

秸秆连续炭化装置关键部件有限元分析

李利,谢添,万呈呈,杨林彬,陈现征
(青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061)

摘 要:基于有限元方法对秸秆连续炭化装置的关键螺旋结构部件进行分析,结果显示各螺旋结构工作时满足强度和刚度要求,过滤后螺旋叶片的厚度为 8 mm 时最优。对进料螺杆进行的前 6 阶振型模态分析结果显示,进料螺杆在工作时不会发生共振,满足使用要求。

关键词:秸秆;炭化装置;螺旋结构;有限元分析

中图分类号:TB115 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2019)06-0123-04

Finite Element Analysis of Key Part of Straw Continuous Carbonization Device

LI Li, XIE Tian, WAN Chengcheng, YANG Linbin, CHEN Xianzheng

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: Based on the finite element method, this paper makes a study of the key helical structure part of straw continuous carbonization device. The results show that these key components meet the strength and stiffness requirements of its operation, and the optimal thickness of the spiral the blade after filter is 8mm, its comprehensive performance is best. The results of the first six mode modal analysis of the feed screw show that the resonance does not occur in the operation of the feed screw. It meets the use requirement.

Keywords: straw; carbonization device; helical structure; finite-element analysis

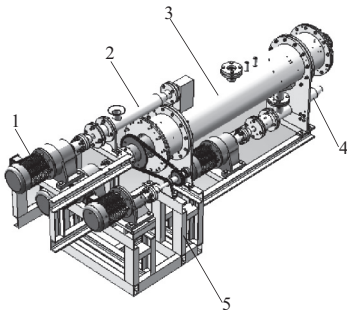
0 引言

秸秆是一种重要的生物质资源,也是一种相对于化石能源来说更加清洁和可再生的能源。全球每年的农业生产会产生大量的秸秆资源,包括我国在内的很多国家和地区,由于缺乏有效的秸秆处置和利用手段,大量秸秆被废弃和焚烧^[1]。秸秆炭化是一种有效的秸秆处理手段,能够将秸秆转化为可利用的固体碳。但目前存在的生物质炭化设备由于种种限制因素,都没有得到大规模的产业化推广和应用^[2]。基于以上原因,构思研发一种自动化的秸秆连续炭化装置来解决我国秸秆资源难以得到有效利用的现状。

本文采用 ANSYS Workbench 软件对装置关键部件进行强度和刚度分析并优化部分结构,以保证设计的合理性。另外,对进料螺杆进行模态分析,确保螺杆在工作时不会产生共振。

1 新型秸秆连续炭化装置整体结构

如图 1 所示,秸秆连续炭化装置主要由 4 大部分组成,第 1 部分是秸秆进料组件,主要由电机、进料筒和进料螺旋以及轴承、联轴器和连接件等组成;第 2 部分是炭化炉组件,主要由炭化炉筒、电机、过滤筛,炭化炉物料输送外螺旋等组成;第 3 部分是炭化物出料组件,主要由炭化物出料筒、电机和出料螺旋等组成;第 4 部分是机架,由槽钢焊接而成^[3]。



1—电机;2—进料部分;3—炭化部分;4—出料部分;5—机架。

图 1 秸秆连续炭化装置的结构组成

如图 2 所示,进料螺旋由右旋结构的螺旋叶片和心轴组成^[4],并通过焊接连接在一起。进料螺旋位于进料筒内,其主要作用是输送物料,同时可完成混合、掺杂和冷却等作业。

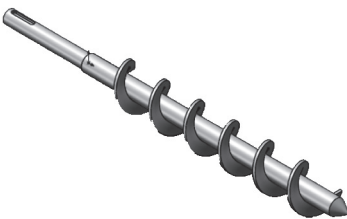


图 2 进料螺旋的三维模型

作者简介:李利(1972—),女,安徽寿县人,教授,博士,主要从事高分子材料加工机械的教学和科研工作。

如图 3 所示,炭化炉输送外螺旋由螺旋叶片和空心轴组成,并通过焊接连接在一起。炭化炉输送外螺旋位于炭化物料出料桶内,其作用是将秸秆物料和防结碳介质向前输送。

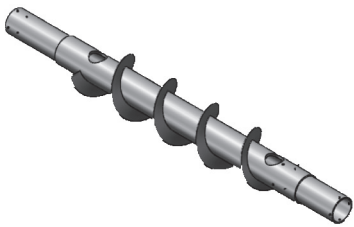


图 3 炭化炉物料输送外螺旋

如图 4 所示,过滤后螺旋位于炭化炉内部,与过滤筛和输送外螺旋相连,其作用是使炭化物料顺利通过炭化炉物料出口输送到炭化物出料组件。过滤后螺旋在输送外螺旋的带动下做旋转运动,其螺旋叶片的旋向有右旋和左旋之分。左旋和右旋叶片连接的正下方是炭化炉物料的出口,这样在两种旋向叶片的作用下,被炭化的物料只能向炭化炉物料出口运动,在重力和叶片挤压的双重作用下通过炭化炉物料出口进入炭化物出料组件^[5]。

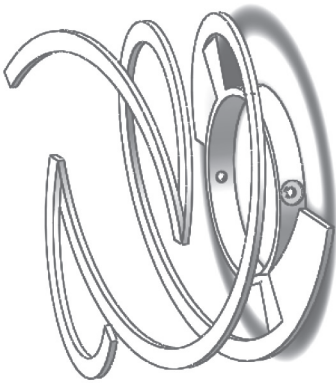


图 4 过滤后螺旋三维模型

2 有限元模拟分析

2.1 进料螺旋静力学分析

进料螺旋为悬臂梁结构,首先通过对它的静力分析观察其变形和最大主应力情况。通过 Solidworks 三维建模软件对进料螺旋进行三维建模,然后导入 ANSYS Workbench 中对进料螺旋进行静力分析^[6]。模型导入 ANSYS Workbench 并划分网格,网格划分结果如图 5 所示。

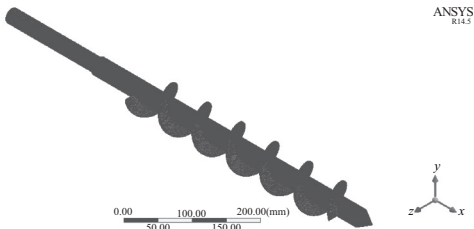


图 5 进料螺旋的网格划分结果

在运行工况条件下,考虑最危险工况,即电机输出最

大转矩时,螺杆的变形和应力分布情况。可知电机的最大输出转矩为 44 Nm,将最大转矩施加到螺杆上,经过分析计算得到结果如图 6 和图 7 所示。

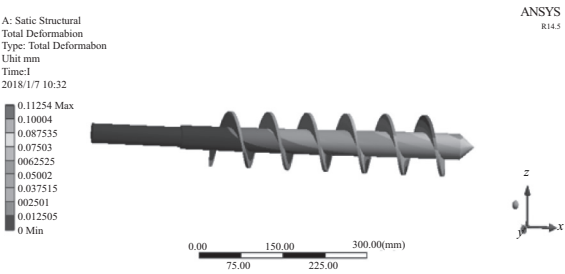


图 6 运行工况下进料螺旋的变形分布云图

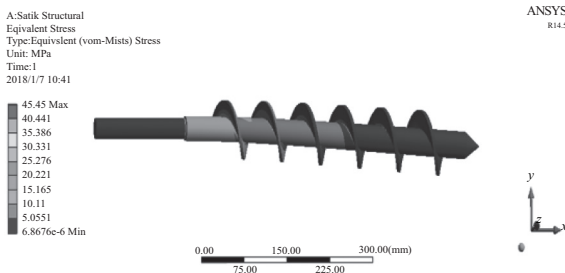


图 7 运行工况下进料螺旋的应力分布云图

由云图结果可以看出,运行工况转矩最大时,最大变形量为 0.11254 mm,发生在螺杆的顶端螺旋边缘。这个变形量与螺杆的整体尺寸相比是较小的,相比于螺杆和料筒的间隙,几个毫米的数量级是可以忽略的,并不影响设备的安全稳定运行。最大主应力为 45.496 MPa 发生在螺旋与螺杆轴连接的位置。由于螺旋叶片采用 Q235B 制作,常温条件下材料的屈服极限为 174 MPa,心轴采用 20 钢棒制作,常温屈服极限为 141 MPa,两种材料常温屈服极限均大于最大转矩作用下产生的最大主应力,所以螺杆强度满足要求。

2.2 进料螺旋模态分析

进料螺旋在减速电机的带动下做旋转运动,减速电机作为激励源可能引起进料螺旋的共振,所以有必要对进料螺旋进行模态分析^[7],以获得零件的固有频率。在运行时尽量避开固有频率区段,以防止引发共振,对设备产生破坏。如图 8 所示,通过模态分析,求得螺杆的前 6 阶固有振动频率分别是 0 Hz、0 Hz、66.351 Hz、66.372 Hz、415.02 Hz、415.16 Hz^[8]。0 Hz 没有意义,从第 3 阶固有振动频率开始,阶数越高固有频率越大。由于第 3 阶 66.351 Hz 的固有振动频率已经远大于电机的运行激励频率(电机设计最大转速 120 r/min),因此,在运行工况下不会引起螺杆的共振。

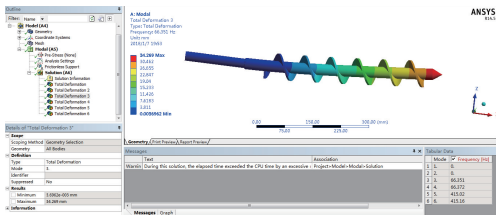


图 8 进料螺旋的模态分析结果

2.3 炭化炉物料输送外螺旋静力学分析

炭化炉物料输送外螺旋近似为简支梁结构,首先通过对它的静力分析观察其变形和最大主应力情况。通过Solidworks 三维建模软件对炭化炉物料输送外螺旋进行三维建模,然后导入 ANSYS Workbench 中对其进行静力分析。模型导入 ANSYS Workbench 并划分网格,网格划分结果如图 9 所示。

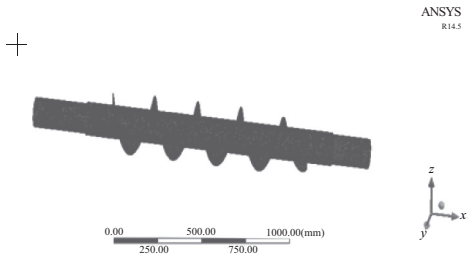


图 9 炭化炉物料输送外螺旋网格划分结果

由于零件近似为简支梁结构,考虑其在非运行工况条件下零件的强度和刚度没有问题。直接分析在运行工况条件下最危险工况,即电机输出最大转矩时,零件的变形和应力分布情况。可知电机的最大输出转矩为34.6 Nm,再将最大转矩施加到螺旋叶片上,经过分析计算得到结果如图 10、图 11 所示。

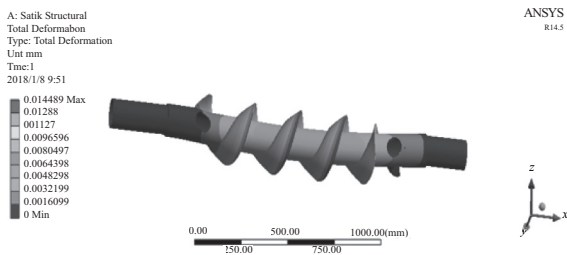


图 10 炭化炉物料输送外螺旋变形分布云图

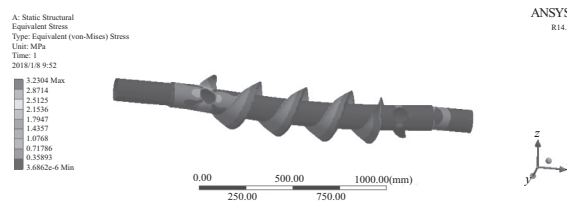


图 11 炭化炉物料输送外螺旋应力分布云图

由结果可以看出,在最大输出转矩施加到零件上时,最大变形为 0.014 489 mm,发生在螺旋叶片的边缘;最大主应力为 3.230 4 MPa,发生在螺旋叶片和空心轴连接的位置。空心轴采用耐热不锈钢 S30408 钢管制作,在 500℃ 下的屈服极限为 150 MPa,螺旋叶片采用耐热不锈钢 S30408 钢板制作,500℃ 下的屈服极限同样为 150 MPa。可见最大主应力远低于材料在最高工作温度下的屈服极限。最大变形量相对零件的整体尺寸是非常小的,相对于零件与炭化炉筒之间的间隙几个毫米的数量级来说也是可以忽略的,并不会与炭化炉筒发生干涉。所以

零件的强度和刚度均满足使用要求。

2.4 过滤后螺旋静力学分析

将过滤后螺旋用 Solidworks 三维建模软件建模后导入 ANSYS 静力分析模块进行静力分析,模型导入后进行网格划分。网格划分结果如图 12 所示。

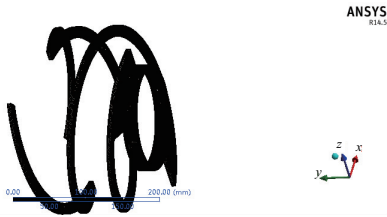


图 12 过滤后螺旋网格划分结果

固定螺钉约束位置,施加过滤后螺旋自身重力和最大作用转矩,经过计算得到结果如图 13、图 14 所示。由结果可以看出,在自身重力和最大转矩的作用下,产生的最大主应力为 79.655 MPa,出现在固定端位置,最大变形量为 2.271 2 mm,出现在悬臂端螺旋叶片上。过滤后螺旋采用 S30408 钢板条压制焊接而成,材料在 500℃ 下的屈服极限为 150 MPa,最大主应力低于屈服极限,强度满足要求。最大变形量相对较大,由于零件与其他零部件的间隙也是几个毫米级别,在如此大的变形量条件下容易发生碰撞和磨损,导致零部件的损坏并影响设备的安全运行,同时输送效果也会变差。因此,应考虑对过滤后螺旋进行优化。

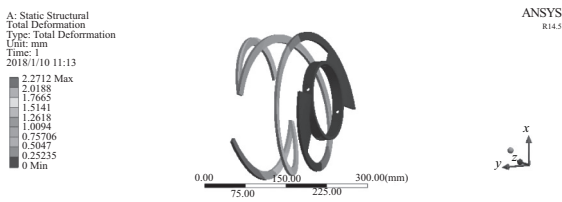


图 13 过滤后螺旋变形分布云图

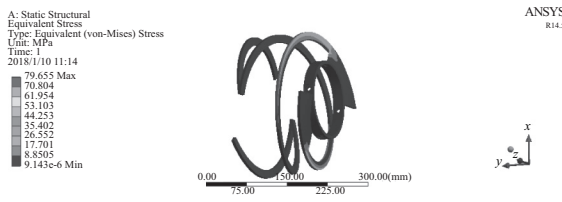


图 14 过滤后螺旋应力分布云图

3 过滤后螺旋结构的优化

由上有限元模拟结果得到过滤后螺旋最大变形量为 2.271 2 mm,最大应力为 79.655 MPa。由于变形量过大,在制造误差的影响下装置在运行中容易与炭化炉筒和过滤筛发生碰撞,导致零部件的磨损甚至破坏,同时影响过滤后螺旋的传输效率,因此应增加过滤后螺旋结构的刚性。

过滤后螺旋的螺旋叶片采用厚度为 5 mm 的 S30408 不锈钢板制作。为增加其刚度,可考虑通过增加螺旋叶片厚

度来增加过滤后螺旋刚度。为此,将分别对螺旋叶片厚度为 6 mm、8 mm、10 mm、12 mm 的过滤后螺旋进行有限元静力分析,以比较其最大变形量和最大应力情况。

不同厚度的螺旋叶片网格划分采用与 5 mm 螺旋叶片相同的控制单元尺寸的网格划分方法。施加相同的固定支撑、重力和转矩,经过计算后得到的结果云图如图 15、图 16 所示。

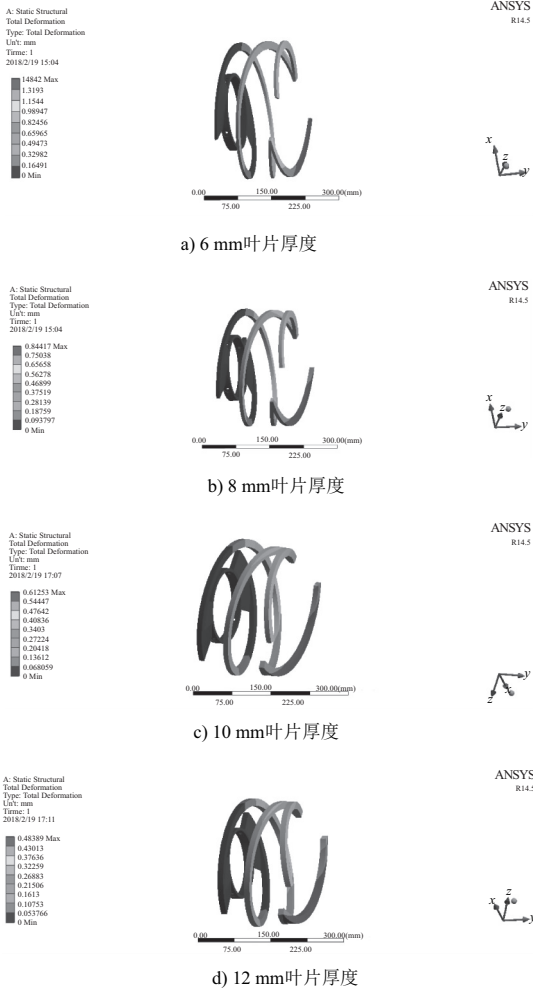


图 15 不同叶片厚度过滤后螺旋变形分布云图

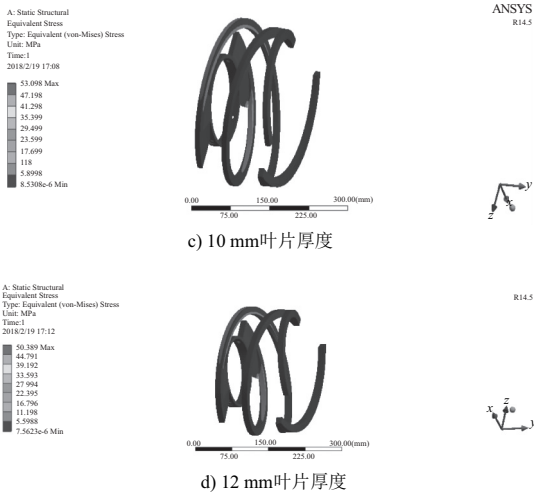
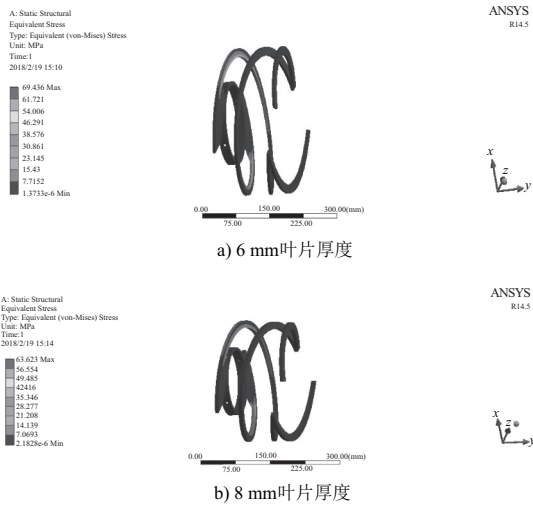


图 16 不同叶片厚度过滤后螺旋应力分布云图

不同厚度螺旋叶片的过滤后螺旋有限元分析结果如表 1 所示。

表 1 不同厚度螺旋叶片的过滤后螺旋有限元分析结果

螺旋叶片厚度/mm	最大主应力/MPa	最大变形量/mm
5	79.655	2.271 20
6	69.436	1.484 20
8	63.623	0.844 17
10	53.098	0.612 53
12	50.389	0.483 89

从分析结果可以看出,增加螺旋叶片的厚度可以使过滤后螺旋的最大变形量明显减小,同时随着螺旋叶片厚度的增加,最大主应力也有所减小,但同时过滤后螺旋会变得笨重,导致螺旋输送空间变小,影响螺旋输送效率。因此应适当选择螺旋叶片的厚度来增强过滤后螺旋的刚性。由表 1 看出,当螺旋叶片厚度增加到 8 mm 后,再增加螺旋叶片厚度,过滤后螺旋的刚性增加幅度明显减小;最大主应力始终小于材料的屈服强度,可以不用考虑。当螺旋叶片厚度为 8 mm 时,过滤后螺旋的最大变形量为 0.844 17 mm,相对于过滤后螺旋和炭化炉筒以及过滤筛间隙几个毫米的数量级已经相对较小,因此过滤后螺旋叶片的厚度为 8 mm 时最优。

4 结语

1) 利用 Solidworks 软件对秸秆连续炭化装置进行了结构设计,基于 ANSYS 软件对该装置的核心螺旋构件进行了结构分析。结果表明,在工作时,进料螺旋、炭化炉物料输送外螺旋的强度和刚度均满足使用要求。

2) 利用 ANSYS Workbench 软件对不同厚度螺旋叶片的过滤后螺旋有限元分析,同时结合实际装置运行情况,最终确定过滤后螺旋叶片的厚度为 8 mm 时最优。

3) 利用 ANSYS Workbench 软件对进料螺旋进行了模态分析,得到转轴的 3 阶主振频率 66.351 Hz,远大于电机的运行激励频率(电机设计最大转速 120 r/min),因此在运行工况下不会引起螺杆的共振。

(下转第 133 页)