

牧草高密度大方捆打捆机预切割装置拓扑优化设计

蔡金易¹, 丁源¹, 赵娜², 赵健¹, 赵东¹

(1.北京林业大学工学院, 北京 100083; 2.中国科学院西北高原生物研究所, 西宁 810001)

摘要: 为避免高密度大方捆打捆机作业过程中牧草缠绕机械, 同时降低预压室和压缩室的压缩机功率, 提高牧草的压缩密度, 在国内外研究的基础上, 依据牧草的特性和切割机理, 设计了一种牧草高密度大方捆打捆机预切割装置。在建立预切割装置三维模型的基础上, 通过对回转刀盘进行拓扑优化和尺寸优化, 确定了旋转切割喂入装置采用打孔和空心结构的轻量化方案。在减少机械结构质量的同时, 不降低机械结构的刚度、强度和安全性能。优化后的预切割装置回转刀盘组和主轴整体减重49.66kg, 优化后整体转子总体质量约为优化前质量的89.93%。校核计算其刚度、强度和稳定性满足设计要求, 优化效果较好, 达到了节能降耗的目的。

关键词: 预切割装置; 仿真分析; 拓扑优化; 轻量化

DOI编码: 10.13594/j.cnki.mcjgix.2021.01.003

中图分类号: S225.2*2 文献标识码: A 文章编号: 2096-8361(2021)01-0008-05

Topology optimization design of pre-cutting device of high-density large square baler for herbage

CAI Jin-yi¹, DING Yuan¹, ZHAO Na², ZHAO Jian¹, ZHAO Dong¹

(1.School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing 100083, China; 2.Northwest Institute of Plateau Biology, Chinese Academy of Sciences,Xining 810001,China)

Abstract: In order to avoid the herbage entangling machinery during the operation process of the high-density baling machine, at the same time reducing the compressor power of the pre-compression chamber and the compression chamber and increasing the compression density of the herbage at the same time, based on the research at home and abroad, this paper designs a high-density and generous pre-cutting device for the herbage baler according to the characteristics and cutting mechanism of the herbage. On the basis of the establishment of the three-dimensional model of the pre-cutting device, through the topology optimization and size optimization of the rotary cutter head, the lightweight plan of the rotary cutting feeding device with perforation and hollow structure is determined, while reducing the quality of the mechanical structure, the stiffness, strength and safety performance of the mechanical structure are not reduced. The optimized pre-cutting device rotary cutter set and main shaft reduce the overall weight by 49.66kg. After optimization, the overall weight of the overall rotor is about 89.93% of the weight before optimization, the stiffness, strength and stability of the optimized pre-cutting device meet the design requirements, and the optimization effect is relatively good, the purpose of energy saving and consumption reduction is good.

Key word: pre-cutting device; simulation analysis; topology optimization; lightweight

我国的畜牧业大多是集中经营, 牧场面积较大, 每年都有大量的牧草需要收获, 小方捆打捆

机因草捆密度较小已不再适应市场需求, 因此, 高密度大方捆草捆是目前解决牧草运输、贮存问题的有效方法^[1]。牧草通过压缩可将密度压缩到其本身的5~10倍, 运输费用也减少70%左右^[2-4]。牧草高密度大方捆打捆机的主要部件—预切割装置不仅可以避免牧草缠绕机械, 还可以降低预

收稿日期: 2020-11-06

作者简介: 蔡金易 (1994-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向: 现代设计与先进制造。

通讯作者: 赵东 (1968-), 男, 教授, 博士生导师, 主要研究方向: 农林装备制造和机械设计。

基金项目: 青海省重点研发与转化项目 (2019-NK-118)。

压室和压缩室的压缩机功率,且有利于提高牧草的压缩密度。但由于国外技术保护,国内研制的打捆机在预切割装置上缺少设计理论依据和精确的设计技术参数,因此研制的预切割装置存在重量较大、动态不平衡等缺陷,严重影响了草捆的产能效率^[5]。为此,开展牧草高密度大方捆打捆机预切割装置的设计与研究,对我国畜牧业的发展有重要意义。

目前,德国克拉斯公司研制的Rollant 455系列圆捆机的预切割装置较为先进,该装置共有25组刀片,驾驶员在驾驶室中进行操作,可以将刀片组更改为0、12、13或25这四种情况,通过非人工渠道,更改刀片的数量来控制不同牧草的切割长度^[8]。库恩1270和1290型大方捆打捆机采用了Omni-cut整体转子技术进行旋转切割喂入,该技术适用于各种类型的牧草,即使是密度大、不易切割的牧草也可通过较短行程完成预切割并强制喂入到预压室中^[9]。杨晓俊^[10]等人针对旋转切割喂入装置的动态不平衡问题,对牧草切割装置进行模态仿真,提出优化机械结构,改变固有频率来避免共振;通过质量的修改,减少甚至消除动态不平衡。李连生^[11]等人申请的关于圆草捆打捆机强制喂入装置的实用新型专利,利用C型挡草板等机械结构设计解决牧草在含水率过高的情况下容易堵塞压缩室入口的问题。

本文在国内外研究的基础上,依据牧草特性和切割机理,设计并建立预切割装置的三维几何模型,探究运用拓扑优化对该装置进行轻量化设计和尺寸优化。

1 预切割装置的机械结构设计与三维模型建立

本文的预切割装置采用整体转子技术,缩短了捡拾与切割之间的距离,并以螺旋输送方式完成强制喂入,提高牧草的输送率。预切割装置主要由整体叶片盘式螺旋输送器和螺旋排列的回转刀盘组成,SolidWorks建立的三维几何模型如图1所示。

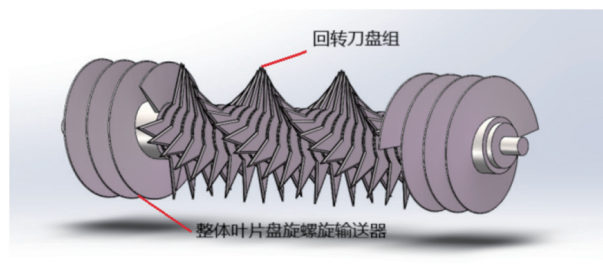


图1 预切割装置三维模型

切割牧草采用回转式无支撑切割方式,切割线速度为40~50m/s,单位时间切割牧草量应该大于设计捡拾量10000kg/h^[6],自然生长的牧草长达1.5~2.0m,最佳牧草切割长度为50~70mm;设计预切割装置的转速为1300r/min,整体宽度为2200mm,两侧整体叶片盘螺旋输送器的长度均为500mm,螺旋3圈半,切割部分为23组回转刀盘组,每组由两个回转刀盘构成,回转刀盘厚度为5mm,组内回转刀盘间距5mm,回转刀盘组之间相距为45mm,回转刀盘的外圆直径600mm,内圆直径250mm,轴径100mm,刀刃角30°。回转刀盘、预切割装置主轴材料为65Mn,其它材料为Q235A。预切割装置结构如图2所示,回转刀盘位置如图3所示。

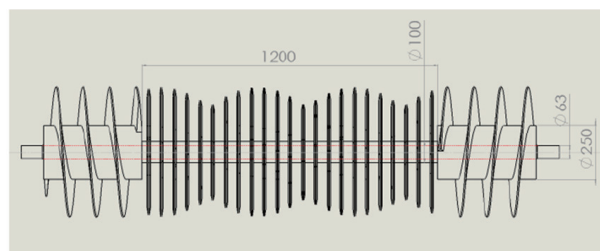


图2 预切割装置结构

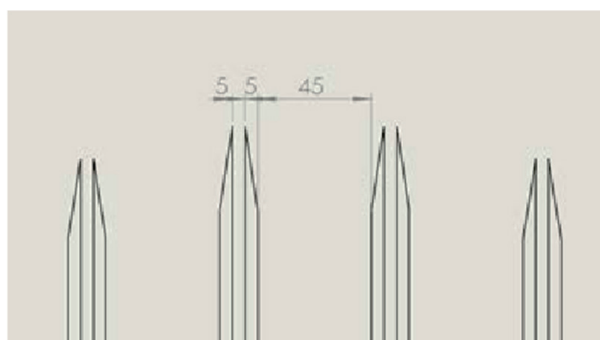


图3 回转刀盘位置

2 结构优化及优化模型建立

拓扑优化是基于已知边界条件(例如载荷和约束),规划给定空间结构材料最优分配的数学方法,运用拓扑优化的手段能够降低设计时间和成本。本文运用Hyperworks结构优化仿真模块OptiStruct进行拓扑优化和尺寸优化,对预切割装置的回转刀盘和主轴进行轻量化设计,在减少机械结构质量的同时,不降低机械结构的刚度、强度和安全性能,达到节能降耗的目的。

2.1 拓扑优化

2.1.1 仿真设置

设计的回转刀盘厚度为5mm,厚度尺寸较小,因此将回转刀盘的中间层抽离出来,运用壳单元进行拓扑优化仿真。回转刀盘材料65Mn,其弹性模量211GPa,泊松比0.288,密度是 $7.82 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ 。回转刀盘的单元类型为四面体网格,如图4所示。

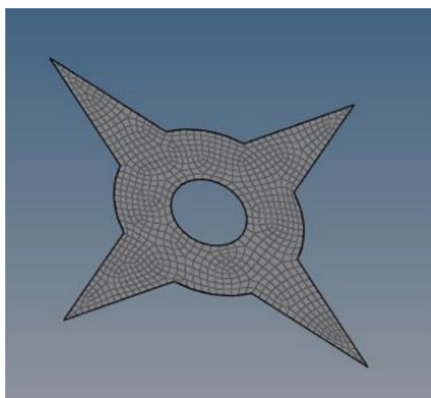


图4 回转刀盘有限元模型

回转刀盘的载荷和约束设置是在4个刀片切割的一侧设置大小为30N,方向垂直于刀刃外侧的力;回转圆盘内圈处设置为固定约束,并且在回转圆盘内圈处设置顺时针方向旋转,大小为 $16.78 \text{N} \cdot \text{m}$ 的扭矩,如图5所示。

2.1.2 仿真结果

回转刀盘共经过10次迭代得出优化解,以最优材料分布为目标获取的拓扑优化效果如图6所示,图中掏空部分的体积约为原回转刀盘体积的6.5%。

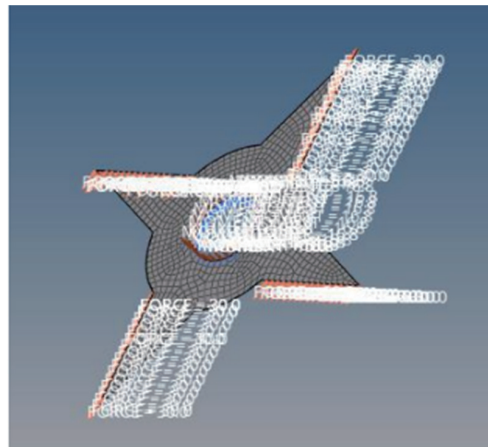


图5 回转刀盘的加载与约束

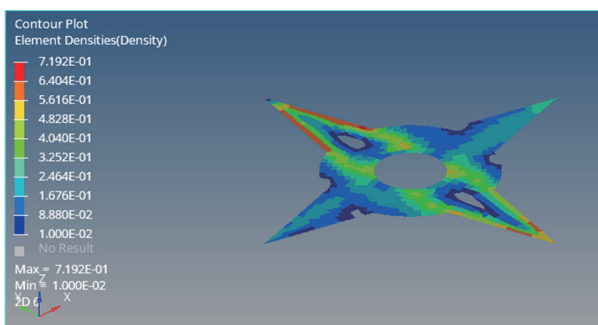


图6 以最优材料分布为目标的拓扑优化效果

由于回转刀盘的四个刀片工况相同,参考Hyper mesh拓扑优化效果图,在每个刀片中部进行打孔处理。孔洞的位置大小,如图7所示;优化后回转刀盘模型,如图8所示。

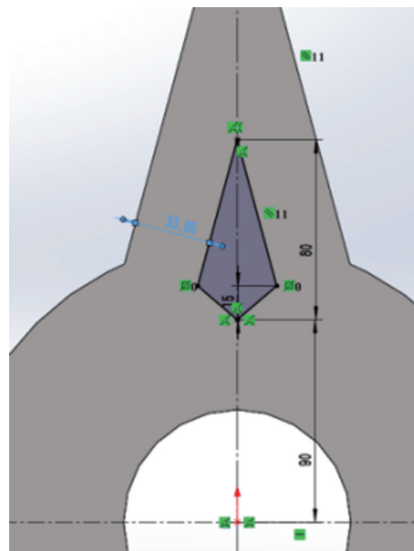


图7 孔洞位置

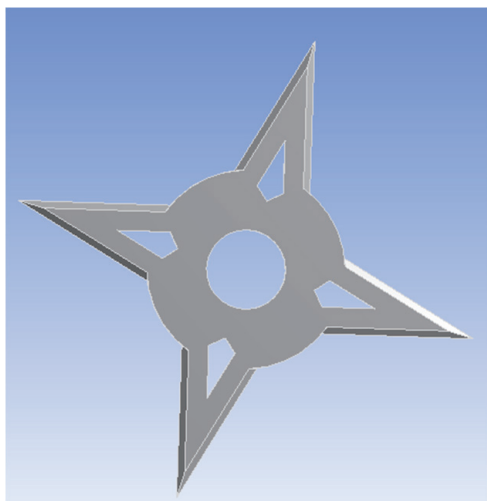


图8 优化后回转刀盘

优化后每一个回转刀盘质量减重0.217kg, 减重后刀盘质量约为优化前质量的91.9%。预切割装置总共有46个回转刀盘, 整体减重9.982kg。

预切割装置主轴材料为65Mn, 长度2200mm, 设计为外径63mm, 壁厚5mm的空心轴。经常规计算校核, 优化后的预切割装置的空心轴减重39.68kg, 质量约为实心轴的70.76%^[13]。

2.2 优化仿真验证

模态分析是结构固有的一种特性, 它只与结构的形状、约束形式与材料特性等有关, 与外界输入无关^[12]。通过结构模态分析, 可得出机械结构在某一易受影响的频率范围内各阶模态的振动特性, 以及机械结构在此频段内及在内部或外部各种振源激励作用下的振动响应结果, 再由模态分析法获得模态参数并结合相关试验, 借助这些特有参数用于结构的重新设计。

由于预切割装置的回转刀盘与螺旋输送机均是焊接在主轴的套筒上, 因此可将其视为一个整体。为验证优化后的预切割装置刚度、强度和稳定性是否满足要求, 使用ANSYS软件对其进行模态仿真分析。

2.2.1 预切割装置

优化后的预切割装置1~6阶固有频率如表1所示, 对应振型图如图9所示。

表1 优化后的预切割装置固有频率

阶数	1	2	3	4	5	6
固有频率 (Hz)	121.20	121.39	128.21	128.52	159.17	159.89

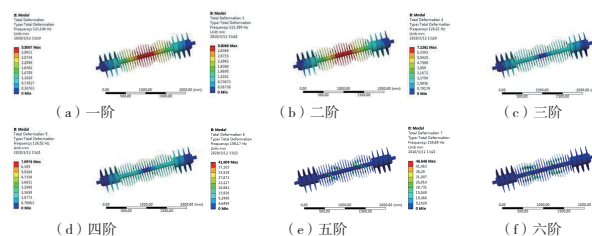


图9 优化后的预切割装置振型

由模态分析结果可以看出:

(1) 1~2阶模态基本相同。从螺旋输送机到中间回转刀盘组, 变形量逐渐增大, 轴向、径向变形均存在, 最大变形发生在中间6组回转刀盘处。

(2) 3~4阶模态相似, 振动变形方向相反。最大变形发生在中间6组回转刀盘的刀尖处, 但中间3组回转刀盘的空心主轴变形较小。

(3) 5~6阶模态相似, 为轴向变形, 振动变形方向相反。5~6阶的最大变形主要集中在第3~10、14~21组回转刀盘的刀尖处, 最大变形量相对前4阶振型明显增大。

2.2.2 回转刀盘

回转刀盘1~6阶固有频率如表2所示, 对应振型图如图10所示。

表2 优化后的回转刀盘固有频率

阶数	1	2	3	4	5	6
固有频率 (Hz)	148.71	151.30	151.34	153.78	613.12	613.63

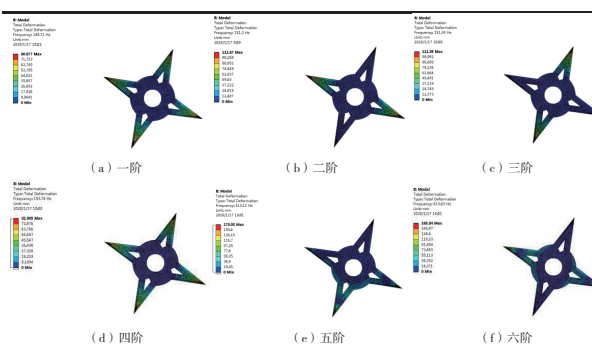


图10 优化后回转刀盘振型图

由回转刀盘模态分析结果可以看出:

(1) 优化后回转刀盘的1~4阶的固有频率比优化前降低了,但高于外部激励频率,不会引起共振。优化后的回转刀盘,1阶和4阶的振型也相似,四个刀片均存在变形;2阶和3阶振型相似,位置相对的一组刀片存在变形。其中最大变形均发生在刀尖处,回转圆盘无明显变形,且2阶和3阶的最大变形大于1阶和4阶的。

(2) 优化后回转刀盘5~6阶的固有频率大于600Hz,比优化前有所提高。由于回转刀盘的5~6阶模态较高,外部激励频率很难达到,故本文暂不讨论。

(3) 优化后回转刀盘,质量减轻、转动惯量减少,但其稳定性依旧可靠。

由于优化后的回转刀盘1至4阶固有频率的范围与优化后的预切割装置的3~6阶固有频率相近,说明预切割装置的固有频率主要集中在148~160Hz。查阅相关文献得知,路面激励频率大约在2~10Hz^[7],外部激励频率大约在52Hz~77Hz之间^[13]。回转刀盘组固有频率与外部激振频率相差较大,不会发生共振现象。优化后的预切割装置刚度、强度和稳定性均符合机械设计要求,对预切割装置完成切割喂入作业没有任何影响,所以优化方案可行。

3 结论

(1) 本文对预切割装置的三维模型进行模态仿真分析,在已确保机械结构刚度、强度和稳定性满足机械设计标准的情况下,将优化后的机械结构固有频率与外部激励频率进行对比,确保打捆机作业时不会发生共振现象。

(2) 通过拓扑优化和尺寸优化的方法,对旋转切割喂入装置的回转刀盘和主轴进行轻量化处理,预切割装置回转刀盘组和主轴整体减重49.66kg,优化后整体转子总体质量约为优化前质量的89.93%,在保证旋转切割喂入装置的刚度和强度达标的前提下,减小其转动惯量,降低其功率消耗,达到了节能降耗的效果。

[参考文献]

- [1]杜玲,李海军.牧草打捆机研究现状及发展趋势[J].黑龙江畜牧兽医,2018,(9):39-44.
- [2]刘振宇.紫花苜蓿合理收获及晒制打捆技术[J].当代畜牧,2001,(4):22-25.
- [3]周晓杰,王春光.压缩条件对苜蓿草径向受力的影响[J].农业机械学报,2009,40(2):115-118.
- [4]Martelli R.,Bentini M..Harvest storage and handling of round and square bales of giant reed and switch grass, an economic and technical evaluation[J].Biomass & Bio-energy, 2015,73(73):67-76.
- [5]赵登宇.牧草打捆机压缩室三维应力试验研究[D].内蒙古农业大学,2017.
- [6]李宝筏.农业机械学[M].北京:中国农业出版社,1999.
- [7]承鉴.基于电液悬挂系统的拖拉机振动特性及主动减振方法研究[D].中国农业大学,2016.
- [8]李勇.打捆机市场回顾与展望[EB].农机360网,2016-11-23.
- [9]周斌.库恩大方捆打捆机的选型特点[J].农业机械,2010,(9):72.
- [10]杨小俊,王鑫,宋嘉翼,向凯.锤刀式割草机割草装置运动平衡性计算和分析[J].湖北工业大学学报,2019,34(2):55-59+73.
- [11]李连生,张宗贺.圆草捆打捆机强制喂入装置[P].中国专利:CN201320099397.5,2012-02-05.
- [12]李茗,张亚岐,成振坤.主副纵梁上下翼面贴合车架的振动模态分析[J].中国农机化学报,2016,37(5):150-154.
- [13]丁源.牧草高密度大方捆打捆机捡拾切割装置设计与优化[D].北京林业大学,2020.