

书本打包机推书机构结构动力学分析

魏玉杰, 贺红林

(南昌航空大学, 南昌 330063)

摘要: 针对图书物流中打包机的推书机构高速运动产生振动的问题, 分析了推书机构的关键零部件, 包括摆杆、动力轴和槽形凸轮。首先利用 SolidWorks 建立了推书机构的实体模型, 然后分别导入 ANSYS 软件和 ADAMS 软件中进行有限元分析和动力学分析。结果表明, 摆杆、动力轴和槽形凸轮的振动和运动特性满足工程实际应用要求, 为推书机构的优化设计提供了必要依据。

关键词: 书本打包机; 推书机构; 动力学分析

中图分类号: TB486⁺.03 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2012)13-0005-05

Structural Dynamic Analysis of Pushing Mechanism of Book Packer

WEI Yu-jie, HE Hong-lin

(Nanchang Hangkong University, Nanchang 330063, China)

Abstract: The key part of pushing mechanism was analyzed, which included pendulum, power shaft, and grooved cam, to solve the vibration problem caused by high-speed pushing mechanism of book packer. The solid models of the pushing mechanism were built using SolidWorks software. The models were then transmitted into ANSYS and ADAMS software, in which the finite element analysis and dynamics analysis were completed. The simulation result showed that the vibration performance and dynamic characteristics of pendulum, power shaft, and grooved cam can meet the requirements of practical engineering application.

Key words: book packer; book pushing mechanism; dynamic analysis

现代经济生活中, 绝大多数产品都需要经过包装才能进入流通领域。商品的包装要借助包装技术及设备, 包装设备在包装过程中是不可缺少的工艺手段^[1]。全自动书本打包机是一种集书摺自动搬运、输送、书摺包装纸自动折纸、书摺自动裹包和自动捆扎等多种功能于一体的图书自动打包系统。研究的推书机是用于图书产品打包的自动化包装生产设备之一, 随着市场经济的发展, 图书需求量不断增加, 图书物流业对打包机运行速度的要求也越来越高。打包机高速运动所产生的振动等现象是机械系统常见问题, 由于振动会造成机械结构的疲劳或振动, 从而影响其寿命, 因此对机构做有限元分析和动力学分析, 了解机构本身具有的特性, 即结构的固有频率和振型以及其运动特性, 将会避免在工程中因共振或受力等

因素造成的不必要的损失^[2-4]。

1 打包机推书机构

书本打包机推书机构主要由一套凸轮连杆机构和一个齿轮齿条位移放大机构组成, 其结构见图 1。其中过载保护装置(在图 1 中用矩形块代替)通过电缆与主控装置连接, 其作用是一旦推书过程中发生过载或是卡位时便可立即停车, 使推书构件各部件得到有效保护。该机构完成的工艺动作主要是将书摺和包装纸一起向前推动, 包装纸在运动中自动包拢书摺的上下两面及后侧面, 完成包书作筒动作, 以便进行下一步包书折角工艺。图 1 中凸轮与主传动轴相联, 主传动轴在图 1 中并未标出, 电动机带动主传动轴和槽形凸轮高

收稿日期: 2012-04-18

作者简介: 魏玉杰(1987—), 男, 湖北孝感人, 南昌航空大学硕士生, 主攻包装机械和精密驱动技术。

通讯作者: 贺红林(1967—), 男, 博士, 南昌航空大学教授, 主要研究方向为超声电机技术、精密驱动技术、包装技术, 发表论文 40 多篇。

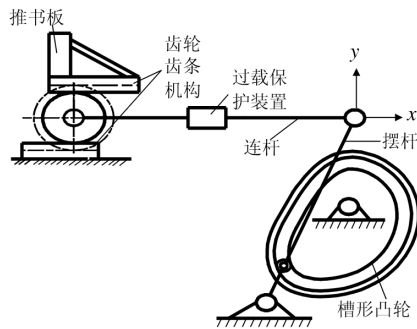


图 1 推书机构结构
Fig. 1 Diagram of book pushing mechanism

速转动;摆杆一侧的支杆从动件嵌在凸轮槽中,槽形凸轮的转动带动摆杆在一定角度范围内往复摆动;摆杆的一端与连杆相联,连杆又与齿轮齿条中的齿轮轴相联,齿轮轴一方面带动齿轮在下齿条上作滚动,另一方面带动下齿条和推书板在 x 方向往复运动,完成将书擦和包装纸推送的动作。在打包推书机构中,槽形凸轮和摆杆是最重要的构件,其刚度与强度以及动态特性直接影响着整个推书机构的工作性能和寿命。

2 推书机构有限元分析

有限元模态分析一般用于分析结构的振动特性,即确定结构的振动频率和振型^[5]。在推书机构中,摆杆和槽形凸轮是最重要的零件之一。固有频率反映了该结构的刚度等特性,推书槽形凸轮结构的可靠性以及结构在受力作用下的强度和刚度参数直接关系到推书机构的使用性能和寿命,分析流程见图 2。

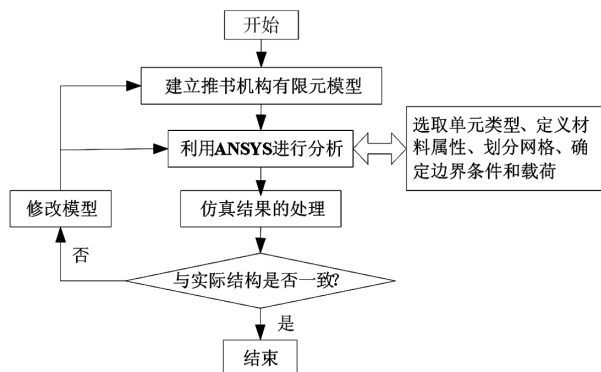


图 2 推书机构的有限元法分析流程
Fig. 2 Flow of FEA for the book pushing mechanism

2.1 摆杆的强度分析

2.1.1 建立分析模型

在 SolidWorks 中建立摆杆的三维模型,然后利

用 SolidWorks 与 ANSYS 的通用图形数据格式 Parasolid 导入 ANSYS,便可直接在 ANSYS 中读取摆杆零件信息^[6],见图 3。



图 3 摆杆的有限元分析模型
Fig. 3 FEA model of the pendulum

2.1.2 确定强度分析工况

根据打包机中推书机构的工作状态,主要考虑其动载和制动 2 种工况。在书本打包机系统中:当主电机因故障停转,整个打包机主传动系统将处于过载或停止状态,从而使得推书机构处于动载或制动工作状态;另外当被推书擦卡位或过载时,也可使得推书机构处于动载或停止工作。推书机构中的摆杆零件处于动载和制动工作状态下的受力情况分别见图 4a, b,根据力和力矩平衡原理进行分析。

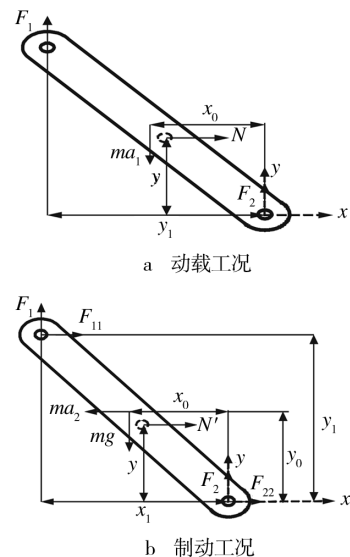


图 4 动载及制动工况下的受力分析
Fig. 4 Stress analysis of dynamic load and braking condition

1) 动载工况。摆杆上端轴孔处可视为自由,下端销孔可视为铰支,设摆杆中间的从动支杆受集中载荷 N :

$$F_1 + F_2 = ma_1$$

$$F_1 y_1 + N y = m a_1 x_0$$

2) 制动工况。摆杆上端轴孔可视为铰支,下端销孔可视为固定,设摆杆中间的从动支杆受集中载荷 N' :

$$F_1 + F_2 = m g$$

$$N' + F_{11} + F_{22} = m a_2$$

$$m a_2 y_0 + F_1 x_1 + F_2 y_1 + N y = m g x_0$$

式中: m 为摆杆总质量(kg); N, N' 为支杆侧向载荷(N); F_1 为上接点垂直载荷(N); F_{11} 为上接点水平载荷(N); F_2 为下接点垂直载荷(N); F_{22} 为下接点水平载荷(N); x_0 为摆杆质心距原心水平距离; y_0 为摆杆质心距原心竖直距离; x_1 为上接点距原心垂直距离; y_1 为上接点距原心竖直距离; y 为侧向载荷距原点的竖直距离。以上方程代入数值计算,结果得:动载工况下水平、垂直、侧向的最大载荷分别为 17 830, 55 673, 356 N;制动工况下水平、垂直、侧向的最大载荷分别为 22 695, 16 040, 192 N。

2.1.3 各工况的变形和应力分析

1) 处于动载工作状态时的分析,见图 5。

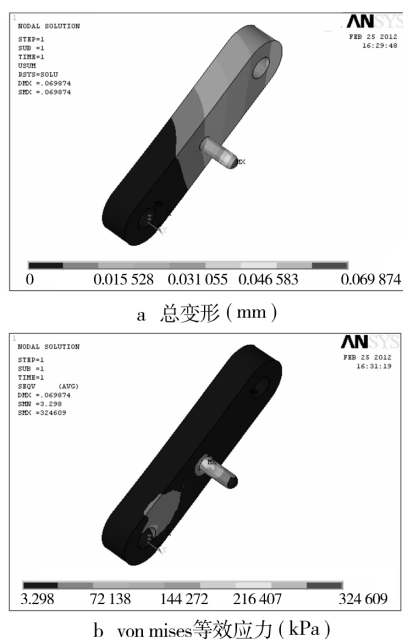


图 5 动载工作状态下变形及应力分析云图

Fig. 5 Deformation and stress analysis of dynamic load cloud images in working condition

分析得,原结构在动载工况下,摆杆作用区域最大应力为 213 MPa。对于两向应力状态的受载零部件,塑性材料可按第 3 或第 4 强度理论求出等效单向应力 σ ,其静力判据为 $\sigma \leq [\sigma]^{[2]}$ 。16Mn 钢材料的许用应力一般取均值 225 MPa,可知摆杆强度设计满足

要求。

2) 处于制动工作状态时的分析,见图 6。

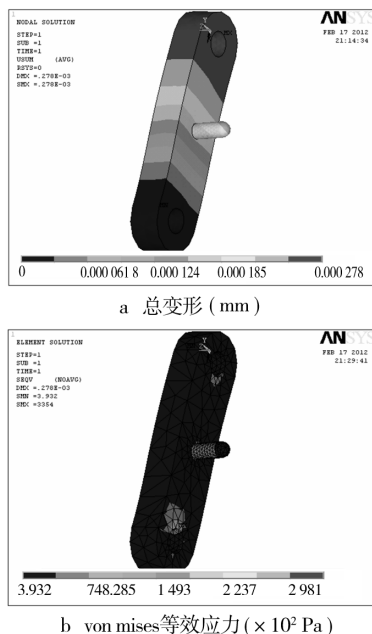


图 6 制动工作状态下变形及应力分析云图

Fig. 6 Deformation and stress analysis of brake state cloud images in working condition

分析得,原结构在制动工况下,摆杆最大应力值为 126 MPa。采用动载工况同样的判别方法,可知制动工况应力没有超出其许用应力,摆杆强度设计满足要求。

2.2 槽形凸轮有限元模态分析

推书机构的槽形凸轮存在无限多个固有频率及对应的无限多个振型,高阶振型的阻尼值一般较高,在振动中作用较小。在推书机构实际工况中,主要振型形式体现在低阶模态上,所以模态分析主要集中在影响较大的低阶模态上。提取前 8 阶振动模态,对其进行有限元模态分析,得到其前 8 阶固有频率和振型,从而分析其在实际工作中的振动情况。

主要通过以下 3 步建立槽形凸轮有限元模型,见图 7。

1) 采用 SolidWorks 建立推书机构槽形凸轮的三维模型,并将实体模型另存为 Parasolid 格式的文件,导入有限元分析软件 ANSYS 中。

2) 定义模型的材料特性和单元属性,弹性模量 $E = 201 \text{ GPa}$,泊松比 $\mu = 0.33$,密度 $\rho = 7\ 805 \text{ kg/m}^3$,实体单元 Solid Brick 12node 45。

3) 选择大小为 0.001 mm 的四面体形状单元对

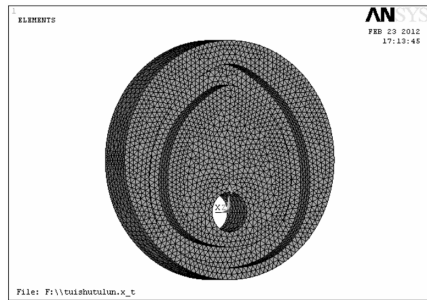
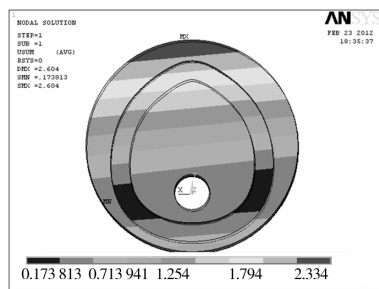


图7 槽形凸轮有限元模型

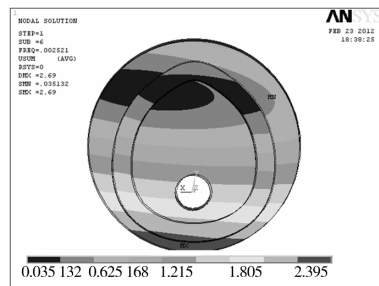
Fig. 7 Finite element model of the grooved cam

凸轮模型进行网格划分,并采用 BlockLanczos 法求解槽形凸轮机构模态。

在自由模态下分析,只考虑槽形凸轮本身,所以建立槽形凸轮有限元模型后,指定分析的模态提取数为8,模态扩展数为8,且将模态分析的计算频率段指定为0~20 kHz。其中振型模态图仅列出第1阶和第6阶,见图8。自由模态下前8阶固有振动频率依



a 第1阶自由振型模态图 (mm)



b 第6阶自由振型模态图 (mm)

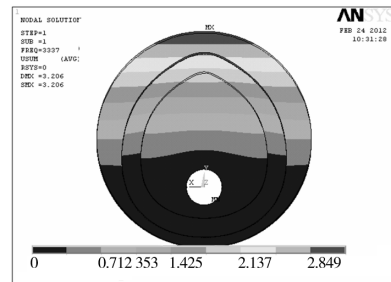
图8 自由模态下模态云图

Fig. 8 Nephogram of free state modal

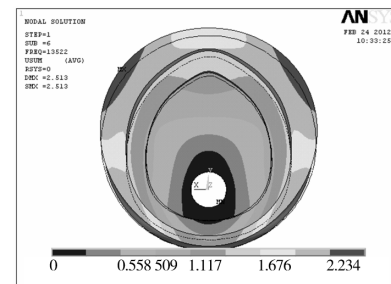
次为0,0,0.001 170 2,0.001 615 6,0.002 202 1,0.002 521 3,7 605.8,7 645。

在实际工作状态下,推书机中槽形凸轮的转动是通过动力分配轴带动的,而凸轮装在动力轴上,所以在其工作状态下应对槽形凸轮施加约束分析。即对凸轮孔施加 x, y, z 三个轴向的约束,设置的分析频率和阶数同自由模态。其中,振型模态图也仅列出第1

阶和第6阶,见图9。前8阶固有振动频率和振型描述见表1。



a 第1阶有约束振型模态图 (mm)



b 第6阶有约束振型模态图 (mm)

图9 约束模态下模态云图

Fig. 9 Nephogram of constraint state modal

表1 约束模态下固有振动频率和振型

Tab.1 Natural vibration frequencies and mode shapes of constraint modal

阶次	固有频率/Hz	凸轮振型描述
1	3 336.8	左、右部分前后轻微摆动
2	4 442.7	右下、左上部分前后摆动
3	4 502.4	右下、左上部分前后稍大幅度摆动
4	7 605.4	右下、左上部分扭转运动
5	10 487	边缘整体扭转运动
6	13 522	上、下部分前后摆动
7	14 392	左、右部分前后摆动
8	16 705	右下、左上部分扭转运动并有拉伸运动

3 推书机构槽形凸轮动力学分析

现如今,ADAMS 是一款最优秀的机械系统动态仿真软件之一^[7]。先用 SolidWorks 软件建立推书机构模型,并转换成 Parasolid 文件格式导入 ADAMS,导入的推书机构模型包含全部的几何信息、坐标系以及模型在坐标系中的位姿。在 ADAMS 中给实体添加材料属性、铰约束以及力载荷、力矩载荷,进行刚体动力学分析。推书机构 ADAMS 虚拟样机见图10。

因为打包机主电机匀速运转,经链条链轮传递和

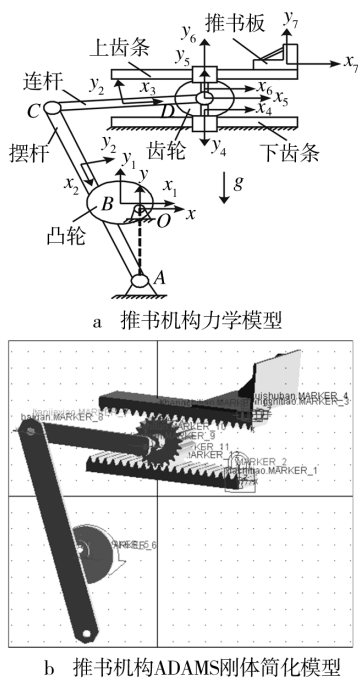


图 10 推书机构虚拟样机

Fig. 10 Virtual prototype of book pushing mechanism

正交锥齿轮传动的各部件相应地也作匀速转动,而采取凸轮连接方式运动的零部件则作非匀速运转。其中,推书机构中的槽形凸轮作往复间歇运动,因此,应考察该部件的位移、速度及加速度变化情况,以优化其运动特性。

3.1 位移分析

分别对推书槽形凸轮进行测试,得到位移与时间的关系曲线,见图 11a,可以看出,在 $0 \sim 6$ s 的测试范围内,该零件分别运动 12 个周期,与理论计算相符合,推书槽形凸轮从动件测试点的位移变化范围为 $75 \sim 150$ mm。

3.2 速度分析

推书槽形凸轮速度与时间关系曲线见图 11b,可以看出,在 $0 \sim 6$ s 的测试范围内,零件分别运动 12 个周期,与理论计算相符合;推书平面沟槽凸轮从动件速度曲线在每个周期内,都存在尖点,说明推书平面沟槽凸轮从动件在运动中产生了惯性力,推书机构产生了一定的柔性冲击。

3.3 加速度分析

推书槽形凸轮从动件加速度与时间关系曲线见图 11c,可以看出,每个周期内推书槽形凸轮从动件的加速度都存在尖点,说明加速度曲线不连续,即存在柔性冲击。

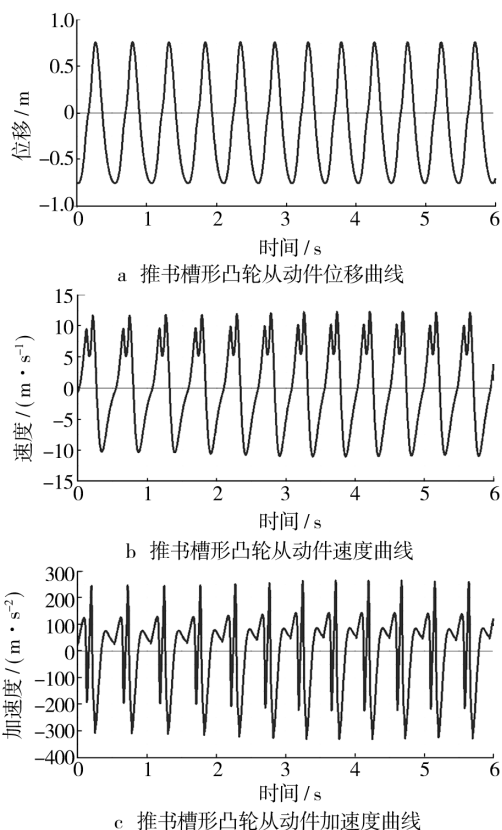


图 11 推书机构动力特性仿真曲线

Fig. 11 Simulation curve of dynamic characteristics of book pushing mechanism

4 结论

1) 有限元分析结果符合实际情况,通过推书机 2 种工况下的刚度和强度分析,摆杆设计满足要求。

通过其前 8 阶固有频率及相应的模态振型,可看出该机构有比较合理的动力学性能,槽形凸轮本身是不会发生共振现象的。对推书机构槽形凸轮自由模态分析和约束模态的分析对比,还可以看出,在自由模态下槽形凸轮振动时相对位移比较大,甚至出现大幅度的变形和扭转,但在约束模态下槽形凸轮固有频率比较高,振动时相对位移比较小,不容易和其他机构发生共振,符合实际工作要求。

2) 推书槽形凸轮从动件在每个转动周期内都存在速度和加速度尖点,由于转速较高,速度和加速度突变将产生较大的振动,这对系统的影响还是比较大的,其一是产生了噪声,其二是影响包装精度,另外,由于振动冲击的影响加快了对相关零部件的磨损和破坏,因而降低了零部件的使用寿命。在实际生产中

(下转第 21 页)

温度对于各评价指标的影响程度,见表3。

表3 各评价指标的方差值与相关性

Tab.3 The variance and relativity of evaluated indicators

评价指标	方差值	与贮藏温度的相关性
含 Vc 量	0.164	不相关
含可滴定酸量	0.471	不相关
质量损失率	0.000	极显著相关
感官品质	0.820	不相关
含可溶性固形物量	0.05	一般显著相关

4 结论

1) 包装方式对圣女果的质量损失率显著性方差值 $sig=0.012<0.05$,为一般显著相关。对 Vc 含量、可滴定酸含量、感官品质、可溶性固体含量均无显著相关性。

2) 低温贮藏对圣女果的质量损失率显著性方差值 $sig=0.000<0.001$,为极高显著相关;含可溶性固形物量的显著性方差值 $sig=0.05$,为一般显著相关。对含 Vc 量、可滴定酸、感官品质均无显著相关性。

3) 试验和实际观测表明:使用 LDPE, CPP 薄膜能够显著地延长圣女果的货架寿命,常温下由 4 d 延长到 6 d,使用 LDPE 与 CPP 薄膜包装的圣女果,贮藏期内其品质优劣基本一致;低温贮藏也可以延长圣女果的货架寿命,裸包由 4 d 延长至 12 d, MAP 由 6 d 延长至 16 d。从经济角度考虑圣女果的保鲜包装首选低温 LDPE 气调包装(内充空气)。

(上接第 9 页)

也验证了上述问题的存在和严重性。

参考文献:

- [1] 陈守强. 机械装备导论[M]. 西安:西安电子科技大学出版社,2008.
CHEN Shou-qiang. Introduction to Machinery And Equipment[M]. Xi'an: Xi'an University of Science and Technology Press,2008.
- [2] 王华平. 改造打包机提高打包质量[J]. 电子工程,2003(3):66-68.
WANG Hua-ping. Transformation Packer Packing Quality[J]. Electronic Engineering,2003(3):66-68.
- [3] CHAN H K, CHAN K L, Choy. Asystematic Approach to Manufaeturing Packaging Logistie [J]. Int J Ady Manuf Teehnol,2006,29:1088-1101.
- [4] 姚学兵. 东北地区全自动粮食包装机研究[J]. 包装工

参考文献:

- [1] 王家民,崔爽. 果蔬气调包装模型研究[J]. 包装工程,2005,26(4):1.
WANG Jia-min, CUI Shuang. Study on Model of Modified Atmosphere Packaging for Fruits and Vegetables [J]. Packaging Engineering,2005,26(4):1.
- [2] 许晓秋,段梦林,常津. 保鲜膜实用技术[J]. 保鲜与加工,2000(11):21-24.
XU Xiao-qiu, DUAN Meng-lin, CHANG Jin. Review of Fresh Keeping Film [J]. Storage Process,2000(11):21-24.
- [3] 王相友,李霞,王娟,等. 气调包装下果蔬呼吸速率研究进展[J]. 农业机械学报,2008,39(8):1-6.
WANG Xiang-you, LI Xia, WANG Juan. Advances of Respiration Rate in Modified Atmosphere Packaging for Fruits and Vegetables [J]. Transcations of the Chinese Society for Agricultral Machinery,2008,39(8):1-6.
- [4] 曹菲. 青菜薄膜包装的研究[D]. 天津:天津科技大学,2005.
CAO Fei. Study on the Film Packaging of Pak-Choi[D]. Tianjin: Tianjin University of Science and Technology, 2005.
- [5] 汤伯森,向贤伟,赵德坚. 包装生物学基础[M]. 北京:化学工业出版社,2009.
TANG Bo-seng, XIANG Xian-wei, ZHAO De-jian. Packaging Biological Basis [M]. Beijing: Chemical Industry Press,2009.
- [6] 程,2011,32(12):131-134.
YAO Xue-bing. Northeast Automatic Food Packaging Machine[J]. Packaging Engineering, 2011,32(12):131-134.
- [5] 丁敏峰. 12.0 ANSYS 有限元分析完全手册[K]. 北京:电子工业出版社,2011.
DING Min-feng. 12.0 ANSYS Finite Element Analysis Complete Manual[K]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry,2011.
- [6] 温熙森. 机械系统建模与动态仿真[M]. 北京:科学出版社,2004.
WEN Xi-sen. Mechanical System Modeling and Dynamic Simulation[M]. Beijing: Science Press, 2004.
- [7] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京:国防工业出版社,2006.
LI Zeng-gang. On ADAMS Entry Detailedexamples[M]. Beijing: National Defence Industry Press,2006.