

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.10.002

络筒机摆动握臂式防叠机构的模态分析*

杨福芹, 杨维坤, 王培超, 将典兵
(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061)

摘要:针对摆动握臂式防叠机构的振动性能对其结构稳定性及防叠对象筒纱质量的直接影响,对摆动握臂式防叠机构的振动特性进行了研究。首先利用Pro/E与ANSYS Workbench软件协同建立起了摆动握臂式防叠机构的三维几何实体模型,然后利用ANSYS Workbench的有限元分析功能对其进行了模态分析,得到了摆动握臂式防叠机构的固有频率、固有振型及变形量,并对摆动握臂式防叠机构的工作频率与固有频率进行了比较分析。考虑到该机构非正常工作状态下可能发生共振,对其固有振型及变形量进行了分析,并针对防叠机构工作过程中的薄弱环节提出了改进意见。研究结果表明,机构在正常工作过程中不会发生共振,在意外发生共振时,筒锭部位为最薄弱的环节。

关键词:防叠机构;模态分析;固有频率;固有振型

中图分类号:TB21;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)10-1164-05

Modal analysis of swing grip arm type anti stack mechanism in winder

YANG Fu-qin, YANG Wei-kun, WANG Pei-chao, JIANG Dian-bing

(College of Mechanical & Electrical Engineering, Qingdao University of Science & Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: Aiming at the direct influence of the vibration of this grip arm type anti stack mechanism to the structural stability and the quality of cone yarn as product, the vibration performance of the grip arm type anti stack mechanism was carried out, the 3D geometry entity model was established in Pro/E and modal analysis was generated by using the function of finite element analysis in ANSYS Workbench. And the natural frequency, inherent vibration mode and the deformation were gotten. The working frequency and the natural frequency were compared and analyzed about the grip arm type anti stack mechanism. Considering that there were chances to generate resonance in abnormal working state, the inherent vibration mode and the deformation were analyzed and the weak link in working of grip arm type anti stack mechanism was found. And the advice of improving was raised correspondingly. The results indicate that the working frequency is less than the minimum natural frequency, there is no chance to generate resonance in normal working state. The cylinder ingot is the most weak link while resonance happened occasionally.

Key words: anti stack mechanism; modal analysis; natural frequency; inherent vibration mode

0 引言

纺织工业中,自动络筒机起着非常关键的作用,它将管纱缠绕为筒纱,除去管纱纱线上的纱疵,提高了纱线的质量^[1]。而在络筒过程中,纱线重叠现象时有发生,造成纱线在筒子上重叠不均,降低了筒纱的质量。

自动络筒机中的防叠机构能有效解决筒纱重叠问题^[2],因此,对自动络筒机中防叠机构的研究就显得至关重要。

防叠机构既有机械式的,也有电气式的,根据其防叠措施,可分为单电动机变频传动防叠装置、槽筒防叠装置及机械式防叠装置^[3],其中,机械式防叠装置又

收稿日期:2016-04-27

基金项目:青岛市科技计划资助项目(12-1-4-3-(32)-Jch)

作者简介:杨福芹(1972-),女,山东烟台人,博士,副教授,硕士生导师,主要从事新型传动机构及计算机辅助设计方面的研究. E-mail:y_f_q@

分为摩擦轮式防叠装置和摆动握臂式防叠机构两种,本研究以摆动握臂式防叠机构为例。摆动握臂式防叠机构在工作过程中,尽管偏心轮及槽筒都是匀速转动的,但各构件所受的力却呈现出周期性变化,整个防叠机构会在这种周期性的激励下产生振动,振动对机构的工作性能及工作寿命产生一定的影响,甚至会引发安全隐患,因此,对防叠机构进行动力学分析至关重要。目前,对摆动握臂式防叠机构的分析局限在传统方法上,分析过程比较繁琐、计算量较大、费时费力,且精度较低,而使用计算机辅助软件能有效地解决这一问题^[4]。

本研究利用有限元软件对摆动握臂式防叠机构进行模态分析,获得防叠机构的固有频率及固有振型,以便在实际的工作场合下,有选择地避开其共振频率,并为进一步分析防叠机构的动力学特性提供理论依据。

1 模态分析理论基础

任何结构都有其固有频率和固有振型,模态分析问题就是求解结构的多阶固有频率和固有振型,进而确定结构的振动特性,是进行其他动力学分析的前提和基础^[5-6]。

对于一个自由度为 N 的振动系统,其振动微分方程可表示为:

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ —系统质量矩阵; $[C]$ —系统阻尼矩阵; $[K]$ —系统刚度矩阵; $\ddot{X}(t), \dot{X}(t), X(t), F(t)$ —加速度、速度、位移及动力载荷向量。

因为防叠机构的阻尼比较小,并且阻尼对防叠机构的固有频率及其固有振型的影响甚微,系统阻尼矩阵可视为 0 矩阵,又因结构系统的固有频率及固有振型与外部的激励载荷无关, $F(t)$ 矩阵也为 n 阶 0 矩阵。所以,方程(1)简化为:

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = 0 \quad (2)$$

结构的自由振动为简谐振动, $X(t)$ 可表示为:

$$\{X(t)\} = \{X_0\} \sin(\omega t + \theta) \quad (3)$$

式中: ω —系统的固有频率, X_0 — $n \times n$ 阶系统振幅向量组成的矩阵。

把式(3)代入式(2)中得:

$$([K] - \omega^2[M])\{X_0\} = 0 \quad (4)$$

将式(4)写成推广式,变为如下形式:

$$([K] - \omega_i^2[M])\{X^{(i)}\} = 0 \quad (5)$$

式中: $i = 1, 2, 3, \dots, n$ 。

求解式(5)便能得到防叠机构的固有频率及系统的振幅向量,称为模态分析问题。

2 防叠机构的模态分析

2.1 几何模型的建立

本研究利用 Pro/E 软件对摆动握臂式防叠机构进行三维模型的绘制,模型建立好以后,保存为“igs”格式,即可被 ANSYS WORKBENCH 所识别^[7]。

本研究建立的三维几何模型如图 1 所示。

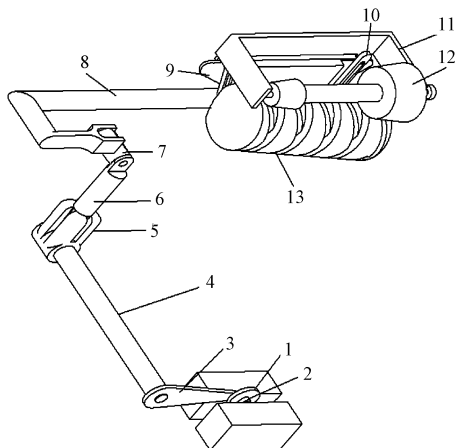


图 1 摆动握臂式防叠机构的三维几何模型

1—尼龙偏心轮;2—摇臂;3—转子臂;4—摆动轴;5—拨叉;6—双臂摆杆;7—连杆;8—水平连杆;9—摆动板;10—推杆;11—筒铰托架;12—筒铰;13—槽筒

摆动握臂式防叠机构工作原理为:

尼龙偏心轮 1 为整个防叠机构的主动件,由电机驱动,摇臂 2 的一端铰接固定在机架上,另一端铰接尼龙偏心轮的轮心,尼龙偏心轮 1 的非圆心处圆面上有一销柱,与转子臂 3 铰接在一起,进而驱动转子臂上下摆动。

机构中,转子臂 3、摆动轴 4、拨叉 5 及双臂摆杆 6 为同一构件,这几个零件绕摆动轴 4 的轴心运动,其中,摆动轴 4 的轴心是固定不动的。双臂摆杆 6 与连杆 7 铰接,连杆 7 与水平连杆 8 铰接,水平连杆 8 被约束只能做水平移动,因此,主动件 1 的转动变为水平连杆 8 的水平往复移动。水平连杆 8 和摆动板 9 通过拨叉滑块连接,在连接处,水平连杆 8 与滑块形成转动副,摆动板上的拨叉与滑块形成移动副,至此,水平连杆 8 的水平往复移动变为摆动板 9 的摆动。摆动板 9 与左右推杆 10 通过滑块连接,筒铰托架 11 与推杆 10 铰接,托架 11 上夹持着筒铰 12,最终,原动件尼龙偏心轮 1 的转动转变为筒铰 12 的摆动,使其在络筒过程中,筒铰 12 的工作半径不断规律性的变化,避免了纱线的缠绕,达到了防叠的目的。

2.2 有限元分析模型的建立

2.2.1 材料的选择

本研究进入到有限元分析软件 ANSYS WORKBENCH 的“Engineering Data”环境中,选择防叠机构的材料为 45 钢,该材料的屈服强度为 355 MPa;密度为 7.85 g/cm³,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.269^[8]。

2.2.2 防叠机构各零件之间接触的定义

在进行模态分析前,要明确防叠机构中各个构件之间的运动关系,因此需要在划分网格之前对各零件进行接触方式的定义^[9]。

- 定义如下:
- (1)将转子臂、摆动轴、拨叉和双臂摆杆固连为一个部件,并在摆动轴和 Ground 之间添加转动副;
 - (2)在摇臂、偏心轮和转子臂之间依次添加转动副,在摇臂和 Ground 之间添加转动副;
 - (3)在双臂摆杆、连杆、水平连杆和滑块之间依次添加转动副;
 - (4)在滑块、摆动板和两推杆之间依次添加移动副;
 - (5)在两推杆和筒铰托架之间添加转动副;
 - (6)将筒铰托架和筒铰固连为一个部件。

2.2.3 网格的划分

对于网格而言,六面体网格相比较四面体网格来

说,划分精度高,抗畸变程度高^[9],因此,在该摆动握臂式防叠机构的模态分析中,本研究采用 Hex Dominant(六面体网格)划分方式。

2.2.4 约束的定义

防叠机构中,机架是固定不动的,是整个装置的基础构件,因此笔者对其施加 Fix Support(固定约束)。

2.3 求解及后处理

本研究用 Workbench 进行模态分析时,默认取结构的前六阶固有频率,该模态分析中取摆动握臂式防叠机构的前十阶固有频率,并添加“Total Deformation”,对共振频率下的固有振型进行求解。

求解得到的固有频率如图 2 所示。

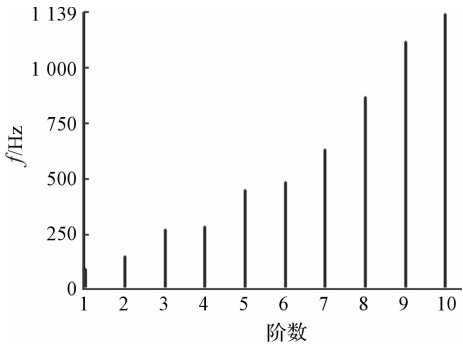
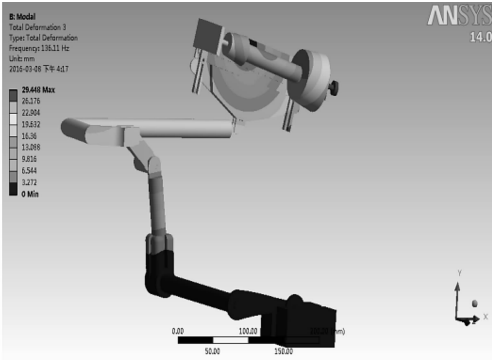


图 2 摆动握臂式防叠机构前十阶固有频率图

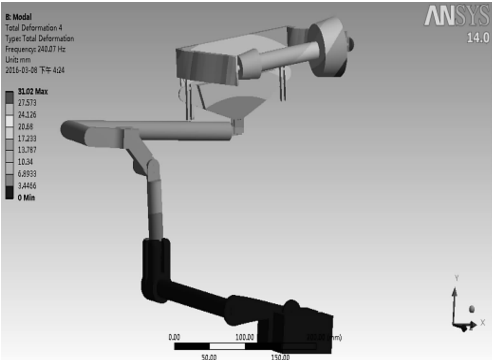
防叠机构的前十阶振型图如图 3 所示。



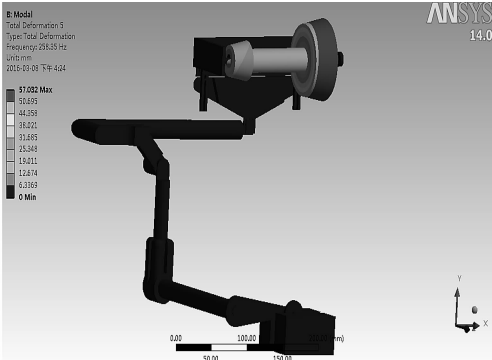
(a) 一阶振型图



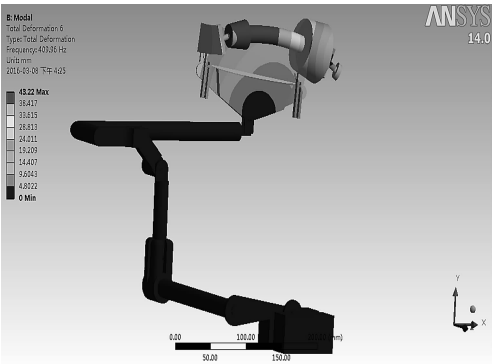
(b) 二阶振型图



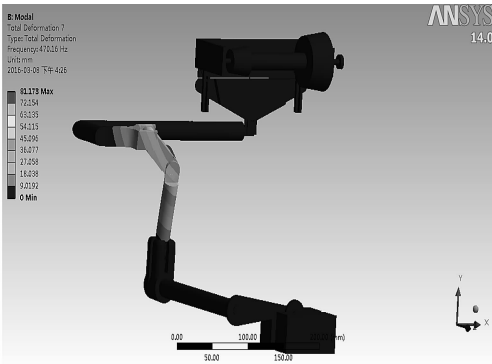
(c) 三阶振型图



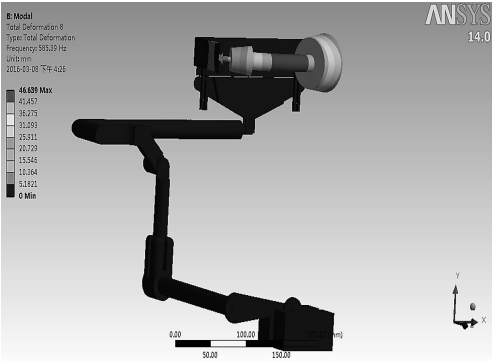
(d) 四阶振型图



(e) 五阶振型图



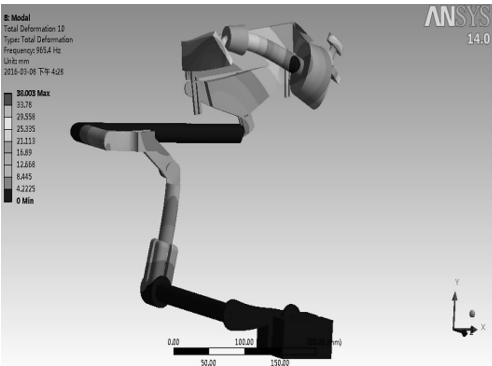
(f) 六阶振型图



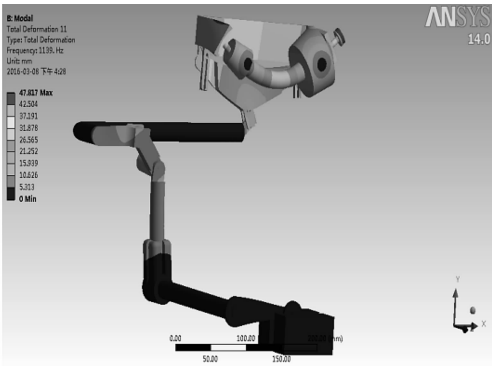
(g) 七阶振型图



(h) 八阶振型图



(i) 九阶振型图



(j) 十阶振型图

图 3 摆动握臂式防叠机构前十阶振型图

本研究通过分析其前十阶振型图,总结其变形发生的位置,得到摆动握臂式防叠机构的振型与固有频率对照表,如表 1 所示。

表 1 振型、固有频率

阶次	固有频率/Hz	振型	变形量/mm	阶次	固有频率/Hz	振型	变形量/mm
1	59.024	水平连杆及以上部分变形,最大变形发生在筒铰右端	33.137	6	470.16	连杆弯曲及扭曲变形及双臂摆杆和水平连杆轻微变形	81.173
2	136.11	水平连杆及以上部分变形,最大变形发生在筒铰右端	29.448	7	585.39	筒铰出变形,筒铰轴弯曲	46.639
3	240.07	水平连杆及以上部分变形,最大变形发生在筒铰右端	31.02	8	868.11	摆动板弯曲变形	96.096
4	258.35	集中于筒铰位置	57.032	9	965.4	筒铰托架和筒铰弯曲加扭转变形,水平连杆以上部位明显扭转	38.003
5	409.96	筒铰轴左部弯曲变形	43.22	10	1139	筒铰托架和筒铰弯曲加扭转变形,水平连杆以上部位明显扭转	47.817

摆动握臂式防叠机构在工作时,尼龙偏心轮的工作频率为 0.36 Hz ($2.3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$),与筒锭接触的槽筒的最大工作频率为 23 Hz ($1\,400 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$)^[11],而最小的固有频率(第一阶固有频率)为 59.024 Hz ,因此比较得出,防叠机构的工作频率避开了其固有频率,在正常工作过程中不会发生共振。

由模态分析得到的振型图可知,防叠机构的水平连杆以上部分,尤其是筒锭部位,与其他构件相比较而言,变形比较明显,由于电机出现故障或电源电压波动造成电机转速不稳定,或者受到外界干扰时,会造成非正常振动,可能引发共振,此时,筒锭部位变形会比较严重,从而影响筒纱质量或造成安全隐患,所以应考虑适当增加筒锭部位的刚度,以提高摆动握臂式防叠机构的安全性能。

3 结束语

本研究介绍了络筒机中的防叠机构,并以机械式防叠机构中的摆动握臂式防叠机构为研究对象,通过对其结构参数的准确把握,建立了摆动握臂式防叠机构的三维几何实体模型,利用有限元分析软件 ANSYS Workbench,对三维模型进行了模态分析,得到了该防叠机构的前十阶固有频率、振型图及变形量,对摆动握臂式防叠机构的实际工作频率与固有频率进行了比较分析。

研究表明,工作频率远小于最低阶的固有频率,正常工作时不会发生共振。其次,笔者根据模态分析得到的振型图,发现在非正常工作状态下,可能引发共振时,摆动握臂式防叠机构的筒锭部位为最薄弱的环节,考虑到提高机构的安全性能及纱筒的质量,提出

适当增加该部位刚度的改进措施。

笔者通过对摆动握臂式防叠机构的模态分析,全面体现了防叠机构的固有特性,为进一步进行防叠机构的动力学特性分析奠定了理论基础,也为后续的实验研究打下了基础。

参考文献(References):

- [1] 王鸿博. 新一代自动络筒机的性能比较[J]. 毛纺科技, 2003,31(2):60-63.
- [2] 方绍恩. RATTI“R362/S”倍捻机防叠机构的分析[J]. 上海工程技术大学学报,1999,13(4):62-65.
- [3] 张存盛. 自动络筒机筒子卷绕成形均匀性的研究[D]. 青岛:青岛科技大学机电工程学院,2011.
- [4] AW K C, HUANG W D J, DE SILVA M W R P. Evaluation of climatic vibration testing on plastic waterproof enclosure for electronic equipment using ANSYS workbench[J]. **Materials and Design**,2007,28(9):2505-2510.
- [5] 杨 康,韩 涛. ANSYS 在模态分析中的应用[J]. 佳木斯大学学报:自然科学版,2005,23(1):81-84.
- [6] 李大伟,付 林,尹桥良,等. 基于 ANSYS 的分数槽混合动力电机模态特性仿真[J]. 机械,2014,41(10):36-38.
- [7] 武 敏,谢龙汉. ANSYS Workbench 有限元分析及仿真[M]. 北京:电子工业出版社,2014.
- [8] 林茂华. 45 钢激光淬火工艺参数研究[D]. 广州:华南理工大学机械汽车工程学院,2013.
- [9] 刘 江,ANSYS 14.5 Workbench 机械仿真实例讲解[M]. 北京:机械工业出版社,2015.
- [10] 黄雪涛. 基于 AWE 的协同设计与优化技术研究[D]. 青岛:山东科技大学机电工程学院,2004.
- [11] 于宁宁. 新型自动络筒机关键机构的分析与研究[D]. 青岛:青岛科技大学机电工程学院,2009.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

杨福芹,杨维坤,王培超,等. 络筒机摆动握臂式防叠机构的模态分析[J]. 机电工程,2016,33(10):1164-1168.

YANG Fu-qin, YANG Wei-kun, WANG Pei-chao, et al. Modal analysis of swing grip arm type anti stack mechanism in winder[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2016,33(10):1164-1168.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>