

基于 Workbench 的纸盒生产设备主轴装置的分析及优化

董阳, 邓援超, 黄靖康, 周升
(湖北工业大学, 武汉 430068)

摘要: **目的** 以纸盒生产设备主轴装置为研究对象, 研究纸盒生产过程中误差精度的控制方法。**方法** 通过分析主轴装置在纸盒生产中的工艺要求和结构特点, 提取主轴装置模型的主要参数作为设计变量, 应用 Workbench 软件的响应曲面优化和拓扑结构优化这 2 个模块对主轴装置的静刚度和质量参数进行优化。**结果** 将优化结果应用于生产实际中, 不仅提高了该装置的静刚度, 而且减轻了质量, 也将纸盒生产误差精度控制在 0.2 mm 内。**结论** 为纸盒生产设备主轴装置的设计和 optimization 提供了一种新的方法。

关键词: 主轴装置; 静刚度分析; 优化设计; 误差精度

中图分类号: TB486⁺.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)17-0163-06

Analysis and Optimization of the Main Shaft Device of the Carton Production Equipment Based on Workbench

DONG Yang, DENG Yuan-chao, HUANG Jing-kang, ZHOU Sheng
(Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China)

ABSTRACT: The work aims to study the method to control the error precision in the process of carton production with the main shaft device of carton production equipment as the research object. According to the analysis on the process requirements and structural features of the main shaft device during the carton production, the key parameters of the main shaft model were extracted as the design variables. The static stiffness and mass parameters of the main shaft device were optimized with the response surface optimization and topological structure optimization modules in the Workbench software. The results of optimization, which were applied to the production practice, not only improved the static stiffness of the device, but also reduced the mass of the device. The error precision of the carton production was also controlled within 0.2 mm. A new method is provided for the design and optimization of the main shaft device of the carton production equipment.

KEY WORDS: main shaft device; analysis of static stiffness; optimal design; error precision

在包装机械行业中, 纸盒包装是一大类, 其中 3C 产品(计算机、通信和消费类电子产品)的包装盒属于高端精品包装盒, 生产精度要求很高^[1-2]。高端精品包装盒生产过程包括进纸、过胶、定位、包边、成型等工艺动作, 位于成型工位的主轴装置对此类包装盒的生产精度有很大影响。为了提高高端精品纸盒生产设备工作中的稳定性, 改善高速、高精度的性能, 发达国家的一些企业做了相关探讨与研究^[3-4]。府中全自动纸盒生产设备经过 4 代优化设计后, 推出了高速稳定纸盒

生产设备经典款 KZM-A500A 机型, 其纸盒生产误差精度可控制在 0.2 mm 内^[5-9]。

目前国内对高端精品纸盒生产设备的设计、优化主要集中在广东、江苏等地的一些纸盒生产设备研发企业, 江南大学和浙江工业大学等高校进行了纸盒生产设备的相关研究工作, 但与国外相比还有差距^[10-12]。这里基于 Ansys Workbench 的有限元分析, 对高端精品纸盒生产设备的主轴装置进行静刚度仿真, 对仿真结果进行分析与评估, 并进行响应曲面优化和拓扑结构

收稿日期: 2016-12-12

作者简介: 董阳(1991—), 男, 湖北工业大学硕士生, 主攻机械设计及理论。

通讯作者: 邓援超(1963—), 男, 湖北工业大学教授, 主要研究方向为机械设计理论及实用机械创新。

优化,使其在精度要求上和经济效益上达到最优。

1 主轴装置的结构及分析

主轴装置在纸盒生产设备中应具有良好的装夹功能及运动功能,更重要的是要达到较高的定位精度。通过 SolidWorks 软件建立主轴装置的结构模型,各零部件相互间通过螺栓连接,见图 1。主轴装置包括升降装夹部套、立板、加强筋、支撑臂这 4 部分,装夹功能和运动功能主要由升降装夹部套实现,高要求的定位精度主要靠主轴装置来保证。升降装夹部套可沿 z 轴方向上下运动,图 1 所示为升降装夹部套位于上下运动行程最低点时的状态。在实际生产要求中,纸盒的生产误差精度决定着成品纸盒的美观度以及工艺性效果,其设计数值应当严格控制在 0.2 mm 以内,即将 B 点的误差精度要求为 0.2 mm 作为关键设计参数。

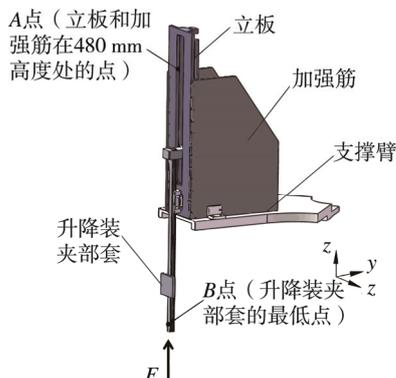


图 1 主轴装置的结构模型

Fig.1 The structure model of the main shaft device

主轴装置的误差精度受到多方面的影响,主要由主轴装置刚度、升降装夹部套的安装垂直度、各加工件的加工精度等因素决定,在此主要考虑和分析主轴装置对误差精度的影响。主轴装置中升降装夹部套受到 z 轴正方向的载荷力 F (图 1),此时可将升降装夹部套和立板视为一个整体,在只考虑 y 轴方向位移变化的前提下,支撑臂右端是固定不动的,图 1 的力学模型可简化为图 2 所示的悬臂梁结构。其特点是,主轴装置受力 F 后,支撑臂产生弯曲变形,升降装夹部套和立板构成的整体随支撑臂发生旋转,其沿 y 轴方向的位移主要由支撑臂的弯曲变形导致,由几何知识可得:

$$s_A/l_A = s_B/l_B \quad (1)$$

式中: l_A , l_B 分别是 A 点和 B 点在 z 轴方向上投影点坐标的数值; s_A 是 A 点在 y 轴方向的位移偏差; s_B 是 B 点在 y 轴方向的位移偏差。

综上所述, B 点的误差精度为 0.2 mm 是指 s_B 的数值为 0.2 mm,但 s_B 数值的检测较 s_A 数值的检测困难。由式 (1) 可知, s_B 与 s_A 的数值成正比关系,经

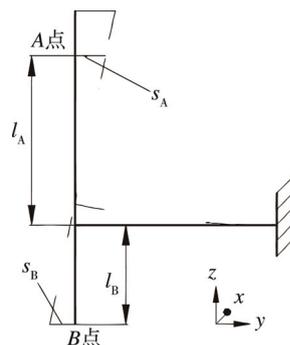


图 2 简化的悬臂梁结构

Fig.2 The simplified cantilever beam structure

计算,求得 A 点沿 y 轴方向上的误差精度 s_A 为 0.3 mm。等同于在生产实际中只需检测 A 点 y 轴方向的位移 s_A 是否在 0.3 mm 内即可判断生产误差精度是否达标。

2 模型简化与载荷添加

由图 1 可知,受载情况可转化为作用在立板上的 2 个载荷,包括施加在立板表面沿 z 轴正方向的载荷力 F 和绕 x 轴顺时针旋转的载荷力矩 M (见图 3)。结合实际生产情况可知载荷力为 200 N,载荷力矩为 $-10\ 050\ \text{N}\cdot\text{mm}$ 。

对结构模型进行分析,并利用 SolidWorks 软件对主轴装置局部特征如螺钉孔、倒角、非关键零部件进行简化,见图 3。简化后的模型便于分析与计算,可以提高有限元分析的效率,又不会明显影响机架的强度和刚度^[13]。

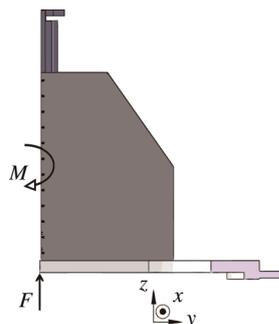


图 3 简化后的模型及载荷

Fig.3 The model and loads after simplification

将简化后的模型导入 Ansys Workbench 中,完成几何模型的转换。材料采用铝合金,其密度 $\rho=2770\ \text{kg}/\text{m}^3$ 、泊松比为 0.33、弹性模量 E 为 71 GPa;针对不同接触形式创建接触;以自动网格划分为主,设置网格尺寸大小单元为 40 mm,将主轴装置划分为 42 649 个节点,23 821 个单元。

对简化后的模型定义约束和添加载荷,见图 4。图 4 中 C 点表示定义支撑臂右端为约束位置; D 点表示施加在立板表面沿 z 轴正方向、大小为 200 N 的载

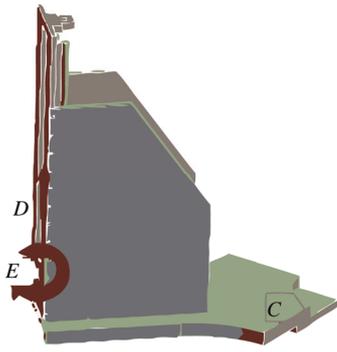


图 4 添加载荷与约束

Fig.4 Adding loads and constraints

荷力；E 点表示施加在立板表面绕 x 轴顺时针方向、大小为 10 050 N·mm 的载荷力矩。

3 刚度分析

主轴工作时位置固定，故只需对其进行静刚度分析。结构静力学用于计算在固定不变载荷作用下结构的效应，因此对现有结构进行静载荷分析可了解其结构位移的响应参数，为设计提供可靠依据。基于图 4 的结果进行有限元分析，主轴装置受静载荷作用下各单元沿 y 轴方向的位移结果见图 5。

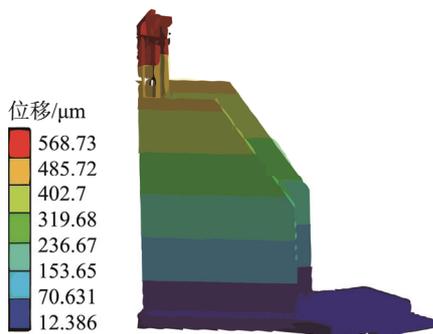


图 5 主轴装置受静载荷情况下各单元沿 y 轴方向的位移
Fig.5 The displacement of each unit of the main shaft device along the y axis in the case of the device under static load

由图 5 可知，在立板和加强筋的 z 轴方向上，越远离 xOy 平面的单元位移值越大，在立板的顶点处达到最大，且 A 点 y 轴方向的位移 s_A 达到 0.4027 mm，该数值超过了设计参数 0.3 mm 的要求。在实际工作中，A 点 y 轴方向位移 s_A 也超过了设计参数值，表现为此处结构刚度不足。

4 结构优化与验证

基于以上主轴装置的分析结果，利用 Ansys Workbench 的优化设计模块对加强筋进行改进，以达到刚度需求，且在保证刚度的条件下减轻其质量。

4.1 优化刚度和提高主轴装置精度

在满足设计条件的情况下，通过拓扑优化设计功

能的帮助，初始设计仅需设计 1 个矩形即可。再对矩形进行拓扑结构优化，即可确定最终结构。提高机械零部件的刚度可以采用以下几项措施：增大零件的截面尺寸；缩短零件的支承跨距；采用多点支承结构等。

基于增大零件截面尺寸的措施可知，截面尺寸对刚度的影响较大，加强筋的外形尺寸决定其截面尺寸。加强筋的原外形尺寸见图 6a，根据拓扑结构优化的要求将其规则化为矩形，见图 6b，其中筋板厚度为 10 mm。规则化后的加强筋的宽度 b_2 和高度 h_1 ，对其刚度影响较大。

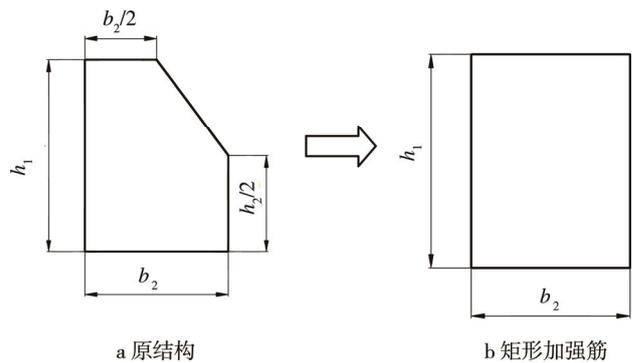


图 6 加强筋外形尺寸

Fig.6 Overall dimension of the reinforcing rib

对规则化后的矩形加强筋板条件下的主轴装置悬臂梁结构模型进行优化设计，必须构造其优化的数学模型。将图 2 中描述的梁结构等效成 2 段不同截面形状的悬臂梁结构模型，见图 7。图 7b 是第 1 段梁的 X-X 截面形状和尺寸，图 7c 是第 2 段梁的 Y-Y 截面形状和尺寸，这种梁结构模型自由端的挠度可利用刚度叠加法进行计算和求解。

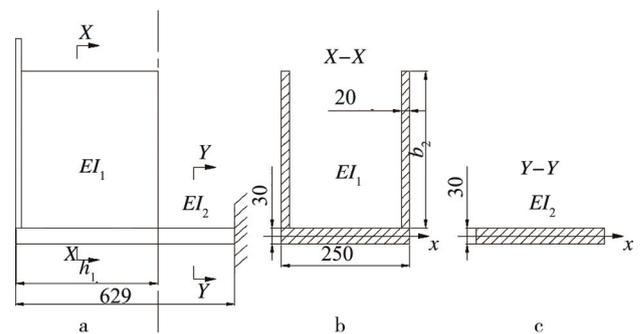


图 7 2 段不同截面形状的主轴悬臂梁结构模型

Fig.7 Cantilever beam structure model with two different section shapes

2 段变截面悬臂梁的自由端挠度计算公式^[14]为：
 $w_c = [F(l_1 + l_2)^3 + Fl_2^3(I_1/I_2 - 1)] / (3EI_1)$ (2)

式中： w_c 为 2 段变截面悬臂梁的自由端挠度； E 为该梁结构材料的弹性模量； I_1 和 I_2 分别为 2 段梁的不同截面绕 x 轴旋转的惯性矩； l_1 和 l_2 为 2 段梁的长度，分别等于 b_2 ，629 mm - b_2 ，其中 629 mm 为支撑

臂的总长度。

将此计算方法运用在主轴装置计算其自由端挠度时，需要计算主轴的 I_1 和 I_2 值： $I_1=20b_2^3/3+300b_2^2+4500b_2+562500$ ； $I_2=5.625\times 10^5$ 。

由以上分析可得到，矩形加强筋优化数学模型可表示如下：

$$\min w_{Ay}(b_2, h_1) = w_{Ay} = [629^3 F + F(629 - b_2 h_1)^3 (I_1 / I_2 - 1)] / (3EI_1) \quad (3)$$

模型约束条件： $g(b_2) = b_2 < 450 \text{ mm}$ ； $g(h_1) = h_1 < 640 \text{ mm}$ ； $b_2 > 225 \text{ mm}$ ； $h_1 > 320 \text{ mm}$ 。

式中： $w_{Ay}(b_2, h_1)$ 为目标函数，表示加强筋上 A 点沿 y 轴方向的挠度值； $g(b_i)$ 和 $g(h_i)$ 均为状态变量，其中 $i=1, 2$ 。

Design Exploration 模块中响应曲面优化主要用于直观观察输入参数的影响，通过图表的形式能够动态显示输入与输出之间的关系。利用该模块对矩形加强筋进行 DM 建模，选取宽 b_2 ，高 h_1 为输入，选取 y 轴方向的位移 s 为输出，并对其数值进行限定，分析得到设计点加强筋宽 b_2 、加强筋高 h_1 与 y 轴方向位移 s 的曲线关系，见图 8。

取响应点 (b_2, h_1) 为 $(420, 580)$ 时，求解 A 点 y 轴方向位移 s_A ，并与优化前的结果进行对比，见

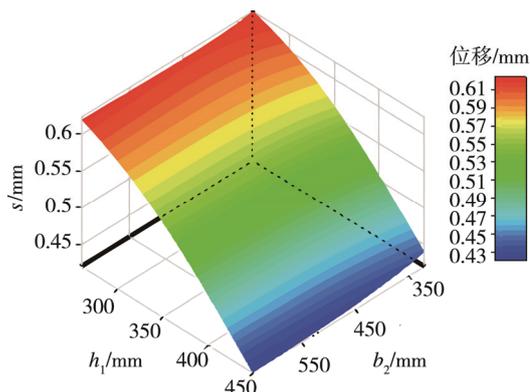


图 8 加强筋宽 b_2 、加强筋高 h_1 与 y 轴方向的位移 s 的曲线关系

Fig.8 The curve linear relationship among the length and width of reinforcing rib, the height of reinforcing rib and the displacement s of the y axis direction

表 1。由表 1 可得折算到 B 点 y 轴方向的位移 s_B 从 0.27 mm 降到了 0.18 mm ，小于 0.2 mm ，即该响应点满足设计要求。经刚度优化后，初步得到矩形加强筋尺寸为 $420 \text{ mm} \times 580 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 。

4.2 拓扑优化设计

由表 1 可得，矩形加强筋的质量从 4.72 kg 升到

表 1 矩形加强筋优化前后尺寸与位移对比

Tab.1 Comparison of the sizes and displacements before and after optimization of the rectangular reinforcing rib

类型	加强筋宽/mm	加强筋高/mm	加强筋厚度/mm	A 点 y 轴方向的位移/mm	折算到 B 点 y 轴方向的位移/mm	质量/kg
优化前	355	480	10	0.4027	0.27	4.72
优化后	420	580	10	0.27	0.18	6.75

了 6.75 kg ，提高了 43% 。拓扑优化设计功能可对质量进行优化，并获得最佳结构拓扑外形^[15]。现对以上获得的矩形加强筋进行拓扑优化设计，见图 9，约束条件是减小矩形加强筋 70% 的质量，且保证结构静刚度。

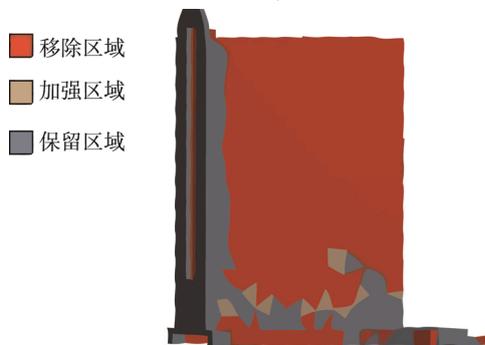


图 9 拓扑外形优化

Fig.9 Topology configuration optimization

将图 9 的拓扑优化设计结果应用到模型中进行分析，获得的结果见图 10，矩形加强筋在去除部分

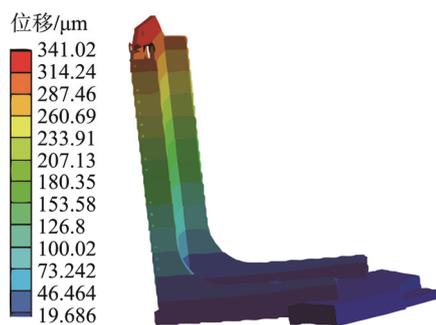


图 10 L 型加强筋优化后的位移

Fig.10 The displacement of the L type reinforcing rib after optimization

材料后，形状呈 L 型。将矩形加强筋和 L 型加强筋的分析结果进行对比，见表 2。由表 1—2 可得，加强筋的质量从最开始的 4.72 kg 降到了 2.023 kg ，降低了 57% ，且其折算到 B 点 y 轴方向的位移 s_B 保持在 0.2 mm 以内，符合要求。

4.3 实验验证

将以上分析结果应用于实际生产, 对 L 型加强筋在实际生产中各参数的大小通过实验测得, 并将其与 L

型加强筋有限元分析得到的理论参数值进行对比, 见表 3。运用百分表打表在主轴立板的 A 点处, 读取升降装夹部套分别在行程最高点和最低点位置时立板的弹性变形量数值, 数值之差即为 A 点在 y 轴方向的位移 s_A 。

表 2 矩形加强筋与 L 型加强筋有限元分析结果对比

Tab.2 The comparison of the results of finite element analysis between rectangular reinforcing rib and L type reinforcing rib

类型	加强筋宽/mm	加强筋高/mm	加强筋厚度/mm	A 点 y 轴方向的位移/mm	折算到 B 点 y 轴方向的位移/mm	质量/kg
优化前(矩形)	420	580	10	0.27	0.18	6.75
优化后(L型)	420	580	10	0.26	0.173	2.023

表 3 L 型加强筋理论参数值与实际生产的参数值对比

Tab.3 The comparison of theoretical and actual parameter values of the L type reinforcing rib

类型	加强筋宽/mm	加强筋高/mm	加强筋厚度/mm	A 点 y 轴方向的位移/mm	折算到 B 点 y 轴方向的位移/mm	质量/kg
理论参数值	420	580	10	0.260	0.173	2.023
实际生产中的参数值	420	580	10	0.27	0.18	2.023

实验数据表明, L 型加强筋理论参数值与实际生产中的参数值两者间的最大误差不超过 4%, 验证了以上优化分析结果的准确性。实际生产中应用优化后的设计, 抵抗弹性变形的能力提高了 32.5%, 且其质量降低了 57%, 该设计不仅提高了主轴装置的静刚度, 也减轻了质量。

5 结语

通过对纸盒生产设备主轴装置进行静刚度分析、曲面响应优化和拓扑结构优化设计, 不仅改善了主轴装置静刚度性能, 而且减轻了质量。为纸盒生产设备主轴装置的设计和优化提供了一种新的方法, 且可提高设备稳定性, 节约成本。

参考文献:

- [1] 李世良. 试论我国汽车电子类产品包装设计研究[J]. 中国包装工业, 2015(8): 33—34.
LI Shi-liang. Study on Packaging Design of Automobile Electronic Products in China[J]. China Packaging Industry, 2015(8): 33—34.
- [2] 牟信妮, 杜斯臻, 张荷兰, 等. 粘贴纸盒机械化生产工艺分析[J]. 包装工程, 2010, 31(17): 106—110.
MU Xin-ni, DU Si-zhen, ZHANG He-lan, et al. Analysis on the Process of Mechanized Production of Setup Cartons[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(17): 106—110.
- [3] 佚名. 日本纸盒包装创意设计[J]. 中国印刷与包装研究, 2014, 6(1): 75.
Anon. Creative Design of Carton Packaging in Ja-
- pan[J]. Printing and Packaging Research in China, 2014, 6(1): 75.
- [4] 唐唤清, 吕建华. 我国包装机械的现状与发展趋势[J]. 中国包装工业, 2015(18): 81—82.
TANG Huan-qing, LYU Jian-hua. Present Situation and the Development Trend of Packaging Machinery in Our Country[J]. China Packaging Industry, 2015(18): 81—82.
- [5] 金健. 礼品盒自动成型加工工艺: 中国, 104441-760A[P]. 2015-03-25.
JIN Jian. Automatic Molding Process of Gift Box: China, 104441760A[P]. 2015-03-25.
- [6] 唐书喜, 赵有斌, 马季威, 等. 自动装盒机开盒成型装置的研究与设计[J]. 包装与食品机械, 2015(4): 30—33.
TANG Shu-xi, ZHAO You-bin, MA Ji-wei, et al. Research and Design of Open-carton Former Device in Automatic Cartoning Machine[J]. Packaging and Food Machinery, 2015(4): 30—33.
- [7] 唐书喜. 全自动热熔胶封盒机的研究设计[D]. 北京: 中国农业机械化科学研究院, 2015.
TANG Shu-xi. Research and Design of Full-automatic Hot Melt Adhesive Carton Sealer[D]. Beijing: Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, 2015.
- [8] 袁毅. 折叠纸盒锁底结构承载力实验研究[J]. 包装工程, 2014, 35(7): 29—33.
YUAN Yi. Carrying Capacity of the Bottom Lock Structure of Folding Carton[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(7): 29—33.
- [9] 府中纸工. 倾情 CHINAPRINT 2005——府中纸工制盒设备新品展示[J]. 印刷技术, 2005(5): 175—177.

- Fuchu Shiko. To Show the New Box Making Equipment of Fuchu Shiko in Chinaprint 2005[J]. Printing Technology, 2005(5): 175—177.
- [10] 刘天植, 张新昌. 纸盒的高速自动折叠机构及其原理[J]. 包装工程, 2008, 29(2): 41—43.
LIU Tian-zhi, ZHANG Xin-chang. High Speed Carton Automatic Folding Mechanism and Its Principle[J]. Packaging Engineering, 2008, 29(2): 41—43.
- [11] 周卫江. 纸盒包装机的结构设计和分析[D]. 杭州: 浙江工业大学, 2011.
ZHOU Wei-jiang. Structural Design and Analysis of the Carton Packaging Machinery[D]. Hangzhou: Zhejiang University of Technology, 2011.
- [12] 刘天植. 纸盒的折叠过程及其折叠轨迹线研究[D]. 无锡: 江南大学, 2008.
LIU Tian-zhi. Research on Process of Carton Folding and the Trajectory[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2008.
- [13] 李杨, 陈曲, 李光. 基于 SolidWorks 包装盒参数化研究与盒型库建立[J]. 包装与食品机械, 2011, 29(4): 56—59.
- LI Yang, CHEN Qu, LI Guang. Research on Parametric Design of Packaging Box and Establishment of Carton Structure Library Based on SolidWorks[J]. Packaging and Food Machinery, 2011, 29(4): 56—59.
- [14] 杨宝清, 张立明, 王晓琨. N 段变截面悬臂梁的挠度公式[J]. 安徽建筑, 2012(6): 60—60.
YANG Bao-qing, ZHANG Li-ming, WANG Xiao-kun. Deflection Formula for Variable Cross-Section Cantilever of N Segments[J]. Anhui Architecture, 2012(6): 60—60.
- [15] 高东强, 毛志云, 张功学, 等. 基于 Ansys Workbench 的 DVG850 工作台拓扑优化[J]. 机械设计与制造, 2011(2): 62—63.
GAO Dong-qiang, MAO Zhi-yun, ZHANG Gong-xue, et al. Topological Optimization of the Worktable of DVG850 Based on Ansys Workbench[J]. Machinery Design & Manufacture, 2011(2): 62—63.

《智能包装与活性包装》特色栏目征稿函

智能包装与活性包装是包装工程技术领域的发展趋势,也是全球包装行业研发和应用的焦点。智能包装新技术与活性包装新材料的应用,能改善包装物条件的体系(通过释放物质、排除或抑制 SU),延长包装物使用寿命;提高卫生安全性;改善气味和口感特性的同时保证其品质不变。利用新型的包装材料、结构与形式对商品的质量和流通安全性进行积极干预与保障,通过信息收集、管理、控制与处理技术完成对运输包装系统的优化管理等。

鉴于此,本刊拟围绕“智能包装与活性包装”这一主线,作系列专项报道。本刊编辑部特邀请相关专家为该栏目撰写稿件,以期进一步提升本刊的学术质量和影响力。稿件以研究论文为主,也可为综述性研究,请通过网站投稿,编辑部将快速处理并优先发表。

编辑部电话: 023-68792294 网址: www.packjour.com

《包装工程》编辑部