

文章编号:1006-1355(2018)05-0052-05+61

饲草揉碎机转子模态分析及结构优化

王金博¹, 董海军², 翟之平¹, 程海鹰¹, 康小云¹, 吴雅梅³

(1. 内蒙古工业大学 机械学院, 呼和浩特 010051; 2. 赤峰市农牧局, 内蒙古 赤峰 024000;
3. 中国农业机械化科学研究院 呼和浩特分院, 呼和浩特 010020)

摘要:针对目前饲草揉碎机转子工作时存在振动、噪声大的问题,为避免发生共振,采用理论分析和有限元仿真方法对转子自由模态进行计算,并通过模态试验对理论分析和数值计算结果进行验证。在此基础上,采用流固耦合方法对转子进行预应力模态分析。对转子进行共振分析发现激振频率与转子低阶频率较接近,极易发生共振,为增大激振频率和转子低阶频率避开率,基于响应面法对影响转子振动特性的结构参数进行优化。分析结果表明:预应力对转子的前3阶模态影响较大,频率分别提高了14.01%、12.01%以及10.54%;锤架板厚度对转子第1阶频率影响较大,主轴直径次之,锤架板直径影响最小;优化后频率避开率由原来的5.03%增大为20.83%,避免了共振的发生,且转子强度和刚度均满足使用要求。

关键词:振动与波;揉碎机转子;模态分析;模态试验;响应面优化

中图分类号:TH113.1

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2018.05.009

Modal Analysis and Structure Optimization of the Rotors of Forage Rubbing and Breaking Machines

WANG Jinbo¹, DONG Haijun², ZHAI Zhiping¹,
CHENG Haiying¹, KANG Xiaoyun¹, WU Yamei³

(1. College of Mechanical Engineering, Inner Mongolia University of Technology, Huhhot 010010, China;
2. Agriculture and Animal Husbandry Bureau of Chifeng, Chifeng 024000, Inner Mongolia China;
3. Huhhot Branch of Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, Huhhot 010020, China)

Abstract: At present, vibration and noise of the rotors of forage rubbing and breaking machines become a serious problem. In this paper, the theoretical analysis and finite element simulation are used to calculate the free modals of the rotors, and a modal test is carried out to verify the theoretical analysis and the numerical calculation method. On this basis, prestressed modal analysis of the rotor is carried out by using the fluid-solid coupling method. The analysis of the rotor shows that the excitation frequency is close to a lower order frequency of the rotor, which can cause resonance very easily. In order to increase the excitation frequency to avoid from the low frequency of the rotor, the structural parameters which affect the vibration characteristics of the rotor are optimized based on response surface method. The results show that: (1) The prestress has a great impact on the first three order natural frequencies of the rotor, and the first, second and third order frequencies are increased by 14.01 %, 12.01 and 10.54 % respectively; (2) The thickness of the hammering plate has the greatest influence on the first order frequency of the rotor, the diameter of the spindle has the second, and the diameter of the hammering plate has the minimal influence; (3) After the optimization, the frequency avoidance rate is increased from 5.03% to 20.83 % and the resonance is effectively avoided. Besides, the strength and stiffness of the rotor can meet the requirements of use.

Keywords: vibration and wave; rotor of forage rubbing and breaking machine; modal analysis; modal test; response surface optimization

收稿日期:2018-03-02

基金项目:国家自然科学基金资助项目(102-413069);

内蒙古自然科学基金资助项目(102-413111);

内蒙古自然科学基金资助项目(2018MS05059)

作者简介:王金博(1991-),男,河北省邢台市人,硕士研究生,主要研究方向为机械设计及理论。

E-mail: 15248150054@163.com

通讯作者:翟之平(1966-),女,河北省邢台市人,博士,教授,硕士生导师,主要研究方向为机械设计及理论。

E-mail: 654499136@qq.com

饲草揉碎机是我国自行研制的介于切/割草机与粉碎机之间的一种新型牧草加工设备,主要由锤片-抛送叶轮转子、外壳和机架等组成。饲草揉碎机主要靠高速旋转的锤片和齿条综合作用使饲草受到冲击、揉搓、摩擦和剪切而成为蓬松的丝状段,然后在导流板引导及气流抽吸作用下移向抛送叶轮进而被抛出机外。

目前国内学者对饲草揉碎机的研究主要集中在揉碎效率、内部流场以及噪声方面^[1]。王娟、王春光等实测发现饲草揉碎机噪声高达100 dB~110 dB左右,且空气动力性噪声是其主要噪声来源^[2]。麻乾、刘飞等通过数值仿真对其内部流场进行分析,得出揉碎机内部流场压力分布规律^[3]。对于揉碎机转子振动特性未做进一步分析。饲草揉碎机主要工作部件锤片-抛送叶轮转子,工作时受到高速旋转离心力、气流-物料气固两相压力以及自身重力等的综合作用会产生剧烈振动,加剧转子系统的疲劳断裂及影响其使用寿命,并产生噪声污染。如果外界激振频率与转子某阶固有频率相接近时,会导致共振发生,进而引发机械事故。因此对揉碎机转子进行振动特性分析和结构优化对揉碎机减振降噪及提高可靠性具有重要意义。

本次研究采用有限元分析软件 ANSYS Workbench 对揉碎机转子自由以及预应力模态进行仿真,并通过模态试验验证仿真结果的可靠性。在求得外部激振频率的基础上,进行了共振分析;为避免发生共振采用响应面法对转子结构进行优化。

1 模态计算与分析

1.1 有限元模型的建立

利用三维建模软件 SolidWorks 首先建立 9R-40 型饲草揉碎机转子的实体模型,如图 1(a)所示。其次建立揉碎机外壳模型,最后采用布尔减运算得到揉碎机内流道模型。

将揉碎机流道模型导入到有限元分析前处理软

件 ANSYS ICEM CFD 中进行网格划分。划分网格前需定义进料口、出料口、交界面及流体计算区域等,计算区域包括 2 个区域即交界面与转子表面封闭的旋转区域(Fluid-rotate)和外壳与交界面组成封闭的非旋转区域(Fluid)^[4]。流体区域选用四面体混合网格,尺寸控制在 5 mm~25 mm 之间,流体网格数量为 2 171 639,如图 1(b)所示。

将转子实体模型导入 ANSYS Workbench 进行网格划分,采用四面体网格,网格尺寸为 5 mm,网格质量选择 Fine,转子结构网格数为 105 757,如图 1(c)所示。

1.2 自由模态计算

将转子结构网格模型导入 ANSYS Workbench 模态分析模块进行自由模态计算,添加材料属性,转子材料为 45 号钢,设定材料属性:密度为 7.85 g/cm³,弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.31,屈服极限为 355 MPa;自由模态分析无需对转子施加任何约束。

由转子自由模态计算结果得出,前 6 阶固有频率为 0 或接近于 0 的刚体模态,转子的第 7 阶为实际第 1 阶非 0 模态频率,以此类推。低阶模态频率及振型对结构动力学影响较大^[5],故选取前 10 阶自由模态频率计算结果进行分析,前 10 阶自由模态频率如表 1 所示。

1.3 流固耦合预应力模态计算

1.3.1 揉碎机内流场数值计算

利用流体仿真软件 Fluent 对揉碎机内部流场进行数值计算,流场数值模拟采用雷诺时均方法和标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型;动、静两个区域的交界面通过将转速转化成绝对速度进行数据交换。计算时,转速为 2 800 r/min,入口边界条件设为速度入口,入口速度为 15 m/s;两侧轴承间隙入口速度为 4 m/s,设定出口为压力出口,并给定标准大气条件作为压力边界值。

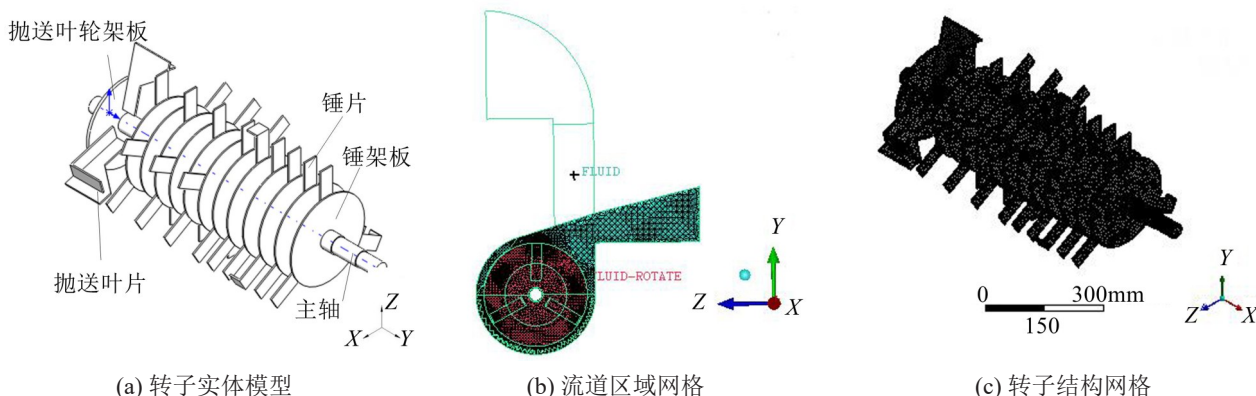


图 1 转子实体模型与流体网格及结构网格模型

1.3.2 流固耦合过程

揉碎机空载运行时,转子在流场中的变形较小,故本文采用单向流固耦合方法进行求解,忽略固体变形对流场的影响。将流场计算结果中转子表面压力载荷加载到转子有限元模型结构耦合面上,同时加载旋转离心力载荷和转子自身重力,最后进行求解计算,整个耦合过程在 ANSYS Workbench 中实现。最后添加模态分析模块与静力学分析模块实现数据传递,进行预应力模态求解。转子的前 10 阶预应力模态频率如表 1 所示。

1.4 模态试验

1.4.1 试验仪器

试验采用德国 POLYTEC 公司生产的 PSV-500 激光扫描测振仪;以及由江苏东华测试技术股份有限公司研制的 LC02 力锤以及 INV9824 型 IEPE 加速度传感器,其灵敏度分别为 4 Pc/N 和 5 mV/g。

1.4.2 试验原理

激光多普勒测振仪主要利用光学多普勒原理来测量物体的振动大小^[6-7],其氦氖激光器发出一定频率(设为 f_0)的偏振光,由分光镜(beam splitter)

分成两路,一路作为测量,一路用于参考。测量光照射到被测物体表面,物体振动引起多普勒频移

(f_D);系统再收集反射光($f_0 + f_D$)与经过声光调制(通过布拉格器件 Bragg Cell 实现)的参考光汇聚在光电探测仪上,这样两束光在探测仪表面产生干涉,产生正比于运动物体速度的多普勒信号,如图 2 所示。

1.4.3 试验方法

试验时采用橡皮绳将转子悬挂于试验架上,使其处于“自由悬挂”状态,如图 3 所示。



图 3 自由悬挂的转子

验时首先运行系统软件 PSV-software 9.0,使激光头正对测试对象,并设置 216 个扫描点。为了保证测试结果的准确性和系统可辨识性,激振点数目必须大于或等于模态重数^[8],本次试验初次选取 12

表 1 试验模态与计算模态的对比

阶次	自由与试验模态相对误差/ (%)	实测结果	自由模态计算结果	预应力模态计算结果	预应力与自由模态相对误差/ (%)
		频率/Hz	频率/Hz	频率/Hz	
1	0.93	128.12	129.31	147.43	14.01
2	-1.15	146.88	145.21	162.65	12.01
3	-4.30	153.75	147.36	164.74	10.54
4	-1.90	234.38	229.93	230.12	0.08
5	2.70	278.13	285.65	281.04	1.61
6	1.38	303.13	307.30	309.34	0.66
7	1.51	387.50	393.34	414.18	5.29
8	-2.43	430.63	420.18	425.57	1.28
9	0.98	471.88	476.51	480.80	0.90
10	-1.39	512.50	505.37	512.78	1.46

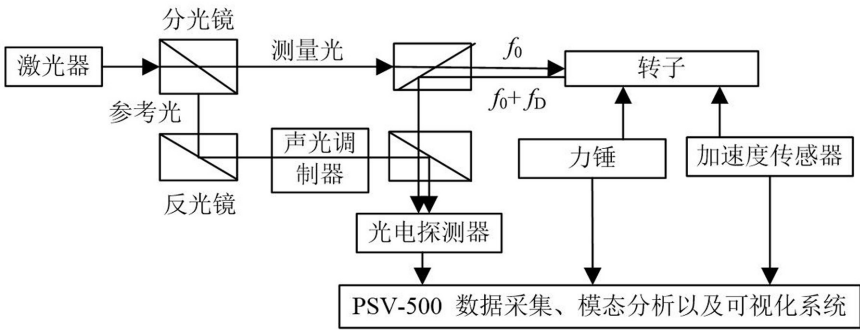


图 2 试验原理图

个激振点,其中3个分布在抛送叶轮,4个在锤架板上,2个在主轴上,3个在锤片上,激振点不得干扰激光测量。最后进行扫描测量,测试系统可对信噪比差的响应点进行多次扫描,直至得到最佳结果。

1.5 计算模态与试验模态比较分析

转子的前10阶试验模态频率如表1所示,并与自由及预应力模态频率进行了比较。

由表1可以看出,由于数值计算时对模型进行适当的简化和实验条件的限制,导致自由模态频率和试验模态频率存在一定偏差。

试验模态与自由模态各阶频率最大相对误差为2.7%,说明所建立理论模型及数值计算结果是可信的。预应力模态与自由模态频率比较表明,预应力使转子结构固有频率有所提高,第1、2和3阶频率提高幅度较大,分别提高了14.01%、12.01%和10.54%,这是由于动力刚化造成的^[9];其他各阶频率提高幅度较小,这说明其他阶次频率主要由转子自身结构和物理属性决定的。由于转子为近似对称结构,出现了重频现象。

2 转子共振分析

转子工况转速为2 800 r/min,锤片数为3,因此转子受气流激振作用时的激励频率为:

$$f = inz/60 = i(2800 \times 3)/60 = 140i \text{ (Hz)}$$

式中: n 为转子转速,r/min; z 为锤片数; i 为谐波数($i=1,2,3,\dots$)。激励频率基频为140 Hz($i=1$),2倍频为280 Hz,3倍频为420 Hz($i=2$)。

由表1可知,转子预应力模态1阶频率为147.43 Hz与激振频率基频(140 Hz)避开率为5.03%;转子预应力模态2阶频率为162.65 Hz与2阶激振频率(280 Hz)避开率为72.15%;转子预应力模态3阶频率为164.74 Hz与3阶激振频率(420 Hz)避开率为154.95%。参照国家相关标准,转子系统固有频率应偏离激振频率的15%,即避开率应大于15%^[10]。为提高转子动态性能,避免共振发生,需对转子结构进行优化。

3 转子结构优化分析

响应面法(Response Surface Methodology, RSM)是一种渐进近似的优化方法,可以很好地解决

非线性和工作量较大的工程优化问题。本质为一种统计学算法,通过部分试验点用来寻找变量因素在不同取值条件下的最佳响应。

3.1 确定目标函数及结构优化变量

优化目标为提高转子低阶(前3阶)固有频率与激振频率的避开率。对目标函数产生影响的设计变量有主轴直径、架板厚度、架板直径、锤片厚度、宽度及长度等参数,分析单因素条件下目标函数对设计变量的灵敏度,影响最显著的是锤架板厚度(灵敏度>0.41),其次为主轴直径(灵敏度>0.13)及架板直径(灵敏度>0.10)其他参数灵敏度小于0.1,故选取架板厚度、主轴直径、架板直径为设计变量。

目标函数:是用设计变量表达的一种数学表达式。假设系统前 r 阶频率为 ω_i ($i=1,2,\dots,r$),目标值表示为: ω_i^* ($i=1,2,\dots,r$),则目标函数可表示为^[4]

$$f(x) = \sum_{i=1}^r W_i (\omega_i - \omega_i^*)^2$$

其中: W_i 为频率加权系数。

通过改变转子结构参数,增大低阶频率避开率,避免共振发生。则目标函数可表示为

$$f(x) =$$

$$W_1 (\omega_1 - \omega_1^*)^2 + W_2 (\omega_2 - \omega_2^*)^2 + W_3 (\omega_3 - \omega_3^*)^2$$

其中: $\omega_1^*, \omega_2^*, \omega_3^*$ 分别为预应力模态第1阶频率,预应力模态第2阶频率和预应力模态第3阶频率期望值。

同时满足

$$m_i \leq 47.5 \quad (i=1,2,3,\dots)$$

式中: m_i 为转子质量,单位kg。

3.2 参数化建模及优化过程

采用三维建模软件SolidWorks对转子进行参数化建模后导入ANSYS Workbench进行优化分析。目标函数为1阶固有频率。选取对目标函数(响应值)影响显著的锤架板厚度P1、主轴直径P2及锤架板直径P3为设计变量。为了不使结构发生太大变化,设置变化范围;输入参数约束条件如表1所示。输出参数设转子质量为P4,预应力模态第1阶频率为P5,预应力模态第2阶频率为P6,预应力模态第3阶频率为P7。响应面类型选定标准响应面下的完全多项式,优化方法为筛选,试验设计类型选用中心复合设计。

表2 输入参数约束条件

输入参数	最小值/mm	初始值/mm	最大值/mm
DS@Thickness12(P1)	3	4	5
DS@Diameter(P2)	45	50	55
DS@Diameter12(P3)	220	250	280

3.3 优化结果分析

多因素响应面优化法,是以响应值(预应力模态前3阶频率)为因变量,多因素(转子锤架板厚度、主轴直径、架板直径)为自变量建立的函数关系。输出参数与多个输入参数的变化关系可用响应曲面表达。

如图4为输出参数P1对交互项输入参数的响应曲面图,并不能代表此时输出结果是最优的,因为未考虑其他输入参数。图4(a)为交互项锤架板厚度和主轴直径对转子预应力模态第1阶频率的响应曲面,图形中颜色深浅代表对目标函数的影响程度;由图可知,交互项锤架板厚度和主轴直径对转子预应力模态第1阶频率成正相关,即两者越大频率越大。由图4(b)为交互项锤架板厚度和锤架板直径对转子预应力模态第1阶频率的响应曲面,由图可知,交互项中锤架板厚度对转子预应力模态第1阶频率成正相关,但锤架板直径对频率影响较小。由图4(c)为交互项锤架板直径和主轴直径对转子预应力模态第1阶频率的响应曲面,由图可知,交互项中主轴直径对转子预应力模态第1阶频率成正相关,同样锤架板直径对频率影响较小。

ANSYS Workbench 响应面优化分析模块优化

后得到三组备选设计点如表3所示。

结合响应曲线和响应面分析结果,选取第1组备选设计点更为合理,转子预应力模态第1阶频率与基频激振频率避开率由5.03%提高到15.49%,转子预应力模态第2阶频率与2倍频激振频率避开率为62.21%,转子预应力模态第3阶频率与3倍频激振频率避开率为112.30%,总质量减小了1.06%,节约了材料,提升了转子动态特性。

4 优化后转子静力学分析

经结构优化后,转子动态特性得到提升。对于优化后的转子需依据最优参数修改模型,建立有限元模型进行静力学分析,得到应力应变分布规律,并进行强度及刚度校核。可以得到优化后的转子应力、应变及总变形云图如图5所示。

从等效应力云图(图5(a))可以看出,转子最大等效应力为168.12 MPa,根据强度理论 $\sigma_{\max} \leq \sigma_s / S$,其中 σ_{\max} 为最大应力, σ_s 为材料屈服极限, σ_s 为355 MPa,其 S 安全系数为2.11,强度满足使用要求;从等效应变云图5(b)可以看出应变与应力变化趋势相同,且有一定的减小。从总变形云图5(c)可以看出,最大变形为1.69 mm,远小于转子到外壳的径向和轴向间隙,刚度满足使用要求。

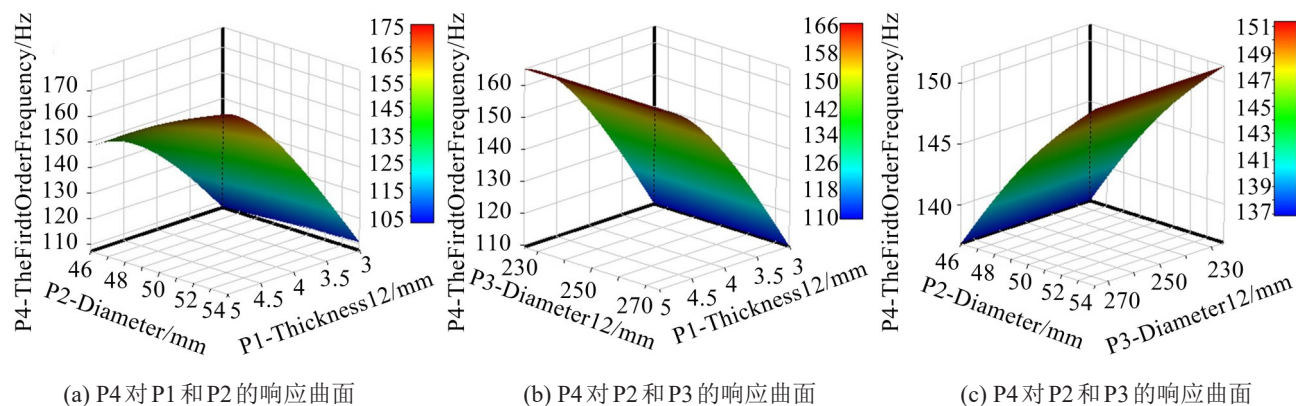


图4 输出参数对输入参数的响应曲面图

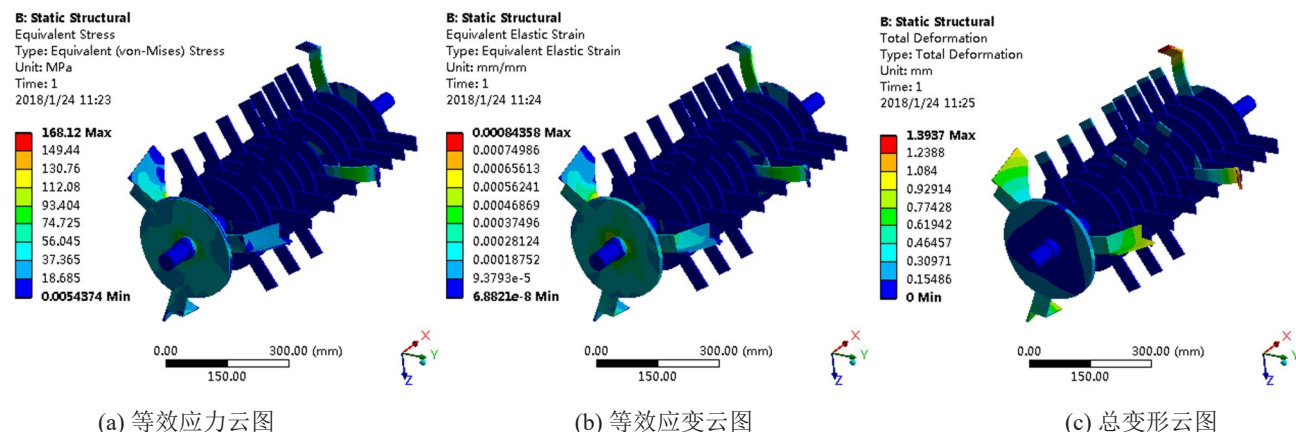


图5 转子应力、弹性主应变及位移云图

(下转第61页)