

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.12.017

小型电动割草机刀盘变形试验分析与仿真*

单春贤 邵霞 刘涛 杨敏官

(江苏大学能源与动力工程学院, 镇江 212013)

【摘要】 割草机刀盘的旋转变形是导致其产生机械振动噪声的主要因素之一。利用高速数码摄像机分别拍摄了割草机刀盘在无保护端盖和有保护端盖状态下的旋转变形图像,获得了刀盘的高速旋转变形曲线,分析了产生变形的原因;并在试验的基础上建立了刀盘的有限元模型,通过 ANSYS 分析软件,模拟了刀盘的径向变形情况,分析了径向变形与刀盘结构和电动机转速之间的关系。减小刀盘大孔面积能使刀盘最大径向位移减小(在 12 000 r/min 时,减小约 30%);维持电动机转速在 8 000 r/min 左右,可使最大径向位移不超过 0.2 mm,刀盘运转平稳。

关键词: 割草机 刀盘 变形 模拟

中图分类号: S776.27⁺² **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)12-0080-04

Simulation of Minitype Grass Trimmer's Cutter Deformation

Shan Chunxian Shao Xia Liu Tao Yang Minguan

(School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

The cutter's rotating deformation plays an important role which caused the vibration noise of grass trimmer. High-speed video camera was applied to get the deformation images of grass trimmer's cutter with protecting cover and without it. The tendencies and reasons of deformation were proposed. The finite element model of cutter based on experiment was established, the radial deformation was simulated by ANSYS, and the relations of the radial deformation between the cutter structure and rotational speed were analyzed. Reducing the area of big hole in the cutter could decrease the maximum radial deformation (in 12 000 r/min, the value decreased by about 30%); Maintaining the motor speed at 8 000 r/min around could control the maximum radial deformation below 0.2 mm and keep a smooth moving.

Key words Grass trimmer, Cutter, Deformation, Simulation

引言

耳旁噪声是反映草坪割草机综合性能最具代表性的指标,其中因零部件变形、机具振动、摩擦等因素引起的机械噪声是耳旁噪声的主要组成部分^[1]。国家质量检验标准(GB 19725—2005/ISO 11806:1997)规定,草坪割草机具耳旁噪声大于 90dB 即视为不合格产品。目前耳旁噪声超标问题影响着产品质量。

在小型电动割草机的零部件变形中,刀盘部位的旋转变形尤为突出,由于需综合考虑材质、强度、

重量等因素,导致刀盘壁厚、质量不能过大。在高速旋转过程中,因为刀盘变形而与周边零件产生摩擦、碰撞,增大了机具的运转噪声。目前国内外关于割草机降噪方面的研究主要集中在如何降低电动机噪声上^[2],而关于刀盘变形与噪声之间的关系则很少涉及。

本文以小型电动割草机刀盘为研究对象,利用高速数码摄像机拍摄割草机刀盘在高速旋转状态下的变形情况,结合刀盘的有限元分析,进一步分析变形的趋势以及影响因素,初步提出减小刀盘变形的改进措施。

收稿日期:2010-07-17 修回日期:2010-08-30

* 国家自然科学基金资助项目(50476068)

作者简介:单春贤,副教授,主要从事动力机械等振动测试与控制技术研究,E-mail:scx63@163.com

1 试验装置

试验装置如图1所示,主要由美国 REDLAKE MASD 公司生产的 Motionpro™ 10000 高速数码摄像机、SP2017 氩离子激光器、计算机、SPK-500 小型电动割草机以及试验台架等组成。

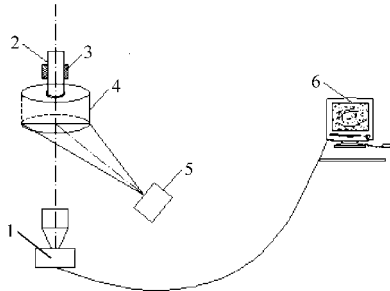


图1 小型电动割草机试验装置示意图

Fig. 1 Experimental apparatus schematic diagram

1. 高速数码摄像机 2. 电动机轴及轴套 3. 专用夹具
4. 刀盘 5. SP2017 氩离子激光器 6. 计算机

试验时,先将割草机电动机轴采用专用夹具固定在试验台架上,打开电动机电源。待割草机稳定运转到标准转速时,再开启激光光源,选择拍摄速度,通过计算机高速采集数码图像,并存入计算机中。综合刀盘转速与图像大小等因素,试验选取:拍摄速度为2000帧/s,图像大小为256像素×256像素。因此,刀盘每转动一周可拍摄约10帧图像(电动机转速为12000 r/min),每两帧图像之间刀盘转过的夹角 $\Delta\theta$ 为 36° 。

为了与割草机实际工作状态接近,试验中刀盘口垂直向下放置,采用专用夹具固定电动机轴套,减少刀盘轴的振动,使电动机转速与刀盘转速保持一致。刀盘表面做喷黑处理,刀盘边沿贴荧光贴点。

在割草机刀盘处于无保护端盖状态和加保护端盖的状态下,利用高速数码摄像机采集刀盘在高速旋转状态下的2组工作图像。图2为刀盘的实物图。图2b中,线匝被保护端盖封闭在刀盘内部,在工作过程中,端盖起支撑和保护的作用,既增加了刀盘的刚度,又可以防止线匝从刀盘中飞出;图2a为去掉端盖的刀盘(线匝未取出),用于观察在无支撑作用下刀盘的高速旋转变形情况。

2 模型的建立

2.1 有限元模型的建立

刀盘是小型电动割草机中十分重要的零部件,刀盘的内端面直接与电动机旋转轴相连,在刀盘的内部放置线匝,背面的叶片用于电动机的散热以及抛洒碎草。刀盘的结构和材料主要参数见表1。

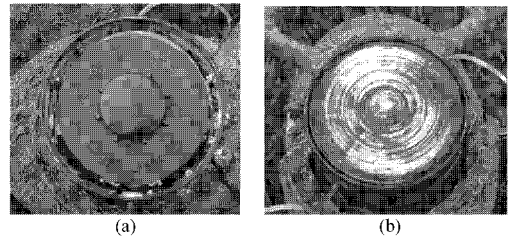


图2 刀盘实物图

Fig. 2 Cutter

- (a) 无保护端盖 (b) 有保护端盖

表1 刀盘结构和材料主要参数

Tab. 1 Parameters of cutter structure and material

参数	数值
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	12 000
刀盘外轮廓直径/mm	90
刀盘高度/mm	55
刀盘厚度/mm	3
刀盘材料	ABS 合成树脂
弹性模量/MPa	2 100
泊松比	0.38
密度/ $kg \cdot m^{-3}$	1 100

由于刀盘是典型的旋转结构,因此采用圆柱坐标系对其变形情况进行描述,并在建模过程中作如下假定:

- (1)假设刀盘厚度均匀一致,为3 mm。细部结构因对仿真结果影响不大,故予以忽略。
- (2)忽略叶片因转动产生的风阻和刀盘自重,刀盘仅受高速旋转产生的离心力的作用。
- (3)材料各向同性。

此处,假设单元为处于小变形下的线弹性体,满足弹性力学的基本假设,在此前提下计算模型离散化为求解方程组

$$\mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{u} \quad (1)$$

其中 $\mathbf{u} = \{u_r, u_\theta, u_z\}$

式中 \mathbf{F} ——外力向量

\mathbf{u} ——离散的位移向量

\mathbf{K} ——模型整体刚度矩阵^[3~4]

u_r, u_θ, u_z ——沿径向、周向和轴向的位移

根据建立的模型材料属性可以获得式(1)中各项系数,在确定的边界条件和载荷下,可以求得各节点的位移向量 \mathbf{u} 。

2.2 刀盘网格划分

参考模型结构特点,刀盘虽是一个旋转体,壁也较薄,选择壳单元似乎更加合适。但通过分析文献^[5~10],并考虑刀盘的细部结构与薄壁壳有很大不同,如中部有隔断,背面有叶片等,因此选择

10 节点 SOLID92 单元,该单元适合处理塑性、大挠度、大应变。过程采用自由网格划分方式,共生成 92 859 个单元,155 703 个节点;对底面约束其径向 X 、周向 Y 、轴向 Z 位移。

刀盘模型及网格划分如图 3 所示,图中对称的 2 个大孔是端盖的安装固定孔,与之垂直的 2 个小孔是刀绳的出口孔。

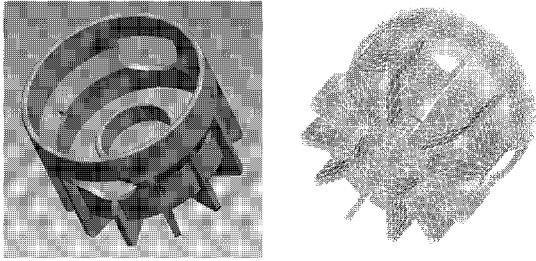


图 3 刀盘模型及网格划分图

Fig. 3 Cutter's model and mesh

3 结果分析

3.1 试验结果分析

3.1.1 刀盘在无保护端盖状态下的变形情况

试验时由正面拍摄刀盘的运行情况,刀盘为逆时针方向旋转。图 4 是刀盘在无保护端盖状态下高速旋转一周的图像。

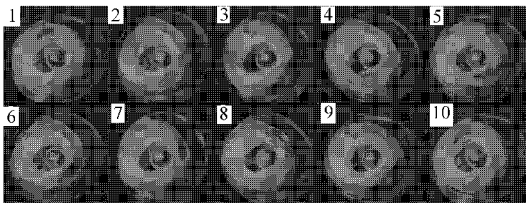


图 4 无保护端盖状态下的高速旋转图像

Fig. 4 Rotating image without protective cover

图 5 是根据高速摄影结果,利用 MotionPro 运动图像分析软件,对连续 30 帧图像(即连续旋转 3 周)进行分析,提取出的刀盘外轮廓在无保护端盖状态下高速旋转的变形情况。

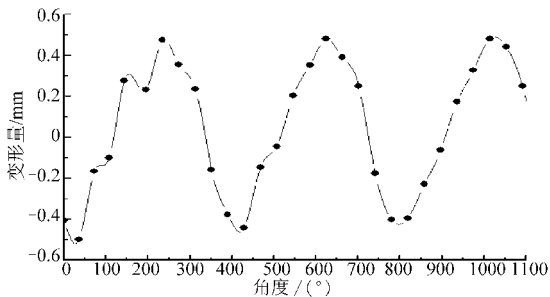


图 5 无保护端盖状态下高速旋转的变形曲线

Fig. 5 Deformation amount curve without protective cover

图中:横坐标轴为角度步长,相邻 2 个采样点的角度间隔为 36° ;纵坐标轴变形量定义为外轮廓和

轴心之间的距离与基圆半径之差。从图中可看出:

(1) 刀盘外轮廓基本呈一阶正弦曲线的形式波动,在每旋转一周内,其变化趋势基本一致。表明此时刀盘已呈椭圆型方式运行。

(2) 由于刀盘上设计有固定端盖的大孔,使得刀盘质量在径向分布不匀,受高速旋转时离心力的作用,在与端盖固定孔垂直的一面向外产生拉伸作用,产生最大径向正变形;而在端盖固定孔处,由于刚度减小而被压缩,产生最大径向负变形。

(3) 最大径向正变形量约为 0.48 mm ,最大径向负变形量约为 0.45 mm 。

3.1.2 刀盘在有保护端盖状态下的变形情况

图 6 是刀盘在有保护端盖状态下高速旋转一周所拍摄的图像。

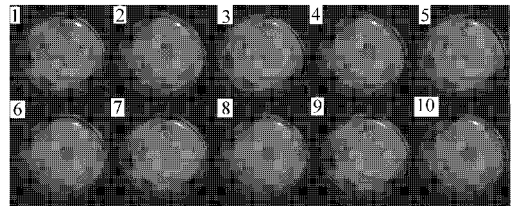


图 6 有保护端盖状态下的高速旋转图像

Fig. 6 Rotating image with protective cover

图 7 是刀盘外轮廓在有保护端盖状态下高速旋转的变形情况。

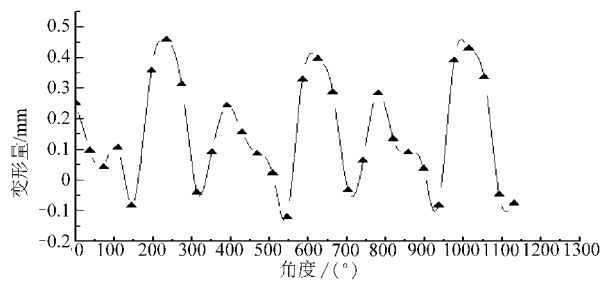


图 7 有保护端盖状态下高速旋转的变形曲线

Fig. 7 Deformation amount curve with protective cover

比较图 5 和图 7 可以看出:

(1) 由于受保护端盖的约束,刀盘的外轮廓曲线发生扭曲,呈四角梅花形,在一周内出现 2 次最大径向正变形。

(2) 在安装保护端盖后,刀盘最大径向正变形量与无保护端盖时基本相同,最大径向位移也同样出现在端盖固定孔的垂直面上。

(3) 刀盘的径向负变形量仅取决于刀盘和端盖的安装间隙,较无保护端盖时明显减小。

3.2 刀盘径向变形的有限元分析

在刀盘的旋转过程中,刀盘自身结构特点、电动机转速、装配精度以及材料塑性等因素均会影响刀盘的变形大小。

3.2.1 原刀盘径向变形的有限元分析

图 8 是根据已有刀盘模型,采用 ANSYS 有限元分析软件,计算得到的转速为 12 000 r/min 时刀盘的径向变形情况。由图 8 可知,刀盘的最大径向变形量为 0.416 7 mm,最大轴向变形量为 0.390 9 mm,数值计算的结果与试验拍摄的结果吻合,两者误差小于 12.5%。

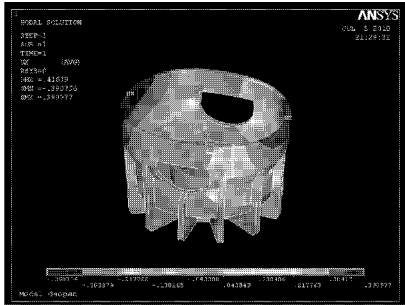


图 8 原刀盘径向变形的模拟计算结果

Fig. 8 Cutter's radial distortion simulation results

3.2.2 改进刀盘径向变形的有限元分析

改进刀盘结构使其质量分布均匀,或者在刀盘的径向布置加强肋条提高刀盘的刚度等,都可以减小刀盘的变形。图 9 是对刀盘结构改进后的径向变形模拟计算结果。图中将原刀盘上的 2 个大孔分割成 4 个面积小一些的孔,其它参数不变,可以看出最大径向变形量降至 0.319 4 mm,变形量减小约 30%。

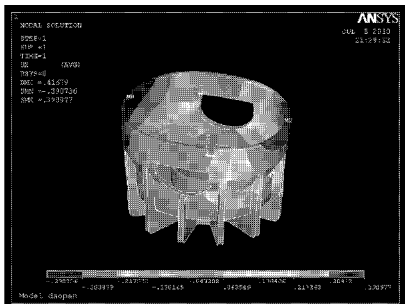


图 9 改进刀盘的径向变形模拟计算结果

Fig. 9 Mended cutter's radial distortion simulation results

3.2.3 刀盘径向位移与转速之间的关系

电动机转速的变化对刀盘径向位移的影响较大。图 10 是刀盘最大径向位移随转速变化的计算

结果。从图中可以看出,最大径向位移与转速之间呈非线性关系,随着转速的增加,离心力增大,导致径向位移也随之增加。当转速控制在 8 000 r/min 以下时,最大径向位移不超过 0.2 mm,此时运转较平稳,工作噪声较小。当转速提升到 12 000 r/min,最大径向位移将超过 0.4 mm,塑性变形增大,导致工作噪声急剧增大,这与实际运行状态十分相似。

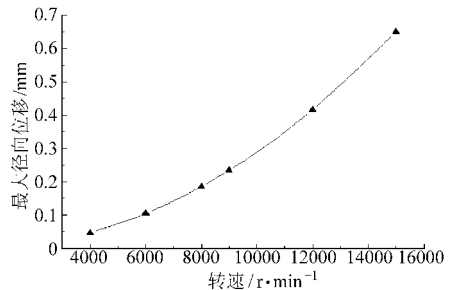


图 10 最大径向位移随转速的变化曲线

Fig. 10 Maximum radial displacement curve with speed

4 结论

(1) 在高速旋转下刀盘的外轮廓曲线将发生变形,在无保护端盖的状态下基本呈椭圆形分布。而在加保护端盖后,由于受端盖的约束刀盘外轮廓曲线发生扭曲,在旋转一周内出现 2 次径向位移峰值。

(2) 刀盘最大径向正变形出现在端盖固定孔的垂直面上,径向变形量一般处于 ± 0.5 mm 内,且最大径向正变形量与刀盘自身的结构、材料和电动机转速有关,与有无保护端盖无关。

(3) 保护端盖对径向负变形影响较大,可有效增加刀盘的刚度。

(4) 刀盘的径向和轴向变形是引起割草机具振动,进而产生耳旁噪声的主要因素之一。改进刀盘结构使其质量分布均匀,通过减小刀盘上大孔的单孔面积或者在刀盘的径向布置加强肋条提高刀盘的刚度等,都可以减小刀盘的变形量,有效降低机具的工作噪声。

(5) 最大径向位移与转速之间呈非线性关系,将电动机转速控制在 8 000 r/min 以下时,可有效降低割草机的工作噪声。

参 考 文 献

- Zulquernain Mallick. Optimization of operating parameters for a back-pack type grass trimmer[J]. International Journal of Industrial Ergonomics, 2008,38(1): 101 ~ 110.
- Mallick Zulquernain, Kaleel Ahmed Hameed, Siddiqui Arshad Noor. An expert system for predicting the effects of noise pollution on grass trimming task using fuzzy modeling[J]. International Journal of Applied Environmental Sciences, 2009(4):389 ~ 403.
- 谢贻权,林钟祥,丁浩江. 弹性力学[M]. 杭州:浙江大学出版社,1988.
- 王靖岳,丁旺才,王浩天. 基于 ProE 和 ANSYS 的曲轴有限元分析[J]. 机械工程与自动化,2007,140(1):54 ~ 56.
Wang Jingyue, Ding Wangcai, Wang Haotian. Finite element analysis of the vehicle crankshaft based on ProE and ANSYS [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2007,140(1):54 ~ 56. (in Chinese)

- 15 Peterson D L. Mechanical harvester for process oranges[J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 1998, 14(5): 455 ~ 458.
- 16 Sanders K F. Selective picking head for citrus harvester[J]. *Biosystems Engineering*, 2005, 90(3): 279 ~ 287.
- 17 Torregrosa A, Ortí E, Martín B, et al. Mechanical harvesting of oranges and mandarins in Spain [J]. *Biosystems Engineering*, 2009, 104(1): 18 ~ 24.
- 18 Burns J K, Roka F M, Li K T, et al. Late season Valencia orange mechanical harvesting with an abscission agent and low-frequency harvesting[J]. *Hort. Science*, 2006, 41(3): 660 ~ 663.
- 19 Chinchuluun R, Lee W S, Ehsani R. Machine vision system for determining citrus count and size on a canopy shake and catch harvester[J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 2009, 25(4): 451 ~ 458.
- 20 Ehsani M R, Grift T E, Maja J M, et al. Two fruit counting techniques for citrus mechanical harvesting machinery[J]. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2009, 65(2): 186 ~ 191.
- 21 Hannan M W, Burks T F. Current developments in automated citrus harvesting [C] // 2004 ASAE/CSAE Annual International Meeting, 043087, Ontario, 2004.
- 22 Bulanon D M, Burks T F, Alchanatis V. Fruit visibility analysis for robotic citrus harvesting[J]. *Transactions of the ASABE*, 2009, 52(1): 277 ~ 283.
- 23 Morinaga K, Sumikawa O, Kawamoto O, et al. New technologies and systems for high quality citrus fruit production, labor-saving and orchard construction in mountain areas of Japan[J]. *Journal of Mountain Science*, 2005, 2(1): 59 ~ 67.
- 24 Yamamoto S, Kanamitsu M, Ajiki K, et al. S-shaped multipurpose monorail for hillside orchards [J]. *JARQ*, 2007, 41(2): 147 ~ 152.
- 25 Aleixos N, Blasco J, Navarron F, et al. Multispectral inspection of citrus in real-time using machine vision and digital signal processors[J]. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2002, 33: 121 ~ 137.
- 26 Whitney J D, Miller W M, Wheaton T A, et al. Precision farming application in Florida citrus [J]. *Applied Engineering in Agriculture*, 1999, 15(5): 399 ~ 403.
- 27 Subramanian V, Burks T F, Arroyo A A. Development of machine vision and laser radar based autonomous vehicle guidance systems for citrus grove navigation[J]. *Computers and Electronics in Agriculture*, 2006, 53(2): 130 ~ 143.
- 28 Du Q, Chang N, Yang C, et al. Combination of multispectral remote sensing, variable rate technology and environmental modelling for citrus pest management[J]. *Journal of Environmental Management*, 2008, 86(1): 14 ~ 26.
- 29 Lins E C, Belasque J, Marcassa L G. Detection of citrus canker in citrus plants using laser induced fluorescence spectroscopy[J]. *Precision Agriculture*, 2009, 10(4): 319 ~ 330.
- 30 宋自奋, 张玉, 祁春节. 中国柑橘市场竞争力比较分析[J]. *安徽农业科学*, 2008, 36(26): 11 602 ~ 11 603, 11 610. Song Zifen, Zhang Yu, Qi Chunjie. Comparative analysis of market competitiveness of Chinese citrus[J]. *Journal of Anhui Agri. Sci.*, 2008, 36(26): 11 602 ~ 11 603, 11 610. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 83 页)

- 5 王新彦. 割草机连续翻滚中翻滚保护装置的有限元分析[J]. *农业工程学报*, 2009, 25(1): 85 ~ 88. Wang Xinyan. Finite element analysis of mower rops in continuous roll[J]. *Transactions of the CSAE*, 2009, 25(1): 85 ~ 88. (in Chinese)
- 6 Hyder M J, Asif M. Optimization of location and size of opening in a pressure vessel cylinder using ANSYS[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2008, 15(1 ~ 2): 1 ~ 19.
- 7 Sergio Baragetti, Stefano Cavalleri, Angelo Terranova. A numerical and experimental investigation on the fatigue behavior of a steel nitrided crankshaft for high power IC engines[J]. *Journal of Engineering Materials and Technology*, 2010, 132(1): 1 ~ 11.
- 8 李朝峰, 刘杰, 毛居全, 等. 大型复杂机械节点导入建模及有限元分析[J]. *农业机械学报*, 2007, 38(8): 124 ~ 127. Li Chaofeng, Liu Jie, Mao Juquan, et al. Finite element modeling and analysis of large complex-structure equipment based on imported joints[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2007, 38(8): 124 ~ 127. (in Chinese)
- 9 李玉宝, 翟华, 柯尊忠. 薄壁圆筒零件变形的有限元法研究[J]. *合肥工业大学学报: 自然科学版*, 2005, 28(2): 121 ~ 124. Li Yubao, Zhai Hua, Ke Zunzhong. Research on thin-walled column parts with finite element analysis method[J]. *Journal of Hefei University of Technology: Natural Science*, 2005, 28(2): 121 ~ 124. (in Chinese)
- 10 贾晶霞, 刘汉武, 郝新明, 等. 马铃薯收获机挖掘铲有限元静力学分析[J]. *农业机械学报*, 2006, 37(9): 86 ~ 88. Jia Jingxia, Liu Hanwu, Hao Xinming, et al. Finite element analysis for blade of potato harvester[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2006, 37(9): 86 ~ 88. (in Chinese)