doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.12.012

双爪协同自动取投苗机构设计与试验

胡建平　吕俊鹏　刘　伟　姚梦娇　时佳威　金永旺
（江苏大学农业工程学院，镇江 212013）

摘要：针对蔬菜自动移栽机苗盘不断移位送苗、多个取苗爪同时取苗投苗、分苗装置接苗分苗带来的工序多、结构复杂、协同控制难等问题，本文设计了一种苗盘固定不动、双模组纵横向驱动、双爪协调配合，集取苗、分苗、投苗于一体的双爪协同式自动取投苗机构。采用同步带直线模组纵向驱动左右取苗爪前后移动，正反牙滚珠丝杆模组驱动双取苗爪左右横向移动的设计方案，安装在滚珠丝杆左右滑块上的取苗爪采用主副气缸协调运动实现插夹拔取苗动作。基于取苗爪精确对穴取苗需要，对横向滚珠丝杆传动系统关键参数进行了仿真，建立滚珠丝杆进给系统动力学模型，确定了最优工作参数，对不同因素下滚珠丝杆振动特性进行了研究，确定了滚珠丝杆最优设计参数，保证了滚珠丝杆传动系统运动精度和工作性能；对双爪动态变距取投苗作业过程的运动控制方法开展了研究，以精准、可靠为目标，分析确定了取投苗最优运动路径和 S 形加减速运动控制策略，确定了纵向极限运动参数：速度 v_{max} 为 1 m/s，加速度 a_{max} 为 4 m/s^2，加加速度 J_{max} 为 20 m/s^3。试验结果表明，机构取苗横向和纵向最大平均定位偏差分别为 1.52、1.64 mm，投苗横向和纵向最大平均定位偏差分别为 1.76、1.80 mm；当取苗速率为 48 株/min 时，平均取苗成功率达 95.83%，平均投苗成功率达 97.10%，验证了该机构在运动稳定性和定位精准性方面的优越性能。

关键词：自动移栽机；取投苗机构；滚珠丝杆；路径规划；S 形加减速
中图分类号：S223.92　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1000-1298(2026)12-0132-10　　**OSID**：

Design and Experiment of Dual-claw Collaborative Automatic Seedling Picking and Throwing Mechanism

HU Jianping　LÜ Junpeng　LIU Wei　YAO Mengjiao　SHI Jiawei　JIN Yongwang
(*College of Agricultural Engineering*, *Jiangsu University*, *Zhenjiang* 212013, *China*)

Abstract: Aiming to address issues in vegetable automatic transplanters, such as continuous tray shifting for seedling feeding, simultaneous operation of multiple seedling claws, and the complex processes/structure and difficult coordinated control associated with separate seedling dividing devices, a dual-claw cooperative automatic seedling pick-up and planting mechanism was designed. This mechanism featured a stationary seedling tray, dual modules for longitudinal and transverse drive, and two claws working coordinately to integrate picking, dividing, and planting functions. The design employed synchronous belt linear modules to drive the left and right seedling claws longitudinally (front/back), and a ball screw module with right-hand and left-hand threads to drive the claws transversely (left/right). The seedling claws, mounted on the left and right sliders of the ball screw, utilize main and auxiliary cylinders for coordinated plugging, clamping, and pulling actions. To achieve precise cavity-aligned seedling picking, key parameters of the transverse ball screw transmission system were analyzed. A dynamic model of the ball screw feed system was established to determine optimal working parameters. The vibration characteristics under different factors were studied, finalizing the optimal design parameters to ensure motion accuracy and performance. The motion control strategy for the dual claws during dynamic pitch-varying operation was investigated. Aiming for non-damaging, precise, and reliable operation, the optimal pick/plant path and an S-curve acceleration/deceleration control strategy were determined. The

收稿日期：2025-10-20　修回日期：2025-12-05
基金项目：江苏省农机研发制造推广应用一体化试点专项(JSYTH09)、中央引导地方科技发展资金项目(ZYYD2024QY03)和无锡市科技发展资金项目(N20231004)
作者简介：胡建平(1965—)，男，教授，博士生导师，主要从事果蔬作物移栽机械化与智能化技术研究，E-mail：hujp@ujs.edu.cn

longitudinal limits were set as: maximum velocity v_{max} = 1 m/s, maximum acceleration a_{max} = 4 m/s^2, and maximum jerk J_{max} = 20 m/s^3. Test results indicated maximum average positioning deviations of 1.52 mm (transverse) and 1.64 mm (longitudinal) during picking, and 1.76 mm (transverse) and 1.80 mm (longitudinal) during planting. At a picking rate of 48 seedlings/minute, the success rates were 95.83% for picking and 97.10% for planting, demonstrating the mechanism's superior motion stability and positioning accuracy.

Key words: automatic transplanter; seedling pick-up and planting mechanism; ball screw; path planning; S-curve acceleration and deceleration

0　引言

取投苗技术是蔬菜移栽自动化的核心技术[1-3]，而结构简单、定位精准、运动稳定、易调控的取投苗机构是目前研制全自动蔬菜移栽机的关键[4-5]。为此，国内外学者对取投苗机构开展了大量研究。意大利 FUTURA 型移栽机[6]取苗机构配合苗盘在纵向上间歇移动完成取苗作业。日本洋马 PF2R 型全自动移栽机[7]采用齿轮-连杆式取投苗机构，该机构固定安装于苗盘上方，通过齿轮-连杆驱动单臂执行取投苗动作，苗盘通过纵横向间歇移动配合实现连续作业。胡建平等[8]设计了一种顶夹拔组合式取投苗机构，配备 6 个取苗末端执行器，采用电-气协同驱动实现整排间隔取苗。该机构同样固定于苗盘上方，通过气缸驱动完成取投苗动作，苗盘输送机构需进行纵、横向驱动苗盘配合取苗，并需配备专用等距分苗机构。王秀等[9]研制了一种夹茎式蔬菜取苗机构，通过夹取苗茎实现取苗，利用气动装置将取苗爪等距分散并在旋转接苗杯正上方投苗，流程涵盖取、分、接、运、投多环节。俞高红等[10]设计了一种椭圆-不完全非圆齿轮式取投苗机构，末端执行器在行星齿轮系驱动下作复合运动，机构固定安装，通过复合运动配合苗盘输送装置完成取苗与投苗动作。上述取投苗机构虽结构形式不同，但作业方式均基于取苗机构与苗盘输送机构两者协同运动，普遍存在机构设计复杂、对加工与装配精度要求高、速度与定位精度调控困难等问题。

针对现有蔬菜自动移栽机需要苗盘不断移位送苗、取苗、投苗、分苗带来的工序多、结构复杂、协同控制难等问题，本文设计一种苗盘固定不动、双模组纵横向驱动、双爪协调配合，集取苗、分苗、投苗于一体的双爪协同式自动取投苗机构，并根据穴盘尺寸和作业要求对纵、横向驱动机构参数进行设计，研究驱动机构传动系统振动特性、最优取投苗运动路径和运动控制策略，并进行相应的仿真和试验，以提高驱动机构运动精度和稳定性，提高取投苗效率。

1　整体结构与工作原理

1.1　整体结构

双爪协同自动取投苗机构整体结构如图 1 所示，由 2 个对称的同步带直线模组、正反牙滚珠丝杆直线模组、取苗末端执行器、传动轴以及横、纵向伺服电机等组成。其中取苗末端执行器采用双气缸驱动具有边插边夹作业机制的两指四针式结构[11]，由升降气缸、夹紧气缸、门型推苗支架和夹取针等组成。横向伺服电机通过驱动正反牙滚珠丝杆直线模组带动取苗末端执行器在取苗、投苗横向位置间进行往复运动，纵向伺服电机通过传动轴驱动 2 个同步带直线模组带动取苗末端执行器在纵向上进行取投苗作业。

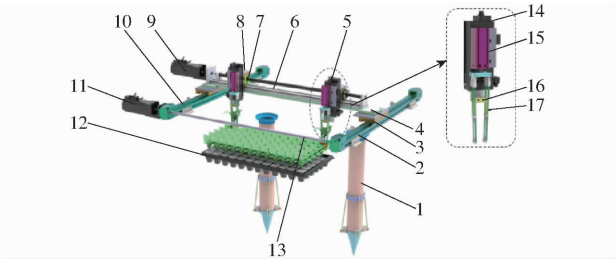


图 1　整体结构示意图

Fig. 1　Overall structural schematic

1. 栽植机构　2. 同步带直线模组　3. 纵向模组滑台　4. 横向模组安装板　5. 取苗末端执行器　6. 正反牙滚珠丝杆直线模组　7. 横向模组滑块　8. 取苗末端执行器安装板　9. 滚珠丝杆直线模组驱动电机　10. 同步带　11. 同步带直线模组驱动电机　12. 苗盘　13. 同步带传动轴　14. 升降气缸　15. 夹紧气缸　16. 门型推苗支架　17. 夹取针

1.2　工作原理

双爪协同取投苗机构适用于两行蔬菜全自动移栽机，采用苗盘固定、取苗末端执行器移动作业方式，实现集取苗、分苗与投苗于一体的作业流程。作业开始时，两侧对称的取苗末端执行器在横、纵向模组驱动下复位至取苗原点，当供盘机构将苗盘输送至取苗工位后，苗盘位置始终保持不变，取苗末端执行器在升降气缸和夹紧气缸协同作用下开始夹取第 1 株钵苗；随后，在纵向和横向模组协同驱动下，处于夹紧状态的取苗末端执行器被移送至栽植机构正

上方;到达投苗点后,双气缸协同动作,向下运动的同时释放钵苗,使其垂直落入栽植机构内,实现投苗;投苗完成后,纵向同步带直线模组使取苗末端执行器返回至第 1 行取苗位置,此时正反牙滚珠丝杆直线模组驱动对称的 2 个取苗末端执行器横向移动 1 个穴距,实现换列取苗,再次完成投苗作业后,重复以上取投苗流程。当第 1 行正中间 2 株钵苗被取投完成后,整行作业结束,同步带直线模组驱动正反牙滚珠丝杆直线模组以及取苗末端执行器纵向移动 1 个穴距,进入下一行取投作业,如此循环执行换行与换列操作,两侧对称的取苗末端执行器在双气缸以及横、纵向直线模组的配合下,最终完成整盘苗精准、有序取投作业。

2 纵、横向驱动机构设计

2.1 参数设计

双爪协同取投苗驱动机构采用双轴龙门式模组传动方案,主要由横向驱动机构、纵向驱动机构及驱动电机组成。作业对象为 72 穴普通硬塑穴盘,规格为 280 mm × 540 mm,两穴孔间距为 43 mm。驱动机构作业范围示意图如图 2 所示,横向驱动机构用于实现两侧对称布置的取苗末端执行器在横向上精准定位,最小横向位移 L_1 为 43 mm,最大横向位移 L_2 为 473 mm;纵向驱动机构则用于带动整个横向驱动机构沿纵向运动,将取苗末端执行器输送至目标纵向位置,实现纵向精准定位,最小纵向位移 L_3 为 385 mm,最大纵向位移 L_4 为 600 mm。投苗点横向位移 L_5 设为 350 mm。横向和纵向驱动机构通过协同工作,共同完成取苗和投苗过程精准定位任务。

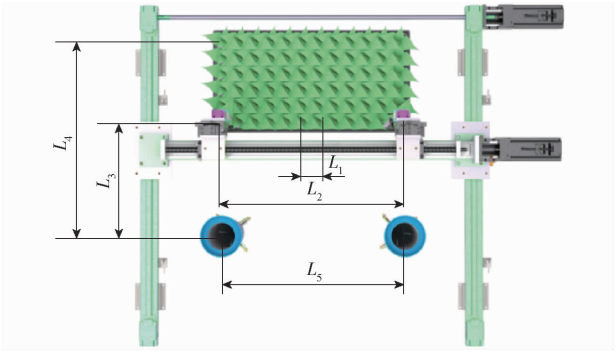


图 2 驱动机构作业范围示意图

Fig. 2 Schematic of operating range of drive mechanism

2.2 驱动机构设计

2.2.1 纵向驱动机构设计

纵向驱动机构用于支撑整个横向驱动机构并驱动其在纵向上进行精确、稳定的往复运动。采用“门型”双同步带直线模组形式,具有传动平稳、传动比准确、运行速度快、缓冲减震能力强的优点,且适用于中长行程[12]。根据纵向驱动机构设计参数确定同步带模组相关参数,如表 1 所示。选用 M60AIS90 - 48 - C01330 - B1 - 5 型驱动电机,额定转速 3 000 r/min,转动惯量 8.7×10^{-5} kg·m^2,额定转矩 1.91 N·m。

表 1 同步带直线模组相关参数

Tab. 1 Parameters related to synchronous belt linear modules

参数	行程/mm	导程/mm	最大速度/(mm·s^{-1})	最大负载/kg
数值	600	110	1 000	30

2.2.2 横向驱动机构设计

横向驱动机构是实现两侧取苗末端执行器同步相向或反向运动、完成穴盘苗精准取投的关键部件。因需频繁启停、精确定位,故对正反牙滚珠丝杆模组传动机构参数进行设计,以保证平稳和精确运行。

根据取投苗作业范围,选用滚珠丝杆轴总长 L_0 为 800 mm。根据取投苗定位精度要求,确定导程精度为 ±0.05 mm,轴向间隙小于 0.1 mm。按完成 1 次取投苗需要 3 s 设计,横向滑块最大进给速度 V_{max} 为 500 mm/s。滚珠丝杆导程 P_h 计算式为

$$P_h = \frac{60\ V_{max}}{N_{max}} \tag{1}$$

式中 N_{max}——驱动电机额定转速,r/min

选用 M40AIS90 - 48 - C01330 - B1 - 5 型驱动电机,额定转速 3 000 r/min,转动惯量 7.3×10^{-5} kg·m^2,额定转矩 1.27 N·m。代入数据可得丝杆导程 P_h 为 10 mm。

结合文献[13]中导程精度与轴向间隙关系、导程与丝杆轴的匹配关系,确定丝杆直径为 20 mm 以下轧制滚珠丝杆,类型有:2020、1616、1610(直径和导程)。滚珠丝杆在轴向上被施加最大压缩负荷时,应选择不会发生挫曲的丝杆轴,需要对其进行验证。则加速时轴向载荷 F_{a1}、等速时轴向载荷 F_{a2} 及减速时轴向载荷 F_{a3} 计算式为

$$F_{a_1} = \mu Mg + f_2 + Ma \tag{2}$$

$$F_{a_2} = \mu Mg + f_2 \tag{3}$$

$$F_{a_3} = \mu Mg + f_2 - Ma \tag{4}$$

式中 μ——导向面运动摩擦因数

M——总质量,kg

f_2——导向阻力,N

g——重力加速度,取 9.8 m/s^2

a——加速度,m/s^2

通过 Solidworks 软件对丝杆工作台及负载质量进行测量[14],可得到总质量 M 为 20 kg。参照文

献[15]，确定导向面运动摩擦因数 μ 为 0.02，同时根据横向驱动机构结构特点，设定其他导向阻力 f_2 为 10 N。已知运动过程最大速度，设定加减速时间 t 为 0.1 s，由此可得加速度 a 为 5 m/s^2。将上述参数代入式(2)～(4)，可得 F_{a1} 为 114 N，F_{a2} 为 14 N，F_{a3} 为 −86 N，则最大轴向载荷 $F_{a\max} = F_{a1} = 114$ N。在滚珠丝杆选型时，除满足载荷要求外，还需考虑成本效益，经对比样本，选用直径为 16 mm，导程为 10 mm 的滚珠丝杆。根据文献[13]可得所设计滚珠丝杆传动系统主要参数，见表 2。

表 2　滚珠丝杆传动系统主要参数

Tab. 2　Main parameters of ball screw drive system

参数	精度等级	直径 d/mm	导程 P_h/mm	额定动载荷 C_a/kN	额定静载荷 C_{0a}/kN	轴向刚度 K_0/(N·μm^{-1})	惯性矩 J/(kg·m^2)	最大转矩 $T_{\max}$/(N·m)
数值	C7	16	10	3.7	8.2	23	9.069×10^{-5}	0.51

2.3　滚珠丝杆振动特性仿真与参数优选

当双爪协同取投苗机构进行作业时，取苗末端执行器在驱动机构作用下能否精准、稳定地定位穴孔及投苗点，是决定取投苗成功率的关键[16]。滚珠丝杆在工作过程的振动特性会直接影响其定位精度和运动平稳性[17]，因此，以滚珠丝杆预加载荷和工作台(取苗末端执行器及安装板)质量为主要因素，对其振动特性进行分析，以确保取苗末端执行器在横向运动中定位精准性。图 3 为正反牙滚珠丝杆结构示意图。

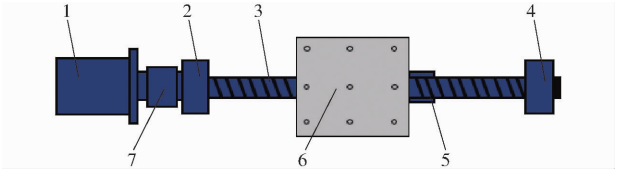


图 3　正反牙滚珠丝杆结构示意图

Fig. 3　Equivalent structure model of ball screw feed system

1. 直流伺服电机　2. 左支撑轴承　3. 滚珠丝杆　4. 右支撑轴承　5. 预紧力调整螺母　6. 滑台与工作台　7. 联轴器

滚珠丝杆传动系统最主要的一个特征是可以通过调整预紧力改变系统整体刚度[18]。为了增加系统刚度，所施加的预紧力须能消除滚珠丝杆与螺母之间的轴向间隙，以减少反向时空行程，避免出现反向死区，同时提高传动刚度和传动精度。滚珠丝杆预紧力调整方式为双螺母垫片式预紧，双螺母垫片式预紧结构示意图如图 4 所示。通过调整中间垫片厚度，可使法兰螺母与圆柱螺母产生轴向位移，从而使滚珠在承受载荷前就以一定压力分别压向滚珠螺母与丝杠滚道相反的侧面并产生一定变形，以达到消除轴向间隙与实现预紧的目的，通过改变垫片厚度改变预加载荷[19]。

为了分析滚珠丝杆进给系统在不同预加载荷下丝杆的振动特性，建立了整个滚珠丝杆进给系统的动力学模型如图 5 所示。

在正常安装情况下，滚珠丝杆预加载荷一般不大于额定动载荷的 10%[20]。然而，在实际工作中，

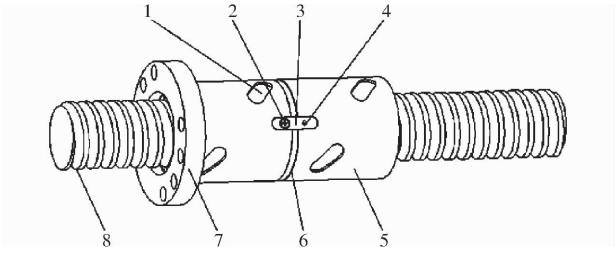


图 4　双螺母垫片式预紧结构示意图

Fig. 4　Double nut gasket type preload structure diagram

1. 反向器　2. 压键螺钉　3. 平键　4. 起键螺纹孔　5. 圆柱螺母　6. 垫片　7. 法兰螺母　8. 滚珠丝杠

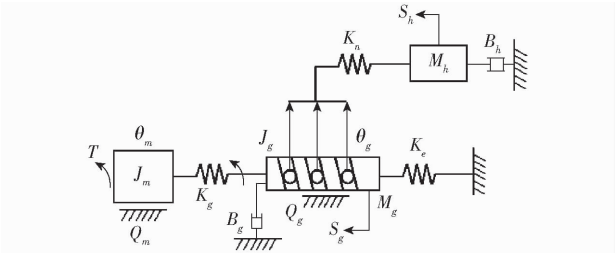


图 5　滚珠丝杆进给系统动力学模型

Fig. 5　Dynamic model of ball screw feed system

因摩擦、加工误差以及润滑条件等因素的影响，预加载荷会逐渐降低，进而影响其工作性能。因此，根据图 5 建立相应动力学模型，分析滚珠丝杆螺母轴向刚度 K_n，反映其预加载荷下振动特性。根据滚珠丝杆进给系统动力学模型，建立系统动力学方程为

$$\begin{cases} M_h\ddot{S}_h + B_h\dot{S}_h + K_n(S_h - S_g) = 0 \\ M_g\ddot{S}_g + B_g\dot{S}_g - K_n(S_h - S_g) + K_eS_g = 0 \\ J_g\ddot{\theta}_g + Q_g\dot{\theta}_g + (d\mu xK_n + K_g)\theta_g - K_g\theta_m = 0 \\ J_m\ddot{\theta}_m - Q_m\dot{\theta}_m + K_g(\theta_m - \theta_g) - T = 0 \end{cases} \tag{5}$$

依据机构设计参数，参照文献[13,21]，可得式(5)中相关参数，见表 3。

为了便于求解式(5)，可将其转化为

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{u}} + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{u}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{u} = f \tag{6}$$

其中　　$\boldsymbol{u} = (S_h, S_g, \theta_g, \theta_m)^{\mathrm{T}}$

式中　$\boldsymbol{M}$——质量矩阵　　$\boldsymbol{C}$——阻尼矩阵

$\boldsymbol{K}$——刚度矩阵

$\boldsymbol{u}$——含有 4 个变量的 4 自由度模型

f——动态模型特征频率

表 3 系统动力学模型相关参数

Tab. 3 Relevant parameters in system dynamics model

参数	数值
工作台、执行机构质量 M_h/kg	20
滚珠丝杆质量 M_g/kg	12
电机转动惯量 J_m/(kg·m^2)	7.3×10^{-4}
滚珠丝杆转动惯量 J_g/(kg·m^2)	2.75×10^{-5}
丝杆和支承轴承等效轴向刚度 K_e/(N·m^{-1})	7.2×10^{6}
滚珠丝杆螺母轴向刚度 K_n/(N·m^{-1})	9×10^{6}
滚珠丝杆扭转刚度 K_g/(N·m·rad^{-1})	513
导轨工作台黏性阻尼系数 B_h/(N·s·m^{-1})	10
支承轴承黏性阻尼系数 B_g/(N·s·m^{-1})	10
电机扭转黏性阻尼系数 Q_m/(N·m·s·rad^{-1})	0
丝杆支撑轴承扭转黏性系数 Q_b/(N·m·s·rad^{-1})	0
滚珠丝杆轴直径 d/m	1.60×10^{-2}
单位转动弧度下丝杆轴向位移 x/(m·rad^{-1})	2×10^{-3}
相切于丝杆轴方向等效摩擦系数 μ	0.15
电机加载转矩 T/(N·m)	-4.75×10^{-3}

利用 Matlab 对式(6)进行求解得到方程 3 个特征值为 $\lambda_1=6.4\times10^5$、$\lambda_2=5.49\times10^6$、$\lambda_3=2.61\times10^7$,对应的特征向量分别为:$\boldsymbol{V}_1=(-0.2782,-0.4893,0,0)^{\mathrm{T}}$、$\boldsymbol{V}_2=(0.4893,-0.2782,0,0)^{\mathrm{T}}$、$\boldsymbol{V}_3=(0,0,0.3657,-0.1483)^{\mathrm{T}}$,进一步求解得到对应的特征频率为 $f_1=167.4$ Hz、$f_2=313.1$ Hz、$f_3=843.24$ Hz。

3 个特征向量表示丝杆进给系统模态,前 2 个特征向量所对应的频率由轴向振动产生,即第 1 阶模态与第 2 阶模态,后 1 个特征向量对应的频率则由扭转振动产生,为第 3 阶模态。图 6 为滚珠丝杆和工作台振动加速度频谱。由图 6 可知滚珠丝杆和工作台轴向加速度峰值所对应的频率分别为 167.4、313.1 Hz,扭转振动加速度峰值所对应的频率为 843.24 Hz。且频率为 167.4 Hz 时,滚珠丝杆振动加速度峰值低于工作台,频率为 313.1、843.24 Hz,滚珠丝杆振动加速度峰值高于工作台。

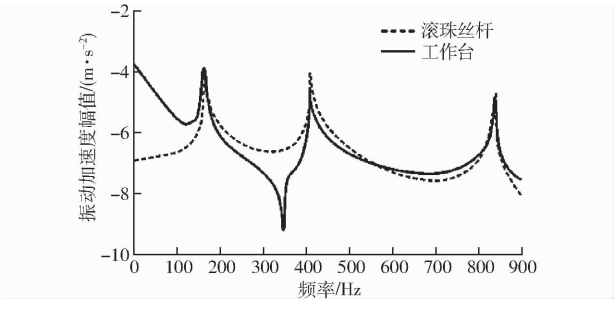


图 6 滚珠丝杆与工作台振动加速度频谱

Fig. 6 Vibration acceleration spectra of ball screw and table

为了分析滚珠丝杆进给系统在不同预加载荷、不同工作台质量下振动特性,在模型中对预加载荷与工作台质量进行参数化模拟:通过调整滚珠丝杆螺母轴向刚度 K_n 以等效表示不同预加载荷工况,选取范围为 1% ~10%,以等梯度间隔取值;针对不同工作台质量,则在模型中直接对质量 M_h 赋值调整,分别赋值为 10、15、20、25 kg。图 7、8 为不同预加载荷下和不同工作台质量下滚珠丝杆振动加速度频谱图。

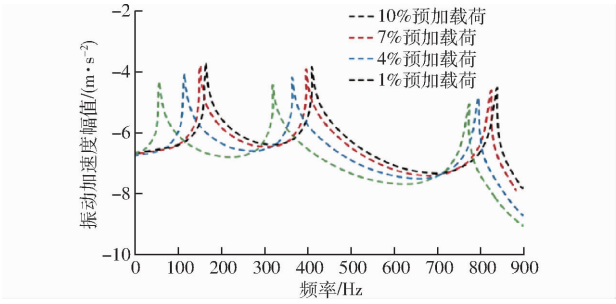


图 7 不同预加载荷下滚珠丝杆振动加速度频谱

Fig. 7 Vibration acceleration spectra of ball screw under different preloads

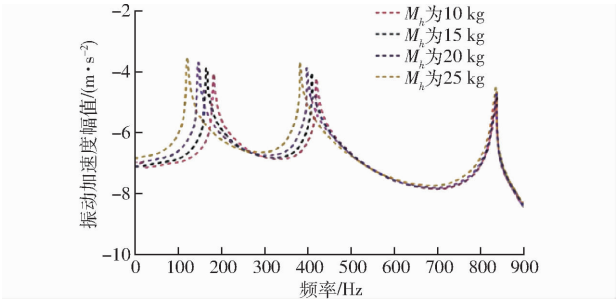


图 8 不同工作台质量下滚珠丝杆振动加速度频谱

Fig. 8 Vibration acceleration spectra of ball screw under different worktable masses

由图 7 可知,在不同预加载荷(即预紧力)作用下,随着预加载荷增大,滚珠丝杆在 3 个模态下振动加速度峰值频率逐渐增大,同时加速度峰值也相应增大,表明轴向振动和扭转振动程度加剧。由图 8 可知,在不同工作台质量条件下,随着质量增加,滚珠丝杆在第 1、2 阶模态下振动加速度峰值频率逐渐降低,而振动加速度峰值略有上升;在第 3 阶模态下,加速度峰值频率与峰值基本保持不变。

基于仿真结果,预加载荷过小将导致轴向间隙增大引发传动刚度和精度下降,而过大预加载荷则会因刚性振动增强而影响运动平稳性,为保证系统刚性并能够有效抑制轴向振动,选取最优预紧力参数,将滚珠丝杆进给系统的初始预紧力设定为额定动载荷的 7%。同时,结合取投苗机构实际工作参数对工作台(含取苗末端执行器及安装板)进行结构优化,对取苗末端执行器安装板进行轻量化设计以及强度校核,对非承重区域进行结构减质量,最终将工作台总质量 M_h 优化至 15 kg。

3　双爪协同式取投苗运动控制

3.1　取投苗运动路径规划

双取苗末端执行器通过驱动机构实现横向和纵向双向运动，完成取苗及投苗作业。针对不同运动路径对应不同的取投苗作业效率和成功率[22]，基于双爪协同式取投苗机构工作原理，对取投苗运动路径进行设计，穴盘选用 72 孔硬塑穴盘。图 9 为取投苗路径规划策略示意图，该策略为取苗末端执行器横向成排取苗，一排苗取完后，纵向进给到下一排继续成排取苗。

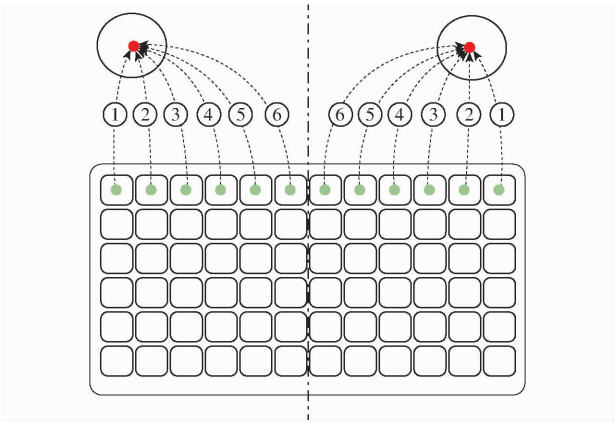


图 9　取投苗路径规划策略示意图

Fig. 9　Illustration of strategy for path planning of seed planting

在该策略中，横向滚珠丝杆直线模组负责高频次、短行程移动，需在单排取投苗过程反复启停、换向与精准定位；纵向同步带直线模组则执行低频移动，每完成一排取苗作业后仅纵向移动 1 个穴距。高频启停与换向易激发系统振动，是影响作业效率和定位精度的关键因素。通过优化横向滚珠丝杆直线模组振动特性，其振动响应已得到有效抑制，保证了高频作业下稳定性。同时，纵向模组凭借长距离高速平稳的优势，承担低频输送任务，进一步提升了系统整体效率。综上，该策略在系统稳定性和控制可靠性方面表现更优。

由于栽植器与苗盘相对位置固定，不论以“两端向中间”或“从中间向两端”顺序取苗，总路径距离相同。因此，选定“由两端向中间、横向成排”的取投苗运动路径。

3.2　基于 S 形加减速运动控制策略

为提高双爪协同取投苗机构作业效率并确保运动平稳可靠，需优化运动控制策略。通过对机构运动特性分析，纵向同步带模组在长距离运行时易出现抖振。根据任玲等[23]研究，采用七段式 S 形加减速运动控制策略。

S 形曲线将加减速过程划分为 7 个连续阶段，运动过程包括加加速段、匀加速、减加速、匀速、加减速、匀减速及减减速阶段。图 10 为七段式 S 形加减速算法速度、加速度及加加速度曲线。其中，t_k 表示第 k 个运动过渡时刻，T_k 表示第 k 个运行阶段时间；v_s 表示初始速度，v_e 表示末速度，v_{max} 表示运行阶段最大速度，J_{max} 表示系统运行最大加加速度[24]。

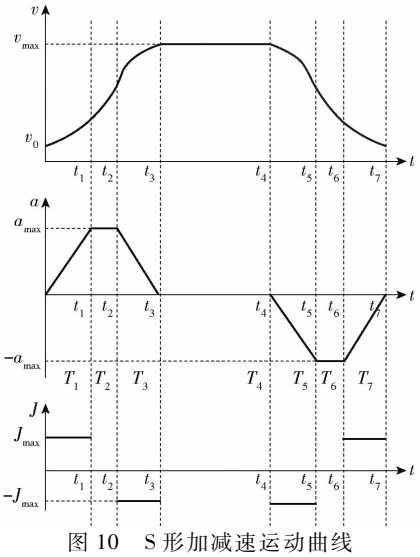


图 10　S 形加减速运动曲线

Fig. 10　S-shaped acceleration and deceleration motion curves

对于驱动机构在纵向上的运动，初始速度 v_s 和末速度 v_e 均为 0，为了保证运行时间最短，速度曲线的加速段与减速段应完全对称，由图 10 可知 $T_1 = T_3 = T_5 = T_7$，$T_2 = T_6$，$J_1 = J_3 = J_5 = J_7$。为了简化运算，用 v_k 表示在 t_k 各阶段过渡点时刻速度，用 s_k 表示在 t_k 时刻所经过的位移，用 J_k 表示为加减速阶段加加速度。

为优化取投苗作业时间效率、运动稳定性并确保按 S 形加减速算法精确到达目标位置，需根据实际运动位移和所允许的最大速度 v_{max}、最大加速度 a_{max} 和最大加加速度 J_{max} 对该运动曲线进行规划。

根据七段式 S 形曲线各个运动阶段加加速度、加速度、速度、位移表达式[25]，将 $T_7 = t - t_6$ 及运动过程中各阶段位移 s_k 代入位移表达式中 $t_6 - t_7$ 阶段位移表达式；将 $T_3 = t - t_2$ 代入 $t_2 - t_3$ 阶段速度表达式；将 $T_1 = t - t_0$ 代入 $t_0 - t_1$ 阶段加速度表达式。得到取投苗机构纵向总位移 s_7、最大速度 v_{max} 和最大加速度 a_{max} 计算式为

$$s_7 = 2J_{max}T_1^3 + 3J_{max}T_1^2T_2 + J_{max}T_1^2T_4 + J_{max}T_1T_2^2 + J_{max}T_1T_2T_4 \tag{7}$$

$$v_{max} = v_3 = J_{max}T_1^2 + J_{max}T_1T_2 \tag{8}$$

$$a_{max} = A = J_{max}T_1 \tag{9}$$

由图 10 可知，取投苗运动过程总时间为

$$T = 4T_1 + 2T_2 + T_4 \tag{10}$$

在取投苗作业过程中,当纵向运动位移为 s 时,为使总耗时 T 最短,需根据取投苗作业需求和驱动机构参数确定运动时最大速度 v_{max},最大加速度 a_{max} 和最大加加速度 J_{max},根据式(7)~(10),可得目标函数为

$$T_{min} = \min(4T_1 + 2T_2 + T_4) \tag{11}$$

$$\text{s.t.}\begin{cases} v_{max} \geqslant JT_1^2 + JT_1T_2 \\ a_{max} \geqslant JT_1 \\ J_{max} \geqslant J \\ s = 2JT_1^3 + 3JT_1^2T_2 + JT_1^2T_4 + JT_1T_2^2 + JT_1T_2T_4 \end{cases} \tag{12}$$

在纵向取投苗作业过程中,运动位移 s 会随着苗盘作业行数增加而增大。根据式(11)、(12),通过设定不同的运动位移 s 对 v_{max}、a_{max} 和 J_{max} 的最佳参数组合进行求解。

当取投苗运动位移 $s > s_a + s_b$ 时,末端执行器在纵向上运动可达到系统所限制的最大加速度 a_{max} 及最大速度 v_{max}。其中,s_a 为加速运动阶段总位移,s_b 为减速运动阶段总位移。由七段式 S 形曲线对称性可知 $s_a = s_b$,$s > 2s_a = 2s_b$。因此,根据式(11)、(12)可对七段式 S 形曲线加减速运动策略下运动总时间进行规划和计算。

加速阶段总位移计算式为

$$s_a = s_{3max} = J_{max}T_1(T_1 + T_2)\left(T_1 + \frac{1}{2}T_2\right) = v_{max}\left(T_1 + \frac{1}{2}T_2\right) \tag{13}$$

由式(7)、(11)~(13)可得到关于取投苗运动时各阶段时间为

$$T_1 = \frac{a_{max}}{J_{max}} \tag{14}$$

$$T_2 = \frac{v_{max}}{a_{max}} - \frac{a_{max}}{J_{max}} \tag{15}$$

$$T_4 = \frac{s}{v_{max}} - \frac{a_{max}}{J_{max}} - \frac{v_{max}}{a_{max}} \tag{16}$$

将式(11)~(16)代入式(7)~(9)可得

$$s_a = \frac{J_{max}v_{max}^2 + v_{max}a_{max}^2}{2J_{max}a_{max}} \tag{17}$$

$$T = \frac{s}{v_{max}} + \frac{a_{max}}{J_{max}} + \frac{v_{max}}{a_{max}} \tag{18}$$

根据双爪协同取投苗机构结构参数和性能要求,确定纵向作业最大运动参数:最大速度 v_{max} 为 1 m/s,最大加速度 a_{max} 为 4 m/s^2,最大加加速度 J_{max} 为 20 m/s^3,代入式(17),可确定 $s_a = s_b = 225$ mm。

利用 Matlab 对 S 形曲线加减速控制算法的运动曲线进行仿真,选取穴盘第 6 行钵苗对应的位移 600 mm,即作业中最远距离,验证 S 形曲线加减速控制算法,图 11 为七段式 S 形曲线加减速控制算法条件下位移、速度、加速度与时间的关系曲线。其中,$T_1 = T_3 = T_5 = T_7 = 0.2$ s,$T_2 = T_6 = 0.05$ s,$T_4 = 0.15$ s,总时间 $T = 1.05$ s。

由图 11 可知,根据目标参数规划后 S 形加减速运动曲线与一般数学理论计算的运动曲线及运动参数要求一致,证明规划后 S 形曲线仍能保持原有运动特性。

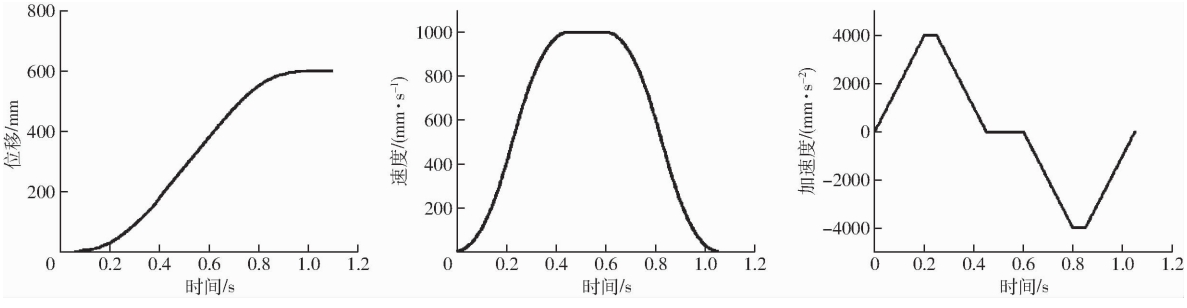


图 11 $s = 600$ mm 时末端执行器七段式 S 形加减速运动曲线

Fig. 11 Seven-stage S-type acceleration and deceleration motion curve of end effector when $s = 600$ mm

在信捷 PLC 编程软件中,将脉冲输出的加减速模式设置为 S 形加减速模式,并在程序中预设速度、加速度等关键运动参数。通过调用多段脉冲输出指令 PLSR 控制纵向驱动电机,可实现取苗末端执行器纵向运动过程精确定位与平稳移动。

4 试验

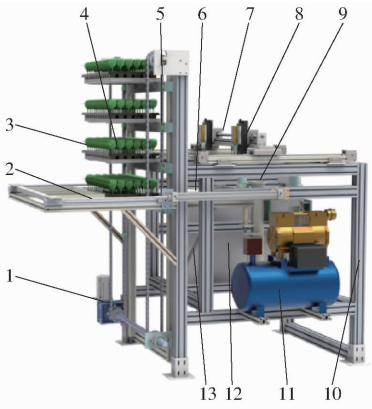
4.1 试验设备与材料

蔬菜移栽机试验台架如图 12a 所示。测量仪器包括:粘性标尺、直尺、记号笔、秒表、三轴加速度测量仪、便携式计算机和摄像设备等。试验对象为标准 72 孔普通硬质塑料穴盘,长、宽、高为 280、540、43 mm,采用苗龄为 45~50 d 辣椒苗为试验用苗,株高为 130~150 mm,如图 12b 所示。试验地点位于江苏大学农机实验室。

4.2 试验方案与评价指标

4.2.1 试验方案

为验证滚珠丝杆振动特性分析得到的最优工作



(a) 蔬菜移栽机试验台架



(b) 试验穴盘苗

图 12　试验设备与材料

Fig. 12　Test equipment and materials

1. 换盘伺服电机　2. 水平送盘机构　3. 自动供盘机构　4. 垂直换盘机构　5. 链传动装置　6. 苗盘输送平台　7. 取投苗机构　8. 取苗末端执行器　9. 栽植机构　10. 铝型材框架　11. 气源空压机　12. 电控柜　13. 空盘回收装置

参数和取投苗加减速运动控制的合理性，开展取投苗性能试验。首先采用双螺母垫片式预紧调整方式，将预紧力调整至选定的最优值，然后选用经过质量优化后的工作台部件，最终将规划的 S 形加减速运动控制算法应用于 PLC 控制器，通过向伺服电机驱动器发送指令以驱动电机运行。采用三轴加速度测量仪与数据采集仪实时采集取投苗模组的加速度数据，并传输至上位机，用于监控实际运行速度与理论值的一致性。

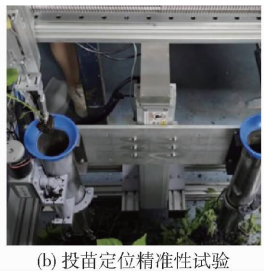
在规划的 S 形加减速运动控制下，对取投苗机构进行定位精准性试验。试验前将穴盘苗放置于自动供盘机构，基于前述分析，在最大行程下，取投苗单向运动时间为 1.05 s，综合考虑气动系统动作时间，最终将取投苗工作周期设定为 2.5 s，即取苗速率为 48 株/min。准备工作完成后开始试验，取苗和投苗定位精准性试验如图 13 所示。在苗盘各穴孔横向和纵向上进行定位测量，由于采用双取苗末端执行器对称作业，因此仅需对单侧取苗末端执行器在横向和纵向上定位偏差进行测量，同时记录成功从穴盘中取出和投入栽植器中钵苗株数。

4.2.2　试验指标

以定位偏差、偏差变异系数、取投苗成功率作为



(a) 取苗定位精准性试验



(b) 投苗定位精准性试验

图 13　自动取投苗试验

Fig. 13　Bench automatic taking and seeding test

取投苗定位精准性的评价指标。偏差变异系数 C_{Vx} 计算式为

$$C_{Vx} = \frac{A_x}{\overline{A}} \times 100\% \tag{19}$$

其中

$$\overline{A} = \frac{\sum_{i=1}^{N} A_i}{N} \tag{20}$$

$$A_x = \sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}(A_i - \overline{A})^2} \tag{21}$$

式中　A_x——偏差标准差，mm

$\overline{A}$——偏差平均值，mm

A_i——偏差，mm

N——试验所用钵苗总株数

取苗成功率 Q_1 和投苗成功率 Q_2 计算式为

$$Q_1 = \frac{a}{N} \times 100\% \tag{22}$$

$$Q_2 = \frac{b}{a} \times 100\% \tag{23}$$

式中　a——取苗成功株数

b——投苗成功株数

4.3　试验结果与分析

试验中，共进行 144 组位置测量和 288 株钵苗取投苗成功数统计，试验结果如表 3 ~ 5 所示，表中数据为多次测量平均值。其中，穴孔序号 1 ~ 6 表示每个穴盘每行半侧所对应的穴孔序号，如图 14 所示。

表 3　取苗定位偏差试验结果

Tab. 3　Seedling positioning deviation test

穴孔序号	最大偏差/mm		最小偏差/mm		定位偏差平均值/mm		偏差变异系数/%	
	横向	纵向	横向	纵向	横向	纵向	横向	纵向
1	0.5	0.4	0.3	0.2	0.42	0.34	4.31	5.24
2	1.0	1.2	0.5	0.4	0.70	0.86	8.74	9.56
3	1.3	1.3	0.4	0.5	0.83	0.93	7.25	8.96
4	1.5	1.7	0.6	0.7	0.88	1.27	9.87	7.63
5	1.9	1.6	0.9	1.1	1.41	1.34	8.45	6.97
6	1.8	2.0	1.2	1.4	1.52	1.64	9.31	9.75

由表 3 可知，取苗末端执行器在穴孔中心横向定位最大偏差为 1.9 mm，最小为 0.3 mm，平均定位

表 4 投苗定位偏差试验结果

Tab. 4 Seeding positioning error test

穴孔序号	最大偏差/mm		最小偏差/mm		定位偏差平均值/mm		偏差变异系数/%	
	横向	纵向	横向	纵向	横向	纵向	横向	纵向
1	0.7	0.9	0.3	0.5	0.49	0.62	8.78	9.41
2	1.5	1.7	0.7	0.7	0.92	1.17	7.95	9.88
3	2.1	1.9	0.6	1.1	1.42	1.58	6.92	8.59
4	1.8	2.4	1.2	1.0	1.76	1.80	9.24	9.86
5	1.9	2.5	1.0	1.3	1.53	1.56	7.41	9.68
6	2.3	2.0	1.3	0.9	1.74	1.69	9.16	8.52

表 5 取投苗试验结果

Tab. 5 Results of seed planting experiment

试验序号	钵苗总株数/个	取苗成功数/个	投苗成功数/个	取苗成功率/%	投苗成功率/%
1	72	68	67	94.44	98.53
2	72	71	69	98.61	97.18
3	72	69	67	95.83	97.10
4	72	68	65	94.44	95.59
合计	288	276	268	95.83	97.10

偏差最大为 1.52 mm,变异系数最大为 9.87%;纵向最大偏差为 2.0 mm,最小为 0.2 mm,平均定位偏差最大为 1.64 mm,变异系数最大为 9.75%。由表 4 可知,在投苗作业时,取苗末端执行器在栽植器中心横向最大偏差为 2.3 mm,最小为 0.3 mm,平均定位偏差最大为 1.76 mm,变异系数最大为 9.24%;纵向最大偏差为 2.5 mm,最小为 0.5 mm,平均定位偏差最大为 1.80 mm,变异系数最大为 9.88%。取苗时允许定位偏差横向为 ±2.0 mm,纵向为 ±2.0 mm,投苗时允许定位偏差横向为 ±2.5 mm,纵向为 ±2.5 mm,所有试验偏差均处于允许范围内,且变异系数均低于 10%。由表 5 可知平均取苗成功率为 95.83%,平均投苗成功率为 97.10%,双爪协同取投苗机构及其运动控制方法满足取投苗工作要求。

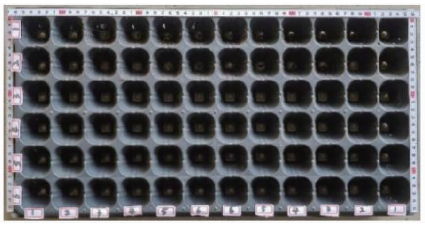


图 14 穴孔位置标定示意图

Fig. 14 Schematic of hole position marking

5 结论

(1)设计了双爪协同取投苗机构,其“门型”双同步带纵向驱动与正反牙滚珠丝杆横向驱动的组合结构,有效解决了传统移栽机工序繁琐、协同控制困难的技术瓶颈。通过振动特性分析选定 7% 额定动载荷为初始预紧力和工作台质量 15 kg 为最优工作参数,显著提升了系统稳定性。

(2)以精准、可靠及路径最短为优化原则,规划取投苗最优路径,在纵向取投苗驱动机构中采用七段式 S 形加减速运动控制策略,并通过分析确定了纵向运动过程关键极限参数:最大速度 v_{max} 为1 m/s,最大加速度 a_{max} 为 4 m/s^2,最大加加速度 J_{max} 为 20 m/s^3,并以仿真和试验验证该控制策略可行性。

(3)试验结果表明,当取苗速率为 48 株/min 时,横向最大平均定位偏差为 1.52 mm,纵向最大平均定位偏差为 1.64 mm,投苗时横向最大平均定位偏差为 1.76 mm,纵向最大平均定位偏差为 1.80 mm,均满足允许定位偏差要求;平均取苗成功率为 95.83%,平均投苗成功率为 97.10%,表明取投苗系统具有较高的定位精准性与运动稳定性,能够较好地满足移栽作业需求,验证了该机构与控制方法设计的合理性。

参 考 文 献

[1] 俞高红,李小琴,徐岳平,等. 蔬菜穴盘苗取栽一体式移栽机构设计与试验[J]. 农业机械学报,2025,56(6):341 – 350.
YU Gaohong, LI Xiaoqin, XU Yueping, et al. Design and experiment of integrated transplanting mechanism for vegetable plug seedling picking and planting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(6): 341 – 350. (in Chinese)

[2] 韩长杰,肖立强,徐阳,等. 辣椒穴盘苗自动移栽机设计与试验[J]. 农业工程学报, 2021, 37(13): 20 – 29.
HAN Changjie, XIAO Liqiang, XU Yang, et al. Design and experiment of the automatic transplanter for chili plug seedlings [J]. Transactions of the CSAE, 2021, 37(13): 20 – 29. (in Chinese)

[3] 白晓虎,杜国静,张子浩,等. 蔬菜密植移栽斜置式自动取投苗装置设计与试验[J]. 农业机械学报,2025,56(5):300 – 308.
BAI Xiaohu, DU Guojing, ZHANG Zihao, et al. Design and experiment of oblique automatic seedling picking and throwing device for vegetable dense transplanting[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2025,56(5):300 – 308. (in Chinese)

[4] WEN Yongshuang, ZHANG Junxiong, TIAN Jinyuan, et al. Design of a traction double-row fully automatic transplanter for vegetable plug seedlings[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2021,182:106017.

[5] BIAO Zhou, MIAO Hong, GUAN Chunsong, et al. Design and test of seedling-picking mechanism of fully automatic transplanting machine[J]. Applied Sciences,2024,14(20):9235.

[6] 崔志超,管春松,杨雅婷,等. 蔬菜机械化移栽技术与装备研究现状[J]. 中国农机化学报, 2020, 41(3): 85 – 92.

CUI Zhichao, GUAN Chunsong, YANG Yating, et al. Research status of vegetable mechanized transplanting technology and equipment[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2020, 41(3): 85 - 92. (in Chinese)

[7] 俞高红,王磊,孙良,等.大田机械化移栽技术与装备研究进展[J].农业机械学报,2022,53(9):1 - 20.
YU Gaohong, WANG Lei, SUN Liang, et al. Advancement of mechanized transplanting technology and equipments for field crops[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(9):1 - 20. (in Chinese)

[8] 胡建平,刘育彤,刘伟,等. 蔬菜自动移栽机顶夹拔组合式取苗装置试验研究[J].农业机械学报,2022,53(增刊 1):110 - 117,184.
HU Jianping, LIU Yutong, LIU Wei, et al. Experiment on combined seedling picking device with top clamping and pulling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(Supp. 1):110 - 117,184. (in Chinese)

[9] 王秀,刘蒙滋,翟长远,等.蔬菜移栽夹茎式取苗装置设计与试验[J].农业机械学报,2023,54(9):122 - 132.
WANG Xiu, LIU Mengzi, ZHAI Changyuan, et al. Design and experiment of vegetable transplanting clip stem seedling device [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2023,54(9):122 - 132. (in Chinese)

[10] 俞高红,陈志威,赵匀,等. 椭圆-不完全非圆齿轮行星系蔬菜钵苗取苗机构的研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(13): 32 - 39.
YU Gaohong,CHEN Zhiwei,ZHAO Yun,et al. Study on vegetable plug seedling pick-up mechanism of planetary gear train with ellipse gears and incomplete non-circular gear[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(13): 32 - 39. (in Chinese)

[11] 胡建平,潘杰,陈凡,等.基于 EDEM - RecurDyn 的指夹式取苗爪仿真优化与试验[J].农业机械学报,2022,53(5):75 - 85,301.
HU Jianping, PAN Jie, CHEN Fan, et al. Simulation optimization and experiment of finger-clamping seedling picking claw based on EDEM - RecurDyn[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2022,53(5):75 - 85,301. (in Chinese)

[12] 陆鑫,李恒,徐丽明,等.双臂式茶叶采摘机器人的改进设计[J].农机化研究,2015,37(2):101 - 106.
LU Xin, LI Heng, XU Liming, et al. Improved design of a dual-arm tea-picking robot[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2015, 37(2): 101 - 106. (in Chinese)

[13] 牟世刚.高速螺母驱动型滚珠丝杠副动力学特性研究[D].济南:山东大学,2013.
MU Shigang. Research on dynamic characteristics of high-speed nut-driven ball screw mechanism[D]. Ji'nan: Shandong University, 2013. (in Chinese)

[14] 张秀花,老福兴,于洋,等.育苗穴盘错位层叠储运式摆放机设计与试验[J].农业机械学报,2025,56(7):254 - 264,287.
ZHANG Xiuhua, LAO Fuxing, YU Yang, et al. Design and experiment of seedling tray dislocation stacking storage and transportation placement machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2025,56(7):254 - 264, 287. (in Chinese)

[15] 机械设计手册编委会. 机械设计手册: 第 1 ~ 5 卷[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.

[16] JIN Xin, YU Yanwei, JI Jiangtao, et al. Design and implementation of anti-leakage planting system for transplanting machine based on fuzzy information[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2020,169:105204.

[17] 丁胜鹏,欧屹,韩军,等.螺母预紧力对滚珠丝杠副振动特性的影响[J].组合机床与自动化加工技术,2017(4):5 - 9.
DING Shengpeng, OU Yi, HAN Jun, et al. Influence of nut preload on vibration characteristics of ball screw pair[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2017(4): 5 - 9. (in Chinese)

[18] 康献民,傅卫平,王大承,等.预紧力对滚珠丝杠副摩擦力矩波动的影响分析及试验[J].机械传动,2010,34(6):46 - 50.
KANG Xianmin, FU Weiping, WANG Dacheng, et al. Analysis and experiment on the influence of preload on the fluctuation of friction torque in ball screw pair[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(6): 46 - 50. (in Chinese)

[19] 徐益飞,冯虎田,欧屹.四种加载方式下滚珠丝杠副受力对比分析[J].组合机床与自动化加工技术,2015(2):30 - 34.
XU Yifei, FENG Hutian, OU Yi. Comparative analysis of force on ball screw pair under four loading methods[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2015(2): 30 - 34. (in Chinese)

[20] 刘俊.双螺母预紧滚珠丝杠副轴向接触刚度建模及试验研究[D].南京:南京理工大学,2023.
LIU Jun. Axial contact stiffness modeling and experimental study of double-nut preloaded ball screw pair[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2023. (in Chinese)

[21] 张长福,姚玲峰.基于动态模型纺织机器滚珠丝杆机构振动特性研究[J].机械传动,2014,38(11):36 - 40.
ZHANG Changfu, YAO Lingfeng. Study on the vibration characteristics of the ball screw mechanism in textile machinery based on a dynamic model[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2014, 38(11): 36 - 40. (in Chinese)

[22] YAO Mengjiao,LÜ Junpeng,WANG Lianghui, et al. Cooperative operation method of seedling conveying and picking by full-automatic transplanter based on multi-sensor combination[J]. Computers and Electronics in Agriculture,2024,225:109311.

[23] 任玲,王宁,曹卫彬,等.番茄钵苗整排取苗手定位的模糊 PID 控制[J].农业工程学报,2020,36(8):21 - 30.
REN Ling, WANG Ning, CAO Weibin, et al. Fuzzy PID control for positioning of the whole-row seedling picking hand for tomato potted seedlings[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(8): 21 - 30. (in Chinese)

[24] 金明磊.自动售货机升降系统控制策略研究[D].焦作:河南理工大学,2022.
JIN Minglei. Research on control strategy of lifting system in vending machine[D]. Jiaozuo: Henan Polytechnic University, 2022. (in Chinese)

[25] SHI Jiawei, HU Jianping, LIU Wei, et al. The design and experiment of a motion control system for the whole-row reciprocating seedling picking mechanism of an automatic transplanter[J]. Agriculture, 2025,15(13):1423.