

努尔艾合买提·吾甫尔,依西甫江·赛依提,赵 田,等.垂直摘锭结构参数优化设计与有限元分析[J].江苏农业科学,2020,48(1):206-213.
doi:10.15889/j.issn.1002-1302.2020.01.039

垂直摘锭结构参数优化设计与有限元分析

努尔艾合买提·吾甫尔,依西甫江·赛依提,赵 田,买买提明·艾尼

(新疆大学机械工程学院,新疆乌鲁木齐 830046)

摘要:摘锭是采棉机在作业过程中与棉花和棉株直接接触的承载零件之一,外载荷引起的摘锭变形和折断等失效现象对采棉机采摘率有巨大的影响。对垂直摘锭结构进行理论受力分析,确定钩齿角度和摘锭内孔直径有效变化范围,建立 16 种参数组合模型,并利用有限元法对其结构进行静态和模态分析。静力学分析结果表明,不同钩齿角度间摘锭结构最大应力和变形量差异不明显,而随着内孔直径的增加,摘锭结构最大应力和变形量明显增大,其中最大应力在 5.529 0~7.894 3 MPa 之间,主要分布在钩齿齿根部位,变形量为 0.008 1~0.009 1 mm,主要出现在摘锭的下半部;模态分析结果表明,摘锭结构的固有频率从第 1 阶开始均在 400 Hz 以上,避开了原动轴、滚筒轴以及自身的正常工作频率范围;通过对比分析应力、变形量,确定垂直摘锭内孔直径为 16 mm 的参数组合(16 mm-60°、16 mm-65°、16 mm-70°、16 mm-75°)较合理。结果可为采棉机关键零部件国产化、提高其工作效率和动力稳定性提供理论依据。

关键词:采棉机;垂直摘锭;参数优化;模态分析;静力学分析;内孔直径;钩齿角度

中图分类号: S225.91⁺1 **文献标志码:** A **文章编号:** 1002-1302(2020)01-0206-08

棉花是世界上不可缺少的纤维作物,我国是主要的棉花生产国之一^[1]。新疆作为我国最大的棉花主产区和国家优质棉、长绒棉出产地,其国民经济指数的提高在很大程度上依赖于新疆棉花业的持续和稳定发展^[2]。目前,类似于约翰迪尔公司的 JD9965 型、凯斯公司的 CASE2555 型采棉机在新疆生产建设兵团棉花生产地区被广泛应用^[3]。

摘锭作为采棉机的关键零部件之一,其对采棉机采摘性能的影响巨大^[4]。Meng 等研究了采棉机摘锭在润滑油条件下表面刻痕涂层的摩擦磨损性能,并采用流固耦合方法研究了涂层对套筒和水平摘锭力学性能的影响^[5-6]。

国内相关研究单位和企业以及一些学者对水平摘锭采棉机的摘锭展开了多方面、多层次的研究,张有强等在不改变采棉机摘锭结构的基础上,基于电磁处理技术对市场化凯斯摘锭(Case)、迪尔

摘锭(Deere)和国产摘锭(Yeer)进行电磁强化处理,结果表明,电磁处理后凯斯和国产摘锭残余应力下降 60%,迪尔摘锭下降 50%^[7]。洪荣荣等利用 ADAMS 软件对摘锭轨迹进行仿真,并用 Matlab 软件获得轨迹曲线多项式,以此来研究摘锭的运动规律及其对摘锭采摘性能的影响^[8-9]。高广娣等利用三维扫描反求工程对进口摘锭进行原型重构,并对国产和进口水平摘锭结构进行对比分析^[10]。吴天松等提出了基于机器视觉的摘锭磨损程度定量判定方法,并利用 SPSS 软件进行统计分析,得到磨损时间与磨损程度的相关曲线,实现了摘锭磨损程度的自动检测^[11-12]。罗树丽等借助扫描电子显微镜、三维表面白光干涉仪测试了摘锭在不同阶段的磨损形貌,并与初始表面形貌进行对比分析,结合摘锭磨损形貌分析构建了摘锭在脱棉过程中的摩擦力模型,为采棉机摘锭磨损机制研究提供理论依据^[13]。

因摘锭是在采棉机作业过程中高速旋转且与棉花和棉株直接接触的承载部件,其所受的摩擦力与冲击力较大,承受着复杂的外力(棉株与棉花的反作用力)、力矩(动力输出功率产生的驱动扭矩)及各种冲击载荷,同时自身的振动与系统还会产生共振等,时有断裂和变形现象^[14],这种现象不仅降低了采棉机采净率,还需要更换新的摘锭,每更换 1 组,花费较高,因此机采棉的普及仍然受到制约,这

收稿日期:2018-10-24

基金项目:国家自然科学基金(编号:11772289);外资横向课题“新型采棉机设计、制造技术研究”。

作者简介:努尔艾合买提·吾甫尔(1990—),男,维吾尔族,新疆喀什人,硕士研究生,从事机械设计与理论研究。E-mail:908418215@qq.com。

通信作者:买买提明·艾尼,博士,教授,博士生导师,从事计算力学、现代设计理论与方法、动力稳定性、并行计算方法等研究。E-mail:mgheni@263.net。

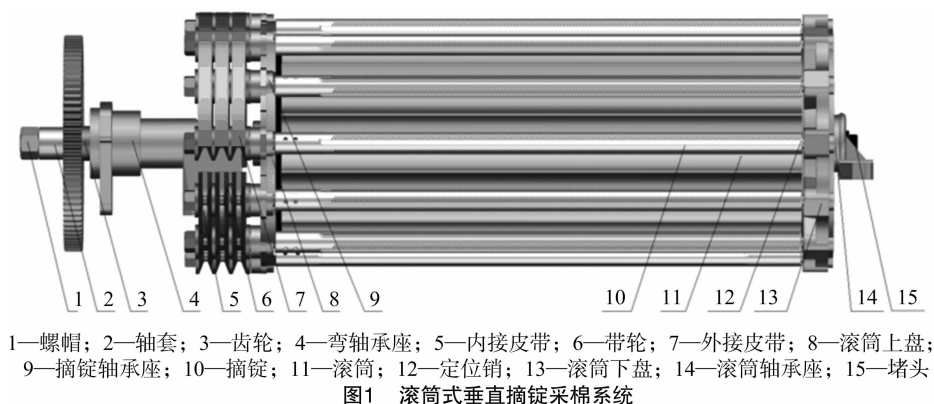
在一定程度上影响了新疆棉花产业的快速发展^[15]。因此,对采棉机进行技术创新,以提高棉花的产量势在必行。

本研究将已有的垂直摘锭结构的刀刃和刀轴合为一体,设计一种新的垂直摘锭,并将其齿改为类似于水平摘锭钩齿的异形钩形齿,进而将棉花纤维缠绕至摘锭上;从摘锭受力分析出发,研究摘锭受到最大采摘摩擦力时的 2 种主参数(钩齿角和摘锭内孔直径)取值范围,并建立 2 种主参数组合结构模型,分别对各模型进行静态与模态数值分析,通过对比不同主参数下各结构的应力、应变分布情况以及模态频率、振型和受力情况,筛选出相对比较合理的主参数组合垂直摘锭结构,以期垂直摘锭结构的设计与优化提供参考数据。

1 滚筒式垂直摘锭采棉系统工作原理

众所周知,棉花纤维呈扭曲带状,其表面因纤维之间杂乱分布并且粗糙,使得棉花有着极强的缠

绕性能^[16]。采棉机摘锭利用棉花高强度缠绕特性对其进行收集,垂直摘锭和水平摘锭的采摘工作原理大致相同,唯一差别在于水平摘锭自转运动中心线平行于地面,而垂直摘锭自转运动中心线垂直于地面。垂直摘锭的运动过程主要由垂直摘锭自转和摘锭随着采摘滚筒转动(公转)等 2 个运动组合而成。摘锭一端(1 个滚筒有 12 摘锭)安装在滚筒上盘的带轮上,另一端安装在滚筒下盘的定位销上,滚筒上、下盘随着采摘滚筒进行圆周运动,滚筒自转的同时通过外接皮带的摩擦力带动安装在皮带轮上的摘锭转动,棉铃中的棉花被高速转动摘锭上的钩齿钩住,随着摘锭的旋转缠绕在摘锭表面;与此同时,带棉花的摘锭随着滚筒旋转,旋转至脱棉半圆盘区时,该区的皮带轮与内接皮带接触,此时摘锭速度降低且方向与摘棉半圆盘区相反,利用摘锭与脱棉刷相互反转接触时产生的摩擦力将棉条脱落,并经吸棉管道将棉条送至棉花收集箱。滚筒式垂直摘锭采棉系统如图 1 所示。



1—螺帽; 2—轴套; 3—齿轮; 4—弯轴承座; 5—内接皮带; 6—带轮; 7—外接皮带; 8—滚筒上盘; 9—摘锭轴承座; 10—摘锭; 11—滚筒; 12—定位销; 13—滚筒下盘; 14—滚筒轴承座; 15—堵头

图1 滚筒式垂直摘锭采棉系统

2 垂直摘锭受力与强度校核分析

2.1 垂直摘锭受力分析

垂直摘锭的整个采棉过程由 2 个动作组成,一个是摘锭自身的圆周运动,一个是采摘滚筒的旋转运动。棉花能否被顺利采下在很大程度上取决于棉花纤维与摘锭表面的摩擦力大小,而摘锭表面摩擦力的大小取决于钩齿高度、钩齿角度等。若采摘阻力比摘取棉花的勾结力小,则可以顺利地把棉花采下;若采摘阻力大于勾结力,则会导致钩齿在棉铃中产生打滑现象,不仅造成采棉失败,还会加剧摘锭磨损,甚至造成工作失效等严重后果^[17]。因此,只有确保摘锭与棉花纤维之间的摩擦力大于其采摘时所承受的采摘阻力,才能将棉花顺利地采摘

下来。现初步分析摘锭工作截面承受摩擦力的情况,摘锭截面形状如图 2 所示。设微小长度为 dX ,作用在 dX 上的力如图 2 所示。

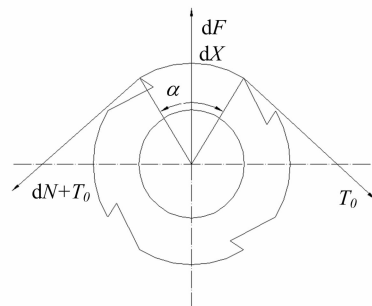


图2 垂直摘锭截面受力情况

根据受力情况列平衡方程为

$$T_0 + dN = dF \sin \frac{d\alpha}{2} + T_0 \cos \alpha. \quad (1)$$

式中: $dF \sin \frac{d\alpha}{2}$ 可忽略不计, $\sin d\alpha \approx d\alpha$, 取微分 $dX = rd\alpha$ 。解微分方程为

$$N = T_0 e^{f'\alpha} + \frac{ur}{f'} (e^{f'\alpha} - 1). \quad (2)$$

式中: N 为摩擦力; F 为正压力; T_0 为采摘阻力; α 为钩齿尖端到尾部的夹角; u 为摘锭运动速度; r 为摘锭半径; f' 为摩擦常数的微分。其中, T_0 为摘锭钩齿勾取棉花纤维时所产生的阻力, $\alpha = 0$ 为式(1)的初始条件。要采干净一个完全开放的棉铃内棉花, 须满足的必要条件是采摘阻力小于摩擦力。不把棉条拉扯断的条件是, 棉条可承受的最大拉力 σ_{\max} 须大于采摘阻力。

采棉机工作时, 摘锭一方面自转运动, 同时随着滚筒做圆周运动; 另一方面随机具匀速前进。摘锭所受的外界阻力和动力平衡, 克服外界阻力完成作业。其中, 摘锭的工作阻力常用 T_0 表示, 它与很多因素有关, 比如棉花湿度、纤维质量、纤维长度、开花程度等。摩擦理论公式为

$$N = \mu S / F + f_1. \quad (3)$$

式中: f_1 为摩擦系数; S 为摩擦物体实际接触面积; μ 为摩擦常数。

由式(3)可知, 随着正压力的增大, 摩擦常数对摩擦力的影响减小。由于 μ 值一般比较小, 在计算时, 可以认为 $N = f_1 = \tan \varphi$, 其中 φ 表示摩擦角^[18]。棉花沿着不同表面滑动时摩擦系数的确定工作已经由苏联乌兹别克棉花机械设计局工程师柯夫干等完成, 当棉花沿着钢表面摩擦时, $f_1 = 0.3 \sim 0.7$ ^[19], 进而可知, $11.30^\circ < \varphi < 35.00^\circ$ 。

摘锭在棉株中运动时钩齿的受力情况如图3所示, 钩齿端部运动速度 u 的方向和其角平分线成 β 角, 此时重力 P 、法向约束反力 F_n 和切向约束反力 F_s 的合力为全约束反力 F_r , 全约束反力与法向约束反力之间的夹角为摩擦角 φ ; 结合摘锭钩齿要把棉花从棉铃中勾结出来的必要条件 $\alpha < 90^\circ - (\varphi - \beta)$ ^[20], 可以近似认为, $2\alpha < 90^\circ - \varphi$ 。可以估算 $60^\circ \leq 2\alpha \leq 75^\circ$ 。因此, 在本研究中钩齿角度分别取为 60° 、 65° 、 70° 、 75° , 对这4种钩齿角度的摘锭进行有限元分析。

滚筒式垂直摘锭采棉系统以液压马达为动力源, 动力输出额定转矩 $T_g = 284 \text{ N} \cdot \text{m}$, 额定转速为 344 r/min , 一个液压马达通过齿轮可同时带动对称

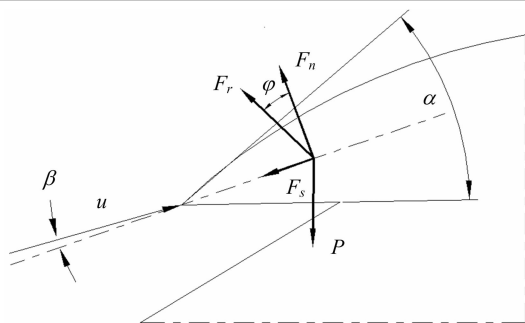


图3 垂直摘锭钩齿面受力情况

布置的2个滚筒, 传动比为3:1; 齿轮通过轴和皮带以及皮带轮同时带动12个摘锭, 带传动比为1:10; 其中齿轮传动的效率可以达到0.98, 功率几乎不损耗, 带传动的效率为0.86~0.92, 因此, 动力源额定总功率为

$$W_g = T_g \frac{n_g}{9550} = 10.2 \text{ kW}.$$

主动轮和从动轮转矩之比为

$$T_g : T_1 = n_1 : n_g = 1 : 3.$$

皮带和皮带轮传动比为

$$T_1 : T_2 = n_2 : n_1 = 10 : 1.$$

式中: n_1 为从动轮转速; n_g 为主动轮转速; n_2 为皮带轮转速。从动轮转矩 $T_1 = 852 \text{ N} \cdot \text{m}$, 皮带轮转矩 $T_2 = 85.2 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

钩齿面所受的力为

$$F = T/L = 136 \text{ N}.$$

式中: F 为钩齿面所受的力; T 为转矩; L 为摘锭长度。

实际情况下考虑各种摩擦和能量损耗, 摘锭钩齿面所受的力必定小于理论计算值136 N。

2.2 垂直摘锭强度校核与内直径的确定

为了合理利用材料与减轻质量, 将垂直摘锭材料放置在远离圆心的部位, 即做成空心的, 显然平均半径 R_0 越大、壁厚 δ 越小, 则 R_0/δ 越大, 切应力分布越均匀, 材料的利用率越高。因此, 通过强度计算来确定垂直摘锭结构, 在考虑扭转许用切应力和扭矩的情况下确定内外直径。本研究中的垂直摘锭材料为20CrMnTi(合金渗碳钢), 许用切应力为212 MPa, 通过计算得到, 额定转矩为 $85.5 \text{ N} \cdot \text{m}$, 根据空心传动轴设计需求^[21], 空心轴内外直径比 α_1 通常取为0.5~0.6, 由此得摘锭许用切应力和转矩允许的外径为

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi(1-\alpha_1^4)[\tau]}} = 14 \text{ mm}.$$

式中: d 为许用外直径; τ 为剪切许用应力。

因此,本研究根据结构需求所设计的垂直摘锭外直径为 28 mm,满足许用切应力和转矩的最小直径为许用内直径,根据外直径和内直径比可知

$$d_0 = (0.5 \sim 0.6) d = 14 \sim 17 \text{ mm}。 \quad (5)$$

式中: d_0 为许用内直径。

因此,根据结构与农艺需求,本研究将垂直摘锭外直径设为 28 mm,内直径分别取为 14、15、16、17 mm,并进行有限元分析。

3 垂直摘锭有限元分析

垂直摘锭在作业过程中所受的主要基本载荷有棉花和棉株的反作用力以及各种振动与冲击载荷,其中振动与冲击是影响其动力学性能的主要因素之一,因此,本研究通过有限元软件对垂直摘锭优化结构的静力学与动力学性能进行评价与改进。

3.1 垂直摘锭材料的机械性能数值建模

本研究中垂直摘锭的材料选用 20CrMnTi,其基本属性如表 1 所示,在同等的边界条件和初始条件下分别进行静态和动态强度评价与模态分析。

表 1 材料基本属性					
材料	弹性模量 (GPa)	密度 (kg/m ³)	泊松比	屈服强度 (MPa)	抗拉强度 (MPa)
20CrMnTi	207	7 800	0.25	850	425

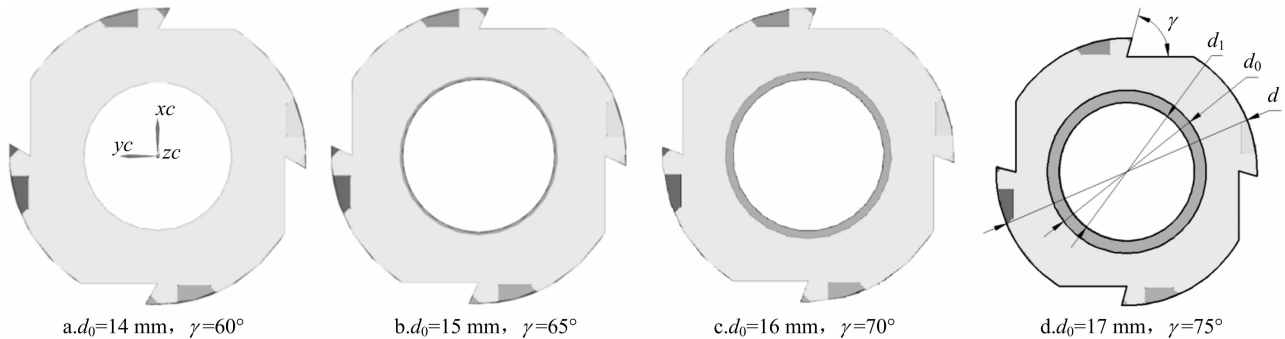


图4 4种典型参数组合三维模型

同,为方便分析,假设载荷均匀分布在钩齿端面,方向为沿着圆的切线与摘锭旋转方向相反,大小为 434 N。根据第 1 节中所提到的摘锭实际安装和工作状况,对垂直摘锭运动传动端内孔进行固定约束,设尾端内孔 x 、 y 、 z 轴位移为零, x 、 y 轴方向限制转动, z 轴转动自由,如图 5 所示。

为方便网格划分将模型进行合理简化,去除对结构力学性能基本无影响的倒角和圆角,然后进行三维建模并进行有限元网格划分。本研究的网格

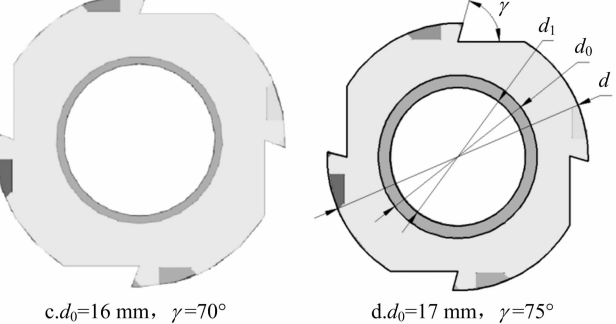
摘锭作为采棉机主要的采摘部件,主要通过缠绕摘取棉花。水平摘锭通常是圆锥形,而垂直摘锭通常是圆柱形,且摘锭表面有钩齿,其建模参数如表 2 所示。

表 2 垂直摘锭基本参数	
基本参数	数值
钩槽数(个/行)	200
摘锭长度(mm)	628
钩齿角度(°)	60、65、70、75
摘锭外直径(mm)	28
摘锭内直径(mm)	14、15、16、17
导向槽深度(mm)	2
导向槽数量(个)	4
螺旋角(°)	30

如图 4 所示, d 为摘锭外直径、 d_0 为内直径、 d_1 为一端内直径、 a 为钩齿角。在其他参数固定不变,在摘锭内直径分别为 14、15、16、17 mm 以及钩齿角度分别为 60°、65°、70°、75°的情况下,建立 16 种摘锭模型,其中 14 mm - 60°、15 mm - 65°、16 mm - 70°、17 mm - 75°等 4 种参数组合模型如图 4 所示。

3.2 垂直摘锭边界条件与网格划分

本研究对 16 种摘锭结构进行静态和动态分析时,载荷条件和边界条件相同。由于不同时刻、不同位置旋耕刀所受的载荷大小和作用方向各不相



单元类型全部选用自动网格,网格大小均设定为 2 mm,各模型总网格节点数和单元数如表 3 所示,表中 γ 为主参数钩齿角、 d 为主参数摘锭内孔直径。

3.3 垂直摘锭静态数值分析

通过结构静力分析简单校核垂直摘锭在一定均布载荷条件下的变形与应力分布情况,获取 16 种不同主参数组合下最大的变形与应力部位。观察每组相同内径对应最大钩齿角度的应力分布和总变形情况,14 mm - 60°、15 mm - 65°、16 mm - 70°、

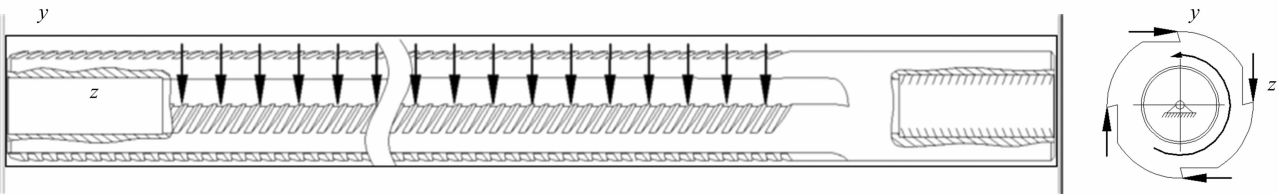


图5 垂直摘锭边界条件与载荷的设定

表 3 垂直摘锭 16 种参数组合结构网格节点与单元数

模型 ($d-\gamma$)	节点数 (个)	单元数 (个)
1($14^{\circ}-60\text{ mm}$)	484 829	310 747
2($14^{\circ}-65\text{ mm}$)	484 305	311 221
3($14^{\circ}-70\text{ mm}$)	482 877	311 255
4($14^{\circ}-75\text{ mm}$)	470 068	303 143
5($15^{\circ}-60\text{ mm}$)	469 660	298 286
6($15^{\circ}-65\text{ mm}$)	466 263	296 555
7($15^{\circ}-70\text{ mm}$)	464 790	296 596
8($15^{\circ}-75\text{ mm}$)	450 942	287 644
9($16^{\circ}-60\text{ mm}$)	456 412	287 645
10($16^{\circ}-65\text{ mm}$)	454 902	287 311
11($16^{\circ}-70\text{ mm}$)	452 819	286 949
12($16^{\circ}-75\text{ mm}$)	437 721	277 099
13($17^{\circ}-60\text{ mm}$)	435 483	271 195
14($17^{\circ}-65\text{ mm}$)	434 134	271 032
15($17^{\circ}-70\text{ mm}$)	432 958	271 282
16($17^{\circ}-75\text{ mm}$)	419 091	262 306

17 mm-75°等 4 种参数组合模型的分析结果如图 6 所示。

通过计算获取的 16 种模型静力学应力、总变形值如表 4 所示。

从图 6 和表 4 可知,垂直摘锭各优化模型在载荷的影响下,应力主要分布在内孔为固定约束的上半部分导向槽面和钩齿面相交部位,即钩齿齿根部位,并沿着摘锭长度向摘锭另一端方向逐渐减小;主要变形部位出现在内孔为转动约束的下半部分,变形量沿着摘锭长度向内孔为固定约束的端面方向逐渐减小。随着内孔直径和钩齿角的增大各摘锭的最大应力和变形量总体呈增大趋势,最大应力在 5.529 0~7.894 3 MPa 之间,变形量在 0.008 1~0.009 1 mm 之间。

为进一步观察钩齿角度和内孔直径对摘锭应力和变形的影响,对摘锭静态数值分析结果进行进一步处理,结果(图 7)显示,在相同的边界条件、载荷、内孔直径下,不同钩齿角度下摘锭的应力和变形量差异不大,说明在相同内孔直径下钩齿角对垂直摘锭应力和变形量的影响不大;而在相同钩齿角

度下,随着内孔直径的变大,摘锭应力和变形量明显增大,其中内孔直径在 14~16 mm 之间时,应力保持稳定增加,但在 16~17 mm 之间时,应力剧增,变形量始终呈增加趋势。

采棉机摘锭的工作环境和受力情况比较复杂,本研究在均匀静态载荷的基础上,在相同边界条件下分析冲击载荷的影响,将 136 N 静载荷放大 2、4、8、16、32 倍后施加在摘锭的相同部位上。由于优化摘锭结构较多,只选取应力差较大的 17 mm-75°结构进行计算。经过计算获取的应力、变形量、剪切应力情况如表 5 所示。

由表 5 可知,132 N 静载荷放大 32 倍后,摘锭在冲击载荷下的最大应力为 244.57 MPa、最大剪切应力为 141.15 MPa、最大变形量为 0.289 56 mm。根据《农业机械设计手册》规定的安全准则^[22],将安全系数取为 2,可得材料许用拉应力为 425 MPa \geq 最大应力(244.57 MPa),许用剪切应力=(0.6~0.8) \times 许用拉应力=255~340 MPa \geq 最大剪切应力(141 MPa),满足强度要求。

3.4 垂直摘锭模态仿真结果

垂直摘锭在工作过程中承受着多种复杂的动载荷作用,可认为是复杂的振动系统,因此对其动力学性能进行分析具有重要意义。为初步判断垂直摘锭的固有频率是否落在系统和其他旋转零部件的工作频率之内,并计算其固有频率与振形,本研究利用 ANSYS 对 16 种摘锭进行模态分析,并通过自由振动分析法来研究其相关动力学特性。根据静力学分析的边界条件得到摘锭前 6 阶固有频率(表 6)。

由表 6 可知,16 种摘锭的各阶模态频率与振型基本相同,前 6 阶固有频率在 416.54~2 232.70 Hz 之间,垂直摘自身的工作频率为 0~22 Hz,原动机动力输入轴的工作频率为 0~7 Hz,都没落在工作频率之内,说明不会发生振动或共振,因此其振动特性满足工作要求。

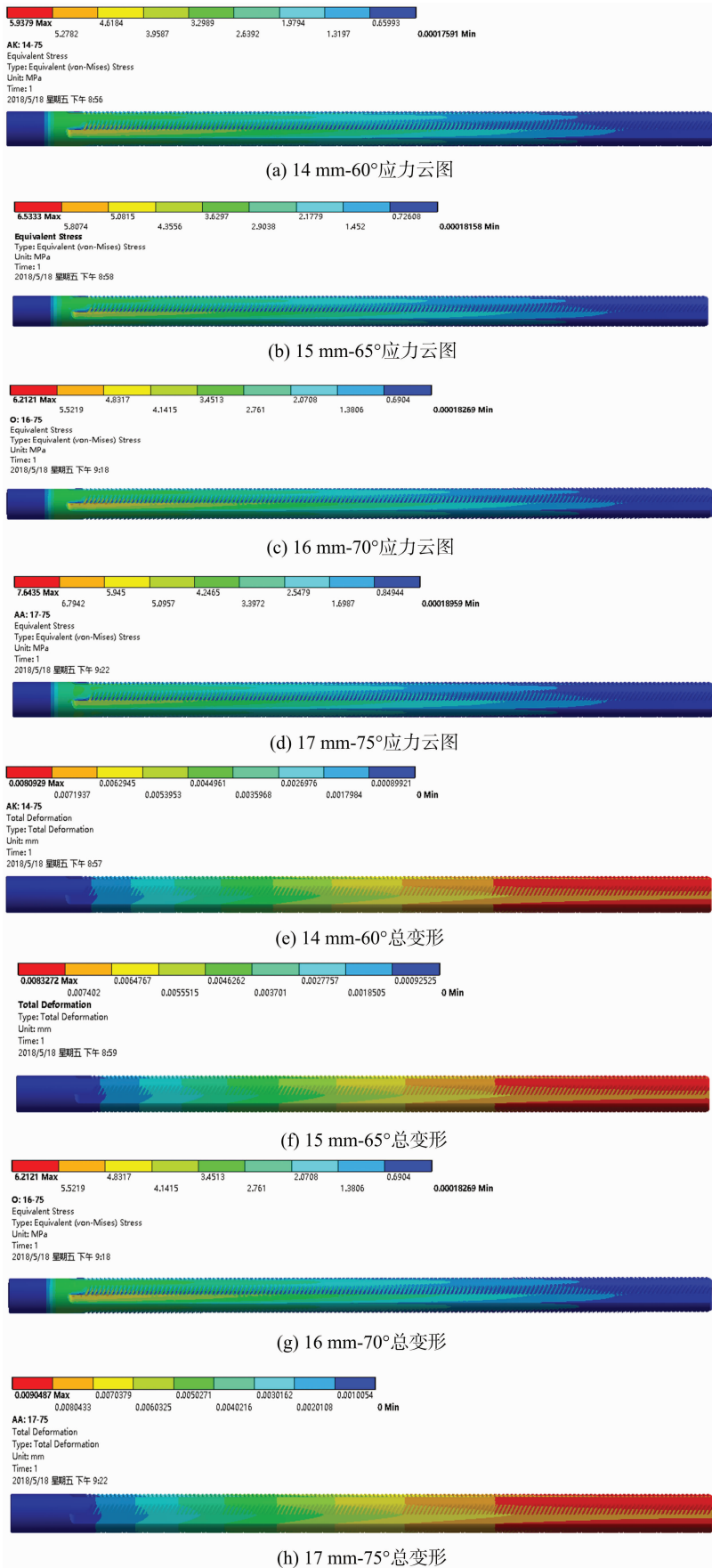


图6 垂直摘锭 4 种参数组合结构应力、变形云图

表 4 垂直摘锭 16 种参数组合结构最大应力和变形量

模型	最大应力 (MPa)	总变形量 ($\times 10^{-3}$ mm)
1	5.529 0	8.10
2	5.578 3	8.10
3	5.579 4	8.10
4	5.937 9	8.09
5	5.719 6	8.33
6	5.626 6	8.33
7	5.973 4	8.33
8	6.133 3	8.33
9	5.904 4	8.64
10	5.939 0	8.64
11	6.222 8	8.64
12	6.212 1	8.64
13	7.711 7	9.05
14	7.635 1	9.05
15	7.894 3	9.05
16	7.643 5	9.05

4 结论

根据垂直摘锭受力情况、强度校核和新型采棉机结构需求,优化设计了主参数内孔直径(14、15、16、17 mm)与钩齿角度(60°、65°、70°、75°)不同的 16 种垂直摘锭参数组合模型,并对其进行静态数值分析、强度对比分析以及固有频率与振型等动力稳定性分析,进一步验证 2 种主参数对结构力学性能的影响。

静态数值分析结果表明,16 种垂直摘锭参数组合模型的最大应力为 5.529 0~7.894 3 MPa,变形量为 0.008 1~0.009 1 mm。主参数为 14 mm-60°时,摘锭最大应力和变形量最小,主参数为 17 mm-65°时,摘锭最大应力和总变形量最大。在相同内孔直径结构下,不同钩齿角度摘锭的最大应力和变形

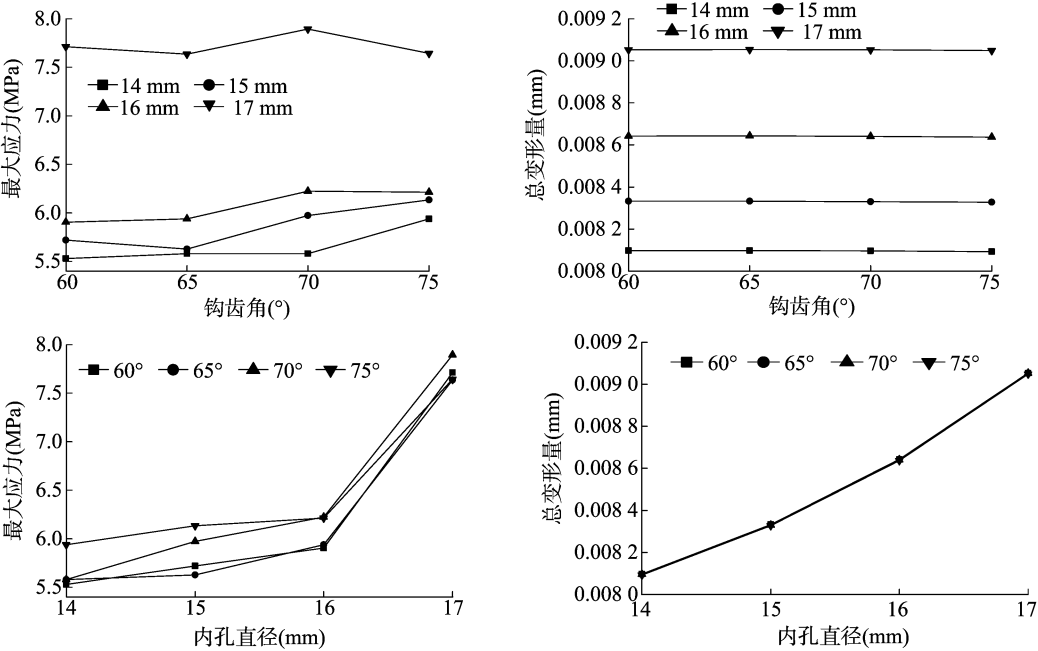


图7 垂直摘锭参数组合结构应力、变形量与钩齿角、内孔直径的关系

表 5 静载荷放大后的摘锭冲击载荷最大应力、最大变形量和最大剪切应力

放大倍数 (倍)	最大应力 (MPa)	最大剪切应力 (MPa)	最大变形量 (mm)
2	15.286	8.821 8	0.018 097
4	30.572	17.644 0	0.036 195
8	61.144	35.288 0	0.072 390
16	122.290	70.576 0	0.144 780
32	244.570	141.150 0	0.289 560

量差异不明显;在相同钩齿角度结构中,随着内孔直径的变大,摘锭最大应力和变形量线性增加,在 16~17 mm 之间应力剧增。各摘锭结构在静载荷放大 2、4、8、16、32 倍的冲击载荷影响下仍然满足材料力学要求。

模态分析结果表明,16 种摘锭优化结构各阶固有频率都避开了正常工作频率范围,如果不考虑振动干涉和机器故障的影响,垂直摘锭结构在工作频率范围内不会出现共振现象。

表 6 垂直摘锭优化结构前 6 阶固有频率与振型

阶数(阶)	固有频率(Hz)								振型
	模型 1	模型 2	模型 3	模型 4	模型 5	模型 6	模型 7	模型 8	
1	416.54	416.65	416.77	416.92	423.06	423.20	423.35	423.53	垂直弯曲振动
2	416.57	416.70	416.79	416.96	423.08	423.24	423.36	423.55	水平弯曲振动
3	1 124.80	1 125.20	1 125.50	1 125.90	1 140.70	1 141.10	1 141.50	1 142.00	垂直双周期正弦振动
4	1 124.90	1 125.30	1 125.60	1 126.10	1 140.70	1 141.20	1 141.60	1 142.10	水平双周期正弦振动
5	1 328.90	1 329.70	1 330.30	1 331.10	1 324.70	1 325.50	1 326.20	1 326.90	扭转膨胀振动
6	2 147.60	2 148.20	2 148.90	2 149.70	2 174.30	2 175.10	2 175.90	2 176.70	垂直 3 倍周期正弦振动

阶数(阶)	固有频率(Hz)								振型
	模型 9	模型 10	模型 11	模型 12	模型 13	模型 14	模型 15	模型 16	
1	429.85	430.00	430.06	430.25	436.81	436.99	437.17	437.37	垂直弯曲振动
2	429.88	430.04	430.09	430.27	436.84	437.02	437.18	437.38	水平弯曲振动
3	1 157.10	1 157.60	1 157.80	1 158.30	1 173.90	1 174.40	1 174.90	1 175.40	垂直双周期正弦振动
4	1 157.20	1 157.60	1 157.80	1 158.30	1 173.90	1 174.40	1 174.90	1 175.40	水平双周期正弦振动
5	1 319.10	1 319.90	1 320.50	1 321.30	1 311.40	1 312.20	1 313.00	1 313.70	扭转膨胀振动
6	2 201.90	2 202.70	2 203.10	2 204.20	2 229.80	2 230.70	2 231.50	2 232.70	垂直 3 倍周期正弦振动

根据分析结果,并结合摘锭工作实际认为,内孔直径为 16 mm 的参数组合(16 mm - 60°、16 mm - 65°、16 mm - 70°、16 mm - 75°)较为合理,对应摘锭结构最佳。

参考文献:

[1] Wang X R, Hou Y R, Du M W, et al. Effect of planting date and plant density on cotton traits as relating to mechanical harvesting in the Yellow River valley region of China[J]. Field Crops Research, 2016,198:112 - 121.

[2] 魏丽青,魏 敏,成 斌,等. 采棉机水平摘锭的有限元分析及结构优化[J]. 农机化研究,2014(11):20 - 23.

[3] 张圆生. 采棉机水平摘锭机械制造工艺及技术研究[D]. 石河子:石河子大学,2014.

[4] 乔园园,俞天柱,王程虎,等. 采棉机摘锭三维数字化建模与有限元热分析[J]. 中国农机化学报,2018,39(1):22 - 26.

[5] Meng F M, Chen Y P, Yang Y, et al. Friction and wear behavior of electroless nick coating used for spindle of cotton picker [J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2016,68(2):220 - 226.

[6] Meng F M, Chen Z W. Study of coating's effects on mechanical performances for sleeve of cotton picker with fluid - structure interaction method[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C:Journal of Mechanical Engineering Science, 2014, 228(17):3057 - 3068.

[7] 张有强,蔡志鹏,田 煜,等. 电磁处理提升采棉机摘锭力学性能和耐磨性[J]. 农业工程学报,2018,34(7):31 - 37.

[8] 洪荣荣,孙文磊,陈 勇. 水平摘锭式采棉机摘锭轨迹特性研究——基于 ADAMS 与 Matlab[J]. 农机化研究,2016(4):44 - 48.

[9] 李世云,孙文磊,洪荣荣. 基于 ADAMS 的采棉机摘锭运动规律

分析及轨迹仿真[J]. 农机化研究,2016(9):74 - 77,87.

[10] 高广娣,魏 敏,张立新,等. 基于三维扫描的水平式采棉机采摘头结构分析[J]. 甘肃农业大学学报,2016,51(4):150 - 153,160.

[11] 吴天松,胡 蓉,鲁彦志. 采棉机摘锭磨损程度的数字图像法研究[J]. 机械研究与应用,2017,30(6):159 - 162.

[12] 吴天松,胡 蓉,鲁彦志. 采棉机摘锭磨损的自动检测及摘锭寿命预测[J]. 机械,2018,45(4):32 - 37.

[13] 罗树丽,张有强,马少辉. 采棉机摘锭磨损机理分析[J]. 塔里木大学学报,2018,30(1):132 - 137.

[14] 日力夏提·阿布都热西提,尼加提·玉素甫,买买提明·艾尼. 旋耕刀结构优化设计与动力稳定性分析[J]. 农机化研究, 2016(1):57 - 61.

[15] 张有强,王 伟,廖结安. 采棉机摘锭磨损失效分析[J]. 农业工程学报,2017,33(18):45 - 50.

[16] Farooq A. 通过回归分析研究棉纤维性能及其对丝光纤纤维微观结构特征的影响[D]. 上海:东华大学,2017.

[17] 李文春,乔园园,邓亚猛,等. 水平摘锭钩齿磨损的评价与分析[J]. 中国农机化学报,2018,39(3):11 - 14.

[18] 毕新胜. 采棉机采摘头水平摘锭工作机理的研究[D]. 石河子:石河子大学,2007.

[19] 中国科学院农业机械化研究所. 棉花收获机械译文集[M]. 北京:机械工业出版社,1960.

[20] 祝朋涛,魏 敏,张宏文. 采棉机摘锭的三维虚拟建模及有限元分析——基于 SolidWorks 软件[J]. 农机化研究,2011(4):39 - 42.

[21] 西北工业大学机械原理及机械零件教研室. 机械设计[M]. 北京:高等教育出版社,2013:356 - 379.

[22] 中国农业机械化科学研究院. 农业机械设计手册[M]. 北京:中国农业科学技术出版社,2007:150 - 170.