

封边系统关键部件的有限元分析

杨春梅, 赵洪元, 任洪娥
(东北林业大学, 哈尔滨 150040)

摘要: **目的** 为了确保封边机的主要零部件能够安全可靠地工作,对零部件进行力学分析。**方法** 采用 Ansys Workbench 软件对部分零部件进行必要的静力学、动力学与模态分析。将通过分析找出的最大应力、应变与材料的许用应力、应变进行对比,将各阶临界转速与实际转速进行对比。**结果** 通过分析找出了最大应力为 2.0697 MPa,远远小于材料屈服极限 355 MPa 和抗拉强度 600 MPa,实际转速为 396~1980 r/min,远远小于各阶临界转速的最小值 27 330 r/min。**结论** 该封边机的主要零部件在工作中是安全可靠的。

关键词: 封边系统;人造板;涂胶装置;有限元分析

中图分类号: TB482.2; TB487 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2015)23-0094-05

Finite Element Analysis of the Key Components of Sealing System

YANG Chun-mei, ZHAO Hong-yuan, REN Hong-e
(Northeast Forestry University, Harbin 150040, China)

ABSTRACT: In order to ensure that the main components of a sealing machine could work safely and reliably, the mechanical analysis of the parts was conducted. Using Ansys Workbench software to perform necessary static, dynamic and modal analysis for for some parts. The maximum stress and strain found by analysis were compared with the allowed stress and strain of the material, and the critical speed was compared with the actual speed. It was found by the analysis that the maximum stress was 2.0697 MPa, which was far less than the material yield limit of 355 MPa and the tensile strength of 600 MPa, while the actual speed was 396~1980 r/min, which was much smaller than the minimum value of the critical speed 27 330 r/min. In conclusion, the main components of the sealing machine were safe and reliable in operation.

KEY WORDS: sealing system; wood-based panels; gluing device; finite element analysis

人造板在使用之前都需要进行封边处理,不但可以增长其使用寿命,还可以根据购买者的意愿美化包装材料^[1],使板材美观、实用等,满足人们对现代家具的个性化需求。封边系统组成包括:带盘装置、熔胶装置、涂胶装置、送带装置、压带装置、涂胶调整装置、切断装置、换带装置、支撑所有系统的支架以及其他的辅助系统^[2]。封边系统的工作流程是:系统开始工作,板坯进给系统工作,将板材送入封边系统,涂胶装置首先工作,涂胶调整装置推动涂胶装置整体靠近板材,气缸推动摇臂使涂胶辊贴紧板材进行涂胶。涂胶

工序结束后,送带装置将封带送入,沿着导向块的间隙将封带送到板材的涂胶边,此时,封带压紧装置气缸工作,推动5个压辊同时将封带压在板材上,使其充分结合,完成封边。

Ansys Workbench 是一个集成了 Ansys 所有功能和第三方 CAE 系统的面向用户开发的通用 CAE 平台。类似于一个“傻瓜”型的专用的 CAE 系统,以方便一般用户的使用^[3-4],因此 Ansys Workbench 同样可以用来模拟分析复杂环境中的实际工程问题,它通过项目流程图的形式将各个分析系统连接在一起,使得分

收稿日期: 2015-03-22

基金项目: 国家林业局引进 948 项目(2014-4-77)

作者简介: 杨春梅(1977—),女,博士,东北林业大学副教授、硕士生导师,主要研究方向为材料的微细加工和视频检测以及建模仿真。

析过程简洁高效。分析过程中,一般将物理模型进行简化,再将简化模型进行有限元网格划分,然后根据实际受力和约束等施加载荷和边界条件,最后设定求解目标、运行求解,得到分析结果,分析系统之间通过共同变量建立关联。

1 静力学分析原理

静力分析可分为线性静力分析和非线性静力分析。线性静力分析用来计算结构在固定不变载荷作用下的位移、应力、应变及约束反力等参数变化情况下,线性静力分析不考虑惯性和阻尼的影响。固定不变载荷可以是惯性载荷或是随时间变化非常缓慢的可以近似为静力作用的载荷,具体可分为以下几种:外部施加的作用力、压力,稳态的惯性力(如重力和离心力),位移载荷,温度载荷。非线性静力分析的主要特征是结构刚度发生显著变化,作用载荷与结构响应不满足胡克定律,这里不作具体分析。

由经典力学理论知道物体的动力学通用方程是^[5]:

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

式中:[*M*]为质量矩阵;[*C*]为阻尼矩阵;[*K*]为刚度系数矩阵;{*x*}为位移矢量;{*F*}为力矢量。在线性静力结构分析中力不随时间变化,因此可将与时间有关的参数全部忽略,于是从式(1)得到以下方程:

$[K]\{x\}=\{F\}$ (2)

位移{*x*}便可由式(2)求得,式中[*K*]为常量矩阵且必须连续,相应的材料需要满足线弹性和小变形理论,边界条件可以是非线性的。{*F*}为静力载荷,不需要考虑随时间变化的载荷及惯性(如质量、阻尼等)的影响。

1.1 涂胶调整装置长轴的静力学分析

在涂胶调整装置中,连接45°螺旋齿轮的轴已经属于细长轴的范畴。45°螺旋齿轮传动对连接轴的同轴度有非常高的要求,如果连接轴的强度达不到要求,则会出现弯曲变形,涂胶调整装置就无法正常工作,或者达不到要求的精度。出现这些问题都会影响机器的正常工作,对整体涂胶调整装置的细长轴作静力学分析是非常有必要的,长轴的受力分析见图1。

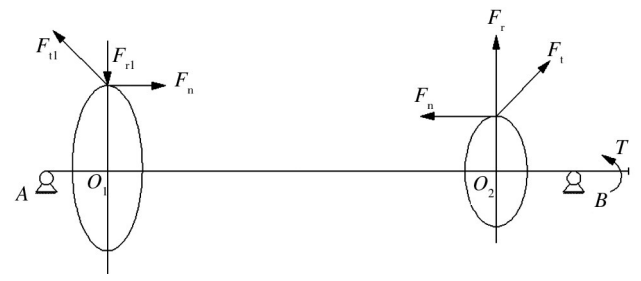


图1 长轴受力分析
Fig.1 Long axis stress analysis diagram

秉承 Ansys 分析的原则,还是要将轴的部分特征去掉,分析之前,把长轴的联轴器孔以及与齿轮连接的键槽去掉。

- 1)导入模型。用前面导入基板的方法同样导入长轴,见图2a。
- 2)定义材料。根据长轴的受力情况可以看出,长轴的整体受力比较大,因此需要更高的强度与刚度,长轴的材料选用45号钢,在前面基板分析中已经定义好45号钢的各项系数,直接给长轴定义材料即可^[6]。
- 3)网格划分。使用软件默认设置对长轴进行网

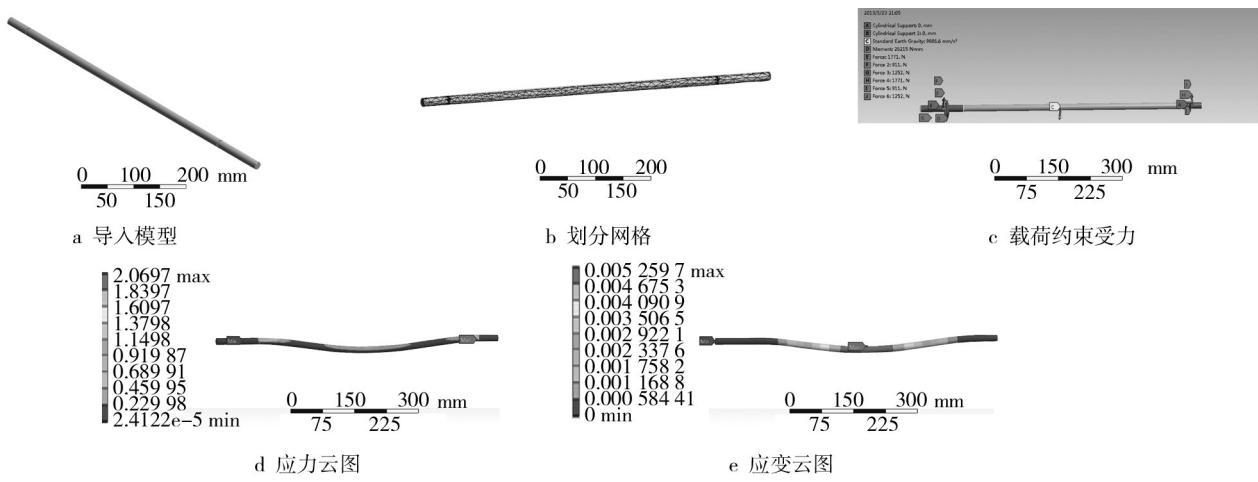


图2 长轴静力分析
Fig.2 Long axis static analysis chart

格划分,见图2b。

4) 载荷及边界条件的添加。对于长轴,受到的载荷主要有:扭矩、圆周力、径向力、轴向力。具体添加载荷之后的对应位置为: D 点为扭矩 $T=26\ 215\ \text{N}\cdot\text{mm}$, E 、 H 为齿轮给予的圆周力 $F_t=1771\ \text{N}$, F 、 I 为齿轮给予的径向力 $F_r=911\ \text{N}$, G 、 J 为轴上所受的轴向力 $1252\ \text{N}$ 。在长轴的中心位置添加一个重力加速度,轴用挡圈的位置添加固定约束,见图2c。

5) 定义完所有的载荷约束后,点击Solve按钮,对长轴进行有限元求解,得到对应的应力、应变图,见图2d, e^[7]。

1.2 涂胶调整装置长轴的静力学分析结果

根据材料的强度理论,当结构承受的载荷达到一定值时,材料受应力影响最集中处会先发生破坏,因此机构中各零部件必须具备足够的强度与刚度,即各个部分的应力值都不允许超过材料的许用应力极限,且最大的变形量也应小于材料许用范围。

经过分析长轴静力学分析应力、应变图可知:长轴的应力范围为0.229~2.069 MPa;最大位置出现在与电机连接的相对一侧,最大应力为2.0697 MPa,远远小于材料屈服极限355 MPa和抗拉强度600 MPa。

从应变云图可以得知机构刚度特性,机构的最大位移发生在长轴的中间部位,由分析知最大位移约为0.0053 mm,其余部分变形则更小,均满足设计要求。

2 动力学分析原理

机械结构分析中有很多情况是不能简化成静力学的,比如对于随时间变化的载荷对系统结构的影响,必须用动力学方法进行解析^[13]。与静态分析不同,动力学分析过程中不仅要考虑随时间变化的力荷载的影响,还要考虑动载荷对阻尼和惯性的影响。结构动力学有多种分析类型:模态、瞬态、谐响应、随机振动分析^[10]等,因此,在进行动力学分析前要明确问题所对应的分析类型。

结构动力学通用运动方程已在前面给出,模态分析时,方程中令 $F(t)=0$, $[C]$ 一般忽略;谐响应分析时, $F(t)$ 和 $x(t)$ 都假设为谐函数,例如 $X\sin(\omega t)$,其中 X 是振幅, ω 是频率(rad/s);瞬态动力学分析,方程保持原有形式。

在动力学分析中的多种类型中,每种类型的分析都能够得到不同的分析结果,针对机床的不同指标进行检测,其中模态可以算是基础分析,可以确定零部

件的固有频率,以避免共振的发生^[12]。在产品的设计过程中,进行模态分析可以预先避免可能引起的共振,同时也是谐响应分析、谱分析和瞬态动力学分析的前期分析过程,因为结构的振动特性决定了结构对各种动载荷的响应情况。

有限元模态分析的本质就是求矩阵特征值的过程,模态分析得到的参数,能够为机床的结构优化和由振动引起的故障等提供改进参照^[11]。

典型无阻尼结构自由振动运动方程为^[5]:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (3)$$

当发生谐振时,即 $\{x\}=\{\phi\}\sin(\omega t + \phi)$ 时,上述方程为:

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

其中: ω 是系统固有频率; $\{\phi\}$ 是模态振型向量。故对于一个结构的模态分析,其固有圆周频率和振型都能从上面矩阵方程式中得到。模态分析主要是针对零部件的固有频率及振型,与外部载荷与约束没有关系,因此分析中可以忽略很多参数的影响,只需要添加其固定约束即可。

Ansys Workbench中模态分析类似于静力学分析过程^[8],其基本过程见图3。

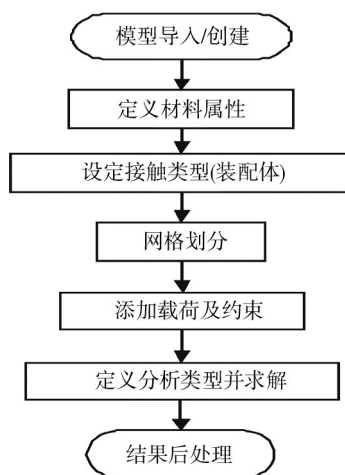


图3 模态分析基本过程

Fig.3 Basic process of modal analysis

2.1 涂胶辊轴模态分析

涂胶辊轴部件在封边系统中起到至关重要作用,轴部件一端通过五杆机构,将动力传递至涂胶辊,因此,涂胶辊轴部件应具备相应的旋转精度、振动稳定性和结构工艺性等。设计中材料选用45号优质碳素结构钢,因其对应力集中的敏感性小且成本低。对于有预应力模态分析问题,需先进行结构静力分析。对

于主锯轴的分析属于自由振动分析,因此不考虑外载荷影响^[10]。

模态分析的过程基本与静力学分析的过程一致,大致如下。

- 1) 导入模型。方法与静力学分析方法一样。
- 2) 编辑材料。通轴的3个零件均使用45号钢。
- 3) 网格划分。网格划分使用系统默认的设置进行划分^[9],见图4a。

4) 固定约束。涂胶辊轴部件中,主要有3个固定约束,胶辊轴的末端与五杆的上端圆盘相连,通过螺钉固定,在这里添加一个固定约束。另外2个约束是安装轴承的地方,添加2个轴承的约束即可,见图4b。

5) 求解分析。添加完固定约束后,设置求解总变形,选择工具栏中的变形选项,执行Total命令,之后在分析树中会列出总变形的选项。由于分析前选择了系统默认配置的6阶模态,所以将第一个生成的总变形更改名字以便于识别。使用同样的方法生成其他五阶的模态分析结果。点击Solve进行求解。

2.2 涂胶辊轴模态分析结果

模态分析的结果能够为整个机床的设计提供更加有力的保障。通过模态分析能够对原有机构的动态特性有更深入的了解,还能在原有结构的基础上,构想改进方案,预测改进后的零部件特性。对模态分析结果进行分析后,可以为机床的结构振动故障、噪声控制等方面提供理论依据^[14-15]。运用有限元模态分析能够获得涂胶辊轴部件的前6阶固有频率及对应频率的振型,见图5。由涂胶辊轴的模态分析结果,可了解涂胶辊轴在不同频率下的振动对其的影响,预计涂胶辊轴在不同频率下的实际振动响应,寻找其薄弱环节。由公式 $n=60f$ (n 为转速(r/min), f 为频率(Hz)),可

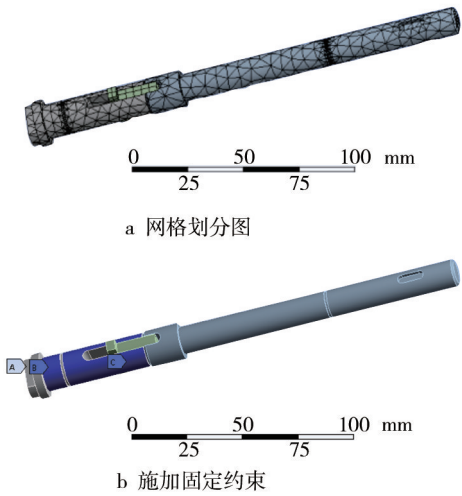


图4 模态分析过程
Fig.4 Modal analysis process

得出相应的临界转速范围^[17],见表1。该转速对整个机床的旋转类零部件设计提供了可靠的依据,在选择

表1 胶辊轴部件前6阶固有频率、相应振型描述和临界工作转速的转换

Tab.1 The first six natural frequencies, corresponding vibration mode description, and critical working speed conversion of rubber roller shaft component

阶数	固频率/Hz	振型描述	转速/(r·min ⁻¹)
1	455.50	胶辊轴部件末端稍弯曲	27 330
2	468.16	胶辊轴部件末端弯曲	28 089.6
3	2655.4	胶辊轴部件中部弯曲	159 324
4	2737.9	胶辊轴部件扭曲振动	164 274
5	5909.5	胶辊轴部件末端变粗	354 570
6	6885.7	胶辊轴部件上下振动	413 142

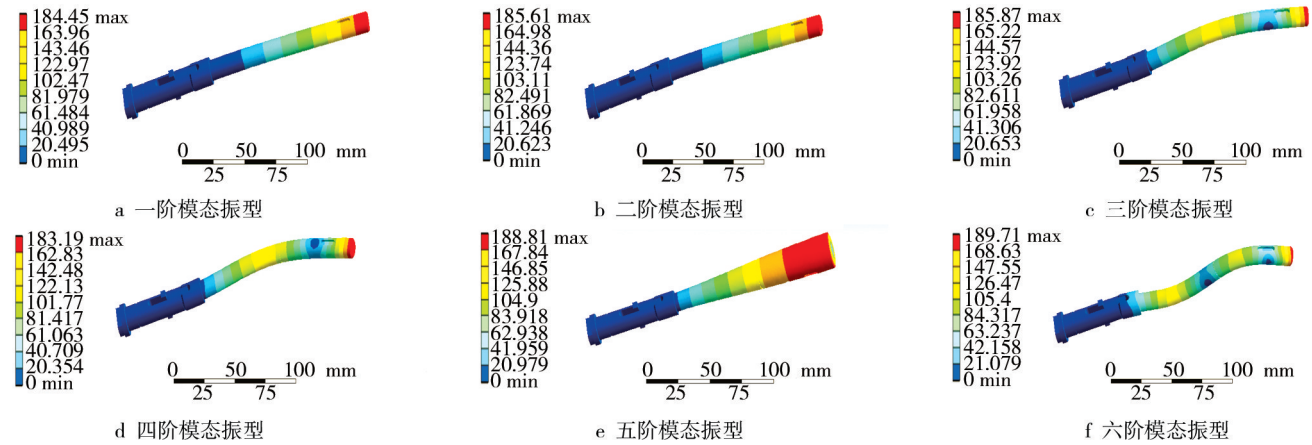


图5 胶辊轴部件模态振型
Fig.5 Modal vibration mode of rubber roller shaft component

数控直线封边机封边系统的所有电机、减速器时,应事先考虑到临界转速的问题,尽量避免所有的旋转轴达到或超过临界转速^[16]。

通过表1可以看出,一阶的固有频率对应的临界转速为27 330 r/min,其余的5阶频率下临界转速远高于一阶频率下的临界转速,涂胶辊的转速范围是396~1980 r/min。可以看出,即使一阶频率下的临界转速也远远高于涂胶辊的最高转速,所以该涂胶辊在工作时是安全的。

3 结语

在了解机械结构静力学与动力学分析方法基础上,对涂胶调整装置长轴与涂胶辊轴进行了分析,得出具体结论:使用有限元分析软件Ansys Workbench对涂胶调整装置的长轴进行了静力学分析,检验了设计的合理性。通过分析,找出了最大应力与应变,与材料的许用应力、应变进行比较,得出了该长轴设计合理、工作可靠的结论;对涂胶辊轴部件进行了模态分析,得出了前6阶固有频率和振型,并计算出了涂胶辊轴的最大临界转速,从计算结果看出,涂胶辊轴的各阶临界转速均远远高于其实际转速,因此验证了该涂胶装置结构设计非常合理。

参考文献:

- [1] 戴宏民,戴佩燕,周均. 中国包装机械发展的成就及问题[J]. 包装学报,2012,4(1):61—65.
DAI Hong-min, DAI Pei-yan, ZHOU Jun. The Development Achievements and Problems of China Packaging Machinery[J]. Packaging Journal, 2012, 4(1): 61—65.
- [2] 战丽,林伟芬,于盛通. 曲线封边机结构分析及其封边系统结构设计[J]. 林业机械与木工设备,2012,40(7):33—35.
ZHAN Li, LIN Wei-fen, YU Sheng-tong. Structural Analysis of a Curve Edge Banding Machine and Structural Design of Its Edge Banding System[J]. Forestry Machinery & Woodworking Equipment, 2012, 40(7): 33—35.
- [3] XIE Zhi-jiang, SUN Yu, LI Cheng, et al. Structural Optimization Design of Carrying Manipulator Based on ANSYS Workbench[J]. Machinery & Electronics, 2010(1):65—67.
- [4] SANDAL J. Experimental Platform for Advanced Wood Machining Research[C]// 19th International Wood Machining Seminar, 2009:254—259.
- [5] 凌桂龙,丁金滨,温正. ANSYS Workbench 13.0从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社, 2010.
LING Gui-long, DING Jin-bin, WEN Zheng. ANSYS Workbench 13.0 from Entry to Master[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2010.
- [6] 罗书强. 面向成本设计技术在包装机械设计中的应用[J]. 包装工程,2008,29(5):112—125.
- LUO Shu-qiang. Research on Application of Design for Cost in Packaging Machinery Design[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(5): 112—125.
- [7] KAISER J O A. Contour Edge Banding: The Shape of Things to Come[J]. Wood & Wood Products, 2007(6):12—32.
- [8] 浦广益. ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M]. 北京:中国水利水电出版社,2010.
PU Guang-yi. ANSYS Workbench 12 Based Tutorial with Detailed Examples[M]. Beijing: China Water Power Press, 2010.
- [9] 贺兵,刘扬. 模块化设计在包装机械设计中的应用[J]. 包装工程,2008,29(10):140—142.
HE Bing, LIU Yang. Application of Modular Design in Packaging Machinery Design[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(10): 140—142.
- [10] 罗筱英,唐进元,曾韬,等. 数控弧齿锥齿轮磨齿机主轴系统的有限元分析[J]. 机械传动,2004(2):10—12.
LUO Xiao-ying, TANG Jin-yuan, ZENG Tao, et al. Finite Element Numerical Arc Bevel Gear Grinding Machine Spindle System Analysis[J]. Mechanical Transmission, 2004(2): 10—12.
- [11] 李厚民. 蜂窝纸板受压时的有限元分析[J]. 包装工程, 2006, 27(1): 34—36.
LI Hou-min. FEM Analysis of the Compression Properties of Honeycomb Paperboard[J]. Packaging Engineering, 2006, 27(1): 34—36.
- [12] ROESSET J M, WHITMAN R V, DOBRY R. Modal Analysis for Structures with Foundation Interaction[J]. Journal of the Structural Division, 1973, 99(3):399—416.
- [13] 张继红,王桥医. 包装机械系统运动方案的创新设计[J]. 包装工程,2007,28(2):72—74.
ZHANG Ji-hong, WANG Qiao-yi. Creative Design of Packing Machinery System Movement[J]. Packaging Engineering, 2007, 28(2): 72—74.
- [14] 宁波,吕志军,娄文斌. 基于ANSYS Workbench的堆垛机结构分析与优化[J]. 机械设计与制造,2012(6):71—73.
NING Bo, LYU Zhi-jun, LOU Wen-bin. Stacker Based Structural Analysis and Optimization of ANSYS Workbench [J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2012(6): 71—73.
- [15] MAHERI A, NOROOZI S, VINNEY J. Application of Combined Analytical/FEA Coupled Aero-structure Simulation in Design of Wind Turbine Adaptive Blades[J]. Renewable Energy, 2007, 32(12): 2011—2018.
- [16] 朱建萍,王鹏. 包装机械设计方法研究[J]. 包装工程,2007, 28(7):89—91.
ZHU Jian-ping, WANG Peng. Research on the Design Methods of Packaging Machinery[J]. Packaging Engineering, 2007, 28(7): 89—91.
- [17] 袁安富,郑祺. 基于ANSYS的机床模态分析[J]. 电脑知识与技术,2008(1):177—193.
YUAN An-fu, ZHENG Qi. ANSYS Modal Analysis Based Machine[J]. Computer Knowledge and Technology, 2008(1): 177—193.