

基于 APDL 的托盘支腿结构承载能力的非线性屈曲分析

王全亮, 肖生苓, 唐杰
(东北林业大学, 哈尔滨 150040)

摘要: **目的** 探究新型重载纤维模塑托盘支腿结构的承载能力及非线性屈曲变化规律。**方法** 依据制备的纤维模塑材料参数为基础, 通过编写 Ansys APDL 程序, 对设计重载纤维模塑托盘支腿结构进行压缩载荷下的非线性屈曲模拟。**结果** Ansys 模拟与实验得到的极限载荷值误差均在 5.2% 以内, 具有很好的模拟精度。重载纤维模塑托盘支腿在压屈变形过程中, 最大应力-应变变化表现为 4 个阶段, 即弹性阶段、强化阶段、屈曲变形阶段和应力失效阶段。不同尺径支腿的屈曲变形阶段应力均维持在 12.69 MPa 左右, 低于材料极限强度。增大壁厚或拔模角度, 能增强支腿后屈曲变形阶段的承载能力; 增大壁厚或减小拔模角度, 能增大支腿的极限载荷。拔模角度为 $1.5^{\circ} \sim 2.0^{\circ}$, 倒圆角半径为 9~15 mm 时, 有利于支腿模塑工艺的实现及优良承载性能的获得。**结论** 极限载荷与支腿壁厚和拔模角度具有很好的线性拟合优度, 可通过壁厚或拔模角度预测支腿结构的极限承载。

关键词: APDL; 重载纤维模塑; 托盘支腿; 极限载荷; 非线性屈曲

中图分类号: TB485.3; TB487 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2018)11-0102-07

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2018.11.018

Nonlinear Buckling of Load-carrying Capacity for Pallet Outrigger Structure Based on APDL

WANG Quan-liang, XIAO Sheng-ling, TANG Jie
(Northeast Forestry University, Harbin 150040, China)

ABSTRACT: The work aims to study the load-carrying capacity and the nonlinear buckling variation law of outrigger structures of the new type of heavy duty fiber molding pallet. The nonlinear buckling of outrigger structures of the designed heavy duty fiber molding pallet under compressive loading was simulated by writing the Ansys APDL gram, based on the parameters of the prepared fiber molding material. The deviation of ultimate load values obtained from the Ansys simulation and experiments was less than 5.2%, which showed a good simulation accuracy. In the process of buckling of outrigger structure of the heavy duty fiber molding pallet, four stages (elastic stage, strengthening stage, buckling deformation stage and stress failure stage) were found for the maximum stress-strain change. The stresses at buckling deformation stage for outrigger structures of different diameters remained at about 12.69 MPa, which was lower than the ultimate strength of the material. Carrying capacity of outrigger structure after the buckling deformation stage was enhanced by increasing the wall thickness or draft angle. The ultimate load of outrigger structure was increased by increasing the wall thickness or reducing the draft angle. The molding process and excellent bearing performance of the outrigger structure could be achieved when the draft angle was 1.5° to 2.0° and the fillet radius was 9mm to 15 mm. The ultimate load and the wall thickness & draft angle of the outrigger have excellent linear goodness of fit. The ultimate bearing capacity of outrigger structure can be predicted based on the wall thickness or draft angle.

KEY WORDS: APDL; heavy duty fiber molding; pallet outrigger; ultimate load; nonlinear buckling

收稿日期: 2017-12-13

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金 (2572016AB69); 国家重点研发计划 (2017YFD0601004)

作者简介: 王全亮 (1990—), 男, 东北林业大学博士生, 主要研究方向为功能纤维模塑材料开发与应用。

通信作者: 肖生苓 (1961—), 女, 博士, 东北林业大学教授, 主要研究方向为农林生物质材料。

重载纤维模塑托盘是指由植物纤维浆料, 通过模塑工艺成型, 材料密度在 $0.8 \sim 1.1 \text{ g/cm}^3$ 之间, 具有高承载性能 (静载 $6 \sim 8 \text{ t}$, 动载 $1.5 \sim 2 \text{ t}$) 的单面联运通用平托盘, 可用来替代传统木托盘等, 应用于大型、重载机械设备以及集合包装, 具有广阔的发展前景^[1]。

近几年, 关于重载纤维模塑托盘结构设计及其承载能力分析的研究已经取得一定进展。冒银或等^[2-3]采用 Ansys 软件静态分析, 对传统工艺成型的大型纤维平托盘结构进行了优化, 分析了单元结构承载与主要尺寸的关系。他们仅分析了小变形下厚壁单元结构的压缩承载, 而对于薄壁单元结构大变形下的承载能力, 则要考虑结构的形状变化对承载能力的影响。计宏伟等^[4-7]利用 ABAQUS 软件, 模拟了托盘支腿简化模型压缩载荷下的非线性屈曲行为, 得到了压缩过程的力-位移曲线, 提出纤维模塑托盘的力学响应必须考虑材料塑性。这种托盘支腿的理想化模型无法满足与托盘面板结构一次模塑成型的要求, 研究结果对于实际重载纤维模塑托盘支腿结构承载能力分析的意义不大。同时, 他们也未给出支腿结构压缩载荷下应力-应变变化的本构模型。分析应力-应变关系, 对分析支腿失效形式具有重要意义。

王宏涛等^[8-9]为计算纤维模塑凸台结构压缩载荷下的应力值, 提出了等效面积理论, 认为等效面积由凸台结构的壁厚、高度、拔模角度、横截面形状等因素决定。该理论虽然对复杂结构求解应力提供了思路, 但仅适用于小变形压缩, 即视等效面积始终为定值, 但对于重载纤维模塑托盘支腿结构的大变形压缩, 其应力-应变变化规律还不清楚。非线性屈曲可以在充分考虑材料非线性、几何非线性等的基础上, 更加符合工程实际地全程跟踪薄壁构件压缩载荷下的失稳及后屈曲过程, 记录每一载荷子步下的应力分布与变化^[10-13]。

Ansys 是目前世界上最有影响的有限元分析软件之一, 使用 Ansys 参数化设计语言 (APDL) 编写程序, 可以更好地实现有限元分析全过程^[14]。为此, 笔者依据制备的重载纤维模塑材料参数为基础, 基于 APDL 编写有限元分析程序, 对所设计的满足实际模塑工艺要求重载纤维模塑托盘支腿结构在压缩载荷作用下的非线性屈曲行为进行模拟, 探究大变形下支腿结构的极限承载, 以及与主要结构参数的变化关系, 并进一步分析支腿结构最大应力-应变的变化规律, 探究压缩载荷下的失效形式, 为重载纤维模塑托盘的结构设计与性能分析提供理论基础。

1 重载纤维模塑托盘支腿非线性屈曲分析方法

1.1 Ansys 分析模型

重载纤维模塑托盘整体结构的压缩载荷承载主

要依靠各个支腿实现, 分析支腿压缩载荷下的极限承载能力十分重要。基于有限元分析软件 Ansys 编写了支腿结构非线性屈曲分析的 APDL 程序。程序包括前处理模块、特征值屈曲求解和非线性屈曲求解。托盘结构模型见图 1。

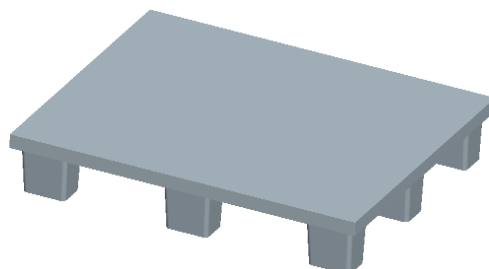


图 1 托盘结构模型
Fig.1 Pallet structure model

前处理模块主要定义几何模型、材料属性、单元类型、网格划分和接触关系。在 Pro/E 软件中建立几何模型, 通过 iges 格式文件导入 Ansys 中。支腿顶面外轮廓尺寸为 $160 \text{ mm} \times 120 \text{ mm}$, 高度为 100 mm , 内外壁双侧采取等角度拔模和等半径倒圆角。材料弹性模量取 500.48 MPa , 泊松比取 0.1 , 应力-应变本构关系取多线性随动强化模型, 见图 2。选择具有塑性和几何非线性功能的三维实体单元 Solid 185 进行智能网格划分, 尺寸级别为 6。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压缩载荷, 刚性板与支腿顶面建立接触关系, 见图 3a, 接触摩擦因数为 0.3 。

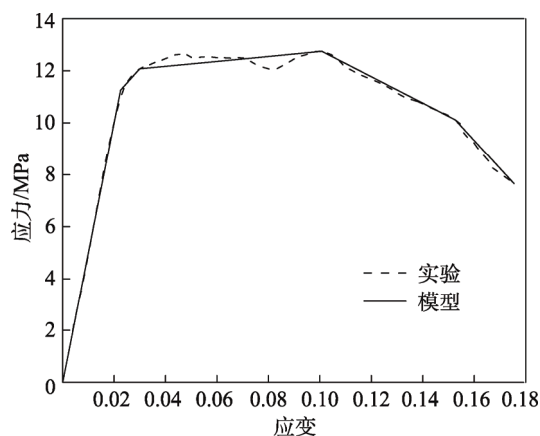


图 2 纤维模塑材料压缩应力-应变曲线
Fig.2 Compressive stress-strain curve of the fiber molding material

特征值屈曲求解前, Ansys 需要从静态分析提取数据。静态分析中, 打开预应力效应, 支腿底面固定约束, 对刚性板施加线约束与均布压缩的单位面载荷, 使其上下径直运动。通过特征值屈曲分析, 得到支腿结构屈曲变形的线性临界载荷值和一阶屈曲模态, 见图 3。

非线性屈曲求解时, 将一阶模态变形按一定比例施加到原始模型, 作为模型初始缺陷。使用线性分析

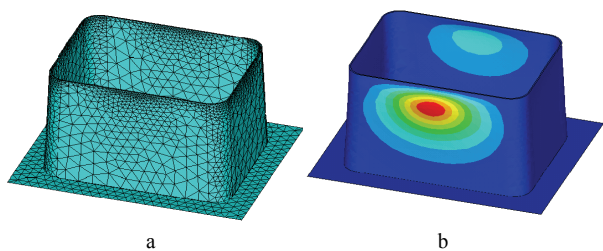


图3 支腿有限元模型及其一阶模态

Fig.3 The finite element model of outrigger and its first order mode

中的临界载荷值作为加载起点,激活大变形效应,定义载荷子步数为200。选用稀疏矩阵求解器,采用弧长法自动调节增量步长,跟踪复杂的非线性路径^[15-17]。

1.2 一维条件下屈曲模型验证

为验证屈曲模型模拟的精确度,依照 GB/T 6546—1998,制取尺寸为 100 mm×25 mm,厚度分别为 1.6, 2.6 和 3.1 mm 的重载纤维模塑试样,采用 CMT5504 型万能力学试验机进行压缩载荷下的屈曲实验。同时,依据 APDL 程序建立试样模型和进行非线性屈曲模拟。实验与模拟结果见图 4。

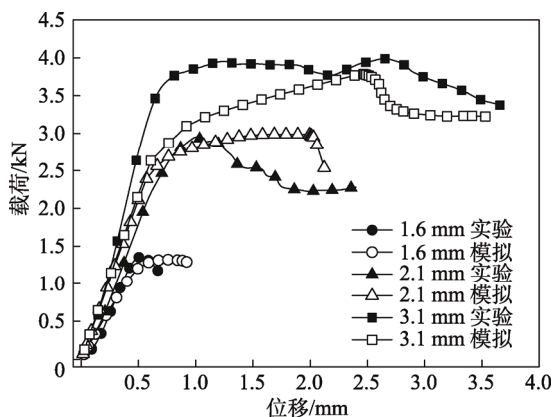


图4 实验与模拟的载荷-位移变化

Fig.4 Experimental and simulated load-displacement change

由图4可知,对于不同试样,有限元模拟与实验得到的极限载荷的对应位移稍有差别,但两者的载荷-位移曲线变化趋势基本一致,极限荷载及其对应位移均随试样厚度的增加而增加。3种试样模拟得到的极限载荷与实验值误差均在5.2%以内,见表1。可以认为有限元模拟对极限载荷的预测具有很好的精确度,可较准确地模拟重载纤维模塑结构的屈曲变形及其极

表1 实验与模拟的极限载荷数据

Tab.1 Experimental and simulated ultimate load data

试样厚度/mm	极限载荷/N		误差/%
	实验	模拟	
1.6	1356.3	1320.6	2.63
2.1	2952.1	2987.1	1.19
3.1	3988.8	3782.4	5.17

限承载力,验证了有限元模拟的前处理模块、特征值屈曲求解和非线性屈曲求解过程的准确性。

2 结果与分析

2.1 载荷-位移及其应力-应变变化过程

以壁厚为8 mm、拔模角度为2°和倒圆角半径为15 mm的支腿为例,探究压屈过程中支腿的载荷-位移及其应力-应变变化过程,见图5。取支腿顶部刚性板位移和每个载荷子步对应的模型中最大范氏等效应力 (Von Mises Stress),得应力-应变关系。

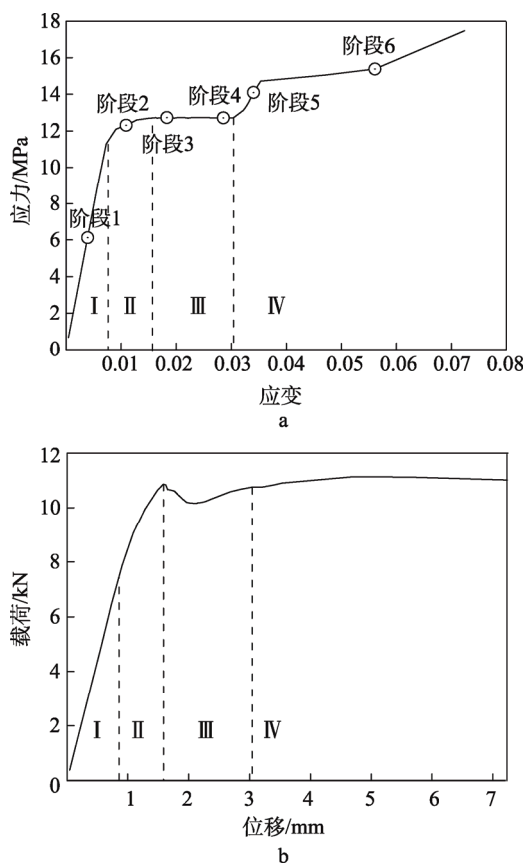


图5 支腿载荷-位移及应力-应变曲线

Fig.5 Load-displacement and stress-strain curves of the outrigger

由图5a可知,支腿压屈过程中,应力-应变过程分为弹性阶段(I)、强化阶段(II)、屈曲变形阶段(III)和应力失效阶段(IV)。各阶段在载荷-位移曲线中对应标出,见图5b。在弹性阶段,载荷随位移线性增加;在强化阶段,载荷增速开始减缓,直至达到最大载荷峰值,将此处载荷峰值作为屈曲极限载荷;在屈曲变形阶段,载荷先下降后上升,将该上升段称为后屈曲变形阶段,达到的最大载荷值定义为应力失效的临界极限载荷,应力维持在12.69 MPa左右,小于材料强度极限12.75 MPa;在应力失效阶段,虽然载荷继续增大,但结构局部应力超过材料极限强度,认为结构已失效。

支腿压屈变形过程中, 极限载荷可能为屈曲变形阶段起始处的屈曲极限载荷或终点处的应力失效临界极限载荷, 见表2, 应力失效临界极限载荷及其位移相对于屈曲极限载荷及其位移的增幅, 以及应力失效临界极限载荷与屈曲极限载荷的比值(安全系数)也一并列于表2中。其中, 当位移在40 mm内仍未出现应力失效时, 认为结构失效, 此时取40 mm内屈曲变形尾段的最大载荷值作为应力失效临界极限载荷。

表 2 屈曲极限载荷和应力失效临界极限载荷数据
Tab.2 Ultimate load of buckling and critical ultimate load data of stress failure

支腿尺径		极限载荷/N		对应位移/mm		增幅/%		安全系数
		屈曲	应力失效	屈曲	应力失效	极限载荷	对应位移	
壁厚/mm	7.6	7379.7	7605.2	1.326	3.471	3.06	161.84	1.03
	8	10 855.4	10 751.3	1.578	3.033	-0.96	92.16	0.99
	9	20 268.6	21 074.2	2.536	7.433	3.97	193.10	1.04
	10	29 783.4	32 319	2.921	11.285	8.51	286.38	1.09
	11	39 010.2	46 955.8	3.569	26.197	20.37	633.96	1.20
	12	46 148.7	55 727.2	3.488	31.932	20.76	815.47	1.21
	14	64 813.7	77 157.2	4.810	39.885	19.04	729.23	1.19
	16	79 770.5	97 161.0	5.454	39.742	21.80	628.64	1.22
拔模 角度/(°)	2.5	13 430.2	15 469.4	1.643	5.279	15.18	221.28	1.15
	2.0	29 783.4	32 319	2.921	11.285	8.51	286.38	1.09
	1.5	44 778.5	44 971.7	4.557	19.295	0.43	323.43	1.00
	1.0	55 872.4	56 331.2	5.743	34.318	0.82	497.54	1.01
	0.5	65 072.3	56 143.9	7.071	22.360	-13.72	216.24	0.86

安全系数可以表征支腿结构后屈曲变形阶段的承载能力, 其值越大, 后屈曲变形阶段的承载能力越强, 承载的安全性越高。由表2可知, 随着壁厚与拔模角度的增大, 支腿承载的安全系数均呈逐渐增大的趋势。增大壁厚或拔模角度, 可以提高支腿后屈曲变形阶段的承载能力。

随着支腿壁厚与拔模角度的变化, 极限载荷增幅均在21.8%内, 而对应位移却成倍地增加。为保守计算支腿的极限承载, 文中规定屈曲极限载荷作为支腿的极限载荷, 并讨论不同尺径条件下, 支腿极限载荷的变化规律。

2.2 载荷-位移变化规律

重载纤维模塑托盘支腿厚度、拔模角度和倒圆角半径对其屈曲承载有重要影响。通过Ansys模拟分析, 探究不同壁厚(拔模角度为2°, 倒圆角半径为15 mm)、拔模角度(壁厚为10 mm, 倒圆角半径为15 mm)和倒圆角半径(壁厚为8 mm, 拔模角度为2°)时, 支腿的屈曲承载变化规律, 见图6。

由图6可知, 不同尺径条件下, 支腿结构载荷-位移变化曲线基本呈现与图5b相同的变化阶段。增大壁厚或减小拔模角度, 均能提高支腿的极限载荷, 而改变倒圆角半径对极限载荷无明显影响, 但降低拔模角度会明显增加强化阶段的位移变形量。不同倒圆角半径的支腿结构在屈曲变形后的载荷变化不同, 当倒圆角半径大于9 mm时, 基本能够维持在较高的载荷值。

由此, 为使支腿结构在较小变形量内即可获得最大极限载荷, 屈曲变形后维持较好的承载能力, 综合模型成型工艺要求, 拔模角度应取1.5°~2.0°, 倒圆角半径应取9~15 mm, 支腿壁厚应根据承载要求选取。

不同壁厚和拔模角度的支腿结构对应不同的极限载荷与位移, 见表2。以极限载荷为因变量, 对应位移为自变量, 进行一元线性回归分析。随壁厚增加, 极限载荷与其对应位移满足 $y=17561.58x-19123.202$, 决定系数 $R^2=0.976$ 。随拔模角度减小, 极限载荷与其对应位移满足 $y=9467.74x+253.08$, 决定系数 $R^2=0.987$ 。可见, 回归模型都有很好的拟合优度, 极限载荷与其对应位移满足线性正相关关系。

2.3 应力-应变变化规律

重载纤维模塑托盘支腿压屈过程中, 当结构局部应力达到材料强度极限时, 认为结构失效。以2.2节中不同尺径支腿压屈试验为例, 模型最大Von Mises 应力-应变关系见图7。

由图7可知, 不同尺径条件下, 在较小应变范围内, 支腿结构应力-应变变化曲线呈现与图5a中相同的Ⅰ、Ⅱ和Ⅲ段。屈曲变形阶段中, 应力均维持在12.69 MPa左右, 小于材料强度极限, 改变厚度或拔模角度, 基本对该段应力无影响。将弹性阶段曲线斜率作为支腿结构的弹性模量, 则减小支腿壁厚或增大拔模角度, 均使模型弹性模量提高, 而改变倒圆角半径, 对应力变化过程基本无影响。

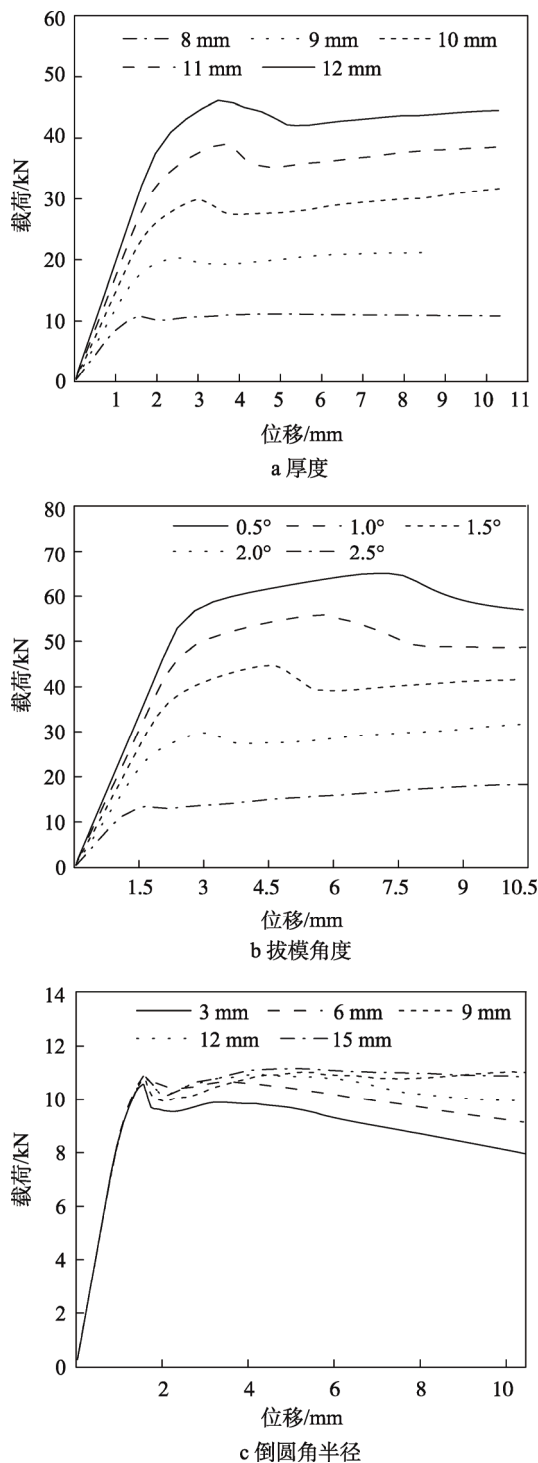


图6 不同尺寸参数支腿的载荷-位移变化
Fig.6 Load-displacement change of the outrigger with different size parameters

2.4 应力分布及其变化规律

支腿结构在不同应力-应变变化阶段时, Von Mises 应力分布不同。支腿压屈不同阶段的应力分布见图 8, 对应阶段标于图 5a 中。

图 8a 对应弹性阶段, 模型最大应力出现在支腿底部圆角处。图 8b 对应强化阶段, 模型最大应力延伸到支腿底部四周, 应力分布及其数值范围均扩大。

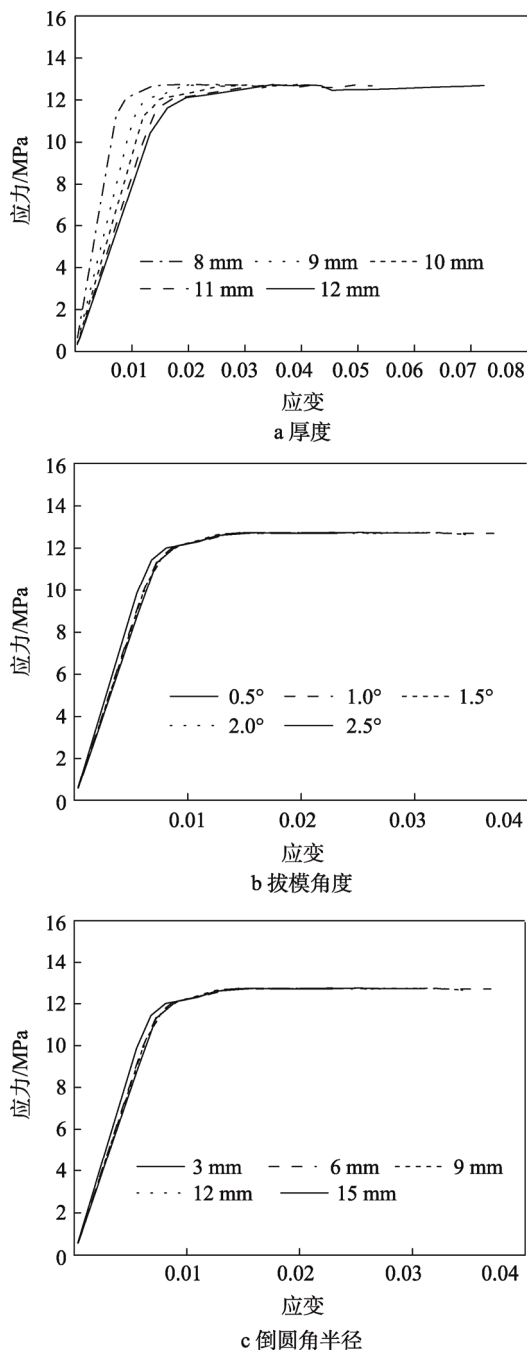


图7 不同尺寸参数支腿的应力-应变变化
Fig.7 Stress-strain change of the outrigger with different size parameters

图 8c 对应屈曲变形的载荷下降段, 支腿底部发生屈曲变形, 最大应力开始从支腿底面上移, 并零散分布于距支腿底面约 8.5 mm 处, 应力云图的等值线由于屈曲变形也变得不再与支腿底面平行。图 8d 对应屈曲变形的载荷上升段, 模型结构变形进一步增大, 但最大应力基本保持不变, 倒圆角处应力扩散较大, 说明此时支腿结构的四面已发生翘曲, 圆角处承载作用增大。图 8e—f 均为应力失效后不同阶段的应力分布, 最大应力不断增大, 且大于材料强度极限, 说明此时支腿底部边缘已发生材料破坏。

2.5 极限载荷与壁厚和拔模角度的定量关系

利用 Ansys 软件模拟支腿屈曲变形下的极限承载，计算耗时长，为方便快速得到支腿极限承载，以

极限载荷为因变量，支腿壁厚和拔模角度为自变量（见表 2），探究两者之间的定量关系，见图 9。

由图9可知，极限载荷与支腿壁厚满足线性正相

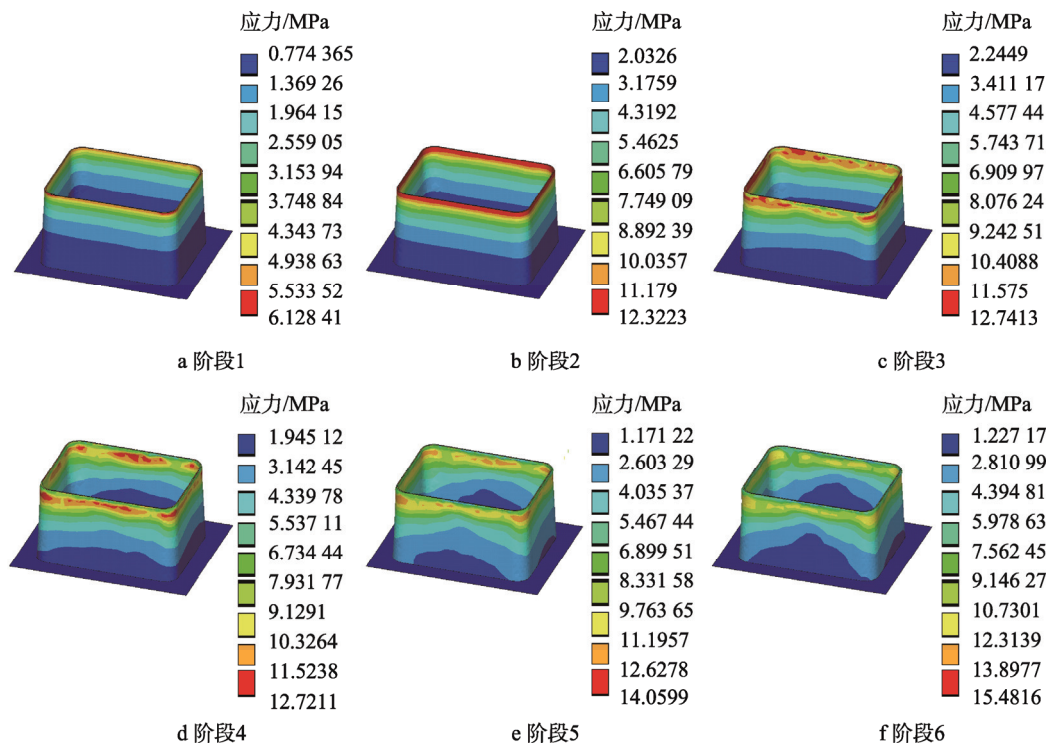


图 8 支腿压屈不同阶段应力分布
Fig.8 Stress distribution at different stages of outrigger compression and buckling

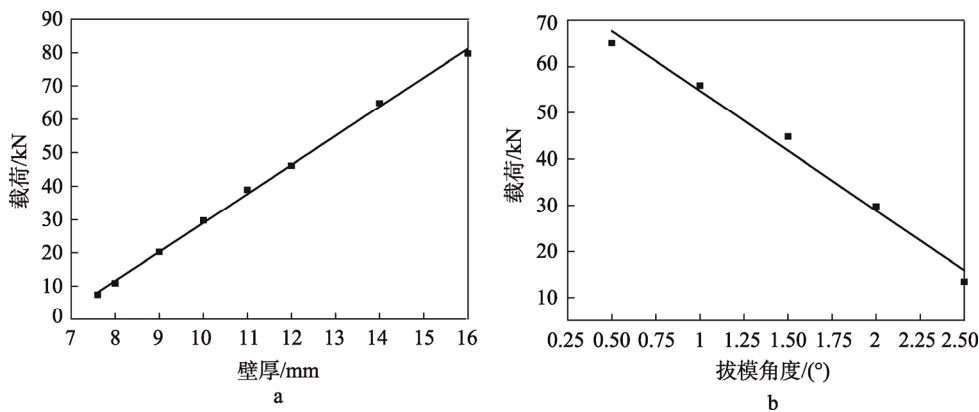


图 9 极限载荷与支腿壁厚和拔模角度的散点关系
Fig.9 Relationship of scatters between the ultimate load and the outrigger's wall thickness and draft angle

关关系（ $y=8694.5x-57951.2$ ， $R^2=0.998$ ），与拔模角度满足线性负相关关系（ $y=-25874.6x+80599.3$ ， $R^2=0.981$ ）。模型决定系数分别为 0.998 和 0.981，可以认为模型有很好的拟合优度。由此，当已知支腿壁厚或拔模角度的情况下，利用该模型来预测支腿结构的极限承载比较可靠。同时，模型斜率值可以反映因变量随自变量的变化快慢，极限载荷与支腿壁厚和拔模角度的斜率绝对值分别为 8694.5 和 25874.6，可见，支腿极限载荷随拔模角度的变化更快。

3 结语

1) 有限元模拟与实验得到的载荷-位移曲线变化趋势基本一致，模拟得到的极限载荷与实验值误差均在 5.2% 以内，可以认为有限元模拟具有很好的精确度。重载纤维模塑托盘支腿压屈变形过程中，最大应力-应变变化表现为 4 个阶段，即弹性阶段、强化阶段、屈曲变形阶段和应力失效阶段。不同尺径支腿的屈曲变形阶段应力均维持在 12.69 MPa 左右，低于材料的

极限强度。支腿极限载荷出现在屈曲变形阶段的起点或终点处。提高壁厚或拔模角度,支腿承载安全系数增大,后屈曲变形阶段的承载能力增强。

2) 提高壁厚或降低拔模角度,均使支腿的极限载荷增大,改变倒圆角半径对极限载荷无明显影响。拔模角度为 $1.5^{\circ} \sim 2.0^{\circ}$,倒圆角半径为 $9 \sim 15 \text{ mm}$ 时,可在利于支腿模塑工艺实现的基础上获得优良的承载性能。支腿单一因素(壁厚或拔模角度)变化条件下,获得的系列极限载荷及其对应位移之间满足线性正相关关系,即极限载荷增大,对应位移增大。

3) 弹性阶段的最大应力出现在支腿底部圆角处。强化阶段的最大应力延伸到支腿底部四周。屈曲变形的载荷下降段,支腿底部屈曲变形,最大应力开始上移,应力云图等值线开始弯曲。屈曲变形的载荷上升段,最大应力基本保持不变,支腿四面发生翘曲,圆角处承载作用增大。应力失效阶段的应力不断增大,超过材料强度极限,支腿底部边缘发生材料破坏。

4) 极限载荷与支腿壁厚满足 $y=8694.5x-57951.2$ ($R \geq 0.998$),极限载荷与拔模角度满足 $y=-25874.6x+80599.3$ ($R \geq 0.981$),可以通过壁厚或拔模角度预测支腿结构的极限承载。

参考文献:

- [1] DIDONE M, SAXEAN P, BRILHUIS-MEIJER E, et al. Moulded Pulp Manufacturing: Overview and Prospects for the Process Technology[J]. Packaging Technology & Science, 2017, 30(6): 231—249.
- [2] 冒银或. 重载纸浆模塑制品的结构、性能及其工艺研究[D]. 无锡: 江南大学, 2011.
MAO Yin-yu. Research on Structure, Performance and Technology of Overloading Pulp Molding[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2011.
- [3] 尹恩强. 新型纸浆模塑通用平托盘的结构及其性能研究[D]. 无锡: 江南大学, 2009.
YIN En-qiang. Research on Structure and Capability of New Pulp Molded Flat Pallet[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2009.
- [4] 张粉娟, 计宏伟, 王佼. 纸浆模塑托盘支腿单元承载能力的数值分析[J]. 包装工程, 2012, 33(19): 15—18.
ZHANG Fen-juan, JI Hong-wei, WANG Jiao. Numerical Analysis of Load-bearing Capacity of Outrigger Unit of Molded Pulp Pallet[J]. Packaging Engineering, 2012, 33(19): 15—18.
- [5] JI H W, WANG H W. Short Span Compressive Stress-strain Relation and Model of Molded Pulp Material[J]. Key Engineering Materials, 2010, 450: 202—205.
- [6] 王佼. 纸浆模塑托盘的力学性能及构型优化研究[D]. 天津: 天津大学, 2011.
WANG Jiao. Research on Mechanical Performance and Structure Optimizing of Molded Pulp Pallet[D]. Tianjin: Tianjin University, 2011.
- [7] 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.
- JI Hong-wei, WANG Huai-wen. Numerical Analysis of Elastoplasticity for Large-scaled Moulded Pulp Pallet[J]. Packaging Journal, 2011, 3(1): 7—10.
- [8] 王宏涛. 纸浆模塑制品缓冲性能研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2007.
WANG Hong-tao. Research on Cushioning Properties of Molded Pulp Products[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2007.
- [9] 周防国. 纸浆模塑制品的结构设计原理初探[D]. 无锡: 江南大学, 2006.
ZHOU Fang-guo. Elementarily Probe into the Theory of Molded Pulp Products' Structure Design[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2006.
- [10] 苏淑兰, 罗迎社, 陈自力, 等. 神经网络在环形板屈曲优化中的应用[J]. 中南林业科技大学学报, 2007, 27(4): 90—94.
SU Shu-lan, LUO Ying-she, CHEN Zi-li, et al. Application of Neural Network to Buckling Optimization of the Annular Plate[J]. Journal of Central South University of Forestry & Technology, 2007, 27(4): 90—94.
- [11] 宋刚, 崔德刚, 董立君. 复合材料加筋板屈曲/后屈曲分析的应用[J]. 复合材料学报, 2017, 34(1): 96—103.
SONG Gang, CUI De-gang, DONG Li-jun. Application of Buckling/Post-buckling Analysis for Composite Stiffened Panels[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2017, 34(1): 96—103.
- [12] 孔斌, 陈普会, 陈炎. 复合材料整体加筋板轴压后屈曲失效评估方法[J]. 复合材料学报, 2014, 31(3): 765—771.
KONG Bin, CHEN Pu-hui, CHEN Yan. Post-buckling Failure Evaluation Method of Integrated Composite Stiffened Panels under Uniaxial Compression[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2014, 31(3): 765—771.
- [13] 张绍群, 焦广泽. 基于 ANSYS 的圆锯片模态分析和振动分析[J]. 森林工程, 2014, 30(2): 79—83.
ZHANG Shao-qun, JIAO Guang-ze. Modal Analysis and Vibration Analysis of Circular Saw Blades Based on ANSYS[J]. Forest Engineering, 2014, 30(2): 79—83.
- [14] 易龙, 彭云, 韩博文, 等. 基于 APDL 的圆截面舱段楔块连接结构全接触分析技术研究[J]. 南昌航空大学学报(自然科学版), 2017, 31(1): 104—108.
YI Long, PENG Yun, HAN Bo-wen, et al. Research of Contact Analysis for Wedged Link Based on APDL[J]. Journal of Nanchang Hangkong University: Natural Sciences, 2017, 31(1): 104—108.
- [15] CZAPSKI P, KUBIAK T. Numerical and Experimental Investigations of the Post-buckling Behaviour of Square Cross-section Composite Tubes[J]. Composite Structures, 2015, 132: 1160—1167.
- [16] DEBSKI H, TETER A, KUBIAK T, et al. Local Buckling, Post-buckling and Collapse of Thin-walled Channel Section Composite Columns Subjected to Quasi-static Compression[J]. Composite Structures, 2016, 136: 593—601.
- [17] KARRECH A, ELCHALAKANI M, ATTAR M, et al. Buckling and Post-buckling Analysis of Geometrically Non-linear Composite Plates Exhibiting Large Initial Imperfections[J]. Composite Structures, 2017, 174: 134—141.