

双立柱式堆垛机碰撞振动与仿真分析^{*}

张 梁¹, 张 方¹, 秦远田¹, 蒋 祺¹, 朱 伟²

(1. 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)(2. 昆山华恒焊接股份有限公司 昆山, 215347)

摘要 双立柱式巷道堆垛机的货笼和立柱存在间隙,在加速运行过程中发生碰撞,引起货笼和立柱的结构振动,限制了堆垛机运行速度并且降低了其安全性能。针对此问题,基于模态综合法,利用 Nastran 计算了立柱框架结构模态,通过锤击试验验证了有限元模型的正确性,将模型的模态中性文件(modal neutral file,简称 MNF)导入到 ADAMS 软件中,建立了刚柔耦合的堆垛机虚拟样机。比较分析了失效模态振型与能量法进行模态截断的计算精度和适用性,并根据试验测得的加速度响应数据验证了动力学模型的准确性。在此基础上,调整货笼与立柱的间隙,再次计算了紧急制动情况下堆垛机的振动响应。研究结果表明,运用能量法进行堆垛机的模态截断在保证精度的基础上提高计算效率,控制堆垛机立柱与货笼的间隙可以减小堆垛机的振动,对提高堆垛机的运行速度和安全性能具有重要意义。

关键词 堆垛机; ADAMS; 碰撞; 振动; 模态综合法

中图分类号 TP242; TH16

引 言

自动化立体仓库的引入使得现代化物流的生产效率大幅提高,而堆垛机则是构成自动化立体仓库中枢的重要搬运主机^[1],堆垛机的工作性能决定了自动化立体仓库的整体工作效率。国内生产的堆垛机产品的运行速度普遍比国外低^[2-3],而振动问题是限制堆垛机运行速度和安全性的重要因素。立柱的振动会对结构强度造成威胁,而货笼的振动水平会影响货物的安全,尤其易碎或贵重物品对于振动环境的要求更高。此外,立柱振动幅度过大导致的变形还会影响货笼的正常上下运行。在堆垛机的设计过程中对振动问题的研究大多限于对实际产品的动态试验分析以及对非运行状态下的有限元模态分析^[4]。在堆垛机的动力学建模研究方面,傅卫平等^[5]应用一系列相互作用的点质量来模拟实际绳索的动态特性,解决了绳索建模的问题。王庆明^[6]在考虑轨道不平度的基础上分析计算了轨道不同粗糙等级对堆垛机动态响应的影响。在实际结构中,堆垛机的货笼与立柱之间存在间隙。笔者结合模态综合法与碰撞理论,以某型双立柱式堆垛机为研究对象,通过 ADAMS 动力学分析软件建立堆垛机的虚

拟样机,分别根据模态振型和应变能对其模态截断,比较两种方法在堆垛机动力学分析中的计算精度和适用性,研究货笼与立柱的间隙在急停状态下的振动问题,为堆垛机的结构优化和减振提供依据。

1 碰撞模型

碰撞过程具有作用时间短、强度大的特点,有很强的非线性,求解十分复杂。按照对碰撞过程假设的不同,可以将其建模方法分为 3 种类型:冲量动量法、连续碰撞力模型和基于连续介质力学的有限元方法^[7-8]。冲量动量法的局限性在于只能计算多刚体碰撞过程,并且不能复现碰撞力作用过程。连续碰撞力模型假设碰撞力由局部接触的变形引起,能够描述碰撞的过程,可以计算碰撞力,常用的模型为弹簧阻尼模型。本研究采用非线性弹簧阻尼模型,能够克服线性弹簧阻尼模型在碰撞计算结束后阻尼力不为零的缺陷^[9],同时结合有限元方法将立柱离散,根据计算出的碰撞力施加在有限元节点上进一步得出立柱的振动响应。由于货笼与立柱的碰撞过程没有相对滑动趋势,因此忽略碰撞过程中的切向摩擦力,从而减小碰撞模型的复杂程度。法向接触力通过影响函数法计算^[10],法向的接触力函数为

^{*} 南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室自主研究课题资助项目(0115K01)
收稿日期:2017-01-12;修回日期:2017-03-21

$$f = \begin{cases} 0 & (l > l_0) \\ \max\{0, k, (g)^e - \text{step}(|g|, 0, 0, d_{\max}, C_{\max})\dot{g}\} & (l \leq l_0) \end{cases} \quad (1)$$

其中: k 为接触刚度系数; l_0 为接触点碰撞的触发间隙; l 为两接触点的距离; g 为接触点法向距离或渗透深度; e 为力的指数; d_{\max} 为最大渗透距离; C_{\max} 为渗透距离最大时的阻尼系数。

step 为三次插值阶跃函数, 表示阻尼系数随渗透距离的增大而增大, 当渗透距离达最大值 d_{\max} 时, 阻尼系数为 C_{\max} 。从式(1)可看出, 碰撞力的大小与物体之间的间隙和碰撞前的相对速度有关。根据材料参数和试验测试数据, 货笼与立柱的接触刚度系数为 100 kN/mm, 力的指数设为 1.5, 最大渗透深度取 0.1 mm, 阻尼系数设置为 10 N·mm/s。

2 模态综合法

对于弹性体的碰撞多数情况下都需要借助有限元技术进行求解, 弹性体经过有限元离散后的自由度十分庞大, 不可能求解所有的模态, 因此需要通过模态截断来保留那些对结构变形影响最大的模态, 然后通过模态坐标变换使总体系统的运动方程的阶次大幅度降低^[11-12], 这种解决方法即为模态综合法。模态综合技术一般分为自由界面法和固定界面法, 笔者采用计算精度较高的固定界面法中的 Craig-Bampton 方法。

该方法将系统自由度分为边界自由度 u_M 和内部自由度 u_N , 柔性体的物理坐标到模态坐标的转换关系可以表示为

$$u = \begin{Bmatrix} u_M \\ u_N \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} E & 0 \\ \Psi_{NC} & \Psi_{NN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix} \quad (2)$$

其中: Ψ_{NC} 为内部自由度在约束模态中的物理位移; Ψ_{NN} 为内部自由度在正则模态中的物理位移; q_C 为对应约束模态的模态坐标; q_N 为对应正则模态的模态坐标; E 为单位矩阵。

对应于 Craig-Bampton 模态基的广义模态质量矩阵 \hat{M} 和模态刚度矩阵 \hat{K} 也可以用模态坐标变换获得, 分别表示为

$$\hat{M} = \Psi^T M \Psi = \begin{bmatrix} E & 0 \\ \Psi_{NC} & \Psi_{NH} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{MM} & M_{MN} \\ M_{NM} & M_{NN} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} E & 0 \\ \Psi_{NC} & \Psi_{NH} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{M}_{CC} & \hat{M}_{HC} \\ \hat{M}_{CH} & \hat{M}_{HH} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\hat{K} = \Psi^T K \Psi = \begin{bmatrix} E & 0 \\ \Psi_{NC} & \Psi_{NH} \end{bmatrix}^T [K_{MM} \quad K_{MN} \times K_{NM}] \times$$

$$\begin{bmatrix} E & 0 \\ \Psi_{NC} & \Psi_{NH} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{K}_{CC} & 0 \\ 0 & \hat{K}_{HH} \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中: 下标 M, N, C, H 分别表示边界自由度、内部自由度、约束模态和正则模态。

不考虑阻尼情况的运动微分方程为

$$\hat{M}\ddot{q} + \hat{K}q = \hat{F} \quad (5)$$

根据运动方程可以写出系统的特征方程 $\hat{K}q = \lambda \hat{M}q$, 再将求出的特征向量经过一次坐标变换得到一组等价的正交基, 最后利用模态叠加法求得响应

$$u = \sum_{i=1}^N \varphi_i^* q_i^* \quad (6)$$

其中: φ_i^* 为正交化的 Craig-Bampton 模态, 和系统的固有频率相关联。

式(6)中 N 值的选取带来的模态截断会影响计算的效率和精度, 然而模态截断的方法并没有一个完全统一的标准, 以往的工程实践中多依靠经验判断, 目前运用较为广泛的方法有频率截断法和能量法。频率截断法在所关心响应的最高频率的一定倍数频率处截断^[13], 本研究中堆垛机的立柱可以近似看成梁结构, 而货笼与立柱的碰撞是低速且作用时间较长, 引起的振动响应频率较低, 因此取其前 20 阶的模态(不包括刚体平动模态)进行分析可以保证计算的准确性。能量法选择系统响应的能量作为判断对模态进行截断, 包含的响应信息更为全面, 在物理意义上相比频率截断法更接近振动响应产生的本质^[14]。笔者首先根据试验测得的模态频率应用频率截断法进行截断, 然后分别根据模态振型和应变能进行截断, 比较两种方法在堆垛机动力学分析中的计算精度和适用性。

3 动力学模型与模态计算

3.1 模型简化与假设

实际的堆垛机结构复杂, 在对其进行振动分析时需要简化模型, 仅保留对计算影响较大的主要部件。堆垛机的简化结构示意图如图 1 所示, 堆垛机通过钢轮的转动在地轨的轴线方向移动, 上横梁通过靠轮和天轨的约束使堆垛机能始终在自身的平面内运行, 货笼通过钢索连接在上横梁。天轨与地轨均看作与地面固定, 且不产生变形。货笼通过靠轮和立柱接触, 由于结构设计和靠轮的磨损, 货笼的靠轮与立柱之间不可避免地存在间隙, 本研究的堆垛机货笼靠轮与立柱之间的间隙为 1mm。忽略靠轮与轨道的摩擦, 不考虑轨道的不平度影响。

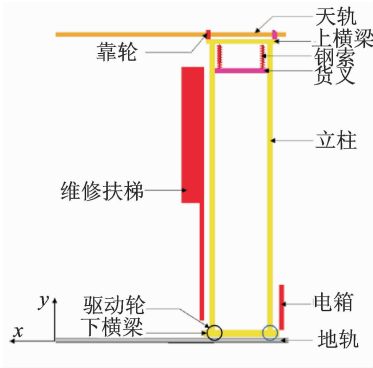


图 1 双立柱式堆垛机简化模型

Fig. 1 Simplified model of double-mast stacker crane

3.2 堆垛机模态计算

根据堆垛机立柱与横梁的几何特征采用面单元划分网格,货笼采用六面体网格划分。约束下横梁的 6 个自由度,约束上横梁在 z 方向的位移以及 x 和 y 方向的转动,计算得到堆垛机的固有模态频率。因为笔者只考虑堆垛机在 x 方向的运动状态,所以利用锤击法对堆垛机进行模态试验时只用力锤在 x 方向对立柱进行敲击,得到堆垛机在运行平面的模态频率,对比 x - y 平面内的前 6 阶固有频率,结果如表 1 所示。由于货笼的结构十分复杂,在有限元模态分析中作为整体进行计算,同时货笼与立柱的接触关系用固连的形式代替,并且忽略了立柱结构中的加强筋等零部件,从而导致仿真计算的固有频率整体偏高,计算结果与试验数据最大误差为 16.7%,认为有限元模型正确,可以进行下一步动力学仿真分析。

表 1 堆垛机运行平面的前 6 阶固有频率对比

Tab. 1 First six modal frequency of the stacker crane in xy plane

阶数	仿真频率/Hz	试验频率/Hz	误差/%
第 1 阶	2.8	3.0	6.7
第 2 阶	22.0	25.0	12.0
第 3 阶	25.0	30.0	16.7
第 4 阶	51.0	52.5	2.8
第 5 阶	58.5	65.0	10.0
第 6 阶	78.0	80.0	2.5

4 ADAMS 碰撞振动仿真与试验

4.1 刚柔耦合模型的建立

根据上文建立的堆垛机立柱与横梁的有限元模型,在立柱与其他部件有连接关系的位置建立多点约束 (multi-point constraints, 简称 MPC),利用 Nastran 计算其前 26 阶自由-自由模态并生成中性 MNF 文件,将其导入到 ADAMS 软件中建立刚柔

耦合的堆垛机虚拟样机的柔性体部分。同时建立货笼、轨道、扶梯及电源等部件的刚体模型,保证刚体模型的质量与转动惯量和三维几何模型相同,通过固定副将其连接在堆垛机柔性体框架相应的 MPC 主动节点的位置。建立一个圆柱形刚体模拟钢轮,并将其用旋转副连接在下横梁的两个 MPC 的主动节点。在轮子与地轨之间设置接触,天轨与靠轮设置一对平面副,货笼与上横梁的钢索用弹簧模拟,在货笼与柔性体框架添加接触,得到堆垛机虚拟样机模型如图 2 所示。

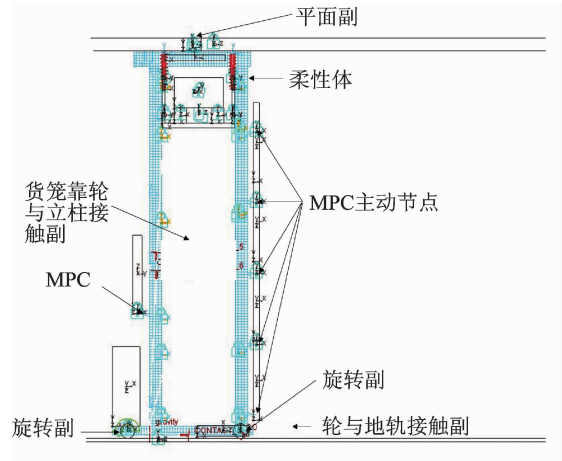


图 2 堆垛机的刚柔耦合虚拟样机模型

Fig. 2 Rigid-flexible virtual prototype of the stacker crane

4.2 不同模态截断方法的振动响应比较

利用 Nastran 计算得出堆垛机的自由-自由模态振型,由于笔者只考虑 x 方向的运动,因此可以使振型不在堆垛机运行平面内的模态失效,即失效第 9,10,12,13,16,17,21,22,25 和 26 阶模态。此外还可以通过能量截断法,设置应变能的截断域为 0.001,即使对总的应变能的贡献小于 0.1%的模态失效,分别计算两种截断方法后的堆垛机立柱顶端的振动响应。堆垛机的速度曲线如图 3 所示,为跟实际情况接近,轮子的运动副驱动采用转速驱动,从而使速度连续增加,不致产生突变。

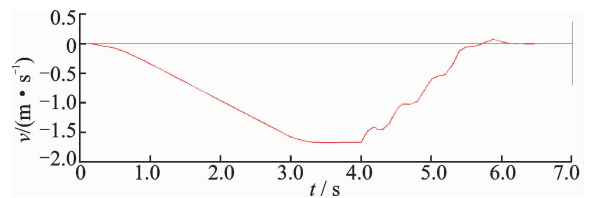


图 3 堆垛机的速度曲线

Fig. 3 Velocity curve of the stacker crane

先让堆垛机加速到最大速度,然后以 0.01s 的时间制动减速,但是由于惯性堆垛机不会马上停止,

轮子抱死后依然会向前滑动一段距离,最后在摩擦力的作用下停止。比较3种模态处理方法的立柱顶端和货笼的振动如图4和图5所示。

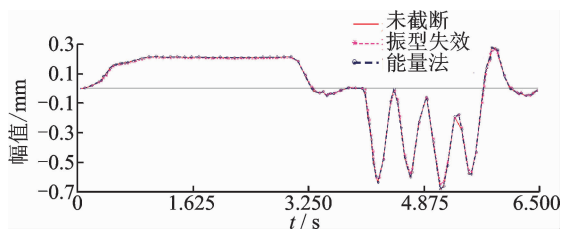


图4 3种处理方法的立柱顶端振动响应

Fig. 4 Displacement at the top of the mast with three different methods

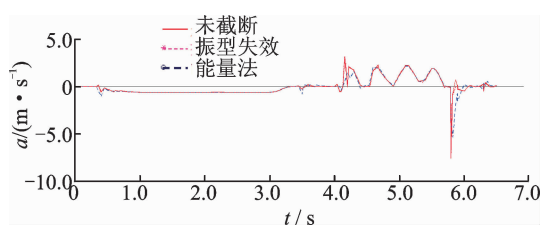


图5 3种处理方法的货笼振动响应

Fig. 5 Vibration response of the stacking fork with three different methods

由图可以看出,不同的模态截断方法对于立柱的振动位移响应影响不大,手动失效模态的方法对货笼的加速度响应影响较大,而能量法得到的结果基本与没有处理前的模型一致,同时计算的效率也会提高。但手动使模态失效的方法具有不确定性,在振型比较复杂的时候很难判断其是否对结果重要,因此本研究接下来的仿真选用能量法的模态截断进行计算。

4.3 堆垛机碰撞仿真与试验结果

4.3.1 有间隙时的仿真与试验对比

在用能量法进行模态截断的基础上计算堆垛机在紧急制动时的情况下的振动响应。测量立柱电箱一侧的等分4个节点和货笼的加速度响应,立柱从上到下依次为位置1到4,货笼上的测量位置为5。两种情况下的结果如图6所示。

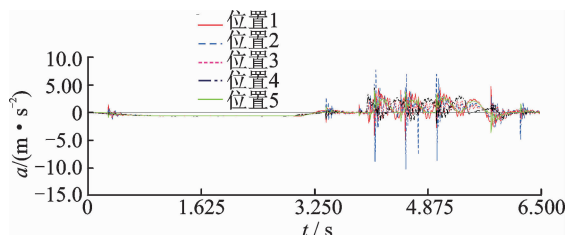


图6 堆垛机急停时的振动加速度响应

Fig. 6 Vibration response of the stacker crane in scrambling

由图6可以看出,堆垛机在开始加速和减速阶段都会产生小幅度的振动,这是由于刚加速过程的加速度和速度不平稳引起的。堆垛机急停时,立柱上越靠近货笼的地方加速度响应越大,说明立柱的振动主要是由于货笼与立柱的碰撞产生的。

如图7所示,在与仿真计算中测量振动响应的相同位置布置加速度传感器,在堆垛机加速运行到最大速度后按下急停,采集传感器的数据。



图7 加速度传感器布置位置示意图

Fig. 7 Location of the acceleration sensors

找出急停过程立柱上测点的最大加速度,与仿真计算的结果比对,如表2所示。

表2 堆垛机急停时的仿真与试验结果对比

Tab. 2 Comparison of simulation and experiment results

m/s ²			
测点位置	仿真结果	试验结果	误差/%
1	5.0	4.5	11.1
2	10.2	11.5	11.3
3	3.4	7.1	52.1
4	4.4	5.9	25.4
5	4.4	5.6	21.4

由表2可以看出,仿真计算的结果基本一致,但整体偏小。这是由于堆垛机具有很多零部件,各个部件之间也会存在间隙,从而在加速过程中对立柱产生额外的局部冲击力。此外立柱与横梁之间是用螺栓连接,而有限元模型中使其固连为一个整体,增加了堆垛机的刚度。

4.3.2 无间隙时的碰撞仿真

调整货笼的靠轮直径,使其与堆垛机立柱之间没有间隙,在相同的运行条件下计算堆垛机的振动响应如图8所示。

由图8可以看出,没有间隙后堆垛机在正常加速过程的振动减小,在急停过程时碰撞产生的最大加速度从立柱上方向下依次减小,而不是离货笼越近越大。这是因为货笼和立柱的间隙减小后,货笼

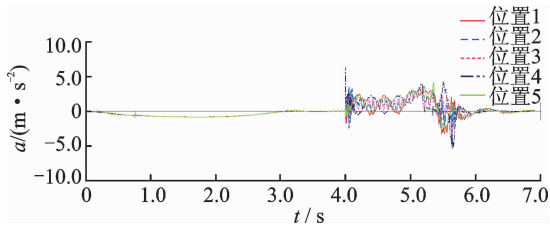


图8 无间隙时的振动加速度响应

Fig. 8 Vibration response of the stacker crane with no gap

与立柱的撞击力变小,货笼和立柱基本保持相同的加速度运行。此时产生的最大加速度为 6.3m/s^2 , 相比有间隙的情况振动减小了 38.2% 。

5 结论

1) 运用能量法进行模态截断相比手动失效模态振型的方法更能保证计算精度,并且提高了堆垛机的仿真计算效率。

2) 堆垛机的振动主要由货笼与立柱的间隙导致,立柱离货笼越近的地方振动加速度响应越大。

3) 无间隙的堆垛机在正常加速过程的振动减小,在急停过程时碰撞产生的振动加速度比有间隙的情况减小 38.2% ,并呈现从立柱上方向下依次减小的趋势。

4) 堆垛机的加速度越大引起的碰撞振动响应越大,在堆垛机出现急停和断电停机的情况下需要充分考虑堆垛机立柱的强度与货物的保护。

参 考 文 献

- [1] 谢云莲. 自动化立体仓库及其堆垛机运用[J]. 现代制造技术与装备, 2016(5):166-167.
Xie Yunlian. Automated warehouse and its application [J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2016(5):166-167. (in Chinese)
- [2] 周建新,刘丹. 基于自动化立体仓库堆垛机的运动仿真[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2009(12):28-31.
Zhou Xinjian, Liu Dan. Study of motion simulation based on warehouse automation stacker[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2009(12):28-31. (in Chinese)
- [3] 李阳. 自动化立体仓库及其堆垛机研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2012.
- [4] 邹雪梅. 基于 ANSYS 的立体库堆垛机货叉建模与分析[D]. 兰州: 兰州大学, 2011.
- [5] 傅卫平,范立刚,白生瑞. 基于 ADAMS 的自动化立体仓库巷道式堆垛机的动力学建模与仿真[J]. 振动与冲击, 2007, 26(4):151-177.

Fu Weiping, Fan Ligang, Bai Shengrui. Dynamic modeling and simulation of a laneway stacker crane in automatic stereoscopic warehouse using ADAMS[J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(4):151-177. (in Chinese)

- [6] 王庆明. 单立柱巷道堆垛机结构及动特性研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2013.
- [7] 董富祥,洪嘉振. 多体系统动力学碰撞问题研究综述[J]. 力学进展, 2009, 39(3):352-359.
Dong Fuxiang, Hong Jiazhen. Review of impact problem for dynamics of multibody system[J]. Advances in Mechanics, 2009, 39(3):352-359. (in Chinese)
- [8] 周志才,吴新跃,张文群,等. 基于弹簧阻尼模型的碰撞动力学研究[J]. 湖北工业大学学报, 2012, 27(1):125-128.
Zhou Zhicai, Wu Xinyue, Zhang Wenqun, et al. Study on contact dynamics based on spring-damper model [J]. Journal of Hubei University of Technology, 2012, 27(1):125-128. (in Chinese)
- [9] Kraus R K. Modeling of rigid contacts for dynamic simulation[D]. Philadelphia: University of Pennsylvania, 2002.
- [10] 陈萌. 基于虚拟样机的接触碰撞动力学仿真研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2003.
- [11] 韦忠瑄,孙鹰. 柔性机械臂动力学的模态综合法[J]. 解放军理工大学学报: 自然科学版, 2000, 1(1):71-73.
Wei Zhongxuan, Sun Ying. Dynamics analysis of flexible manipulator arms based on the modal synthetic method[J]. Journal of PLA University of Science and Technology: National Science Edition, 2000, 1(1):71-73. (in Chinese)
- [12] Seifried R, Eberhard P. Impact analysis using modal reduction[J]. PAMM Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, 2005(5): 129-130.
- [13] Park K. Component-based vibration modeling methods for fast reanalysis and design of complex structures [D]. Ann Arbor: The University of Michigan, 2008.
- [14] 谢能刚,郭兴文,王德信. 结构振动模态截断的能量判据[J]. 振动工程学报, 2003, 16(3):302-305.
Xie Nenggang, Guo Xingwen, Wang Dexin. Mode truncation of vibration structures based on energy criterion[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(3):302-305. (in Chinese)



第一作者简介:张梁,男,1993年10月生,硕士生。主要研究方向为振动控制、结构动力学分析。

E-mail: zll15605193723@163.com

