

纸浆模塑托盘支腿单元承载能力的数值分析

张粉娟¹, 计宏伟¹, 王 佼²

(1. 天津商业大学, 天津 300134; 2. 天津大学, 天津 300072)

摘要: 应用 ABAQUS 有限元软件, 模拟分析了纸浆模塑托盘支腿在压缩载荷作用下的非线性变形特征和屈曲行为。通过建立简化的托盘支腿模型, 设置不同壁厚, 对各模型进行了有限元非线性屈曲分析, 得到了模型受载变形全过程的力-位移曲线。结果显示, 支腿最大承载能力随壁厚增加而增大, 支腿承载能力取决于支腿壁厚区间。

关键词: 纸浆模塑托盘; 支腿单元; 屈曲; 承载能力; 有限元

中图分类号: TB482.2; TB487 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2012)19-0015-04

Numerical Analysis of Load-bearing Capacity of Outrigger Unit of Molded Pulp Pallet

ZHANG Fen-juan¹, JI Hong-wei¹, WANG Jiao²

(1. Tianjin University of Commerce, Tianjin 300134, China; 2. Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: The non-linear buckling behavior of the outrigger unit of molded pulp pallet under load compression was simulated and analyzed by using finite element software ABAQUS. The simplified models of the outrigger unit were established. Finite element non-linear buckling analysis was carried out on the models with different wall thickness and the force-displacement curves of outrigger units were obtained. The result showed that with increases of wall thickness, the load-bearing capacity of the structural unit increases; the wall thickness range of an outrigger unit mainly determines its load-bearing capacity.

Key words: molded pulp pallet; outrigger unit; buckling; load-bearing capacity; finite element

目前纸浆模塑包装结构承载能力的研究正成为包装工程领域研究的热点问题之一。一些学者对典型的纸浆模塑结构单元进行研究, 分析了结构单元形态及几何尺寸对其承载能力的影响, 进而揭示了整体包装结构的承载能力^[1-6]。在重载纸浆模塑制品的结构设计及其承载能力分析方面, 一些研究工作近几年刚刚起步。尹恩强等人^[7]应用大型有限元分析软件对纸浆模塑平托盘的结构力学性能进行了研究, 并且设计了托盘的结构。冒银或等人^[8]对重载纸浆模塑制品的结构及其承载性能进行了分析, 达到了开发重载纸浆模塑制品新型结构的目的。郝洪艳等人^[9]利用有限元模拟设计出了层叠式纸浆模塑托盘。计宏伟等人^[10-11]采用非线性有限元方法对大型纸浆模

塑平托盘在受压情况下的应力场和应变场进行了分析, 预测了托盘的弹塑性力学响应和最大承载能力。现有文献主要是通过结构的弹塑性应力分析来确定纸浆模塑结构单元的承载力, 显然没有考虑到结构的屈曲变形行为的影响。

笔者应用 ABAQUS, 对纸浆模塑托盘支腿单元进行非线性屈曲分析, 预测支腿失效的模式和承载能力。

1 托盘支腿模型的建立与屈曲分析方法

托盘整体结构的抗压承载能力主要靠各个支腿来承担, 所以分析支腿的承载能力十分重要。纸浆模

收稿日期: 2012-06-08

基金项目: 天津市自然科学基金重点项目(08JCZDJC16100)

作者简介: 张粉娟(1988—), 女, 陕西西安人, 天津商业大学硕士生, 主攻食品包装与运输包装。

通讯作者: 计宏伟(1964—), 男, 辽宁锦州人, 天津商业大学教授, 主要从事运输包装方面的研究。

塑材料制成的实际物流托盘见图 1,其结构主要由面



图 1 纸浆模塑托盘整体结构

Fig. 1 Specimen of molded pulp pallet

板和支腿组成。托盘一个支腿的有限元分析简化模型见图 2。从单个支腿结构角度来看,单元壁厚、侧

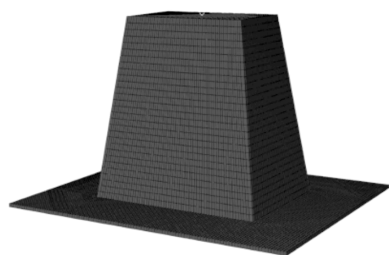


图 2 托盘支腿有限元简化模型

Fig. 2 A finite element model of an outrigger unit

壁倾角、单元高度、倒角半径等都是设计中应该考虑的重要因素。下面应用 ABAQUS 有限元分析软件,研究支腿单元在静态压缩载荷作用下的屈曲行为。

1.1 几何模型与加载方式

适当简化托盘支腿结构,见图 2。顶面外轮廓尺寸为 $101\text{ mm} \times 59\text{ mm}$,拔模斜度为 8° ,高为 145 mm 。所施加载荷为作用于支腿顶部的均布压缩加载。

1.2 材料力学性能

材料的密度为 0.3451 g/cm^3 ,材料初始弹性模量 $E_0 = 197.56\text{ MPa}$,强度极限为 2.782 MPa 。通过对纸浆模塑材料真实应力-塑性应变材料的分析,得到应力-应变数据,见表 1。

表 1 纸浆模塑材料压缩时真实应力-塑性应变数据

Tab. 1 Compressive stress-strain data of molded pulp material

塑性应变	0	0.003 83	0.008 71
真实应力/MPa	1.134 47	1.614 27	1.943 31
塑性应变	0.013 61	0.018 69	0.023 86
真实应力/MPa	2.260 65	2.534 36	2.782 22

有限元分析时,泊松比取为 0.1,材料应力-应变关系按各向同性多段线性模型处理,具体取值见表 1。

1.3 求解基本假设和说明

材料按均质、各向同性处理,在 ABAQUS 分析中,采用多段直线来描述材料的弹塑性应力-应变关系,具体应力-应变数据见表 1。

1.4 单元及网格划分与屈曲分析方法

根据上面得到的真实应力-塑性应变数据,选择单元类型为 C3D8R 进行网格划分,在模型顶部加一刚性板与模型建立接触,并通过刚性板施加向下的载荷。在应用 RIKS 法对模型进行非线性屈曲分析之前,首先需进行特征值屈曲分析,得出模型屈曲变形的一阶模态,见图 3。

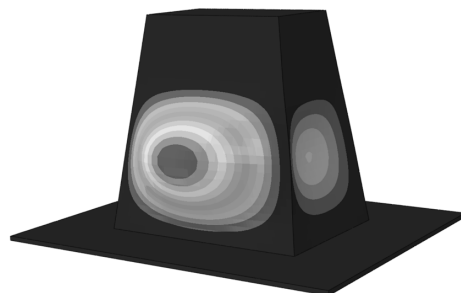


图 3 模型的一阶模态变形

Fig. 3 Model of first order modal deformation

将模型的一阶模态变形按照一定比例施加到原始模型,作为模型的初始缺陷,进而进行非线性屈曲分析。

2 不同壁厚支腿单元承载能力数值分析

2.1 不同壁厚支腿模型的有限元非线性屈曲分析

决定支腿承载能力的因素主要有 2 个:屈曲变形和弹塑性变形。从上面分析可知,纸浆模塑托盘材料的强度极限为 2.782 MPa ,当材料达到强度极限时,认为结构失效。

将模型壁厚分别设置为 $3, 3.5, 4, 4.5\text{ mm}$,其他参数不变,应用 ABAQUS 有限元分析软件进行上述分析,得到的力-位移曲线见图 4a。

从图 4a 可以看出,在加载初始阶段,模型承受载荷能力逐渐增加,并且增加的幅度较大,反力达到最大值后,承受的力开始迅速减小。可以把反力达到最大值时刻的载荷称为模型的承载极限。从图 4a 可知,随着壁厚的增加,模型的承载能力随之增大,但是模型壁厚从 3.0 mm 增加到 3.5 mm 时,相对于另外几种壁厚情况来说,承载能力增加幅度较大。可以猜

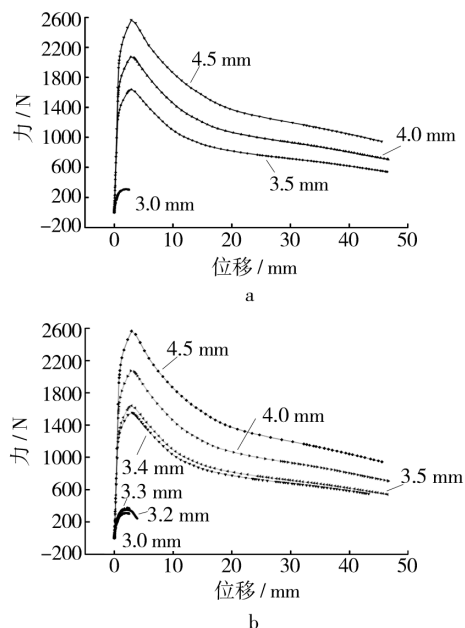


图4 不同壁厚模型的力-位移曲线

Fig. 4 Force-displacement curves of different wall thickness

测模型壁厚为 3.0 mm 时,由于壁厚太薄导致模型侧壁比较容易发生变形,导致模型无法继续承载,壁厚增加使模型变得不容易发生屈曲变形。

由于壁厚为 3.0, 3.5 mm 的模型计算得到的承载极限相差较大,为得到更准确的承载失效形式与壁厚的关系,在 3.0, 3.5 mm 之间另取壁厚为 3.2, 3.3, 3.4 mm 进行分析,得到的力-位移曲线见图 4b。

根据不同壁厚模型的有限元计算结果,不同壁厚模型在达到承载极限时对应的模型顶面位移与对应时刻模型 Mises 应力最大值,以及材料达到强度极限 (2.782 MPa) 时模型承受的载荷大小见表 2。

表2 不同壁厚模型有限元分析结果

Tab. 2 Finite element analysis data of different wall thickness

壁厚 /mm	承载极限 /N	对应顶部位移 /mm	对应 Mises 应力/MPa	达到强度极限 时反力/N
4.5	2563.76	2.909 82	2.782	2562
4.0	2072.44	2.797 46	2.782	2072
3.5	1638.86	2.887 66	2.782	1589
3.4	1551.30	3.029 41	2.782	1526
3.3	370.198	2.216 78	2.309	未达到
3.2	348.559	2.196 95	2.207	未达到
3.0	307.802	2.047 14	2.212	未达到

结合图 4b 和表 2 可以看出,当壁厚为 3.0, 3.2, 3.3 mm 时,在对模型施加压力的过程中,模型先发生屈曲变形,直达到达到承载极限后反力开始下降,最大

Mises 应力始终没有达到材料的强度极限;当壁厚为 3.4, 3.5, 4.0, 4.5 mm 时,模型局部先达到材料强度极限,即模型最大 Mises 应力达到强度极限,出现了局部失效,但是整体承载能力还在上升,直到发生屈曲变形,承载能力开始进入下降阶段。支腿不同阶段 Mises 应力分布见图 5 和图 6。同时可以发现,支腿局

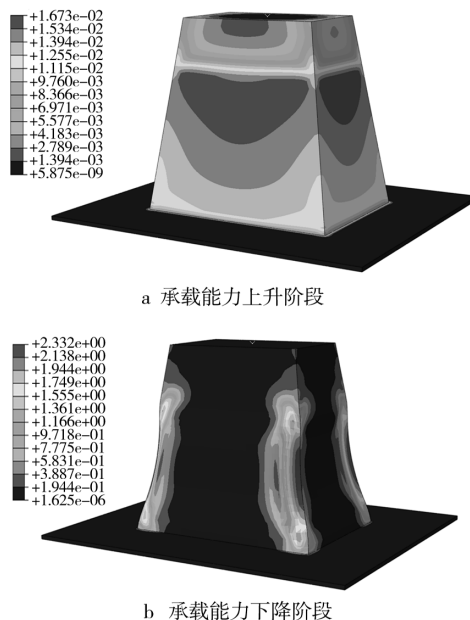


图5 壁厚为 3.0 mm 支腿的 Mises 应力分布(MPa)

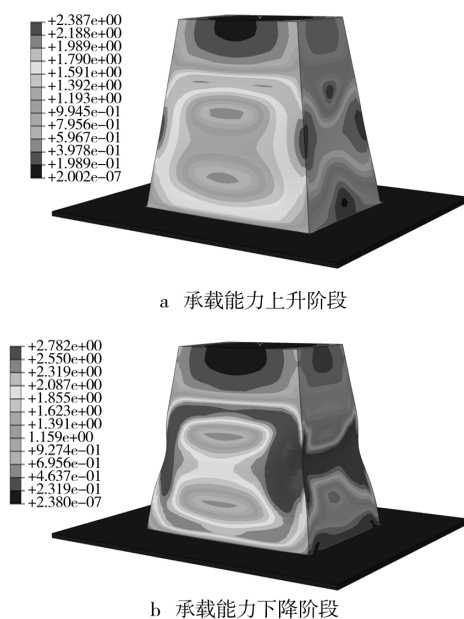
Fig. 5 Distribution of Von Meses stress
with wall thickness of 3.0 mm

图6 壁厚为 3.4 mm 支腿的 Mises 应力分布(MPa)

Fig. 6 Distribution of Von Meses stress
with wall thickness of 3.4 mm

部达到强度极限时的反力接近于支腿的承载极限。

2.2 支腿不同阶段 Mises 应力分析

支腿不同阶段 Mises 应力分布见图 5 和 6。图 5a 和图 6a 对应于图 4b 中力-位移曲线的上升段;图 5b 和图 6b 对应于图 4b 中力-位移曲线的下降段。可以看出,壁厚较薄情况下,支腿承载能力下降发生屈曲时,主要在侧壁衔接的边角处出现应力集中,而壁厚较厚时则不存在这种现象。

上述分析可知,当支腿壁厚 $t \leq 3.3$ mm 时,支腿最大承载能力主要决定于结构的屈曲变形;当支腿壁厚 $t \geq 3.4$ mm 时,支腿承载过程中先发生弹塑性变形,承载能力增加直到发生屈曲变形,承载能力才开始下降。但是支腿在达到最大承载极限之前,局部区域已经达到强度极限,即支腿局部区域已经出现强度不足现象。

3 结论

1) 在常温常湿环境下研究了材料的力学性能,得到了纸浆模塑材料(密度为 0.3451 g/cm^3)的弹性模量为 197.56 MPa ,强度极限为 2.782 MPa ,并获得了材料的真实应力-塑性应变关系曲线。

2) 支腿最大承载能力随壁厚增加而增大,并且不同壁厚区间托盘支腿达到承载能力的决定因素不同。当支腿壁厚 $t \leq 3.3$ mm 时,支腿承载过程中主要是由屈曲变形决定托盘支腿的最大承载能力;当壁厚 $t \geq 3.4$ mm 时,支腿承载过程中先发生弹塑性变形,承载能力增加直到发生屈曲变形,承载能力开始下降,支腿最大承载能力由弹塑性变形和屈曲变形共同决定,且支腿局部应力达到强度极限时所受的外载接近于其承载极限。因此在实际设计中,纸浆模塑托盘支腿壁厚大于 3.4 mm 更能提高托盘的承载能力。

参考文献:

- [1] HOFFMANN J. Compression and Cushioning Characteristics of Molded Pulp Packaging[J]. Packaging Technology and Science, 2000; 211—220.
- [2] 王高升,付春英. 纸浆模塑缓冲结构设计原理的研究[J]. 中国造纸, 2001(4): 25—28.
WANG Gao-sheng, FU Chun-ying. Investigation on Design of Molded Pulp Cushioning Products[J]. China Pulp and Paper, 2001(4): 25—28.
- [3] 康勇刚,王巍. 纸浆模制品结构参数与缓冲作用[J]. 中国包装, 2002(5): 95—98.
- [4] KANG Yong-gang, WANG Wei. The Relationship between Cushioning Characteristics and Structure Parameters in Molded Pulp Product[J]. China Packaging, 2002(5): 95—98.
- [5] 周防国,袁东亮,张新昌. 纸浆模塑制品单元结构侧壁周长与承压能力的关系[J]. 包装工程, 2005, 26(4): 12—14.
ZHOU Fang-guo, YUAN Dong-liang, ZHANG Xin-chang. The Relationship between Side Perimeters and Carrying Capacity of the Unit Structure in Molded Pulp Product[J]. Packaging Engineering, 2005, 26(4): 12—14.
- [6] CHEN Jin-long, WANG Ming-guo, WANG He-min, et al. An Experimental and Numerical Investigation of Cushioning Mechanism of Mould Pulp Structure[C]. Proceedings of the 2nd International Conference on Heterogeneous Material Mechanics, ICHMM 2008, Huangshan, 2008: 988—992.
- [7] GURAV S P. Mechanical Properties of Paper-pulp Packaging[J]. Composites Science and Technology, 2003: 1325—1334.
- [8] 尹恩强,李士才,张新昌. 新型纸浆模塑通用平托盘的结构与性能研究[J]. 包装工程, 2009, 30(8): 10—11.
YIN En-qiang, LI Shi-cai, ZHANG Xin-chang. Research on Structure and Capability of New Molded Pulp Tray[J]. Packaging Engineering, 2009, 30(8): 10—11.
- [9] 冒银钺,纪玉梁,顾玉祥. 重载纸浆模塑制品的结构及其承载性能分析[J]. 包装工程, 2010, 31(19): 1—5.
MAO Yin-yu, JI Yu-liang, GU Yu-xiang. Analysis of Structure and Load Carrying Properties of Heavy-duty Molded Pulp[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(19): 1—5.
- [10] 郝洪艳,王霖. 层叠式纸浆模塑平托盘结构设计 with 性能分析[J]. 包装工程, 2010, 31(21): 15—18.
HAO Hong-yan, WANG Lin. Design and Performance Analysis of Stack Molded Pulp Tray[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(21): 15—18.
- [11] 计宏伟,邵文泉,王和敏,等. 纸浆模塑材料在不同加载条件下的力学特性[J]. 包装工程, 2007, 28(8): 10—13.
JI Hong-wei, SHAO Wen-quan, WANG He-min, et al. Mechanical Properties of Molded Pulp under Various Loading Conditions[J]. Packaging Engineering, 2007, 28(8): 10—13.
- [12] 计宏伟,王怀文. 大型纸浆模塑平托盘弹塑性数值分析[J]. 包装学报, 2011, 3(1): 7—10.
- [13] JI Hong-wei, WANG Huai-wen. Numerical Analysis of Elastoplasticity for Large-scaled Moulded Pulp Pallet[J]. Packaging Journal, 2011, 3(1): 7—10.