

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.04.007

龙门式瓦楞纸板卸垛机的设计与动态特性研究

鞠晓雨, 唐正宁

(江南大学机械工程学院, 江苏无锡 214122)

摘要:针对目前中小型啤酒企业的瓦楞纸板卸垛作业仍依赖手工完成,存在耗时耗力的问题,课题组采用系统化设计方法,设计了一种新型的龙门式瓦楞纸板卸垛机。采用电缸和气缸组合驱动,实现高精度分步提取纸板的功能;采用气缸连杆机构,设计了一种摆动的纸板打落机构;利用 ANSYS Workbench 软件对关键零部件进行有限元分析,得到了等效应力云图和变形云图,验证了机构的稳定性和强度要求;并进一步对机架进行模态分析和谐响应分析,得到了前6阶模态参数和位移频率响应曲线。结果表明:当工作频率为 17 Hz 时,机架易发生共振,频率响应急剧增大,形成峰值。该卸垛机能正常完成卸垛工作,提高了生产效率,降低了成本。

关键词:瓦楞纸板;卸垛机;模态分析;谐响应分析;ANSYS Workbench 软件

中图分类号:TH244

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2020)04-0037-06

Design and Dynamic Characteristics Research of Gantry Corrugated Cardboard Depalletizing Machine

JU Xiaoyu, TANG Zhengning

(School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: At present, depalletizing of corrugated board in small and medium-sized breweries still rely on manual work. In order to solve the time-consuming and labor-consuming problem of manual depalletizing, a new type of gantry corrugated cardboard depalletizing machine had been designed adopting the method of system optimization. Realized the function of taking out corrugated cardboard step-by-step with high accuracy by combined driving of electric cylinder and air cylinder. An air cylinder linkage mechanism was used to design cardboard falling mechanism. Finite element analysis of the key components was carried out by using ANSYS Workbench software. The equivalent stress nephogram and deformation nephogram were obtained, which verified the stability and strength requirements of the mechanism. Further modal analysis and harmonic response analysis were performed on the frame, and the first 6 orders modal parameters and displacement frequency response curves were obtained. The results show that the frame is prone to resonance, and the frequency response increases sharply, forming a peak when the working frequency is 17 Hz. The depalletizing machine can complete depalletizing, improve the production efficiency and reduce costs.

Keywords: corrugated cardboard; depalletizing machine; modal analysis; harmonic response analysis; ANSYS Workbench

近年来国内啤酒市场竞争激烈,企业只有在保证质量的前提下大力提高产能,降低成本,才能生存和发展。目前大多数中小型啤酒企业的产品包装用的瓦楞纸板卸垛作业仍采用传统人工搬运的方法,工作效率低下;同时企业面临的“用工荒”等因素都制约了产能的提升,此种情况倒逼企业采用自动化设备来取代人

工^[1]。虽然市场上已经出现卸垛机器人,但其动辄几十万的高昂价格使得我国大部分中小型企业望而却步,并未得到广泛使用,因此课题组设计了一种高效率、低成本的龙门式瓦楞纸板卸垛机,以期在实现自动化卸垛搬运的同时,能有效降低成本。

收稿日期:2020-01-11;修回日期:2020-04-06

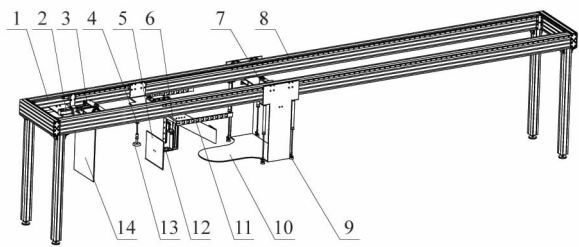
第一作者简介:鞠晓雨(1994),男,山东威海人,硕士研究生,主要研究方向为包装工艺与设备。通信作者:唐正宁(1963),男,江苏太仓人,副教授,硕士生导师,主要研究方向为包装机械设计、印刷技术与设备。E-mail:tangzhengning@sina.com

1 瓦楞纸板卸垛方案

瓦楞纸板卸垛机的主要任务是把一定厚度的瓦楞纸板从堆垛中分离出来,并搬运到输送线上,为纸箱生产和印刷工序做准备。具体作业过程为:对纸板进行阻挡限位、定位并将设定厚度的纸板从一端抬起,接住纸板并运送至目标点,然后打落纸板,若升降台上纸板剩余数目过少,则依靠真空吸盘吸附,搬运至目标点放下,此过程每一环节都需要设置相应的执行机构。

2 瓦楞纸板卸垛机的结构

根据上述卸垛方案,为了提高工作效率,卸垛机采用伺服电机驱动、齿轮齿条传动,在机架横梁内外两侧安装导轨,卸垛机整体结构如图1所示。卸垛机主要由机架、限位机构、纸板分层机构、托运机构和打落机构组成。



1—机架;2—左侧伺服电机;3—滚珠丝杠;4—气缸;5—抬纸板;6—电缸;7—右侧伺服电机;8—导轨;9—真空吸盘;10—托运板;11—打落板;12—双轴气缸;13—压盘;14—挡板。

图1 卸垛机整体结构

Figure 1 Integral structure of depalletizing machine

2.1 限位机构

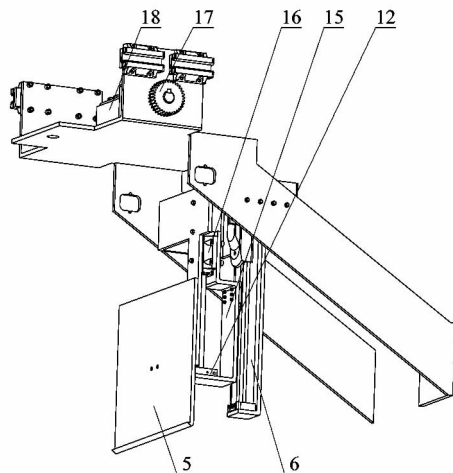
限位机构是由伺服电机、滚珠丝杠和挡板组成,安装在机架左侧位置。左侧伺服电机驱动滚珠丝杠旋转,带动挡板向右移动至纸板垛侧边并贴近,光感距离检测部件检测瓦楞纸板垛的位置,控制伺服电机运行和停止,完成对瓦楞纸板垛的限位。

2.2 纸板分层机构

纸板分层机构的作用是将设定厚度的纸板从堆垛分离出来,是瓦楞纸板卸垛机的核心机构,由伺服电机、电缸、双轴气缸和抬纸板等零部件组成,纸板分层机构结构如图2所示。

纸板分层机构上安装的部件众多,整体质量较大,依靠中部电机驱动和齿轮齿条传动使其沿导轨方向水平移动。抬纸板沿竖直方向的移动距离与待取瓦楞纸板的厚度有关,因此选择高精度的电缸作为动力元件,实现竖直方向精准定位。双轴气缸通过活塞杆与抬纸板相连,并搭载在电缸滑动板上。当纸板被抬起时,电

缸滑动板需要承受较大载荷,为避免直接将底部压弯,需要减小底板悬挑长度并增加厚度。



5—抬纸板;6—电缸;12—双轴气缸;15—电缸滑动板;16—导轨滑块;17—驱动齿轮;18—中部伺服电机。

图2 纸板分层机构结构

Figure 2 Structure of cardboard layering mechanism

2.3 托运机构

托运机构的动作相对简单,只需将纸板分层机构抬起的纸板接住,辅以压盘固定,搬运至输送线上方即可。在剩余少量纸板时,则依靠4个真空吸盘吸附作用完成作业流程。右侧伺服电机与中部伺服电机的工况相似,故选用同一型号。

2.4 打落机构

当托运机构到达目标点位时,瓦楞纸板会被打落机构推落到流水线上,进入后续纸箱加工环节。打落机构实质为摆尾式气缸推动连杆旋转 90° ,由旋转轴带动打落板摆动 90° 将纸板推落。综合考虑打落运动中各组件的极限位置后,选择行程为100 mm的气缸。

2.5 工作原理

该卸垛机的工作原理和流程:当收到工作指令后,挡纸机构的伺服电机开始运行,驱动挡板向右运动80~150 mm,当光感部件检测到挡板与瓦楞纸板垛左边缘的距离为零时,电机停止运行,挡板贴紧瓦楞纸板垛;纸板分层机构的电机驱动整个机构沿导轨向左滑动靠近瓦楞纸板垛右侧,电缸驱动抬纸板向下移动至待取厚度的瓦楞纸板处,双轴气缸推动抬纸板水平向左运动,配合左侧挡板夹紧待取瓦楞纸板,电缸驱动抬纸板向上运动,提起该部分纸板,使之处于倾斜状态,便于后续取纸;右侧伺服电机驱动托运机构向左移动至待取纸板下方,双轴气缸将活塞杆缩回,托运机构接住纸板,同时压盘气缸推动压盘,配合托运机构夹紧瓦

楞纸板;托运机构和打落机构同时向右移动约 5 000 mm 至输送线上方,打落机构的气缸驱动打落板旋转 90°,将纸板推落到流水线上,至此完成了一次瓦楞纸板卸垛和搬运的工艺流程。

3 静力学分析

3.1 电缸滑动板的静力学分析

电缸滑动板是主要受力零件,具有运动周期短、工作量大的特点,因此需要对其进行有限元分析,验证其力学性能。将 UG 三维模型保存为 Parasolid 文件后,导入 ANSYS Workbench 中进行静力学分析,定义材料为 45 号钢,并对几何模型进行六面体网格划分,网格大小设置为 5 mm,电缸滑动板网格划分如图 3 所示。

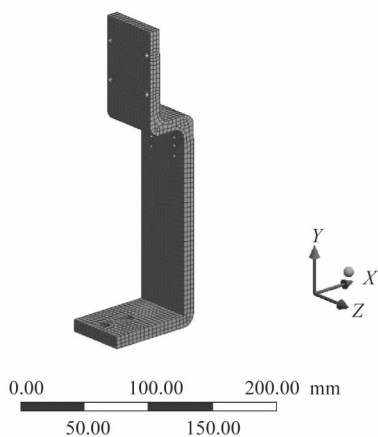


图 3 电缸滑动板网格划分

Figure 3 Meshing of electric cylinder sliding plate

对螺纹连接处施加固定约束,对受力位置处施加载荷,经计算载荷为 129.2 N,得出电缸滑动板的等效应力云图和等效变形云图分别如图 4 和图 5 所示。

由图 4 可知,电缸滑动板的应力集中较小,主要分布在与电缸连接孔下部,最大应力为 12.374 MPa。电缸滑动板的材料为 45 号钢,弹性模量 $E = 209 \text{ GPa}$,泊松比 $\mu = 0.269$,屈服极限 $\sigma_s \geq 355 \text{ MPa}$ ^[2],取其安全系数 $n = 1.5$,可得出许用应力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = 237 \text{ MPa}。 \quad (1)$$

根据以上分析可知电缸滑动板的最大应力值为 12.374 MPa,远小于许用应力 237 MPa,因此该零件满足应力条件。

由图 5 可知,电缸滑动板的形变主要发生在承载双轴气缸的底板边缘处,最大变形量为 77.197 μm ,远小于电缸滑动板的高度(300 mm),可知应变对电缸滑动板运行稳定性的影响较小。

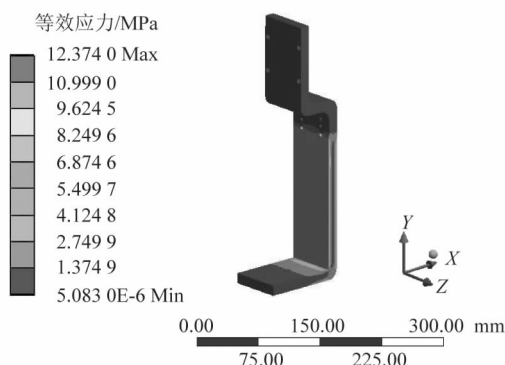


图 4 电缸滑动板等效应力云图

Figure 4 Equivalent stress nephogram of electric cylinder sliding plate

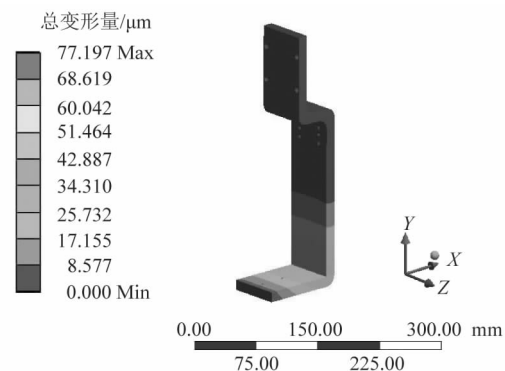


图 5 电缸滑动板等效变形云图

Figure 5 Equivalent deformation nephogram of electric cylinder sliding plate

3.2 机架的静力学分析

在卸垛机运行过程中需要分析机架结构最不稳定的状态,由材料力学可知,当纸板分层机构和托运机构都到达横梁中心时,机架的应力值和变形量最大^[3],故对该工况进行有限元分析。

为了减小网格划分的计算难度,省略三维模型的倒角和螺纹等不重要特征^[4],将螺栓连接简化为刚性连接;另外还省略对整个结构动静态性能分析结果影响很小的驱动电机、托板等辅助元件,使用 UG 计算出每个辅助元件的重心位置,在 ANSYS Workbench 中使用 Point Mass 质量单元替换其重心位置对其进行模拟^[5],材料选用 45 号钢,建立机架有限元模型如图 6 所示。

卸垛机进行搬运作业时,外部载荷主要为瓦楞纸板、分层机构和托运机构的重力载荷,经计算,载荷为 730 N,施加在每个横梁的中部。在 4 个立柱支脚底面添加固定约束,计算得到机架的等效应力云图和等效变形云图分别如图 7 和图 8 所示。

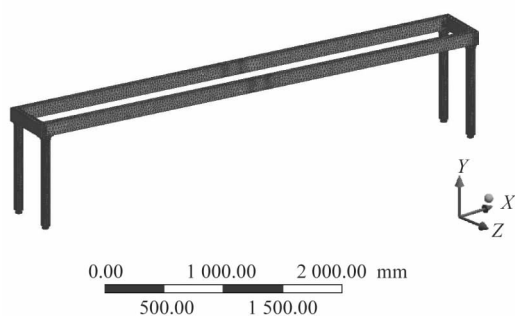


图6 机架有限元模型

Figure 6 Finite element model of frame

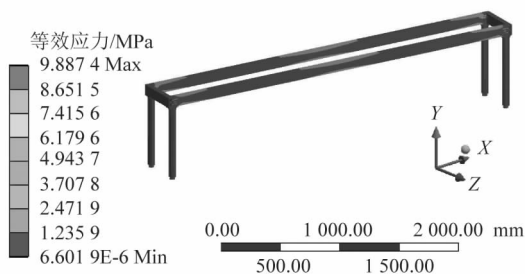


图7 机架等效应力云图

Figure 7 Equivalent stress nephogram of frame

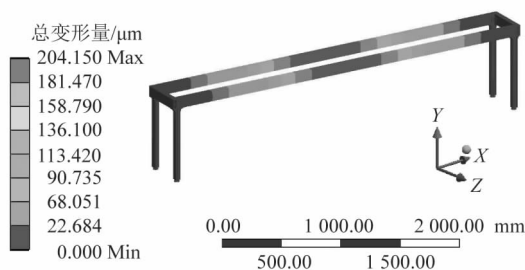


图8 机架等效变形云图

Figure 8 Equivalent deformation nephogram of frame

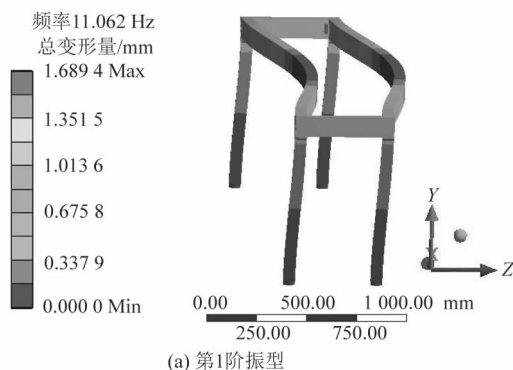
由图7和图8可知,在极限工况时最大应力值为9.887 MPa,远低于材料的屈服强度355 MPa;最大变形量为0.204 mm,对大型机架影响很小,因此机架的静态性能满足设计要求。

4 动力学分析

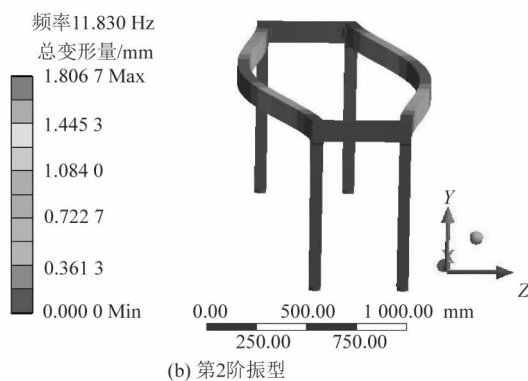
4.1 机架的模态分析

模态分析是结构动力学分析的基础和核心,模态参数(固有频率和模态振型)反映了机械系统的动态特性。龙门式卸垛机的动态特性主要强调运行过程的稳定性,起支撑作用的机架是整个机器平稳运行的保障,因此需要对最不稳定工况下的机架进行模态分析,为下一步谐响应分析提供模态参数,同时为机架的结构优化提供理论依据^[6]。

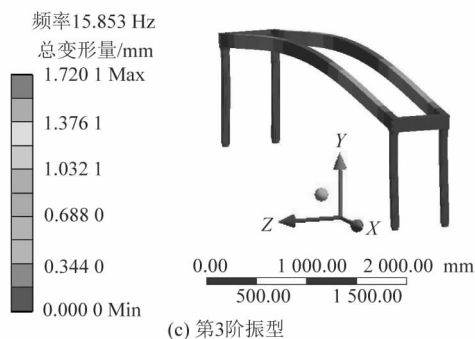
模态分析只与材料性能、结构形状和约束形式等有关,与载荷无关^[7],因此对4个立柱底面添加固定约束,即可算得振型和固有频率。由于在结构振动中,低阶模态能更准确地反映自由振动时的变形情况,故只计算机架前6阶固有频率和模态振型,机架前6阶模态振型如图9所示,固有频率如表1所示。



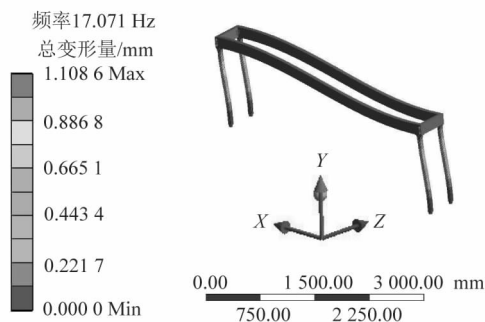
(a) 第1阶振型



(b) 第2阶振型



(c) 第3阶振型



(d) 第4阶振型

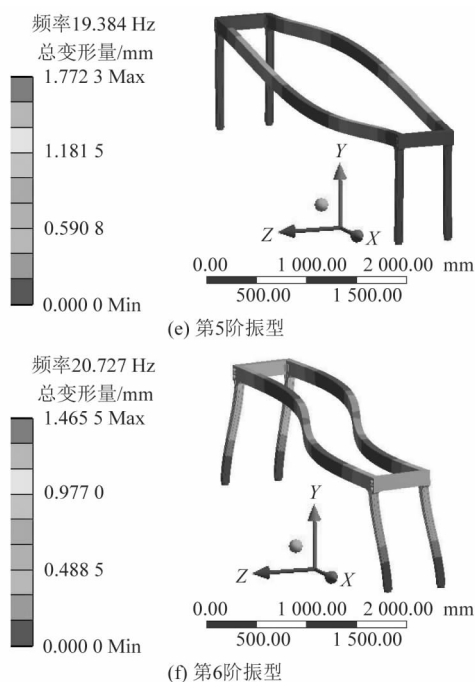


图9 机架前6阶模态振型

Figure 9 First 6 orders modal shapes of frame

表1 机架前6阶固有频率

Table 1 Natural frequency of first 6 orders

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	11.062	4	17.071
2	11.830	5	19.384
3	15.853	6	20.727

机架模态分析结果如下:

由图9(a)可知,在11.062 Hz频率下,机架整体沿Z轴同向弯曲摆动;

由图9(b)可知,在11.830 Hz频率下,机架的2个横梁沿Z轴异向弯曲摆动;

由图9(c)可知,在15.853 Hz频率下,机架的2个横梁沿Y轴同向弯曲摆动;

由图9(d)可知,在17.071 Hz频率下,机架整体在XOY平面内扭动;

由图9(e)可知,在19.384 Hz频率下,机架的2个横梁沿Y轴异向弯曲摆动;

由图9(f)可知,在20.727 Hz频率下,机架整体在XOZ平面内扭动。

4.2 机架的谐响应分析

模态振型图的位移值并不是实际的振动位移,它只是表征各节点在某一阶固有频率上振动量的相对比值^[8]。为了得到机架处于各阶固有频率时的具体振动特性,还需要进一步对机架进行谐响应分析,并结合

模态分析,确定对机架动态性能影响最大的频率^[9]。

由机架的模态分析结果可知,前6阶模态的振频范围为11.062~20.727 Hz,由于高阶模态在结构阻尼的作用下会快速衰减,因此在低阶振频范围内,机架发生剧烈振动的可能性较大^[10-11]。在谐响应分析时,设置0~21 Hz为求解频率范围,频率间隔为0.5 Hz。图10所示为求解的机架跨中节点沿X向、Y向和Z向的位移与激励频率关系曲线。

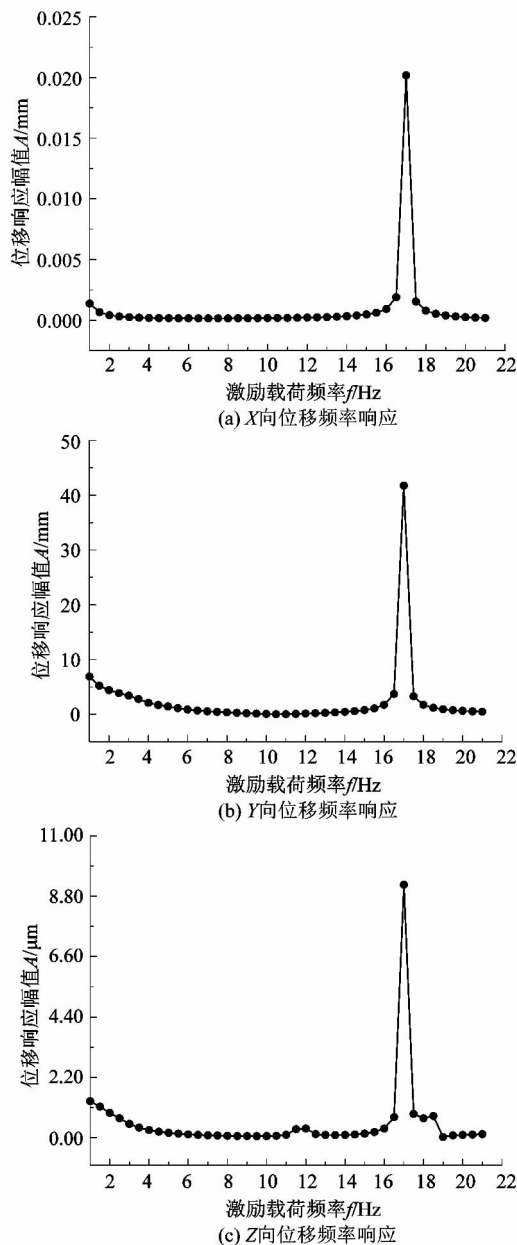


图10 位移频率响应曲线

Figure 10 Frequency response curves of displacement

由图10 机架跨中节点位移频率响应曲线可知,跨中节点在17 Hz激励频率的作用下出现峰值,在X方

向产生的位移响应峰值为 2.02×10^{-2} mm, 在 Y 方向产生的位移响应峰值为 41.76 mm, 在 Z 方向产生的位移响应峰值为 9.22×10^{-3} mm。 Y 方向产生的位移响应明显大于 X 和 Z 方向的响应, 说明机架在 Y 方向的刚度相对较弱, 对此可以考虑加强连接处螺栓刚度、横梁中部弯曲刚度等措施, 提升整体结构的动态性能。17 Hz 的频率点与模态分析中的第 4 阶固有频率非常相近, 误差约 0.42%, 易引起共振, 它对卸垛机结构的动态特性影响最大, 故工作频率必须避开 17 Hz 的频率点。

5 结论

1) 课题组设计了一种龙门式瓦楞纸板卸垛机, 并通过静、动态特性分析, 验证了卸垛机运行的稳定性和可靠性, 并找出应该避开的工作频率。瓦楞纸板卸垛机的应用结果表明: 该卸垛机可正常完成卸垛搬运工作, 每天能卸垛 50 t 瓦楞纸板, 相当于人工卸垛的 4 倍; 可代替人工卸垛, 同时成本相较市面上机器人降低约 65%, 减轻了中小型企业转型升级的资金压力。

2) 卸垛机结构的强度和刚度仍有较大余量, 同时在特定激励频率下易发生共振, 因此未来还需通过拓扑优化、灵敏度分析等方法进一步优化, 减轻卸垛机整

体质量, 提高结构的固有频率。

参考文献:

- [1] 辜胜阻, 潘啸松, 杨威. 在应对用工荒中推动企业转型升级[J]. 人口研究, 2011(6): 65.
- [2] 成大先. 机械设计手册[M]. 5 版. 北京: 化学工业出版社, 2007: 3-15.
- [3] 于锋钊, 赵明扬, 辛立明, 等. 基于 ANSYS 的龙门式直角坐标机器人横梁分析[J]. 机械设计与制造, 2008, 46(5): 183.
- [4] 董路平. 板材起重上料机的参数化设计与动态仿真分析[D]. 哈尔滨: 东北林业大学, 2013: 44.
- [5] 谢占功, 朱建国, 陈贤帅, 等. 龙门式机械手关键零件的动静特性及接触分析[J]. 机电工程技术, 2016, 45(3): 73.
- [6] 谢嘉亮, 张春良. 龙门式机械手的动静特性及结构优化[J]. 机床与液压, 2018, 46(9): 68.
- [7] 郭超, 常立. 基于 ABAQUS 的轴承-齿轮系统模态分析[J]. 科技与生活, 2010(14): 128.
- [8] 贾贺鹏, 王应彪, 李明, 等. 旱地玉米免耕播种机机架的模态及谐响应分析[J]. 江苏农业科学, 2018, 46(19): 243.
- [9] 李超群, 杨文彩, 杨航, 等. 基于 ANSYS 三七播种机机架的模态及谐响应分析[J]. 制造业自动化, 2015(7): 79.
- [10] 刘涛, 王卫辉, 鹿飞, 等. 基于 Workbench 的箱形伸缩臂模态及谐响应分析[J]. 制造业自动化, 2015(4): 82.
- [11] 蔡明青, 阮建雯, 朱景林, 等. 水稻秧盘育秧流水线机架的模态及谐响应分析[J]. 江苏农业科学, 2016, 44(7): 371.

(上接第 32 页)

- [6] BARUAH M, BAG S. Influence of heat input in microwelding of titanium alloy by micro plasma arc [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2016, 231: 100-112.
- [7] 巴顿. 微束等离子弧焊接[M]. 罗津如, 钱昌黔, 张延赤, 译. 北京: 机械工业出版社, 1983: 29.
- [8] 安藤宏平, 长谷川光雄. 焊接电弧现象[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985: 247.

- [9] 贾起民, 郑永令, 陈暨耀, 等. 电磁学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2010: 162-200.
- [10] 从保强, 齐铂金, 李伟, 等. 脉冲电流频率对 2219 铝合金焊缝组织性能的影响[J]. 焊接学报, 2010(9): 41-44.
- [11] 廖希亮. 脉冲电流对金属凝固组织的影响[M]. 上海: 上海大学出版社, 2007: 83.
- [12] 胡汉起. 金属凝固原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 117-120.

(上接第 36 页)

- [2] 柳建飞, 张伟中. 新型二自由度移动并联机构设计[J]. 轻工机械, 2017, 35(2): 63-65.
- [3] 梅凡, 赵新华. 三自由度并联机器人的精度分析[J]. 天津理工大学学报, 2010, 26(4): 15-17.
- [4] 解本铭, 孔维定. 基于 ADAMS 的三自由度平动并联打磨机构的轨迹规划与仿真[J]. 机械传动, 2012, 36(5): 25-28.
- [5] 任文博, 颜兵兵, 殷宝麟, 等. 3-RPS 型并联机构运动正解的研究[J]. 佳木斯大学学报(自然科学版), 2014, 32(3): 412-414.
- [6] 王晓倩. 肘腕关节康复机器人研制[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2015: 1.

- [7] 杜志江, 孙传杰, 陈艳宁. 康复机器人研究现状[J]. 中国康复医学杂志, 2003, 18(5): 293-294.
- [8] 郭宗和, 李连升, 孙术华. 3-RPC 并联机器人的运动轨迹规划与仿真[J]. 中国机械工程, 2007, 18(9): 1036-1038.
- [9] 王术徽. 九自由度仿人康复并串结构的设计与研究[D]. 青岛: 青岛科技大学, 2019: 25.
- [10] 随磊. 3-RPR 球面并联机构的运动学与刚度研究[D]. 太原: 中北大学, 2016: 28.
- [11] 贾金川. 广角切伦科夫望远镜镜面调节机构选型设计与构造[D]. 廊坊: 北华航天工业学院, 2019: 23.