,应确保外框架与内框架的设计高度相一致。在把叉车提高至最大高度时,门架的最低点和地面的相对距离可看作为 m (分钟),这时到地面的最小距离应当达到相关要求。要想保证叉辊的最佳引导位置,将其设置为 S ,而后按照辊与辊之间的距离 T 寻找相应的紧固点。在保证叉车的水平部分处在最高部位 L 后,可在内框架到达最高点后滚子上的轨迹明确最高点 H 。这样一来,就能够对 S 和 U 间的距离加以确定,从而获取钢柱的最小设计高度。

4.3 门架立柱的优化措施

例如,选取 2 吨蓄电池重式类型的叉车,焊缝宽度为 10mm,在立柱长度重量的计算上,还需要引入钢材重量、钢板体积、焊缝体积、焊缝密度与钢板密度等,分别利用 $F1$ 、 $V1$ 、 $V2$ 、 $P1$ 、 $P2$ 标识,假设单位长度重量用 $G0$ 代表,那么便是以上系数之和,用 2.16m 当作门架立柱的长度,最后计算出外框架和内框架的立柱重量。同时,还要合理控制热轧门架型钢加工期间的精度。相关人员可采取下面的优化步骤,先对型钢的挠度变形进行校正,然后在用冷锯进行切割,对型钢进行精度校正,并且精铣工作槽面。等到全部工作完成后,根据相关指标对结构弯曲度和界面尺寸进行检测。最后包装入库。经过一系列流程之后,热轧门架型材便可成型,从而解决框架结构由于应力而发生的变形问题^[5]。

4.4 优化护顶架结构

优选 Radioss 模块,针对护顶架在落物冲击时货物质量与落物起始高度等参数进行设置,并确保碰撞的能量等效,设护顶架和落物之间碰撞的初始速度为 5.67m/s。通过对落物冲击仿真分析可知,护顶架前腿具有较大的变形量。结合框架结构的模态分析,现阶段比较突出的问题主要为车架和前后腿缺少足够的连接刚度、顶框架

和后腿存在集中性应力,无论是前后腿之间的横拉杆,还是装配的仪表架,都对护顶架刚度的影响较小,或者也可以撤掉横拉杆,恰好可以做减重设计^[6]。然后再围绕第三种方案开展仿真分析,获得仿真冲击护顶架变形量数据。具体数据为:优化前护顶架的前腿顶部变形量为 42,前腿中部变形量为 51,车架和后腿连接部位的变形量为 41,后腿和前腿连接部位的变形量为 36。优化后护顶架的前腿顶部变形量为 46,前腿中部变形量为 19,车架和后腿连接部位的变形量为 12,后腿和前腿连接部位的变形量为 12。

4.5 护顶架冲击应用

参考上述仿真分析的数据结果,按照护顶架相关技术标准与实验方法,开展实物冲击实验并加以应用,从而验证护顶架的安全性及稳定性。借助 1370kg 的实验荷载及卷尺与行车等工具,使用另一辆叉车做好防护。通过实验研究发现,护顶架最大处变形量为 82mm,比相关标准小 252mm,价值变形趋势和仿真分析趋势相同,验证仿真理论分析与实际情况相符合。

五、结语

综上所述,通过对叉车框架结构的几类工况校核车架刚度的分析,可采用焊接件调整法来优化集中性应力问题。针对护顶架与车架整体的模态分析,利用对振型图的绘制,预判可能发生的扭曲问题,同时加以改善。忽略或错开低阶固有频率,从而减少共振情况,增强叉车运行的安全性与舒适性。最后,通过落物冲击实验与应用,对比验证了仿真分析和实验结果基本相同,能够为相关研究提供相应的指导。

参考文献:

- [1] 龚留留,姚雪峰,周志友. 叉车检验中常见问题探讨[J]. 特种设备安全技术,2022(04):53-54.
- [2] 王磊. 纸业用叉车门架结构优化[J]. 工程机械与维修,2022(04):26-27.
- [3] 王佳,贺玉来,惠万馨. 叉车货叉及叉架的设计校验[J]. 工程机械与维修,2020(S1):231-233.
- [4] 孔延坤,宋国星. 解决叉车用充气式实心橡胶轮胎胎圈裂口的模具钢圈优化设计[J]. 橡胶科技,2022,20(08):406-408.
- [5] 杨鄂川,高天,邓国红,韩佳,覃亮. 全地形叉车伸缩臂结构仿真优化设计[J]. 重庆理工大学学报(自然科学),2022,36(08):210-216.
- [6] 张岩,周齐齐,郑灿辉. 某叉车驱动桥结构强度与疲劳优化设计[J]. 机械工程与自动化,2019(06):85-86.