doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2025.07.036

六杆式西兰花采收末端执行机构优化设计与试验

赵　雄[1,2]　王利辉[1]　贾元武[3]　陈建能[1,2]　俞高红[1,2]

(1.浙江理工大学机械工程学院,杭州 310018;2.浙江省种植装备技术重点实验室,杭州 310018;
3.西安外事学院工学院,西安 710077)

摘要:针对目前西兰花采收末端执行机构存在结构尺寸大和质量大的问题,本文设计了一种结构紧凑、运动空间小、质量小的六杆式西兰花采收末端执行机构。测量西兰花物理特性,对西兰花茎秆组织的切割力进行评价,设定刀具入切角为 90°、刀具切割力为 100 N。根据西兰花物理参数和生长状态确定六杆式采收末端执行机构方案,建立末端六杆机构运动学与动态静力数学模型,采用遗传算法以外部驱动力最小和理论轨迹实际轨迹差值最小为目标对末端执行机构参数进行双目标优化,优化后得到六杆结构杆长及末端六杆机构最小驱动力矩,其扭矩为 1.37 N·m,得出优化后刀具切割轨迹且轨迹优化差值为 1.29 mm,其单侧刀具与最大花球距离为 25 mm。最后,根据优化结果选定额定功率为 400 W 伺服电机作为动力源,以优化后机构参数设计验证了样机并开展了采收末端执行机构试验。试验结果表明,末端执行机构试验采收成功率为 92.5%,验证了六杆式西兰花采收末端执行机构具有良好的采收性能。

关键词:西兰花;采收;末端执行机构;动态静力分析;机构优化

中图分类号:S225.92　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2025)07-0394-09　　**OSID**:

Optimization Design and Experiment on Six-bar End Effector for Broccoli Harvesting

ZHAO Xiong[1,2]　WANG Lihui[1]　JIA Yuanwu[3]　CHEN Jianneng[1,2]　YU Gaohong[1,2]

(1. *School of Mechanical Engineering and Automation, Zhejiang Sci-tech University, Hangzhou* 310018, *China*
2. *Zhejiang Province Key Laboratory of Transplanting Equipment and Technology, Hangzhou* 310018, *China*
3. *School of Engineering, Xi'an International University, Xi'an* 710077, *China*)

Abstract: With regard to the drawbacks of large structural dimensions and heavy weights in the current end-effectors for broccoli harvesting, a six-bar end effector for broccoli harvesting was designed, which was compact in structure, small in motion space and light in mass. Initially, the physical features of broccoli were measured, and the cutting force of broccoli stem tissues was evaluated and analyzed. Then, the incipient cutting angle of the cutter was set as 90°, and the cutting force of the cutter was specified as 100 N. Afterwards, based on the physical parameters and growth situations of broccoli, the plan of the six-bar end-effector for harvesting was settled. The kinematic and dynamic-static mathematical models of the end six-bar mechanism were erected. By applying the genetic algorithm and taking the minimization of the external driving force and the minimization of the difference between the theoretical track and the actual track as the goals, the parameters of the end effector were optimized via a dual-objective optimization method. After optimization, the results of the bar lengths of the six-bar structure and the minimum driving torque of the end six-bar mechanism were achieved, with the torque being 1.37 N·m. The optimized cutting track of the cutter was procured, and the optimization difference of the track was 1.29 mm. The distance between the unilateral cutter and the largest flower cluster was 25 mm. Finally, according to the optimized results, a servo motor with a rated power of 400 W was picked as the power supply. A prototype was designed and produced following the optimized mechanism parameters, and experimental researches on the harvesting end effector were performed. The success rate of the harvesting trials of the end effector was 92.5%. The experimental outcomes demonstrated that the six-bar end effector for broccoli harvesting had a good harvesting performance.

Key words: broccoli; haversting; end-effector; dynamic-static; mechanism optimization

收稿日期:2025-01-22　修回日期:2025-02-14

基金项目:国家重点研发计划项目(2022YFD2001800)和国家自然科学基金项目(32071909)

作者简介:赵雄(1982—),男,教授,博士生导师,主要从事现代农业装备与技术研究,E-mail:zhaoxiong@zstu.edu.cn

0　引言

随着我国城镇化水平提高，农业人口迅速减少，西兰花生产的人工成本在逐年增加，已成为制约西兰花产业发展的主要因素之一[1]。随着农业采收机器人发展，为提高生产效率、增强农业综合生产能力提供了物质基础[2-3]。采收末端执行机构作为农业采收机器人的重要组成部分，其采摘性能对于采收机器人整体效率、性能具有重要影响[4-5]。

目前，国内外学者针对不同采收农作物的选择性采收机器人开展大量研究[6-7]，主要集中在苹果[8-10]、柑橘[11-12]、番茄[13-14]、草莓[15-16]、甘蓝[17-19]、玉米[20-21]等。根据机构采收方式采收机器人主要分为力脱离式和切割脱离式，其中力脱离式通过抓取果实、扭转茎秆实现采收，末端执行机构一般采用吸盘式、多指式等机构[12-13]。切割脱离式通过机构包覆果实，采用刀具切割茎秆实现采收，如李国利等[10]设计拢果咬合式苹果采摘末端执行器，刀片和齿状拢果器咬合切断果梗达到采收目的，王毅等[11]提出仿蛇嘴咬合式柑橘采摘末端执行器，模拟蛇类吞食实现不同果梗角度柑橘采收。西兰花选择性收获仍多依赖于人工采收的方式，西兰花果实硕大，茎秆粗壮，不适合力脱离方式进行采收，而一般的切割脱离式末端执行器不适应西兰花等甘蓝类的大型地面果蔬采收，但对其研究提供了思路。俞高红等[22]提出了一种西兰花采摘收集装备，采用 2T1R 串联机器人机构，含有定位机构、升降机构、末端执行器以及机架。但机构整体结构和末端执行器较为复杂问题。ZHAO 等[23]提出了一种末端采用四杆机构的采收执行器进行采收，该机构采用气缸进行驱动，切割刀具采用球形刀具。但整体机构杆件较重且负载大问题，宋昊等[24]提出定心切割机构，采用电动舵机控制圆盘转动带动 5 组割刀进行同步切割，但该装置定心不准且不能保证断面平整。

针对目前西兰花机器人存在的问题，本文设计拟人手六杆式对称切割采收末端执行机构。其末端执行机构采用对称瓦特一型六杆结构，其每根杆件质量小，运动中单侧刀具与花球的空间最大距离最小，花球顶部距离机构不应过大。末端执行机构根据生物特性测量与西兰花刀具切割力试验，建立瞬时切割动力学模型，以机构末端驱动力最小和末端理论轨迹和实际轨迹差值最小为目标，通过遗传优化算法对杆长进行双目标优化，最后设计试验样机进行试验验证。

1　末端执行机构设计

1.1　西兰花生物特性测量与评价

选用浙江省农科院培育的“浙青 161 号”西兰花[25]作为研究对象，其主要包括花球、侧枝叶、茎秆等部分。成熟西兰花如图 1 所示，花球整体饱满圆润，花球下有侧枝叶伸出且颜色浓绿色。



图 1　成熟期田间西兰花

Fig. 1　Broccoli in field during mature stage

如图 2 所示，通过对 300 组西兰花进行物理特征测量，得到西兰花花球直径为 135 ~ 150 mm；西兰花整体高度为 145 ~ 160 mm；西兰花质量为 345 ~ 500 g；茎秆直径为 35 ~ 48 mm。为了更优地设计和选择开发末端采摘执行机构，结合文献[24 - 25]通过试验对西兰花外表层组织和内部组织材料属性进行研究，并对不同角度下的切割力进行对比分析，当刀具入切角为 70° ~ 90°时，入切角越大，切断西兰花茎秆所需的切割力越大，其中入切角为 90°时最大切割力为 90 ~ 120 N，本文设定末端刀具切割角度为 90°，切割力最大为 100 N。

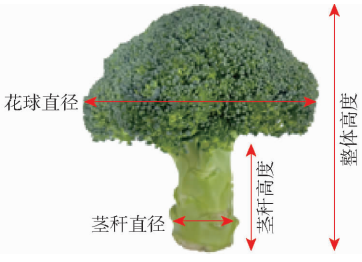

图 2　西兰花物理特性测量

Fig. 2　Measurement on physical features of broccoli

1.2　末端采收执行机构整体结构与工作原理

对于西兰花花球采收过程中，六杆式末端执行机构设计要求如下：①采收过程中六杆式采收执行机构杆件与西兰花花球两边间距较小，并且保证不会对花球造成机械性损伤。②六杆式采收执行机构的切割刀具具有良好的剪切性与刚性且运动空间小。③六杆式采收执行机构整体质量尽量小，以利于机械臂快速移动。根据西兰花生长状态，六杆式采收末端执行机构需要从西兰花花球上方进行采收。根据六杆式末端采收执行机构采收方式与刀具切割要求，采用拟人手抓取过程。通过机械臂带动

末端执行机构,进而切割花球。采收末端切割刀具为平切型刀具。选用六杆式机构作为采收末端执行机构主体结构,结构三维模型如图 3 所示。末端执行机构以直齿轮-杆件作为主动件,通过伺服电机带动同轴锥齿轮和直齿轮,进而驱动其主动杆运动,进而带动其他连杆整体向下运动,从而带动安装在转接块处的平型刀具,使其平型刀具达到 90°后进行加速对刀切割。实现左右刀具闭合达到剪切切断效果。

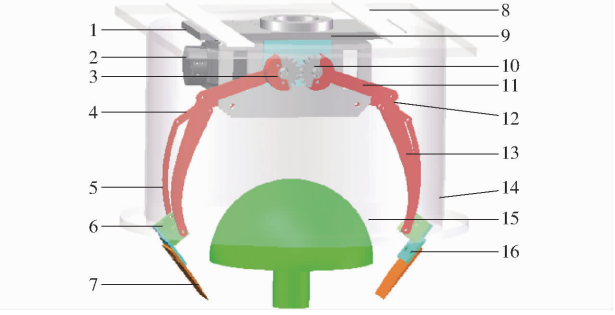

图 3 西兰花末端三维模型图

Fig. 3 3D model graph of end of broccoli

1. 上连接板 2. 伺服电机 3. 连接轴 4. 连杆 3 5. 连杆 4 6. 刀具转接块 7. 平型刀具 8. 连接板 9. 固定板 10. 齿轮 11. 下板 12. 主动杆 13. 连杆 2 14. 外筒 15. 西兰花模型 16. 刀具连接板

1.3 采收执行末端机构运动学

采收执行机构左右两侧相互对称,故分析一侧即可。采用矢量法对机构进行运动学分析,以位置点 A 为原点建立直角坐标系如图 4 所示,其中矢量角以 X 轴为起始边,杆件为终边,定义逆时针方向为角度正方向,对采收末端执行机构进行运动学数学模型建立。

点 B 运动学分析对于杆 AB,矢量 AB 用复数表示

$$B-A=L_1+\mathrm{e}^{\mathrm{i}(\phi_1+\theta_1)} \tag{1}$$

$$B_x=A_x+L_1\cos(\phi_1+\theta_1) \tag{2}$$

$$B_y=A_y-L_1\sin(\phi_1+\theta_1) \tag{3}$$

式中 θ_1——杆 AB 角位移,(°)

ϕ_1——杆 AB 初始位置,(°)

A_x——点 A 横坐标,mm

A_y——点 A 纵坐标,mm

B_x——点 B 横坐标,mm

B_y——点 B 纵坐标,mm

L_1——杆 AB 杆长,mm

将式(1)对时间求导,可得

$$\dot{B}_x=\dot{A}_x+L_1\dot{\theta}_1\cos(\phi_1+\theta_1) \tag{4}$$

$$\dot{B}_y=\dot{A}_y-L_1\dot{\theta}_1\sin(\phi_1+\theta_1) \tag{5}$$

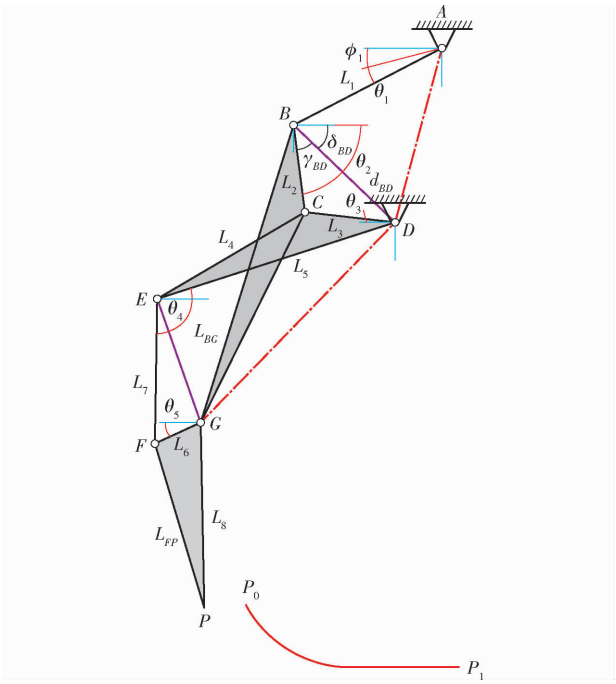

图 4 单侧末端执行机构机构运动学模型

Fig. 4 Kinematic model of unilateral end-effector mechanism

式中 $\dot{\theta}_1$——杆 AB 角速度,(°)/s

$\dot{A}_x$——点 A 横向速度,mm/s

$\dot{A}_y$——点 A 纵向速度,mm/s

$\dot{B}_x$——点 B 横向速度,mm/s

$\dot{B}_y$——点 B 纵向速度,mm/s

将式(4)、(5)对时间求导可得

$$\ddot{B}-\ddot{A}=\ddot{L}_1\ddot{\theta}_1\mathrm{e}^{\mathrm{i}(\phi_1+\theta_1)}+\dot{\theta}_1^2\mathrm{e}^{\mathrm{i}(\phi_1+\theta_1)} \tag{6}$$

$$\ddot{B}_x=\ddot{A}_x+\ddot{L}_1\ddot{\theta}_1\sin(\phi_1+\theta_1)-L_1\dot{\theta}_1^2\cos(\phi_1+\theta_1) \tag{7}$$

$$\ddot{B}_y=\ddot{A}_y-\ddot{L}_1\ddot{\theta}_1\cos(\phi_1+\theta_1)-L_1\dot{\theta}_1^2\sin(\phi_1+\theta_1) \tag{8}$$

式中 $\ddot{\theta}_1$——杆 AB 角加速度,(°)/s^2

$\ddot{A}_x$——点 A 横向加速度,mm/s^2

$\ddot{A}_y$——点 A 纵向加速度,mm/s^2

$\ddot{B}_x$——点 B 横向加速度,mm/s^2

$\ddot{B}_y$——点 B 纵向加速度,mm/s^2

利用Ⅱ级杆组法对图 4 的△BCD 进行分析可求出点 C 和杆 BC、CD 的运动规律。

由已知点 D 和点 B 坐标可得

$$\delta_{BD}=\arctan\frac{D_y-B_y}{D_x-B_x} \tag{9}$$

$$\gamma_{BD}=\arccos\frac{d_{BD}^2-L_2^2-L_3^2}{2d_{BD}L_2} \tag{10}$$

$$\theta_2 = \delta_{BD} + N\gamma_{BD} \tag{11}$$

式中　D_x——点 D 横坐标值，mm

D_y——点 D 纵坐标值，mm

δ_{BD}——$\triangle ABD$ 中点 B 角度，(°)

γ_{BD}——$\triangle BDC$ 中点 B 角度，(°)

d_{BD}——杆 BD 长度，mm

L_2——杆 BC 长度，mm

L_3——杆 CD 长度，mm

θ_2——杆 BC 角位移，(°)

当 $\triangle BDC$ 3 个顶点顺序为逆时针方向时 $N=1$，反之 $N=-1$。

$$C_x = B_x + L_2\cos\theta_2 \tag{12}$$

$$C_y = B_y - L_2\sin\theta_2 \tag{13}$$

$$\theta_3 = \arctan\frac{C_y - D_y}{C_x - D_x} \tag{14}$$

式中　C_x——点 C 横坐标值，mm

C_y——点 C 纵坐标值，mm

θ_3——杆 CD 角位移，(°)

通过点 B 位置关系求出点 C 位置、速度及加速度，根据点 B、C 运动分析过程同理可得点 E、G 运动规律。根据Ⅱ级杆组法对杆组 EFG 分析可得点 F 和杆 EF、FG 的运动规律。最后根据点 B 运动分析过程同理可得点 P 运动规律。

1.4　六杆结构动力学

从西兰花茎秆、花球尺寸和质量角度出发，末端执行机构在运动过程中具有的惯性力不容忽视。切割刀具在对西兰花茎秆切断的过程中具有冲击作用，故采收末端执行机构便可以用较小的驱动力矩进行切断。本文对六杆式末端执行机构各杆件拆分进行受力分析，如图 5 所示，对执行机构进行刚体动态静力分析，图 5 各构件尺寸参数 L_1、L_2、L_3、L_4、L_5、L_6、L_7、L_8，其他参数也已上述运动学分析求出。

对于六杆机构中，其质心位置分别为

$$\begin{cases} x_{s1} = L_{s1}\cos(\phi_1 + \theta_1) \\ y_{s1} = L_{s1}\sin(\phi_1 + \theta_1) \\ x_{s2} = L_1\cos(\phi_1 + \theta_1) + L_{s2}\cos(\theta_2 + \delta_2) \\ y_{s2} = L_1\sin(\phi_1 + \theta_1) - L_{s2}\sin(\theta_2 + \delta_2) \\ x_{s3} = D_x + L_{s3}\cos(\theta_3 + \delta_3) \\ y_{s3} = D_y + L_{s3}\sin(\theta_3 + \delta_3) \\ x_{s4} = L_3\cos\theta_3 + L_{s4}\cos\theta_4 \\ y_{s4} = L_3\sin\theta_3 + L_{s4}\sin\theta_4 \\ x_{s5} = x_{s4} + L_{s5}\cos(\theta_5 + \delta_5) \\ y_{s5} = y_{s4} + L_{s5}\sin(\theta_5 + \delta_5) \end{cases} \tag{15}$$

式中　L_{s1}——主动杆质心到铰链点 A 处距离，mm

L_{s2}——三角板 BCG 质心到铰链点 B 处距离，mm

L_{s3}——三角板 CDE 质心到铰链点 D 处距离，mm

L_{s4}——连杆质心到铰链点 E 处距离，mm

L_{s5}——主动杆质心到铰链点 A 处距离，mm

δ_2——三角板 BCG 质心到边 BG 的角度，(°)

δ_3——三角板 CDE 质心到边 CD 的角度，(°)

δ_5——三角板 FGP 质心到边 CD 的角度，(°)

在三角形中，由余弦定理可以求得 $\triangle BCG$ 边长 L_{CG}，则边上中线为 L_{CGZ}。质心 L_{s2} 距离点 B 的距离为：$L_{s2} = \frac{2}{3}L_{CG}$，进而可得 δ_2。

由 $\triangle FGP$ 可得 L_{s5}、δ_3。其他参数运动学分析已经求出。

对式(15)进行求导得到构件质心速度。求出质心速度后再求导得出各构件质心处加速度。根据受力分析图 5，通过受力分析可求出惯性力及惯性力矩为

$$\begin{cases} F_{1x} = m_1 a_{x_{s1}} \\ F_{1y} = m_1 a_{y_{s1}} \\ M_1 = J_1\ddot{\theta}_1 \\ F_{2x} = m_2 a_{x_{s2}} \\ F_{2y} = m_2 a_{y_{s2}} \\ M_2 = J_2\ddot{\theta}_2 \\ F_{3x} = m_3 a_{x_{s3}} \\ F_{3y} = m_3 a_{y_{s3}} \\ M_3 = J_3\ddot{\theta}_3 \\ F_{4x} = m_4 a_{x_{s4}} \\ F_{4y} = m_4 a_{y_{s4}} \\ M_4 = J_4\ddot{\theta}_4 \\ F_{5x} = m_5 a_{x_{s5}} \\ F_{5y} = m_5 a_{x_{s5}} \\ M_5 = J_5\ddot{\theta}_5 \end{cases} \tag{16}$$

式中　m_i——杆件质量，kg

$a_{x_{si}}$——杆件 x 方向质心角加速度，rad/s^2

$a_{y_{si}}$——杆件 y 方向质心角加速度，rad/s^2

$\ddot{\theta}_i$——杆及三角板角加速度，mm/s^2

J_i——各杆及三角板转动惯量，kg·m^2

M_1——主动杆 AB 惯性力矩，N·m

M_2——三角板 BCG 惯性力矩，N·m

M_3——三角板 CFE 惯性力矩，N·m

M_4——连杆 EF 惯性力矩，N·m

M_5——三角板 FGP 惯性力矩，N·m

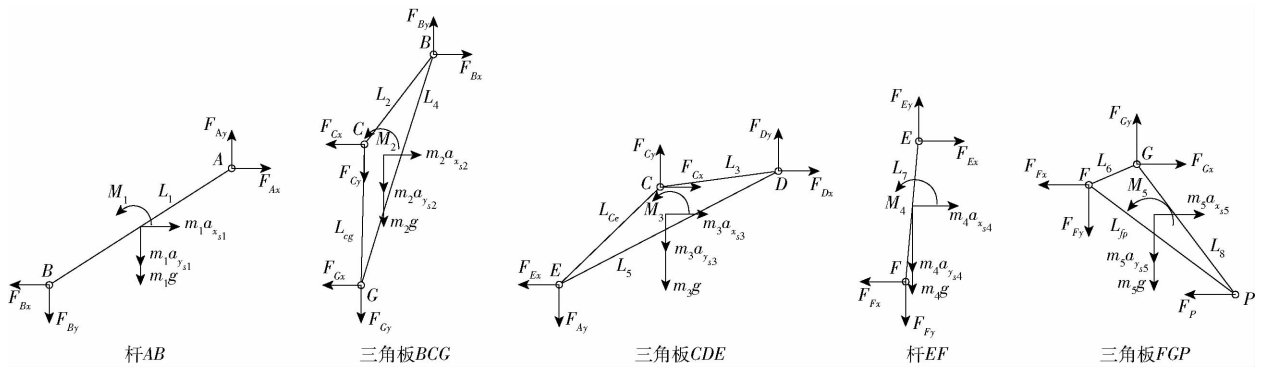

图 5 各构件受力分析

Fig. 5 Force analysis diagram of each component

F_{1x}——主动杆 AB 惯性力 X 轴分力,N

F_{1y}——主动杆 AB 惯性力 Y 轴分力,N

F_{2x}——三角板 BCG 惯性力 X 轴分力,N

F_{2y}——三角板 BCG 惯性力 Y 轴分力,N

F_{3x}——三角板 CDE 惯性力 X 轴分力,N

F_{3y}——三角板 CDE 惯性力 Y 轴分力,N

F_{4x}——连杆 EF 惯性力 X 轴分力,N

F_{4y}——连杆 EF 惯性力 Y 轴分力,N

F_{5x}——三角板 FGP 惯性力 X 轴分力,N

F_{5y}——三角板 FGP 惯性力 Y 轴分力,N

通过对机构中的每个构件单独受力分析,可得每个构件力平衡和力矩平衡方程为

$$\begin{cases} \sum F = 0 \\ \sum M = 0 \end{cases} \tag{17}$$

由受力分析可得动态静力平衡方程

$$\boldsymbol{CF} = \boldsymbol{D} \tag{18}$$

式中 $\boldsymbol{C}$——系数矩阵 $\boldsymbol{F}$——未知矩阵

$\boldsymbol{D}$——已知力矩阵

由式(18)即可解出 $\boldsymbol{F}$ 所有的未知数及驱动力矩 M_d。

其中

$$\boldsymbol{C}=\begin{bmatrix}
1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
L_{s11}\sin\theta_0 & L_{s11}\cos\theta_0 & -L_{s11}\sin\theta_0 & \cos\theta_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\
0 & 0 & L_{s2}\sin\theta_2 & -L_{s2}\cos\theta_2 & -L_{cc}\sin\varphi_1 & L_{cc}\cos\varphi_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{GG}\sin\varphi_2 & -L_{GG}\cos\varphi_2 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{s4}\cos\theta_4 & -L_{s4}\sin\theta_4 & L_{s44}\sin\theta_5 & L_{s44}\sin\theta_5 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & L_{CC2}\sin\varphi_3 & -L_{CC2}\cos\varphi_3 & -L_{s3}\sin\theta_3 & L_{s3}\cos\theta_3 & -L_{EE}\sin\varphi_4 & L_{EE}\sin\varphi_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -L_{s5}\sin\theta_5 & L_{s5}\cos\theta_5 & -L_{GG}\sin\varphi_5 & -L_{GG}\cos\varphi_5 & -L_{PP}\sin\varphi_5
\end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{F} = \begin{bmatrix} M_d & F_{Ax} & F_{Ay} & F_{Bx} & F_{By} & F_{Cx} & F_{Cy} & F_{Dx} & F_{Dy} & F_{Ex} & F_{Ey} & F_{Fx} & F_{Fy} & F_{Gx} & F_{Gy} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

$$\boldsymbol{D} = \begin{bmatrix} F_{1x} & F_{1y}+m_1g & M_d-M_1 & -F_{2x} & F_{2y}+m_2g & -M_2 & -F_{4x} & F_{4y}+m_4g & M_4 & -F_{3x} & F_{3y}+m_3g & M_4 & F_P+F_{3x} & F_{5y}+m_5g & -F_PL_P\sin(\theta_5+\delta_5)+M_5 \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}$$

式中 F_{Ax}——铰链 A 处约束力 X 轴方向分力,N

F_{Ay}——铰链 A 处约束力 Y 轴方向分力,N

F_{Bx}——铰链 B 处约束力 X 轴方向分力,N

F_{By}——铰链 B 处约束力 Y 轴方向分力,N

F_{Cx}——铰链 C 处约束力 X 轴方向分力,N

F_{Cy}——铰链 C 处约束力 Y 轴方向分力,N

F_{Dx}——铰链 D 处约束力 X 轴方向分力,N

F_{Dy}——铰链 D 处约束力 Y 轴方向分力,N

F_{Ex}——铰链 E 处约束力 X 轴方向分力,N

F_{Ey}——铰链 E 处约束力 Y 轴方向分力,N

F_{Fx}——铰链 F 处约束力 X 轴方向分力，N

F_{Fy}——铰链 F 处约束力 Y 轴方向分力，N

F_P——茎秆切割过程最大切割力，N

φ_2——点 B 处角位移与 δ_2 的角度，(°)

φ_3——点 D 处角位移与 δ_3 的角度，(°)

φ_5——点 G 处角位移与 δ_5 的角度，(°)

2　六杆采收末端机构优化

2.1　多目标遗传算法优化及目标函数

采用遗传算法对多杆式机构杆长进行优化，优化对象为 L_1、L_2、L_3、L_4、L_5、L_6、L_7、L_8、A_x、A_y、D_x、D_y，优化目标为：①理论轨迹与优化后轨迹的差值最小。②六杆式机构的驱动力开最小。设定理论切割轨迹点，记为 $R=\{(x_i,y_i)\}_{i=1}^{n}$，通过六杆机构运动学方程，经过计算得出实际轨迹点，记为 $\{(x_i',y_i')\}_{i=1}^{n}$。构建运动学目标函数为所有轨迹点差值平方和

$$f_1=\sum_{i=0}^{n}\left[(x_i-x_i')^2+(y_i-y_i')^2\right] \tag{19}$$

依据已知六杆机构的力学分析，通过计算在特定杆长配置下的驱动力。定义动力学目标函数为驱动力：$f_2=M_d$。即总目标函数为 $f=f_1+f_2$。

2.2　多目标优化约束条件

限定杆长的取值范围为 93 mm≤L_1≤110 mm，13 mm≤L_2≤20 mm，20 mm≤L_3≤40 mm，140 mm≤L_4≤150 mm，40 mm≤L_5≤60 mm，100 mm≤L_7≤110 mm，30 mm≤L_8≤40 mm。$\triangle CDE$、$\triangle BCG$ 约束条件由上述运动学可得。约束条件为：主动杆和连杆传动角大于 70°，终止角度 85°，初始位置 P 对称距离大于 200 mm；运动终止时 x_0；点 Y 在整个运动过程中 Y 轴投影距离小于 105 mm；主动杆旋转角度为 22°；点 A、D 距离为 66 mm，点 A 坐标在 0 ~ 0.5 mm 范围内。$\angle GBC$ 为 10° ~ 25°，$\angle CDE$ 为 10° ~ 25°、$\angle FGP$ 为 35°。

通过以上分析，主动杆驱动力矩与杆件质量和杆长存在关系，因此根据实际切割情况，设定机构初始位置 θ_1 为 220°，结束位置 θ_1 为 245°，刀具入切角设定为 90°曲柄作匀速转动，当末端执行机构中平行刀具旋转到 90°时，角速度 ω_1 为 5(°)/s，在优化过程中设定茎秆最大切割力 F 为 100 N，杆件质量可通过线密度与杆长进行转换，可得伺服电机驱动力矩 M_d 关于杆 $L_i(i=1,2,\cdots,8)$ 的杆长之间的函数。其中质量 m 计算式为

$$m=\rho L \tag{20}$$

式中　ρ——各杆件线密度

根据设定的目标函数和约束条件，依据遗传算法给定权重比系数 1 和 0.05，使用遗传算法对 2 组函数进行双目标优化，可得到优化收敛过程和轨迹如图 6 所示，其优化结果如表 1 所示。

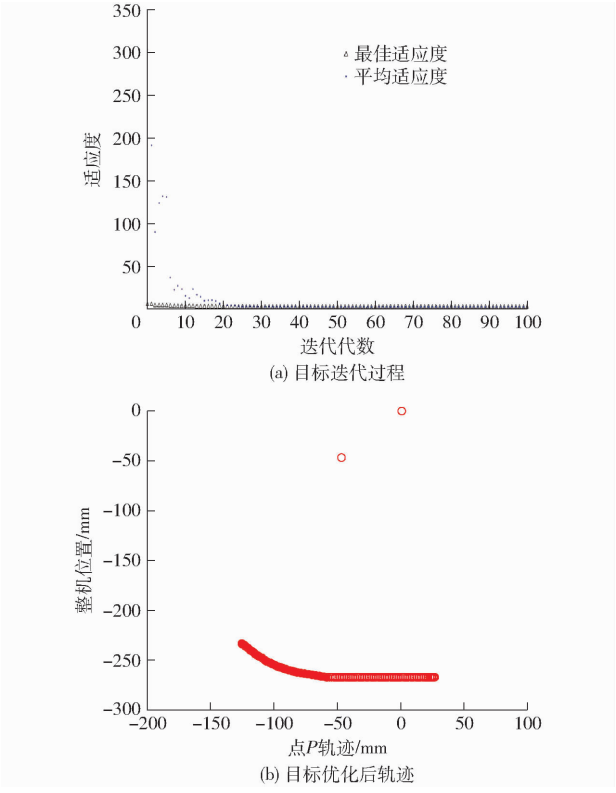

图 6　优化后轨迹

Fig. 6　Optimized trajectory

表 1　杆长优化结果

Tab. 1　Results of rod length optimization　mm

连杆	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	L_6	L_7	L_8
杆长	98.84	15.34	26.52	137.27	62.79	13.79	100.83	60.74

由图 6 可得，优化结果理论轨迹与实际轨迹差值最小值为 1.29 mm，其目标优化后轨迹与运动学模型中理论轨迹相符，符合设计要求。主动杆驱动力优化结果最小值为 1.37 N。

将得到理论轨迹与实际轨迹差值最小值为 1.29 mm 及刀具切割轨迹，并得到驱动杆的扭矩为 1.37 N·m，选取动力源应轻巧同时提供足够的驱动，因此选取 60 型伺服电机作为末端执行机构动力源进行驱动。通过优化后得到杆长，也可以确定驱动杆驱动力矩 M_d、角速度 $\dot{\theta}_1$ 及角加速度 $\ddot{\theta}_1$ 随着时间变化的曲线，如图 7 所示。其中驱动力矩出现突变，该突变出为切割茎秆处。割断茎秆后力矩再次降低。

3　末端执行机构装配与试验

3.1　试验

依据优化结果，对末端执行机构进行加工装配与试验，另外搭建末端执行机构采收试验平台包括 Delta 机械臂进行采收性能试验，采收试验样机平台

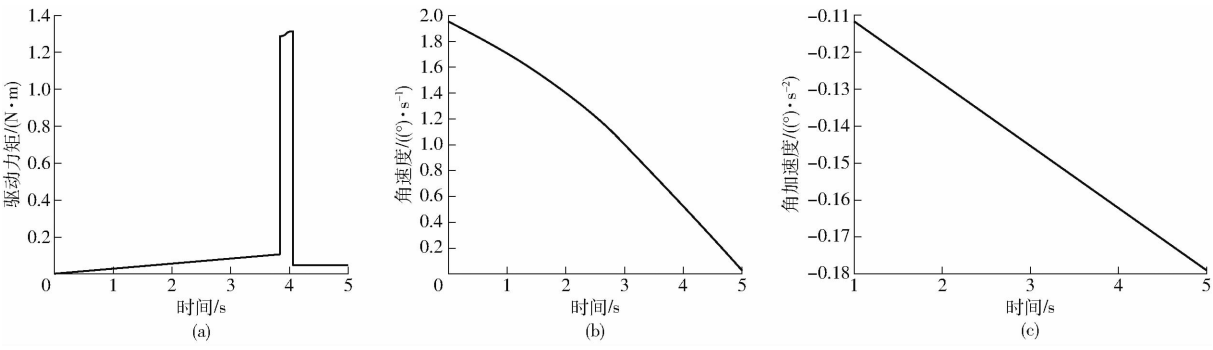

图 7 驱动力矩、角速度、角加速度随时间变化曲线

Fig. 7 Curves of driving torque, angular velocity, and angular acceleration versus time

如图 8 所示，末端执行机构安装于 Delta 机械臂动平台处，末端机构可通过机械臂从西兰花花球上方逐渐摘取花球，其中 Delta 机械臂工作采收路径如图 8 修改后门字形轨迹 G_1—G_2—G_3—G_4—G_5—G_6。通过该路径将西兰花花球采摘放入收集筐中，完成 1 次循环。为了方便机械臂采摘西兰花后通过设定的运动路径将其放置到收集筐中，将收集筐放置在西兰花右上侧位置使机械臂动作更加流畅高效。在西兰花被切断的同时为避免花球产生扭转现象，故刀具设置的厚度较锋利且保持刀具平行使得茎秆受力均匀避免扭转。其试验切割流程如图 9 所示。

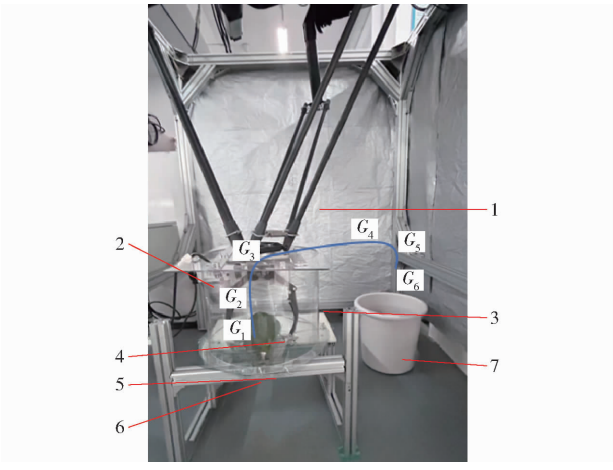

图 8 六杆式末端执行机构样机

Fig. 8 Prototype diagram of the six-bar end effector

1. Delta 机械臂 2. 末端执行机构 3. 外筒 4. 西兰花 5. 夹持机构 6. 兜网 7. 收集筐

由图 9 可得，首先将西兰花固定在夹持机构上，通过 Delta 机械臂带动六杆式采收末端执行机构快速移动到西兰花花球上方，采收末端执行机构相连的切割刀具调整为垂直向下张开位姿，Delta 机械臂再带动采收末端执行机构向下运动到达采摘点，于此同时刀具转动到达平行，平行后快速对刀并完成茎秆切割。切割完成后刀具托起花球，由 Delta 机械臂带动末端执行机构移动至收集筐内，完成一个循环。其中外筒对西兰花外部枝叶进行下压及防止西兰花果实倾倒掉落。采收末端执行机构是通过控制伺服电机驱动连杆进而带动末端切割刀具进行模拟人手包络运动，完成西兰花茎秆切割。其试验切割刀具轨迹 P_0—P_2—P_1，如图 10 所示，验证了与其理论轨迹相符合。

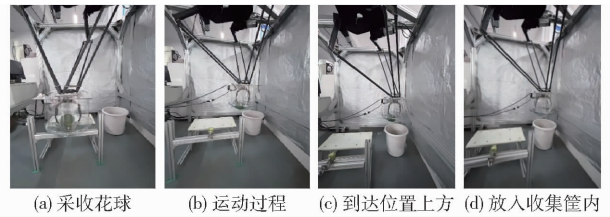

图 9 西兰花采收流程

Fig. 9 Diagrams for experiment of broccoli harvesting process

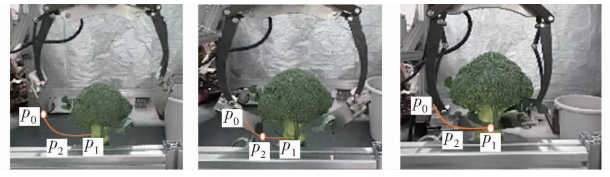

图 10 切割刀具轨迹

Fig. 10 Trajectory diagram of cutting tools

3.2 试验结果分析

通过西兰花整体割断以及茎秆切割状况(图 11)。对末端执行机构的采收性能进行评价。通过对 40 颗长势较为竖直的西兰花进行了试验，试验结果如表 2 所示。由表 2 可得，西兰花茎秆直径越小时，切割过程中越容易被切断。试验按照刀具 90°切割，将茎秆直径范围划分成 4 组，每组进行 10 次试验，

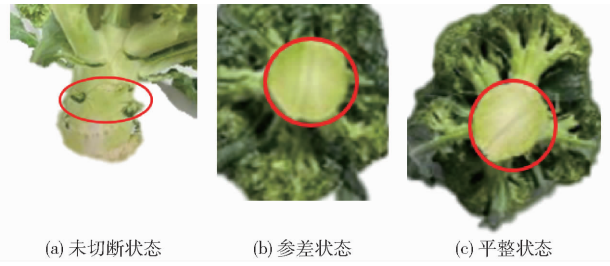

图 11 西兰花试验断面

Fig. 11 Cross-sectional diagrams of broccoli experiment

表 2　西兰花茎秆切割数据统计

Tab. 2　Statistics of cutting data for broccoli stalks

组别	茎秆直径/mm	采收总数	采收成功数	采收成功率/%
1	35 ~ 38	10	10	100
2	38 ~ 42	10	10	100
3	42 ~ 45	10	9	90
4	45 ~ 48	10	8	80

其中茎秆完全切断的次数为 4 次。其中 4 组茎秆直径平均采收切割时间分别为 9.85、9.90、9.98、10.58 s，整体采收成功率为 92.5%。观测采摘过程，未切断茎秆试验中，机械臂带动末端执行机构将花球从未完全切断的茎秆上扯断，造成植株晃动。其原因为：①刀具装配后闭合时有一定间隙。②部分选取花球中存在茎秆直径大于一般值。③茎秆处侧枝叶会影响刀具切入，进而影响切割。

4　结论

（1）针对西兰花花球直径为 135 ~ 150 mm，西兰花整体高度为 145 ~ 160 mm，西兰花质量为 345 ~ 500 g，茎秆直径 d 为 35 ~ 48 mm 品种为浙江省农科院培育的“浙青 161 号”西兰花进行了一个生物特性测量与切割力分析。

（2）设计一款西兰花拟人手六杆末端执行机构，其半圆形杆件对花球形成包覆性，空间更加紧凑。对其进行运动学、动态静力学分析以及六杆机构进行双目标优化，优化得到主动杆长度为 98.84 mm，连杆 2 长度为 15.34 mm，连杆 3 长度为 26.52 mm，连杆 4 长度为 137.27 mm，连杆 5 长度为 62.79 mm，连杆 6 长度为 13.79 mm，连杆 7 长度为 100.83 mm，连杆 8 长度为 60.74 mm，且理论轨迹与实际轨迹优化后差值为 1.29 mm。单侧刀具与花球的最大空间距离为 25 mm。普通情况下采收状况，计算得到所需驱动力矩为 1.37 N·m，选用负载 3 kg 的伺服电机作为动力源。

（3）末端执行机构采收试验结果表明，西兰花末端执行机构整体采收成功率为 92.5%，满足了西兰花末端执行机构采收性能要求。

参　考　文　献

[1] 顾宏辉，王建升，虞慧芳，等. 浙江省西兰花产业未来发展的思考[J]. 浙江农业科学，2021，62(5)：851 - 853.

[2] MORAR C A，DOROFTEI I A，DOROFTEI I，et al. Robotic applications on agricultural industry. A review[C]// IOP Conference Series：Materials Science and Engineering，2020：012081.

[3] OLIVEIRA L F P，MOREIRA A P，SILVA M F. Advances in agriculture robotics：a state-of-the-art review and challenges ahead[J]. Robotics，2021，10(2)：52.

[4] OLIVEIRA F V，TINOCO V S，MAGALHÃES S，et al. End-effectors for harvesting manipulators-state of the art review[C]// 2022 IEEE International Conference on Autonomous Robot Systems and Competitions (ICARSC)，2022：98 - 103.

[5] ARIKAPUDI R，VOUGIOUKAS S G. Robotic tree-fruit harvesting with telescoping arms：a study of linear fruit reachability under geometric constraints[J]. IEEE Access，2021，9：17114 - 17126.

[6] 苑进. 选择性收获机器人技术研究进展与分析[J]. 农业机械学报，2020，51(9)：1 - 17.
YUAN Jin. Research progress analysis of robotics selective harvesting technologies[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2020，51(9)：1 - 17. (in Chinese)

[7] 刘继展. 温室采摘机器人技术研究进展分析[J]. 农业机械学报，2017，48 (12)：1 - 18.
LIU Jizhan. Research progress analysis of robotic harvesting technologies in greenhouse[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2017，48(12)：1 - 18. (in Chinese)

[8] 赵雄，曹功豪，张鹏飞，等. 三自由度苹果采摘机械臂动力学分析与轻量化设计[J]. 农业机械学报，2023，54(7)：88 - 98.
ZHAO Xiong，CAO Gonghao，ZHANG Pengfei，et al. Dynamic analysis and lightweight design of 3-DOF apple picking manipulator[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2023，54(7)：88 - 98. (in Chinese)

[9] LU R，DICKINSON N，LAMMERS K，et al. Design and evaluation of end effectors for a vacuum-based robotic apple harvester [J]. Journal of the ASABE，2022，65(5)：963 - 974.

[10] 李国利，姬长英，顾宝兴，等. 多末端苹果采摘机器人机械手运动学分析与试验[J]. 农业机械学报，2016，47(12)：14 - 21，29.
LI Guoli，JI Changying，GU Baoxing，et al. Kinematics analysis and experiment of apple harvesting robot manipulator with multiple end-effectors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2016，47(12)：14 - 21，29. (in Chinese)

[11] 王毅，许洪斌，张茂，等. 仿蛇嘴咬合式柑橘采摘末端执行器设计与实验[J]. 农业机械学报，2018，49(10)：54 - 64.
WANG Yi，XU Hongbin，ZHANG Mao，et al. Design and experiment of bite-model end-elector for citrus harvesting by simulating with mouth of snake[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery，2018，49(10)：54 - 64. (in Chinese)

[12] 马锃宏，余煌，谭励，等. 咬合式柑橘采摘末端执行器优化设计与试验[J]. 农业机械学报，2024，55(10)：106 - 115.
MA Zenghong，YU Huang，TAN Li，et al. Optimization design and test of occlusal end-effector for picking citrus[J].

Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,55(10):106 – 115. (in Chinese)
[13] GUO T, ZHENG Y, BO W, et al. Research on the bionic flexible end-effector based on tomato harvesting[J]. Journal of Sensors, 2022(8): 22 – 26.
[14] XIE H, KONG D, WANG Q. Optimization and experimental study of bionic compliant endeffector for robotic cherry tomato harvesting[J]. Journal of Bionic Engineering, 2022, 19(5):1314 – 1333.
[15] 王粮局,张铁中,褚佳,等. 大容差高效草莓采摘末端执行器设计与试验[J]. 农业机械学报,2014,45(增刊):252 – 258.
WANG Liangju, ZHANG Tiezhong, CHU Jia, et al. An efficient strawberry harvesting end-elector with large misalignment tolerance[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(Supp.): 252 – 258. (in Chinese)
[16] HAN K S, KIM S C, LEE Y B, et al. Strawberry harvesting robot for bench-type cultivation[J]. Journal of Biosystems Engineering, 2012, 37(1):65 – 74.
[17] 佟文玉,张健飞,曹光乔,等. 手扶式甘蓝收获机设计与试验[J]. 中国农机化学报,2023,44(10):30 – 36.
TONG Wenyu, ZHANG Jianfei, CAO Guangqiao, et al. Design and test of hand-held cabbage harvester[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2023,44(10):30 – 36. (in Chinese)
[18] 杜冬冬,费国强,王俊,等. 自走式甘蓝收获机的设计与试验[J]. 农业工程学报,2015,31(14):16 – 23.
DU Dongdong, FEI Guoqiang, WANG Jun, et al. Development and experiment of self-propelled cabbage harvester[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(14): 16 – 23. (in Chinese)
[19] 杨家豪,杜雅刚,房欣,等. 甘蓝拔取输送装置设计与试验[J]. 中国农机化学报,2024,45(6):32 – 36.
YANG Jiahao, DU Yagang, FANG Xin, et al. Design and experimental study of cabbage picking and conveying device[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization,2024,45(6):32 – 36. (in Chinese)
[20] 赵一鸣,戴飞,史瑞杰,等. 自走式制种玉米联合收获机设计与试验[J]. 农业机械学报,2024,55(5):121 – 134.
ZHAO Yiming, DAI Fei, SHI Ruijie, et al. Design and experiment of self-propelled seed corn combine harvester[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024,55(5):121 – 134. (in Chinese)
[21] 唐遵峰,刘淑平,周福君,等. 制种玉米种穗收获机设计与试验[J]. 农业机械学报,2021,52(7):102 – 112.
TANG Zunfeng, LIU Shuping, ZHOU Fujun, et al. Design and experiment of ear harvester for seed corn[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021,52(7):102 – 112. (in Chinese)
[22] 俞高红,常数数,王斌,等. 一种旋转切割式西兰花采收装置:CN201810346835.0[P]. 2023 – 04 – 11.
[23] ZHAO X, XU G, ZHANG P F, et al. Design and experimental study of the end-effector for broccoli harvesting[J]. Agricultural and Biological Engineering,2024,17(1): 137 – 144.
[24] 宋昊,张学敏,谢鹏飞,等. 西兰花选择性采收作业平台识别切割装置设计与试验[J]. 农业工程学报,2024,40(1):68 – 79.
SONG Hao, ZHANG Xuemin, XlE Pengfei, et al. Design and experiment of the identification cutting devices for a selective harvesting platform of broccoli[J]. Transactions of the CSAE,2024,40(1): 68 – 79. (in Chinese)
[25] XU H M, YU G H, NIU C Y, et al. Design and experiment of an underactuated broccoli-picking manipulator[J]. Agriculture, 2023,4(13):15 – 20.