

便携式深纹核桃采果装置气动调频激振器设计与试验

郭关柱 郑 重 罗亚南 罗洪腾 王 桐

(云南农业大学机电工程学院, 昆明 650201)

摘要: 针对现有气动激振器激振频率较高且不可调节,难于应用于便携式深纹核桃采果装置的问题,本文设计了便携式深纹核桃采果装置气动调频激振器,确定了其关键设计参数。基于气体动力学和牛顿第二定律,建立了激振气流及激振活塞运动理论模型。通过激振气压分布、激振力特性及激振频率特性分析和激振试验,证实了便携式深纹核桃采果装置气动调频激振器激振性能。研究结果表明,气动调频激振器最大激振力与气动流量和回程气阻孔径相关,气动流量越大则激振力越大,增大回程气阻孔径可缩短激振活塞回程时间,但会降低最大激振力。气动调频激振器激振频率取决于激振与活塞回程时间、气动供气间隔时间,缩短气动供气间隔时间和增大回程气阻孔径可提高激振频率。对于活塞直径为 50 mm 与回程气阻孔径 1.5 mm 的气动调频激振器,激振频率可调范围为 2 ~ 15 Hz,当气动流量为 7.03×10^{-3} 、 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 2.61×10^{-3} kg/s 时,最大激振力计算值为 240.8、212.1、193.4、170.3、126.9 N,最大激振力仿真值为 249.3、222.2、204.7、183.2、145.5 N,最大激振力测试值为 (243.7 ± 23.7) N、 (219.7 ± 14.3) N、 (202.1 ± 15.9) N、 (180.5 ± 20.8) N 和 (140.2 ± 37.0) N。

关键词: 便携式深纹核桃采果装置; 气动调频激振器; 激振活塞; 激振频率; 激振力特性

中图分类号: S225.93 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2026)20-0226-13 **OSID:** 

Design and Experiment on Pneumatic Frequency-modulated Vibrator for Portable Deep-grained Walnut Harvesting Device

Guo Guanzhu Zheng Zhong Luo Ya'nan Luo Hongteng Wang Tong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Yunnan Agricultural University, Kunming 650201, China)

Abstract: Aiming to address the issue that existing pneumatic vibrators have high, non-adjustable excitation frequencies, which makes them difficult to apply to portable, deep-groove walnut harvesting devices. It presented the design of a frequency-adjustable pneumatic exciter for a harvester, determining its key design parameters in the process. Theoretical models of the excitation airflow and the motion of the excitation piston were developed by using gas dynamics and Newton's second law. Excitation experiments and analysis of the air pressure distribution, force, and frequency characteristics verified the exciter's performance. The research results showed that the maximum excitation force of the pneumatic frequency-modulated exciter depended on the pneumatic flow rate and the diameter of the air resistance orifice during the return-stroke. A higher pneumatic flow rate resulted in a greater excitation force. Conversely, increasing the diameter of the return-stroke air resistance orifice reduced the maximum excitation force, but shortened the return-stroke time of the excitation piston. The exciter's excitation frequency depended on the excitation and piston return times, as well as the pneumatic supply interval. Shortening the supply interval and increasing the orifice diameter can increase the frequency. For a pneumatic frequency-controlled exciter with a piston diameter of 50 mm and return-stroke orifice diameters of 1.5 mm, the adjustable frequency range was 2 ~ 15 Hz. When the pneumatic flow rates were 7.03×10^{-3} kg/s, 6.13×10^{-3} kg/s, 5.62×10^{-3} kg/s, 4.22×10^{-3} kg/s and 2.61×10^{-3} kg/s, respectively, the calculated maximum excitation forces were 240.8 N, 212.1 N, 193.4 N, 170.3 N and 126.9 N,

收稿日期: 2026-06-08 修回日期: 2026-08-08

基金项目: 云南省“兴滇英才支持计划”基金项目(XDYC-YLXZ-2023)

作者简介: 郭关柱(1973—),男,教授,博士,主要从事采收与输送机械研究,E-mail: guoguanzhu_616@126.com

通信作者: 罗亚南(1972—),女,高级工程师,主要从事采收与输送机械研究,E-mail: 1339706332@qq.com

respectively. The corresponding simulated values were 249.3 N, 222.2 N, 204.7 N, 183.2 N and 145.5 N, respectively. The measured values were (243.7 ± 23.7) N, (219.7 ± 14.3) N, (202.1 ± 15.9) N, (180.5 ± 20.8) N and (140.2 ± 37.0) N, respectively.

Key words: portable deep-grained walnut harvesting device; pneumatic frequency-modulated vibrator; excitation piston; excitation frequency; excitation vibration force characteristics

0 引言

云南省作为全球最大的核桃产地^[1],全省核桃总种植面积近 2.9×10^6 hm²,以深纹核桃为主,年产量达 1.5×10^6 t^[2]。因深纹核桃树体高达 10 ~ 15 m 且主要种植于陡峭地区,大中型采果机械无法到达,便携式采果装置采果性能差,采果成为制约产业发展的瓶颈。

现有采果装备落果方式多为抱树振摇或载荷激振使成熟果实从树枝上掉落^[3-6]。采果性能依赖于枝干振动强度,因不同枝干密度、硬度及弹性模量等物理特性受年轮和生长状况影响存在较大差异,当采果激振频率与枝干固有特性相匹配时,有利于枝干形成受激振动^[7-9]。采果装置振动频率调控分为机械式、电磁式和流体驱动式 3 种,机械式调频研究方面,宗望远等^[10]设计了一种小型摇枝式板栗落果装置,通过调节发动机转速实现振动频率变化,得出振动落果较优频率为 10 ~ 12 Hz。曹成茂等^[11]设计了一种便携式山核桃仿人工高空拍打采摘装置,通过调节振动拍打机构转速实现调频,最佳拍打频率为 10 ~ 13.33 Hz。焦灏博等^[12]基于 TRIZ 理论设计了半径可调式林果振动采收激振器,通过调节偏心块结构实现频率调节,激振频率可调范围为 0 ~ 25 Hz。朱惠斌等^[13]设计了一种山地核桃振动采摘机,通过调节汽油机转速实现频率变化,振动频率可调范围为 15 ~ 25 Hz。吴道远等^[14]设计了一种偏心式核桃振动采摘机,通过调节偏心块转速实现频率调节,研究结果表明成熟度为 70%、80%、90%、100% 果实最佳采摘频率为 28.6、26.3、24.0、21.3 Hz。电磁式调频研究方面,丁红星等^[15]设计了一种便携式桑葚振动采摘装置,基于电子调速器调节直流电机转速实现振动频率连续可调,当激振频率为 4.44 ~ 7.22 Hz 时,振动设备输出惯性力为 44.74 ~ 115.39 N。刘洪杰等^[16]设计了手持摇枝式酸枣振动采摘装置,通过改变电机实时转速调控采摘装置振动频率,调控范围为 4 ~ 12 Hz。流体驱动式调频研究方面,基于长绒棉的气力采摘方法,马怡翔等^[17]设计了一种曲柄滑块式辅助振动结构,最佳激振频率为 28 Hz。基于调节液压系统参数改变频率,宋艳芳等^[18]设计了一种换向阀驱动活塞位置反馈激振器,最大

激振频率达 53 Hz。针对深纹核桃树体高大依赖人工爬树用竹竿击打采收成本高且伤亡大的问题,郭关柱等^[19]提出了搭载无人机的气振式核桃采收方法并开展了相关研究,对于成熟度为 80%、90% 和 100% 的深纹核桃,果柄断裂落果所需气振最低流速分别为 77.5、69.0、58.5 m/s。

然而,深纹核桃树枝直径和弹性模量差异较大,传统的便携式深纹核桃采果装置因激振性能差而抑制了采果性能,提升采果性能需增强激振输入动力且可调控激振频率。高压气动具有便于向高处输送且可快速释放能量形成较强激振动力的优点,适用于深纹核桃激振采果。但现有气动激振器频率超过 60 Hz 且不可调,远高于采果枝干所需激振频率而难于应用便携式深纹核桃采果装置。

现有采果装置振动频率调控方法,机械式通过改变动力机械转速实现调频,电磁式通过调节电机转速进行调频,液压式利用激振换向阀和振动活塞位置信息反馈组合换向进行调频,气动式激振器输出的激振频率固定且不可调控。针对已有技术不足,本文设计便携式深纹核桃采果装置气动调频激振器,通过改变流量调节阀供气时间间隔调控激振频率,改变供气流量调控激振力,设计激振器并确定主要设计参数,建立激振气流流动及激振活塞运动状态分析模型,进行激振性能分析和试验验证。

1 工作原理与结构设计

1.1 工作原理

便携式深纹核桃采果装置气动调频激振器工作原理如图 1 所示。供气组件经气动输送管路向流量调节阀提供高压动力气源,控制器通过流量调节阀控制进入气动调频激振器流量,在高压气流作用下,气动调频激振器内腔的激振活塞形成高速运动,使得激振器自身受力不平衡,对外输出激振力而形成激振。激振活塞运动到左端后,流量调节阀关闭,气动调频激振器进气腔内气体经回程气阻排出,激振活塞在弹簧力作用下回程,从而完成一次激振周期。控制器控制流量调节阀 2 次开启的时间间隔可调节气动调频激振器的激振频率,调整流量调节阀流量可调控激振器激振力^[20]。

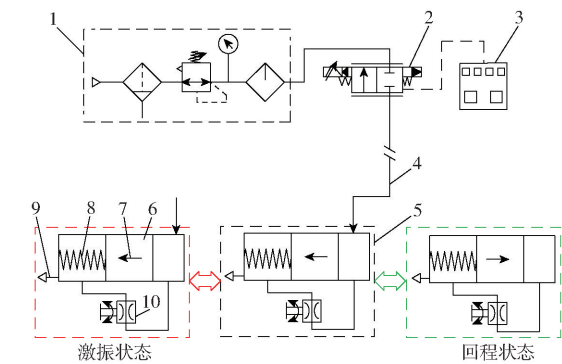


图1 气动调频激振器调频工作原理

Fig. 1 Operating principle of frequency modulation in pneumatic frequency-modulated vibrator

1. 供气组件 2. 流量调节阀 3. 控制器 4. 气动输送管路 5. 激振器 6. 激振活塞 7. 活塞运动方向 8. 回程弹簧 9. 排气方向 10. 回程气阻

可调频小型气动式深纹核桃采果激振器分激振和回程2种工作状态。激振状态下,控制器控制流量调节阀打开提供高压气体,激振活塞在高压气流驱动下压缩左侧弹簧向左侧快速运动,从而形成激振力。回程状态下,控制流量调节阀关闭,激振气流经回程气阻向外部排出,激振活塞由弹簧力驱动返回激振状态初始位置。

1.2 结构设计

气动调频激振器主要由激振器本体和流量调节部分等组成,如图2所示。其中激振器本体包括壳体、回程弹簧、激振活塞、进气孔、排气孔、回程气阻和端盖等组成。流量调节部分主要包含流量调节阀和连接管路等。

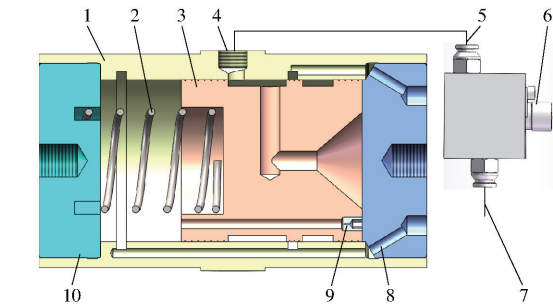


图2 气动调频激振器结构示意图

Fig. 2 Schematic of pneumatic frequency-modulated vibrator

1. 壳体 2. 回程弹簧 3. 激振活塞 4. 进气孔 5. 进气管 6. 流量调节阀 7. 供气管 8. 排气孔 9. 回程气阻 10. 端盖

激振器壳体两端固定端盖,端盖将回程弹簧和激振活塞封闭在壳体内腔。回程弹簧处于压缩状态,弹簧力始终作用于活塞上,向右推动活塞,初始状态下保持活塞紧贴壳体内腔的右侧端盖,激振状态结束后将活塞顶回初始位置。流量调节阀进气端通过供气管路连接到供气组件,出口端连接到气动调频激振器进气孔。控制器通过连接电缆控制流量

调节阀开关,从而控制气动调频激振器激振力及激振频率。

2 设计参数

气动调频激振器用于便携式深纹核桃采果装置,安装在采果装置支撑杆前端,采果时对深纹核桃高处树枝形成激振使成熟核桃掉落。云南大理、昭通等深纹核桃主产区的现场调研,确定深纹核桃采果最大高度12 m,采果激振树枝最大直径50 mm,气动调频激振器调频范围为2~15 Hz。

采果支撑杆由5段等厚度碳纤维伸缩杆构成,支撑杆直径越大则拉伸刚度越好,保证操作人员握得住其最粗支撑杆外径应不超过50 mm,为便于人工携带运输,单节支撑杆最大长度不超过2 m。基于支撑杆强度和刚度分析,安装在支撑杆前端的气动调频激振器总质量应不超过1.5 kg。激振器活塞需在壳体内高频顺畅运动,既要降低质量又要保证激振力,故激振器壳体和活塞材料分别采用高强度铝合金与铅青铜。限定质量条件下,激振器活塞直径越大则激振力越大但长度将缩短,保证活塞与壳体具有正常的导向长度,选取激振器活塞直径50 mm、长度为56 mm和行程20 mm。扣除激振器活塞加工去除部分材料质量,激振器活塞质量为0.8 kg。弹簧处于激振器活塞内,扣减活塞边缘厚度和安装间隙后,确定弹簧中径和钢丝直径分别为30.0、2.2 mm,弹簧刚度为1.15 N/mm,有效圈数8圈,安装高度70 mm,初始压缩力25.3 N。流量调节阀选VPWS系列比例流量控制阀,阀的口径越大额定输出流量越大,该系列下可选取的最大公称口径为6 mm。阀额定工作气压0.7 MPa,阀开启时间10 ms,最大供气流量350 L/min。

参照悬臂梁承受荷载变形计算式,深纹核桃树枝受激振作用变形力 F_D 计算式为

$$F_D = \frac{3EIY_D}{l_E^3} \tag{1}$$

式中 Y_D ——深纹核桃树枝受激振变形幅值,m
 E ——深纹核桃树枝弹性模量,MPa
 l_E ——激振位置至主枝干距离,m
 I ——树枝对其对称轴的惯性矩,m⁴

深纹核桃树枝受激振器输出激振力激励振动时^[21],激振力与树枝振动加速度关系式为

$$Y_D = \int_0^{T_E} \left(\int_0^{T_E} a_E(t) dt + v_0 \right) dt \tag{2}$$

式中 $a_E(t)$ ——深纹核桃树枝振动加速度,m/s²
 v_0 ——深纹核桃树枝初始振动速度,m/s
 T_E ——振动周期,s

依据动态平衡方程,深纹核桃树枝受到的激振力 F_E 为

$$F_E = m_E a_E(t) + F_D \tag{3}$$

式中 m_E ——等效质量,kg

深纹核桃果实成熟度为 80% 时,基于核桃果柄临界脱落强度^[22-24],得到树枝位置的核桃掉落所需振动加速度为 255 m/s²。最高激振频率 15 Hz 时,弹性模量取测试得到的最大值 15 000 MPa,对于常见挂果直径 44 mm 核桃树枝且激振位置距离主干 920 mm 处,由式(1)~(3)得到最大激振力为 230 N。

依据上述分析,气动调频激振器主要设计参数如表 1 所示。

表 1 气动调频激振器主要设计参数

Tab.1 Main design parameters of pneumatic frequency-modulated vibrators

参数	数值
气动调频激振器质量/kg	1.5
活塞质量/kg	0.8
活塞直径/mm	50
活塞行程/mm	20
弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	1.15
弹簧初始压缩量/mm	22
最大供气流量/(L·min ⁻¹)	350
流量调节阀开启时间/ms	10
流量调节阀额定压力/MPa	0.7
采果最大高度/m	12
激振频率/Hz	2~15
最大激振力/N	230

3 激振性能分析

气动调频激振器激振性能主要取决于激振压力分布、激振力与激振频率特性。

3.1 激振压力分布

3.1.1 流动建模

气流在激振器内腔的流动为湍流,选择 SST $k-\omega$ 湍流模型,利用模型在近壁区域内计算精度高和在远场区域内稳健等优点,通过涡粘性限制器以准确预测逆压梯度下可能发生的流动分离。

湍流模型需求解 2 个运输方程,分别为湍动能 k 方程和比耗散率 ω 方程。用“ $-$ ”表示雷诺平均量,“ $\sim$ ”表示质量平均量,则湍动能 k 表达式为

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{\mu}_j k)}{\partial x_j} = P_k - D_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \tag{4}$$

比耗散率 ω 表达式为

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{\mu}_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma \bar{\rho}}{\mu_T} P_k - \beta \bar{\rho} \omega^2 +$$

$$2\bar{\rho}(1-F_1)\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_{\omega} \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \tag{5}$$

其中 $P_k = \mu_T \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij} \frac{\partial \mu_i}{\partial x_j}$ (6)

$$D_k = 0.09 \bar{\rho} \omega k \tag{7}$$

$$\mu_T = \frac{\bar{\rho} \alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, S F_2)} \tag{8}$$

式中 ρ ——气流密度,kg/m³

t ——时间,s

μ_T ——湍流涡粘系数,Pa·s

P_k ——湍动能产生项,W/m³

D_k ——湍动能破坏项,W/m³

F_1 ——内层 $k-\varepsilon$ 和外层 $k-\varepsilon$ 分支切换函数

$\sigma_k, \sigma_{\omega 2}, \sigma_{\omega}, \beta$ ——常数

μ ——气体动力黏度,Pa·s

γ ——系数

α_1 ——结构影响系数,取 0.31^[25]

S ——应变率张量 S_{ij} 的模

F_2 ——第 2 混合函数

δ_{ij} ——系数

3.1.2 流动仿真

基于建立的数学模型和数值计算方法,对激振器工作内腔气体流动进行仿真。将气动调频激振器三维模型导入 ANSYS,计算域整体分为流体域和内腔壁面固体 2 部分,在 Design Modeler 模块中抽取流体域。对仿真模型进行命名划分,对流体域中不同面和区域进行命名,进气口命名为 Inlet、出气口命名为 Outlet、活塞耦合运动壁面命名为 Moving。

采用 Fluent 中动网格技术对流体区域进行动态更新,以准确分析气动调频激振器的活塞往复运动及其与流体之间的相互作用。采用动网格中光滑和重新划分网格,选择光滑中弹簧/Laplace/边界层的方法,重新划分网格中选择局部单元和局部面的方法结合尺寸调整选项。开启 6 自由度模型,选择沿 Z 轴方向的平移自由度,以模拟激振活塞轴向运动。弹簧刚度为 1.15 N/mm,初始压缩力为 25.3 N。将活塞区域“Moving”设置为刚体,选择软件“开启”选项。

通过 Visual Studio 编写 UDF 文件,实现气动流量入口精确控制。供气介质为理想空气,开启能量方程。进气口采用气动流量入口,其瞬时气动流量通过 UDF 控制。1 个完整供气脉冲周期内,气动力

量调节阀开启时,进气瞬时气动流量 m_F 为

$$m_F = \begin{cases} 100m_{FM}t & (0 \leq t \leq 0.01 \text{ s}) \\ m_{FM} & (t > 0.01 \text{ s}) \end{cases} \quad (9)$$

式中 m_{FM} ——最大气动流量,取 7.03×10^{-3} 、 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 2.61×10^{-3} kg/s

供气流量在 10 ms 内线性增至最大供气流量,保持峰值 15 ms 后气动流量调节阀关闭,2 ms 内供气流量线性降低至 0。当激振频率为 2、4、8、12、15 Hz 时,相应脉冲间隔时间分别为 473、223、98、56.33、39.67 ms,供气脉冲占空比分别为 5.4%、10.8%、21.6%、32.4% 和 40.5%。保留活塞沿运动方向平移自由度,根据实际结构限制最大行程为 20 mm,当活塞运动至 20 mm 时,活塞到达行程末端完成触发。

进气瞬时气动流量由 UDF 加载至进气口。出口采用压力出口,出口表压设置为 0 Pa。操作压力设置为标准大气压,流场初始化表压设置为 0 Pa。初始温度设定为 20℃,空气密度采用状态模型随压力和温度变化,标准状态时气体密度取 1.205 kg/m^3 ,动力粘度为 $1.51 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

设置求解器为压力基瞬态求解器,最大迭代步数为 20,以保证数值稳定性和计算精度。时间步长初次设定为 $2 \times 10^{-4} \text{ s}$,逐渐缩小时间步长分别为 1×10^{-4} 、 5×10^{-5} 、 $2.5 \times 10^{-5} \text{ s}$ 进行仿真,可得最大激振压力和激振时间随时间步长减小而逐渐减小。当时间步长小于或等于 $1 \times 10^{-4} \text{ s}$ 时,最大激振压力和激振时间无显著变化且趋于稳定波动状态,最大激振压力和激振时间误差分别为 0.56% 和 3.61%,网格具有独立性。仿真分析时间步长取 $1 \times 10^{-5} \text{ s}$ 。

网格单元尺寸初次取值为 2.0 mm,逐渐减小网格单元尺寸分别为 1.5、1.0、0.8 mm,观察仿真结果,发现最大激振压力和激振时间随网格尺寸减小而逐渐趋于稳定波动状态,当网格单元尺寸小于或等于 1.5 mm 时,仿真结果相对于网格大小独立,最大激振压力和激振时间误差分别为 0.06% 和 4.22%。仿真按网格单元尺寸为 1.0 mm 进行,局部尺寸调整网格单元质量低于 0.1 的局部面,采用补丁适形法生成四面体网格,保证网格正交质量达 0.1 以上,网格划分如图 3 所示。CFD 仿真计算网格划分的实际对象为流体域,计算域仅包含气体流动所占据的空间,未包含活塞、壳体等固体部件。然而,若仅展示流体域网格,将呈活塞外形互补的空腔结构,难于直观反映激振器内腔网格分布情况。为使网格划分结果具有更好的完整性,图 3 采用固体活塞模型替代流体域进行展示,以保留活塞的三维

实体形态、表面及外围流道区域所呈现的网格划分效果。该处理方式仅用于网格可视化表达,不影响实际计算中流体域网格的生成逻辑与数值计算精度^[25]。采用 simple 算法处理压力-速度耦合问题,其他选项保持默认设置。

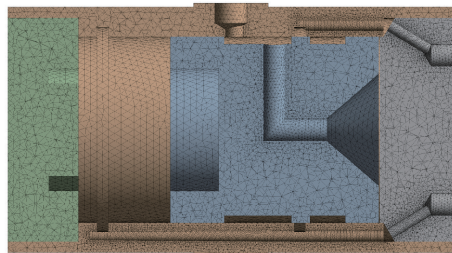


图 3 激振器内腔流动仿真网格划分示意图

Fig. 3 Schematic of mesh for simulation of pneumatic flow within vibrator

3.1.3 仿真结果与分析

当额定压力 0.7 MPa 和温度为 20℃ 时,流量调节阀最大供气流量为 $7.03 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$,当压力为 0.4、0.3、0.2、0.1 MPa 时,依据气体状态换算,得激振气动流量分别为 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 $2.61 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ 。针对上述 5 种气动流量进行仿真,得到激振阶段活塞内腔端面压力云图如图 4~8 所示。

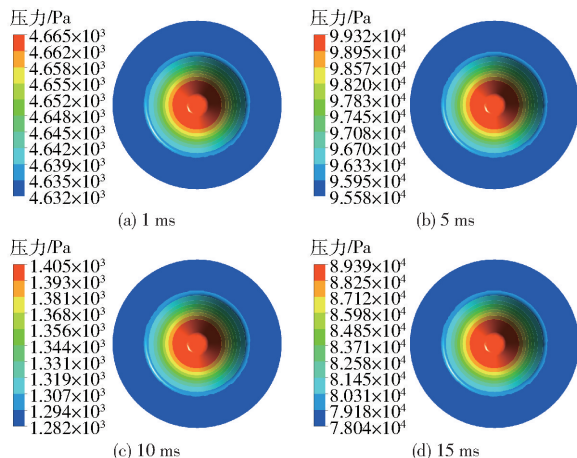


图 4 激振活塞端面压力变化云图(气动流量 $7.03 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

Fig. 4 Contour plots of pressure variations at end face of excitation piston (with a pneumatic flow rate of $7.03 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

由图 4~8 可知,激振气流流入激振器内腔后,激振活塞端面承受的压力呈中心最高四周逐渐降低的分布形态,随激振时间增加中心高压区范围逐渐缩小,中心与四周压力差出现由较小逐渐增大到减小的趋势。

当流入激振器内腔气动流量为 7.03×10^{-3} 、 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 $2.61 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ 时,激振起始后 1 ms 时,激振器内腔压力

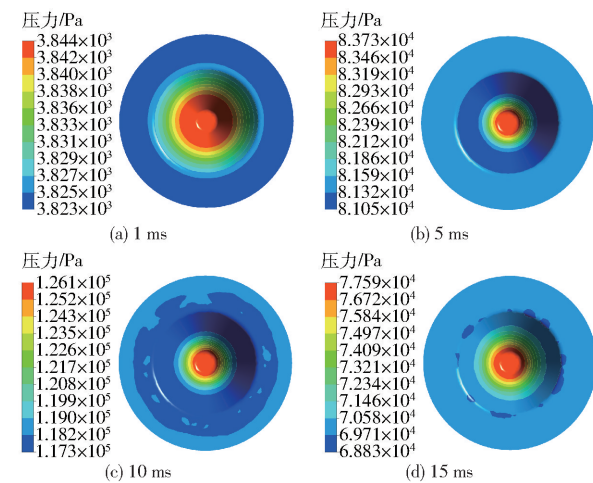


图 5 激振活塞端面压力变化云图(气动流量
 $6.13 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

Fig. 5 Contour plots of pressure variations at end face of excitation piston (with a pneumatic flow rate of $6.13 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

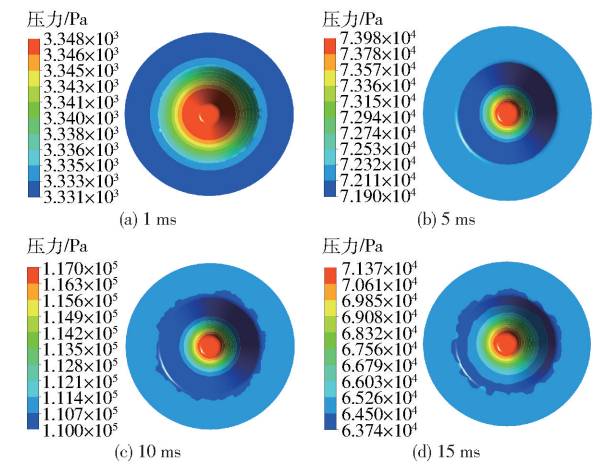


图 6 激振活塞端面压力变化云图(气动流量
 $5.62 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

Fig. 6 Contour plots of pressure variations at end face of excitation piston (with a pneumatic flow rate of $5.62 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

快速升高, 激振活塞端面中心和四周压力分别为 4.665×10^3 与 4.632×10^3 、 3.844×10^3 与 3.823×10^3 、 3.348×10^3 与 3.331×10^3 、 2.778×10^3 与 2.766×10^3 和 1.828×10^3 与 1.822×10^3 Pa, 两者相差约 30、21、17、12、6 Pa; 当激振起始后 5 ms 时, 激振活塞端面中心和四周压力分别为 9.932×10^4 与 9.558×10^4 、 8.373×10^4 与 8.105×10^4 、 7.398×10^4 与 7.190×10^4 、 6.250×10^4 与 6.102×10^4 和 4.254×10^4 与 4.184×10^4 Pa, 两者相差约 3 740、2 680、2 080、1 480、700 Pa; 当激振起始后 10 ms 时, 激振活塞端面中心和四周压力分别为 1.405×10^5 与 1.282×10^5 、 1.261×10^5 与 1.173×10^5 、 1.170×10^5 与 1.100×10^5 、 1.057×10^5 与 1.007×10^5 和 8.427×10^4 与 8.183×10^4 Pa, 中心压力高于四周约 12 300、8 800、

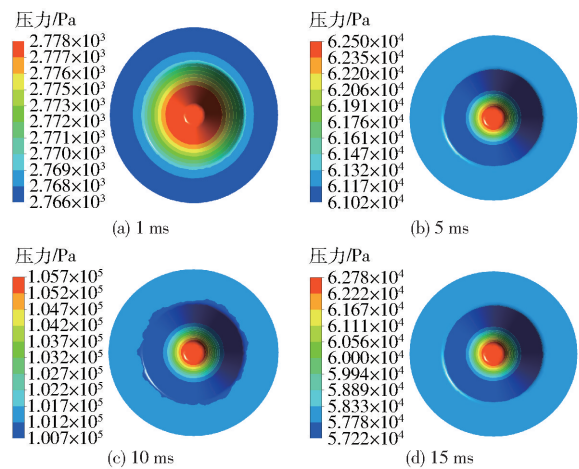


图 7 激振活塞端面压力变化云图(气动流量
 $4.22 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

Fig. 7 Contour plots of pressure variations at end face of excitation piston (with a pneumatic flow rate of $4.22 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

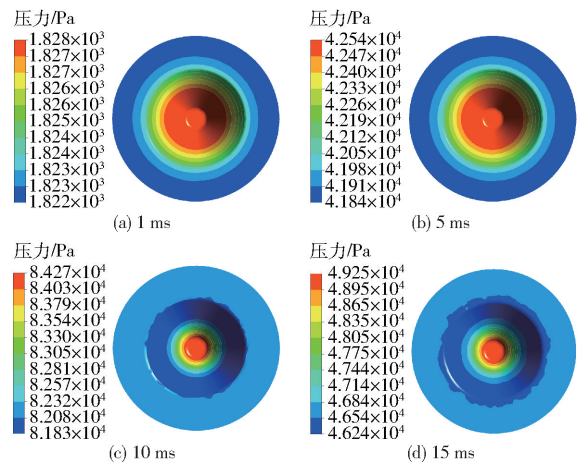


图 8 激振活塞端面压力变化云图(气动流量
 $2.61 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

Fig. 8 Contour plots of pressure variations at end face of excitation piston (with a pneumatic flow rate of $2.61 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$)

7 000、4 000、2 440 Pa; 激振起始后 15 ms 时, 激振活塞端面中心和四周压力分别为 8.939×10^4 与 7.804×10^4 、 7.759×10^4 与 6.883×10^4 、 7.137×10^4 与 6.374×10^4 、 6.278×10^4 与 5.722×10^4 和 4.925×10^4 与 4.624×10^4 Pa, 中心比四周高约 11 350、8 760、7 630、5 560、3 010 Pa。

由图 4~8 可知, 激振活塞端面承受的激振压力强烈依赖于气动流量, 气动流量越大则激振压力越高。激振过程中, 激振活塞端面受到的激振压力呈先增加后降低的变化规律, 中心压力高于四周压力, 两者压差随激振进程由最初较低逐渐增加至最大。

不同进气气动流量下右腔内压力场呈“局部建立-腔室扩散-峰值形成-逐渐衰减”变化过程。供气初期, 压缩空气由进气口进入右腔室, 进气口附近

压力首先升高;随着供气持续进行,气体逐渐向腔室内部扩散,活塞受力面压力范围扩大,右腔室整体压力水平升高;当气体压力推动活塞运动后,右腔内容积随活塞位移增大,压力上升速率减缓,并在达到峰值后逐渐下降。进气气动流量越大,压力建立越快,同一时刻右腔室压力水平越高,压力峰值越明显。

上述压力云图反映不同气动流量下右腔内压力分布和压力建立速度的差异,气动流量较大有利于提高压力建立速度和激振力峰值,气动流量较小则会延缓压力形成并降低激振响应强度。

3.2 激振力特性

3.2.1 活塞运动建模

激振气流作用到活塞端面使其加速运动时,活塞承受气动力、排气阻力、弹簧力和惯性力等。依据牛顿第二定律,激振器活塞运动方程可表述为

$$F_p - F_s - F_A = m \frac{d^2x}{dt^2}$$
 (10)

式中 m ——激振活塞质量,kg
 F_p ——激振活塞端面受到的气动力,N
 F_A ——激振活塞运动时排气阻力,N
 F_s ——激振活塞受到的弹簧力,N
 x ——激振活塞轴向位移,mm

弹簧初始预压缩量需确保激振活塞在非工作时处于初始位置而不会晃动,以减少激振活塞对激振器端盖的冲击,限制激振活塞的移动范围。激振气流排出后,弹簧压缩力应能推动活塞复位。

依据胡克定律激振活塞受到的弹簧力为

$$F_s = k_s(x + x_0)$$
 (11)

式中 k_s ——弹簧刚度,N/mm
 x_0 ——弹簧初始压缩量,mm

激振活塞的运动由激振腔内气流推动,气流流动符合气体状态方程,有

$$P_E = \frac{m_q RT_q}{V_E}$$
 (12)

式中 P_E ——激振腔内气体压力,Pa
 m_q ——气体质量,kg
 R ——气体状态常数,J/(kg·K)
 T_q ——激振活塞气动腔内气体温度,K
 V_E ——激振活塞气动腔内容积,m³

激振活塞运动过程,随着活塞位移变化,气动腔内容积发生变化,有

$$V_E = V_0 + A_E x$$
 (13)

式中 A_E ——激振活塞受力面积,m²
 V_0 ——激振活塞气动腔内初始容积,m³
对于激振活塞受到的气动力,有

$$F_p = P_E A_E$$
 (14)

对于激振活塞运动时受到的排气阻力,有

$$F_A = P_b A_E$$
 (15)

式中 P_b ——激振活塞排气腔内压力,Pa

激振活塞运动到左端后,在弹簧力作用下返回初始位置时,激振腔内残余气体经活塞中心气孔流出。气体经小孔流动时,从右腔室由节流小孔流向左腔室,气孔流动分为亚音速和超音速2种,依据临界压比 δ_c 确定流动状态。对于临界压比定义有

$$\delta_c = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$
 (16)

式中 γ ——空气比热比,取1.4

当小孔流动出口(左腔室)与内腔(右腔室)气压比小于等于 δ_c 时,气流流经小孔的流动为超音速,流量 q_m 为

$$q_m = C_d A_h P_U \sqrt{\frac{\gamma}{RT_E}} \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}$$
 (17)

式中 C_d ——流量系数,取0.9
 A_h ——气孔面积,m²
 P_U ——激振活塞右侧高压腔内压力,Pa

当小孔流动出口(左腔室)与内腔(右腔室)气压比大于 δ_c 时,经小孔的流动为亚音速,流量 q_m 为

$$q_m = C_d A_h P_U \sqrt{\frac{2\gamma}{RT_E(\gamma - 1)}} \sqrt{\left(\frac{P_D}{P_U}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_D}{P_U}\right)^{\frac{\gamma + 1}{\gamma}}}$$
 (18)

式中 P_D ——激振活塞左侧高压腔内压力,Pa

3.2.2 计算方法

采用显式欧拉法计算激振力,以兼顾气动激振器动力学模型求解数值稳定性和计算效率,计算时间步长选取0.0001s。

激振状态下,供气组件经流量调节阀向激振活塞腔内供气,随内腔压力逐渐增大,激振活塞克服弹簧力和激振活塞运动排气阻力形成激振运动。激振活塞运动过程,部分气体会经回程气阻排出。回程状态下,流量调节阀关闭,供气组件停止供气,激振活塞腔内大量气体由排气孔排掉,在弹簧力推动下,残余气体经回程气阻流到左侧腔内排出,激振活塞回到初始位置。

激振力计算时,每个时间步长内,由激振力计算激振活塞加速度,再计算激振活塞速度和位移,再计算激振活塞运动容积和流入气体质量,由气体状态计算步长结束时激振活塞承受的气动力、弹簧力、排气阻力与惯性力等。依据时间步长进行累加计算,考虑回程气阻孔径为0.2~1.5mm且每次增加0.1mm,当激振气动流量为 7.03×10^{-3} 、 $6.13 \times$

10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 2.61×10^{-3} kg/s 时，计算得激振力如图 9 ~ 13 所示。

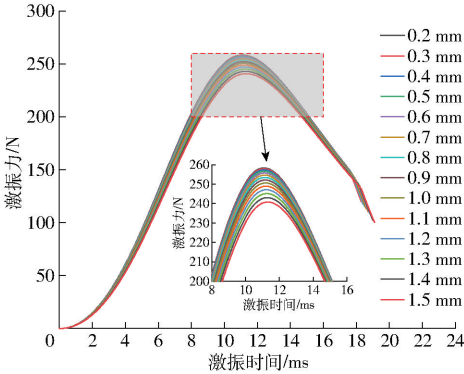


图 9 不同时刻激振力计算值(气动流量 7.03×10^{-3} kg/s)
Fig. 9 Calculated values of excitation force at different times
(with a pneumatic flow rate of 7.03×10^{-3} kg/s)

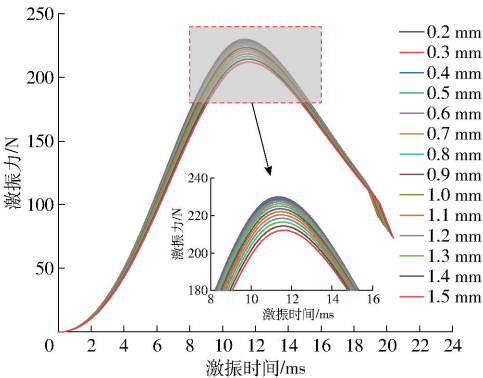


图 10 不同时刻激振力计算值(气动流量 6.13×10^{-3} kg/s)
Fig. 10 Calculated values of excitation force at different times
(with a pneumatic flow rate of 6.13×10^{-3} kg/s)

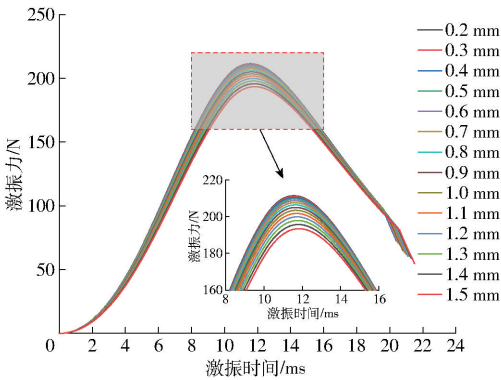


图 11 不同时刻激振力计算值(气动流量 5.62×10^{-3} kg/s)
Fig. 11 Calculated values of excitation force at different times
(with a pneumatic flow rate of 5.62×10^{-3} kg/s)

由图 9 ~ 13 可知,激振力和激振时间取决于气动流量与回程气阻孔径,随气动流量减小激振力降低而激振时间延长。当气动流量为 7.03×10^{-3} 、 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 2.61×10^{-3} kg/s 时,激振过程最大激振力计算值分别为 240.8、212.1、193.4、170.3、126.9 N,激振时间分别为 19.10、20.40、21.50、23.10、28.20 ms。随回程气阻孔径增大而最大激振力减小,回程气阻孔径由

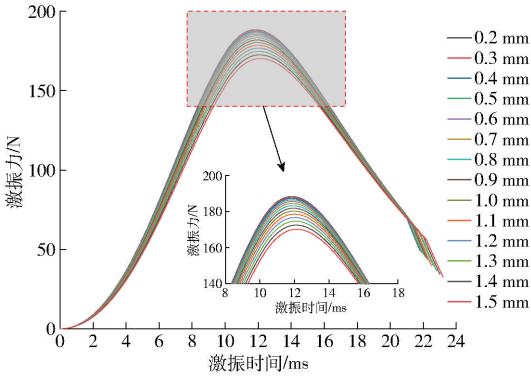


图 12 不同时刻激振力计算值(气动流量 4.22×10^{-3} kg/s)
Fig. 12 Calculated values of excitation force at different times
(with a pneumatic flow rate of 4.22×10^{-3} kg/s)

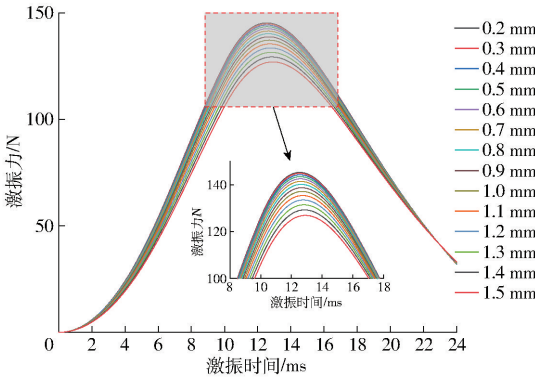


图 13 不同时刻激振力计算值(气动流量 2.61×10^{-3} kg/s)
Fig. 13 Calculated values of excitation force at different times
(with a pneumatic flow rate of 2.61×10^{-3} kg/s)

0.2 mm 增至 1.5 mm 时,最大激振力分别减小 17.6、17.8、18.0、23.0、18.3 N。

3.2.3 激振力特性

依据气动调频激振器的激振活塞端面压力变化云图,提取激振活塞受力面积与压力乘积,基于力平衡关系得到仿真条件下气动调频激振器激振力如图 14 所示。

由图 14 可知,激振起始后激振力急剧增加后逐渐下降,激振力下降时间大于上升时间。针对不同气动流量,提取激振过程的最大激振力和激振时间,如表 2 所示。

由表 2 可知,进气气动流量由 7.03×10^{-3} kg/s 降至 2.61×10^{-3} kg/s 时,最大激振力计算值和仿真值均降低,计算值由 240.8 N 降至 126.9 N,仿真值由 249.3 N 减至 145.5 N;激振时间计算值和仿真值均延长,计算值由 19.1 ms 延长至 28.20 ms,仿真值由 16.60 ms 延长至 24.45 ms。相同气动流量时,气动调频激振器最大激振力仿真值略高于计算值,两者相差为 8.5 ~ 18.6 N;激振时间仿真值比计算值短,两者相差 2.5 ~ 3.75 ms,气动流量越小则两者差值越大。

进一步分析表明,相同气动流量时激振力仿真

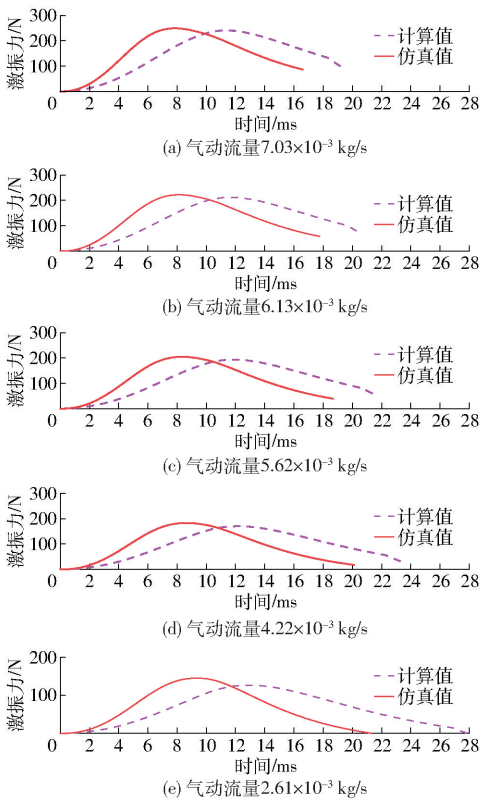


图 14 不同时刻激振力计算与仿真结果比较
Fig. 14 Comparisons of excitation force calculations and simulation results at different times

表 2 最大激振力与激振时间计算值和仿真值对比
Tab.2 Comparison of calculated and simulated values for maximum excitation force and excitation duration

气动流量/ (kg·s ⁻¹)	最大激振力/N		激振时间/ms	
	计算值	仿真值	计算值	仿真值
7.03 × 10 ⁻³	240.8	249.3	19.10	16.60
6.13 × 10 ⁻³	212.1	222.2	20.40	17.75
5.62 × 10 ⁻³	193.4	204.7	21.50	18.65
4.22 × 10 ⁻³	170.3	183.2	23.10	20.10
2.61 × 10 ⁻³	126.9	145.5	28.20	24.45

值与计算值变化趋势一致,最大激振力仿真值始终略高于理论计算值,但激振时间仿真值则短于计算值,主要在于计算时充分考虑了回程气阻孔对气动流动的影响,但激振压力分布仿真受流动建模困难限制,忽略了回程气阻孔形成的气体流动,导致激振力仿真值略高于计算值。

3.3 激振频率特性

激振频率特性是指不同频率气动作用下,激振力幅值随气动输入频率变化而变化的特性。气动调频激振器激振频率特性由激振周期和激振频率范围决定。

3.3.1 激振周期

气动调频激振器激振周期由流量调节阀开启时间、活塞移动激振时间与回程时间决定,即

$$T_v = t_0 + t_E + t_R \tag{19}$$

式中 T_v ——激振周期,s
 t_0 ——流量调节阀开启时间,s
 t_E ——激振活塞激振时间,s
 t_R ——激振活塞回程时间,s

代入相关参数,得到不同回程气阻孔径下激振活塞回程时间,如图 15 所示。

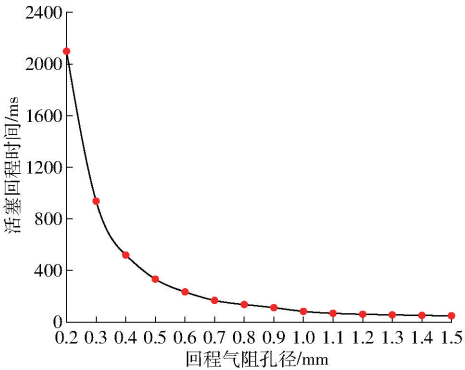


图 15 不同回程气阻孔径下激振活塞回程时间
Fig. 15 Return travel time of excitation piston for different return pneumatic resistance orifice diameters

由图 15 可知,激振活塞回程时间取决于回程气阻孔径,回程气阻孔径越小则激振活塞回程时间越长。当回程气阻孔径为 0.2、0.3、0.4、0.5、0.6、0.7、0.8、0.9、1.0、1.1、1.2、1.3、1.4、1.5 mm 时,激振活塞回程时间分别为 2 098.9、936.9、519.3、332.6、233.5、167.8、135.8、111.5、82.7、68.0、60.6、55.5、51.8、48.7 ms。

3.3.2 激振频率

气动调频激振器激振频率由最低激振频率和最高激振频率决定,最低激振频率可通过延长流量调节阀供气时间间隔实现,最高激振频率则主要取决于最短激振周期。依据激振频率与激振周期关系,有

$$f_v = \frac{1}{T_v} \tag{20}$$

式中 f_v ——激振频率,Hz

当回程气阻孔径为 1.5 mm 时,基于图 15 中激振活塞回程时间和式(19)确定激振周期,由式(20)得到不同回程气阻孔径和气动流量下气动调频激振器激振频率如图 16 所示。

由图 16 可知,激振频率随回程气阻孔径增大而增加,还受气动流量影响。回程气阻孔径由 0.2 mm 增加至 1.5 mm 时,激振频率则从 0.47 Hz 提升至约 14.75 Hz。当回程气阻孔径小于 0.9 mm 时,气动流量对激振频率影响不明显;当回程气阻孔径超过 1.0 mm 时,气动流量对激振频率影响显著;当回程气阻孔径为 1.5 mm 时,气动流量由 7.03×10^{-3} kg/s 减至 2.61×10^{-3} kg/s 则激振频率减小 1.8 Hz。

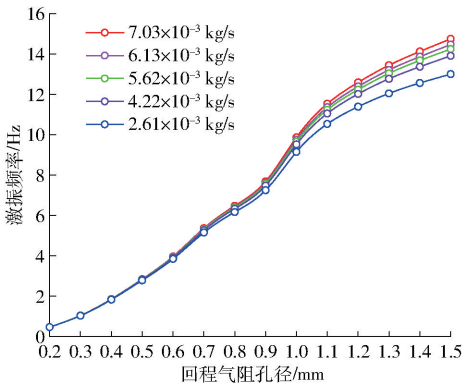


图 16 不同回程气阻孔径下激振频率

Fig. 16 Excitation frequencies for different return pneumatic resistance orifice diameters

4 试验

4.1 试验与方法

试验时,气动流量调节阀按最大供气流量 7.03×10^{-3} 、 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 2.61×10^{-3} kg/s 供给气流,由图 16 确定回程气阻孔径为 1.5 mm,以使气动调频激振器可输出最高激振频率。

由式(1)可知,树枝直径和激振位置变化对激振力有显著影响,树枝直径较粗则分枝较多会干扰测试结果,树枝直径过细则极少连接主干会受大枝摇晃影响测试结果,树皮厚度不准会影响树枝直径识别。除合适的直径外,试验选取树枝时还需考虑树枝树皮厚度小、分叉少、连接主干段均匀性以及气动调频激振器便于固定等因素,保证测试数据和结果分析的准确性。

试验地点选取昆明市富民县等地核桃种植园,试验时段当地气温约 20℃。根据现场实际情况并兼顾安装固定等,测试选取 3 种典型深纹核桃树枝,直径和激振位置分别为 44 mm 和 900 mm (1#)、35 mm 和 1 500 mm (2#)、28 mm 和 920 mm (3#)。选取 BWJ14533 型加速度传感器,量程为 ± 200 g,灵敏度为 100 mV/g。选取杭州亿恒 MI7208 型数据采集仪,采样频率设置为 48 000 Hz,采用 100 Hz 低通滤

波。气动调频激振器和加速度传感器固定在树枝激振位置,如图 17 所示。



图 17 气动调频激振器试验

Fig. 17 Testing of pneumatic frequency-modulated vibrators

操作控制器控制气动调频激振器的激振频率,测试不同激振的激振加速度,数据记录仪记录树枝振动加速度时域信号。数据处理采用动态信号分析(回放与离线分析)模式,采样点数 65 536 点,频率间隔为 2.694 Hz,参数分析选取不平均值。以激振时间为横坐标,振动加速度为纵坐标,得到不同时刻振动加速度曲线。基于树枝物理参数,由激振加速度与激振力之间关系,获得树枝所承受的激振力。当气动流量分别为 7.03×10^{-3} 、 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 2.61×10^{-3} kg/s 时,部分树枝振动加速度测试结果如图 18、19 所示。

由图 18 可知,气动流量 7.03×10^{-3} kg/s 条件下,当激振频率为 2、4、8、12、15 Hz 时,树枝 1#最大振动加速度分别为 286.3、297.4、301.9、244.1、245.0 m/s²;树枝 2#最大振动加速度分别为 225.0、280.5、208.9、244.6、203.7 m/s²;树枝 3#最大振动加速度分别为 360.3、370.0、362.9、375.7、356.0 m/s²。

由图 19 可知,气动流量 2.61×10^{-3} kg/s 条件下,当激振频率为 2、4、8、12、15 Hz 时,树枝 1#最大振动加速度分别为 131.6、146.4、124.0、138.7、136.1 m/s²;树枝 2#最大振动加速度分别为 158.3、161.5、157.4、181.8、171.9 m/s²;树枝 3#最大振动加速度分别为 247.1、239.6、225.2、279.3、230.0 m/s²。

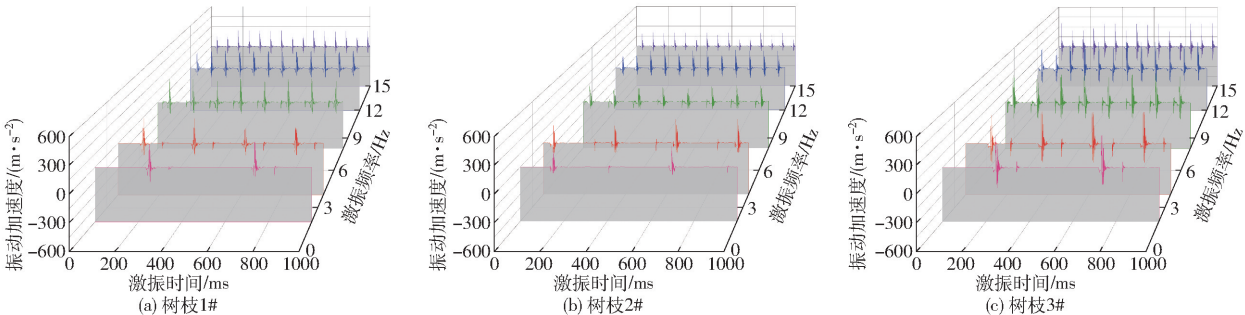


图 18 不同激振频率时振动加速度(气动流量 7.03×10^{-3} kg/s)

Fig. 18 Excitation acceleration at different excitation frequencies(pneumatic flow rate 7.03×10^{-3} kg/s)

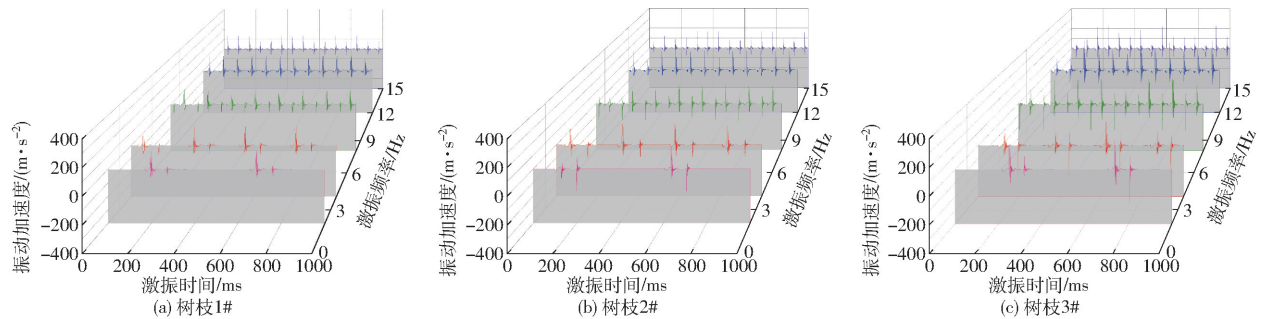


图 19 不同激振频率时振动加速度(气动流量 2.61×10^{-3} kg/s)

Fig. 19 Excitation acceleration at different excitation frequencies(pneumatic flow rate 2.61×10^{-3} kg/s)

选取 3 枝核桃果实成熟度达 80% 以上树枝,树枝结果数量分别为 10、8 和 7,利用便携式深纹核桃采果装置进行激振采果性能测试 3 次。试验时核桃树枝承受激振位置的振动加速度达 255 m/s^2 且持续激振时间超过 4 s。试验后,统计核桃树果实掉落情况,3 枝核桃树枝上掉落果实为 6、5 和 4,分别剩余 4、3 和 3 未掉落,平均落果率为 60%。

激振采果树枝振动加速度测试结果发现,受振动加速度幅值衰减影响,距离激振位置较远处振动加速度衰减较多导致核桃果实难于掉落,延长激振时间或缩短果实至激振位置距离可提升落果率。

4.2 结果分析

基于试验获得的不同激振频率时激振加速度,

计算分析获得气动调频激振器输出相应的激振力。将式(1)和(2)代入式(3)可得

$$F_E = m_E a_E(t) + \frac{3EI}{l_E^3} \int_0^{T_E} \left(\int_0^{T_E} a_E(t) dt + v_0 \right) dt$$

(21)

现场实测深纹核桃树枝弹性模量为 $15\,000\text{ MPa}$,树枝密度为 $1.1 \times 10^3\text{ kg/m}^3$ 。测量试验用 3 种典型深纹核桃树枝 1#、2#和 3#直径与长度等参数,计算得等效质量分别为 0.96、1.02、0.76 kg。依据图 18、19,由式(21)可得到不同激振频率时气动调频激振器输出的激振力,其中气动流量为 7.03×10^{-3} 、 $2.61 \times 10^{-3}\text{ kg/s}$ 时激振力分布如图 20、21 所示。

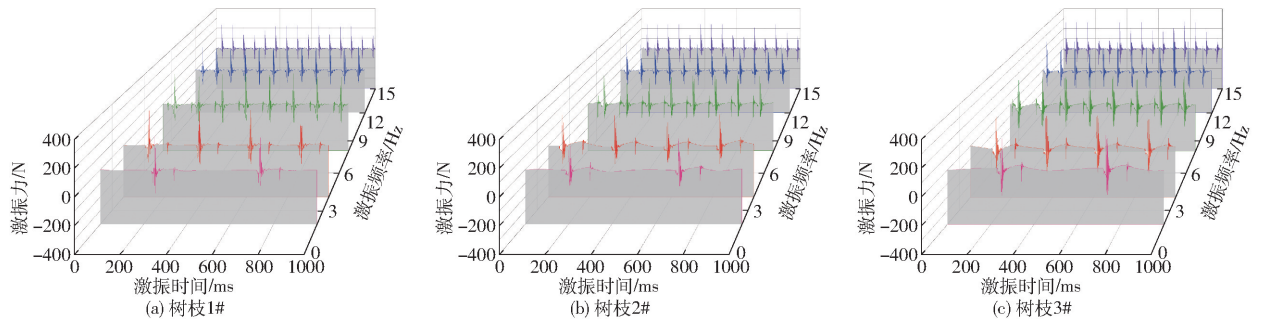


图 20 不同激振频率时激振力(气动流量 7.03×10^{-3} kg/s)

Fig. 20 Excitation force at different excitation frequencies (pneumatic flow rate 7.03×10^{-3} kg/s)

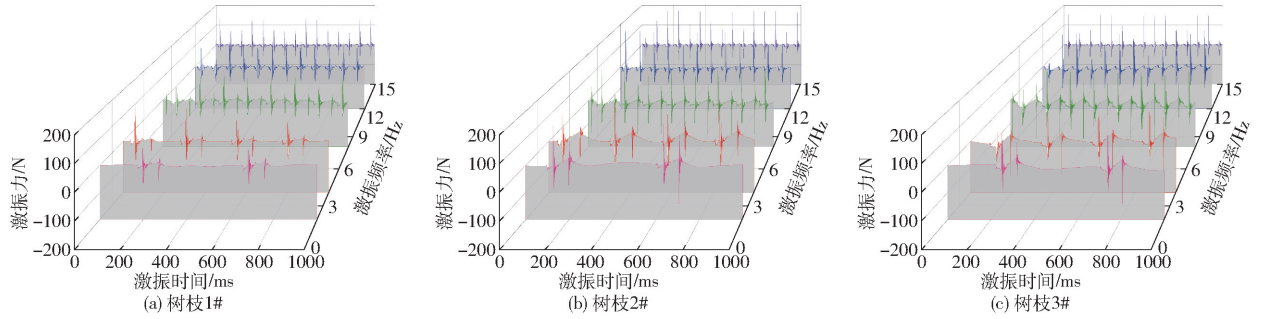


图 21 不同激振频率时激振力(气动流量 2.61×10^{-3} kg/s)

Fig. 21 Excitation force at different excitation frequencies (pneumatic flow rate 2.61×10^{-3} kg/s)

由图 20 可知,气动流量 $7.03 \times 10^{-3}\text{ kg/s}$ 条件下,当激振频率为 2、4、8、12、15 Hz 时,树枝 1#承受最大激振力分别为 246.0、240.9、243.2、220.0、

249.3 N,误差为 $\pm 17.8\text{ N}$;树枝 2#承受的最大激振力分别为 230.3、239.1、245.5、241.2、249.2 N,误差为 $\pm 10.8\text{ N}$;树枝 3#承受最大激振力分别为 256.9、

229.7、237.6、269.5、266.9 N,误差为 ± 22.4 N。综合分析,上述最大激振力及其误差为 (243.7 ± 23.7) N。

由图 21 可知,气动流量 2.61×10^{-3} kg/s 条件下,激振频率为 2、4、8、12、15 Hz 时,树枝 1#承受最大激振力分别为 117.1、130.8、103.1、121.0、127.7 N,误差为 ± 16.8 N;树枝 2#最大激振力分别为 146.0、151.3、146.9、167.3、172.7 N,误差为 ± 10.5 N;树枝 3#最大激振力分别为 114.7、113.2、169.9、171.3、149.2 N,误差为 ± 30.4 N。综合分析,上述最大激振力及其误差为 (140.2 ± 37.0) N。

当气动流量为 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} kg/s,激振频率为 2、4、8、12、15 Hz 时,树枝 1#、2#和 3#气动调频激振器输出最大激振力及其误差分别为 (219.7 ± 14.3) N、 (202.1 ± 15.9) N 和 (180.5 ± 20.8) N。

5 结论

(1) 针对现有气动式激振器激振频率较高且不可调节而难于应用于便携式深纹核桃采果装置的问题,设计了便携式深纹核桃采果装置气动调频激振器,确定其关键设计参数。

(2) 基于激振气体动力学及牛顿第二定律,建

立激振气流和振动活塞运动的理论模型,开展了不同气动流量下激振气压分布、激振力特性与激振频率特性分析,表明最大激振力由最大气动流量和激振活塞回程气阻孔径所决定,气动流量越大激振力越大,增大激振活塞回程气阻孔径会减小最大激振力。激振频率取决于激振周期,由活塞激振、回程时间、激振气流供气间隔时间决定,减小激振气流供气间隔时间可提升激振频率。

(3) 对于活塞直径为 50 mm 且回程气阻孔口直径为 1.5 mm 的气动调频激振器,激振频率可调范围为 2 ~ 15 Hz。当气动流量为 7.03×10^{-3} 、 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 2.61×10^{-3} kg/s 时,最大激振力计算值分别为 240.8、212.1、193.4、170.3、126.9 N,最大激振力仿真值分别为 249.3、222.2、204.7、183.2、145.5 N,仿真值略大于计算值。

(4) 不同气动流量与激振频率调控范围内,气动调频激振器最大激振力随着气动流量减小而降低,当气动流量 7.03×10^{-3} 、 6.13×10^{-3} 、 5.62×10^{-3} 、 4.22×10^{-3} 、 2.61×10^{-3} kg/s,激振频率为 2、4、8、12、15 Hz 时,最大激振力测试值及其误差分别为 (243.7 ± 23.7) N、 (219.7 ± 14.3) N、 (202.1 ± 15.9) N、 (180.5 ± 20.8) N、 (140.2 ± 37.0) N。

参 考 文 献

[1] 赵晓华. 推进云南核桃产业高质量发展助力巩固脱贫攻坚成果的建议[J]. 基层农技推广, 2024, 12(10): 68 – 70.
Zhao Xiaohua. Suggestions for promoting the high-quality development of Yunnan's walnut industry to help consolidate the achievements of poverty alleviation[J]. Primary Agricultural Technology Extension, 2024, 12(10):68 – 70. (in Chinese)

[2] 云南省农业农村厅. 2021 年度云南省核桃产业发展报告[R]. 云南省核桃产业工作组、云南省坚果产业专家组,2021.

[3] Coppock P J J E. Harvesting citrus fruit with an oscillating air blast[J]. Transactions of the ASABE, 1963, 6(3): 192 – 194.

[4] Berlage A G. Apple harvesting trials with oscillating air jets[J]. Transactions of the ASAE, 1973, 16(3): 460 – 461.

[5] Whitney J D, Patterson J M. Development of a citrus removal device using oscillating forced air[J]. Transactions of the ASAE, 1972, 15(5): 849 – 855.

[6] Sumner H R, Churchill D B. Effects of three limb shaker mechanisms on removal of oranges[J]. Transactions of the ASAE, 1978, 21(4): 661 – 664.

[7] Sessiz A, Özcan M. Olive removal with pneumatic branch shaker and abscission chemical[J]. Journal of Food Engineering, 2005, 76(2): 148 – 153.

[8] Polat R, Gezer I, Guner M, et al. Mechanical harvesting of pistachio nuts[J]. Journal of Food Engineering, 2006, 79(4): 1131 – 1135.

[9] Blanco-Roldán G, Gil-Ribes J, Kouraba K, et al. Effects of trunk shaker duration and repetitions on removal efficiency for the harvesting of oil olives[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2009, 25(3): 329 – 334.

[10] 宗望远, 宋宝, 肖洋轶, 等. 曳引摇枝式板栗落果装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(7): 57 – 66.
Zong Wangyuan, Song Bao, Xiao Yangyi, et al. Design and experiment of trolling branch-type chestnut fruit dropping device [J]. Transactions of the Chinese Socidty for Agricultural Machinery, 2024, 55(7): 57 – 66. (in Chinese)

[11] 曹成茂, 詹超, 孙燕, 等. 便携式山核桃高空拍打采摘机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2018, 49(3): 130 – 137.
Cao Chengmao, Zhan Chao, Sun Yan, et al. Design and experiment of portable walnut high-altitude pal-picking machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(3): 130 – 137. (in Chinese)

[12] 焦灏博, 罗炬明, 汤爱沸, 等. 基于 TRIZ 理论的半径可调式林果振动采收激振器设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(11): 231 – 239.
Jiao Haobo, Luo Juming, Tang Aifei, et al. Design and test of radius adjustable fruit vibration harvesting exciter based on

- TRIZ theory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(11): 231–239. (in Chinese)
- [13] 朱惠斌, 张文锴, 曹科高, 等. 云南山地核桃振动采摘机的设计与试验研究[J]. 农机化研究, 2023, 45(2): 130–139. Zhu Huibin, Zhang Wenkai, Cao Kegao, et al. Design and experiment of walnut vibration picker in Yunnan mountain[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2023, 45(2): 130–139. (in Chinese)
- [14] 吴道远, 苏继龙, 刘明财, 等. 不同成熟度核桃振动采摘的最佳频率和振幅的研究[J]. 农机化研究, 2018, 40(9): 28–33. Wu Daoyuan, Su Jilong, Liu Mingcai, et al. Vibration picking different maturity walnut optimal frequency and aptitude of the simulation[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2018, 40(9): 28–33. (in Chinese)
- [15] 丁红星, 李峻通, 薛忠民. 桑葚主干低阶共振频率试验及振动采摘装置设计[J]. 农机化研究, 2017, 39(8): 159–164. Ding Hongxing, Li Mintong, Xue Zhongmin. The test device design and vibration of main low order resonance frequency of picking mulberry[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2017, 39(8): 159–164. (in Chinese)
- [16] 刘洪杰, 李峻藤, 杨欣, 等. 手持摇枝式酸枣振动采摘装置设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(9): 194–204, 215. Liu Hongjie, Li Junteng, Yang Xin, et al. a Design and experiment of hand-held shaking branch type jujube vibration picker [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(9): 194–204, 215. (in Chinese)
- [17] 马怡翔, 胡国玉, 张伟杰, 等. 基于气力振动采摘长绒棉的辅助振动装置设计与试验[J]. 农机化研究, 2025, 48(2): 28–38. Ma Yixiang, Hu Guoyu, Zhang Weijie, et al. Design and test of auxiliary vibration device based on pneumatic vibration picking sea island cotton[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2025, 48(2): 28–38. (in Chinese)
- [18] 宋艳芳, 汤东亚, 杨茵. 换向阀驱动活塞位置反馈激振器设计及参数优化[J]. 湖南科技大学学报(自然科学版), 2025, 40(1): 55–59. Song Yanfang, Tang Dongya, Yang Yin. Design and parameter optimization of piston position feedback shaker driven by reversing valve[J]. Journal of Hunan University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2025, 40(1): 55–59. (in Chinese)
- [19] 郭关柱, 杨李洋, 罗亚南, 等. 基于无人机平台的气振式核桃采收机设计与试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(1): 55–64. Guo Guanzhu, Yang Liyang, Luo Ya'nán, et al. Design and validation of pneumatic vibration walnut picking machine carried by UAV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(1): 55–64. (in Chinese)
- [20] 郭关柱, 王桐, 罗亚南, 等. 侧枝激振耦合式核桃采果方法与装置研究[J]. 农业机械学报, 2025, 56(3): 279–290. Guo Guanzhu, Wang Tong, Luo Ya'nán, et al. Lateral branch excitation coupled walnut fruit harvesting method and device [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(3): 279–290. (in Chinese)
- [21] Varahram S, Jalali P, Sadeghi M H, et al. Experimental study on the effect of excitation type on the output-only modal analysis results[J]. Transactions of FAMENA, 2019, 43(3): 37–52.
- [22] 帅鹏程, 安健硕, 徐道春, 等. 深纹核桃侧枝摇振采摘振动参数[J]. 森林工程, 2025, 41(4): 853–860. Shuai Pengcheng, An Jianshuo, Xu Daochun, et al. Study on vibration parameters of branch-shaking for harvesting of deep-striped walnut[J]. Forest Engineering, 2025, 41(4): 853–860. (in Chinese)
- [23] 郭关柱, 罗亚南, 习学良, 等. 一种利用空气振动波采收挂枝成熟核桃果实的方法: 202211118035.6[P]. 2022–12–20.
- [24] 靳文停, 赵金辉, 庄腾飞, 等. 核桃机械振动采摘枝干能量传递特性研究[J]. 农业机械学报, 2024, 55(12): 221–230. Jin Wenting, Zhao Jinhui, Zhuang Tengfei, et al. Energy transfer characteristics of walnut trunk and branches in mechanical vibration picking[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(12): 221–230. (in Chinese)
- [25] 张标, 李辰, 孙东, 等. SST 湍流模型在超声速激波-边界层干扰中的改进[J]. 力学学报, 2025, 57(11): 2722–2732. Zhang Biao, Li Chen, Sun Dong, et al. Improved SST turbulence model for supersonic shock wave – boundary layer interactions[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2025, 57(11): 2722–2732. (in Chinese)