

# 基于 ADAMS 的太阳能清灰机械推拉机构的仿真

李进韬<sup>1</sup>, 龚俊<sup>1,2</sup>, 宁会峰<sup>1,2</sup>, 李翠明<sup>1,2</sup>, 康儒<sup>1</sup>

(1. 兰州理工大学机电工程学院, 甘肃 兰州 730050)

(2. 兰州理工大学数字制造技术与应用省部共建教育部重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 为改善太阳能清灰机械推拉机构的性能, 首先建立太阳能清灰机械推拉机构的物理模型和数学模型, 采用三次多项式逼近海塞阶跃函数模拟实际工况中液压油缸的进油规律; 然后运用作图法对整个机构进行速度和加速度分析, 结合 MATLAB 得出液压缸进油时旋转的角速度和角加速度的曲线; 最后利用 ADAMS 软件和 Pro/E 软件建立整个机构的虚拟模型并进行机构的速度和加速度曲线分析, 对各个部件的重要铰接点进行受力曲线分析, 从而能够检测用经验设计的产品是否符合实际要求。

**关键词:** ADAMS; 太阳能清灰机械; 推拉机构; 角速度; 角加速度; 铰接点; 仿真

**中图分类号:** TH113      **文献标识码:** A      **文章编号:** 2095-509X(2020)04-0007-05

随着能源危机日益严重、环境污染日益加剧, 新能源的开发与利用越来越受到关注。太阳能光伏发电作为重要的清洁能源得到了重视, 近年来取得了极大的发展, 但太阳能光伏板上的落灰严重制约了发电效率, 因而很有必要研制开发一款效率高、成本低、自动进行灰尘清洁的机械。本文主要是对一种新型太阳能清灰机械的关键机构——推拉机构进行动力学研究, 以便为清灰机械的流量控制及其他相关部件的结构设计、强度校核、整车的灵敏性以及稳定性测试提供具体的设计参考依据。该推拉机构实质是导杆机构, 现有的导杆机构的运动学和动力学分析方法有作图法<sup>[1]</sup>和计算法<sup>[2]</sup>两种: 作图法直观、方便, 但精度不高, 需要反复作图; 计算法人工计算量大, 容易出错。采用计算法时, 使用 ADAMS 软件不仅可以生成复杂机械系统的虚拟样机, 有效地仿真其运动过程, 精确度高, 而且将计算工作交给计算机能省去大量人工, 并且不容易出错。

## 1 太阳能清灰机械推拉机构的总体设计

太阳能清灰机械主要由车体、水平移动装置、竖直移动装置、液压缸推拉装置、刷体清灰装置等几部分构成, 如图 1 所示。其中, 水平移动装置用来补偿车体偏离光伏板的水平距离, 竖直移动装置

用来适应不同高度的太阳能光伏板的清灰, 通过液压缸推拉装置将刷体清灰装置旋转至与水平面成 37°(太阳能光伏板电站中太阳能光伏板的安装角度与水平地面成 37°), 它是整个设备中的关键结构。由于太阳能光伏板自身长为 4 060 mm, 这就要求刷体的长度也为 4 060 mm。整个设备工作时是处于偏心状态的, 其中推拉机构的设计关系到整台设备是否可以实现在刷体清灰装置与水平面成 37°的目的和整台设备受力是否合理。

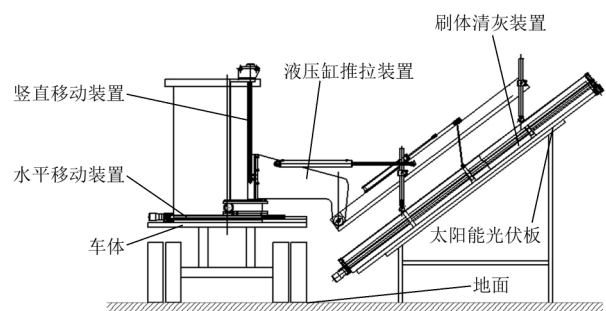


图 1 太阳能清灰机械总体结构示意图

### 1.1 推拉机构的工作原理

推拉机构由两个平行液压缸、刷子与主梁的总装体、连接架(基体)等组成, 是一个摆动导杆机构, 其工作原理如图 2 所示。推拉机构分为非工作和工作两个状态。当液压缸不进油时, 机构处于非

收稿日期: 2017-02-09

基金项目: 兰州市科技发展计划项目(2015-3-118)

作者简介: 李进韬(1989—), 男, 硕士研究生, 主要从事太阳能光伏板清灰装备的动力学研究, 897683015@qq.com.

工作状态,当液压缸进油至液压缸处于最大行程时,机构处于工作状态,此时刷体与主梁的总装体与水平面的夹角为  $37^\circ$ 。

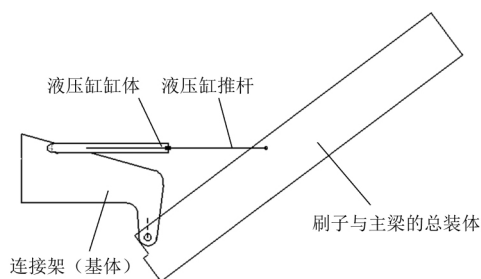


图2 推拉机构的工作原理示意图

### 1.2 推拉机构的结构设计

按照 1.1 中工作原理所设计的推拉机构实质为一导杆机构,其具体结构如图 3 所示。在推拉的过程中,已知推角的变化角度  $\gamma_{12} = 48.47^\circ$ ,缸的初始长度  $H = 1\ 070\text{ mm}$ ,机架的长度  $S = 1\ 144\text{ mm}$ ,液压缸的行程  $L = 800\text{ mm}$ ,由式(1)和式(2)可推导出:  $E = 1\ 288\text{ mm}$ ,  $\gamma_1 = 61.83^\circ$ 。

$$(H + L)^2 = S^2 + E^2 - 2ES\cos(\gamma_1 + \gamma_{12}) \quad (1)$$

$$\cos\gamma_1 = \frac{S^2 + E^2 - H^2}{2SE} \quad (2)$$

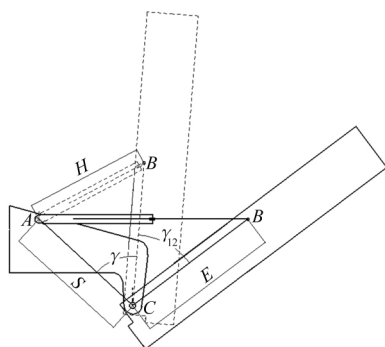


图3 导杆机构工作示意图

## 2 导杆机构运动学方程的建立

### 2.1 导杆机构的速度分析

为模拟实际工作过程中油缸进油的规律,将活塞杆的推出速度分为 3 个阶段:变加速阶段、匀速阶段、变减速阶段。采用三次多项式逼近海赛阶跃函数 Step 来定义活塞杆的推出速度,Step 在 ADAMS 中的表达式<sup>[3]</sup>为

$$\text{Step}(X, X_0, H_0, X_1, H_1) = \begin{cases} H_0 & X < X_0 \\ H_0 + (H_1 - H_0) \left( \frac{X - X_0}{X_1 - X_0} \right)^2 \cdot \left( 3 - 2 \frac{X - X_0}{X_1 - X_0} \right) & X_0 \leq X \leq X_1 \\ H_1 & X > X_1 \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $X$  为自变量,  $X < X_0$  时,因变量为初始值  $H_0$ ;  $X > X_1$  时,因变量为终止值  $H_1$ ;  $X_0 \leq X \leq X_1$  时,因变量应根据一定规律光滑过渡,避免出现竖直过渡突变、微分值不连续。

将式(3)中的  $X$  用时间  $t$  代替,且  $X_0 = 3.165\text{ s}$ ,  $X_1 = 26.665\text{ s}$ ,  $H$  用活塞杆的推动速度  $v$  代替,则变为速度与时间的函数,可得到  $\text{Step}(\text{time}, 0, 0, 3.165, 30) + \text{Step}(\text{time}, 3.165, 0, 26.665, 0) + \text{Step}(\text{time}, 26.665, 0, 29.83, -30)$  的曲线图,即活塞杆速度  $v$  随时间  $t$  变化的规律,如图 4 所示。

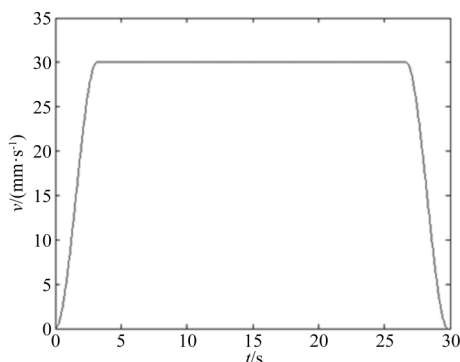


图4 活塞杆速度  $v$  随时间  $t$  变化的规律

导杆机构<sup>[4]</sup>工作过程中,液压缸实际长度  $M$  是油缸的闭合长度  $H$  (油缸活塞杆不伸出时的原始长度) 和经过  $t$  秒后油缸活塞杆的伸出长度之和,即:

$$M = H + vt \quad (4)$$

油缸活塞杆的推出速度  $v$  也就是铰接点  $B$  的速度  $v_B$ 。在刷体与主梁的总装体上,  $v_B$  可以分解为刷体与主梁的总装体  $BC$  绕铰接点  $C$  的回转切向速度  $v_{BC}^t$  和回转法向速度  $v_{BC}^n$ :

$$v_{BC}^t = v_B \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \arccos\frac{E^2 + M^2 - S^2}{2EM}\right) \quad (5)$$

$$v_{BC}^n = v_B \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \arccos\frac{E^2 + M^2 - S^2}{2EM}\right) \quad (6)$$

导杆机构的速度分析如图 5 所示。

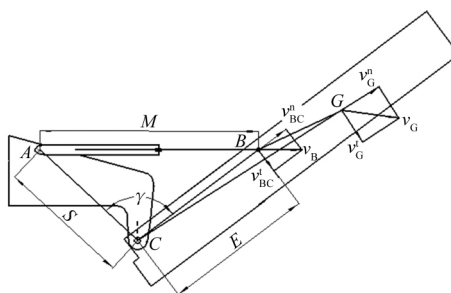


图5 导杆机构的速度分析示意图

### 2.2 导杆机构的加速度分析

在进行导杆机构的加速度分析<sup>[5]</sup>时做如下假设:

1) 推拉机构的液压系统必须保证刷体与主梁的总装体在 29.83 s 时间内完成由静止开始至最终总装体始终与水平面成 37°角;

2) 刷体和主梁总装体( 看成一个部件) 重心在 G 处。

总装体绕铰接点 C 旋转的角度  $\gamma$  满足关系式(7) 并且当  $t = 0$  s 时,  $\gamma = 61.83^\circ$ ;  $t = 29.83$  s 时,  $\gamma = 110.30^\circ$ 。

$$\gamma = \arccos \frac{S^2 + E^2 - M^2}{2SE} = \arccos \frac{1\ 144^2 + 1\ 288^2 - (1\ 070 + vt)^2}{2 \times 1\ 144 \times 1\ 288} \quad (7)$$

总装体绕 C 点的角速度  $\omega = \dot{\gamma}$ , 角加速度  $\alpha = \ddot{\gamma}$ , 它们随时间变化规律如图 6、图 7 所示。

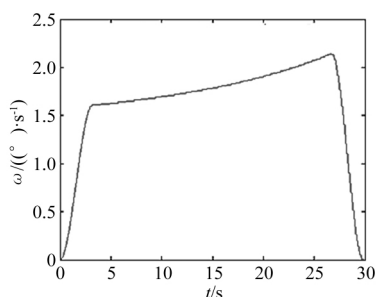


图 6 总装体转动的角速度随时间的变化规律

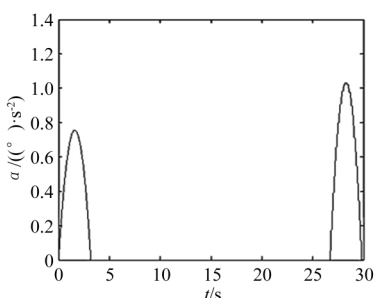


图 7 总装体转动的角加速度随时间的变化规律

刷体与主梁的总装体绕铰接点 C 由静止状态到举升状态的角加速度为  $\alpha$ , 则在 B 点的切向加速度  $a_B^t$  和法向加速度  $a_B^n$  由式(8)、(9) 确定。

$$a_B^t = \alpha E \quad (8)$$

$$a_B^n = \frac{(v_{BC}^t)^2}{E} \quad (9)$$

设重心 G 处的加速度为  $a_G$ , 由图(5) 可知:

$$a_G^t = \alpha \cdot U \quad (10)$$

$$v_G^t = \omega \cdot U \quad (11)$$

式中:  $\omega$  为刷体和主梁总装体的角速度;  $U$  为铰接点 C 至重心 G 的距离。则刷体 G 点处的法向加速度  $a_G^n$  为

$$a_G^n = \frac{(v_G^t)^2}{CG} = \omega^2 \cdot U \quad (12)$$

因此 总装体的 G 点处加速度  $a_G$  为:

$$a_G = \sqrt{(a_G^n)^2 + (a_G^t)^2} = U \cdot \sqrt{\omega^4 + \alpha^2} \quad (13)$$

导杆机构的加速度分析示意图如图 8 所示。

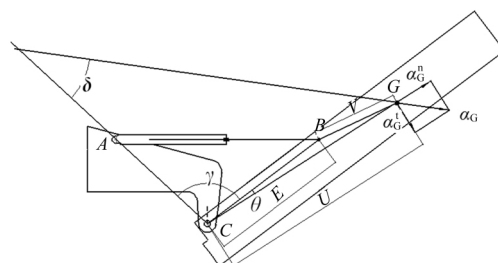


图 8 导杆机构的加速度分析示意图

刷体 G 处的加速度  $a_G$  的方向角  $\delta$ :

$$\delta = \frac{\pi}{2} + \tau - (\gamma + \phi) \quad (14)$$

式中:  $\tau = \arctan \frac{a_G^n}{a_G^t}$ ;  $\phi = \arccos \frac{E^2 + U^2 - V^2}{2EU}$  其中 V 为铰接点 B 到重心 G 的距离;  $\gamma$  角如图 3 所示。

## 3 基于 ADAMS 的推拉机构运动学模型和仿真分析

### 3.1 推拉机构虚拟样机的建立

利用 Pro/E 建立推拉机构的三维模型 将模型导入到 ADAMS 中<sup>[6]</sup> 并在各个铰接点处添加运动副 添加各构件的材料、质量属性 最后构造出推拉模型的虚拟样机模型 如图 9 所示。

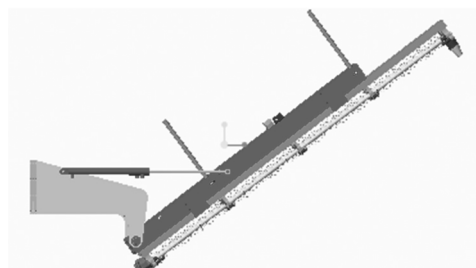


图 9 推拉机构的三维虚拟样机模型

### 3.2 推拉机构驱动函数的确定

为保证在推拉过程中推拉机构有较好的启动和制动性能 选择 Step 函数定义油缸的驱动速度。油缸的驱动特性<sup>[7-8]</sup> 定义如下: 在  $t = 0$  s 时 活塞杆的速度为 0 mm/s; 在 0—3.165 s 活塞杆相对于油缸的速度由 0 mm/s 增加到 30 mm/s; 在 3.165—

26.665 s, 活塞杆的相对速度保持 30 mm/s 不变; 在 26.665—29.830 s 相对速度由 30 mm/s 减小到 0 mm/s。由驱动定义过程可以得出推拉机构的 Step 驱动函数为  $\text{Step}(\text{time}, 0, 0, 3.165, 30) + \text{Step}(\text{time}, 3.165, 0, 26.665, 0) + \text{Step}(\text{time}, 26.665, 0, 29.83, -30)$ 。

在 ADAMS 中完成的驱动函数定义得到的推拉机构的驱动特性曲线如图 10 所示。由图可知, 推拉机构的驱动特性满足本文对 Step 函数的设计要求。

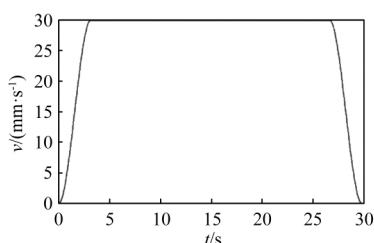


图 10 推拉机构的驱动特性曲线

### 3.3 仿真结果分析

#### 3.3.1 刷子与主梁总装体的角速度与角加速度分析

液压缸活塞推杆在 30.000 s 时到达最大行程处, 得到总装体的最大转角为  $48.463^\circ$ , 与 1.2 中推角的变化值  $\gamma_{12} = 48.47^\circ$  对应, 此时刷体与水平面成  $36.79^\circ$  在误差允许范围内。在推举过程中, 液压缸的最大转角发生在 29.830 s, 仅为  $28.08^\circ$ , 可以看出在推举过程中液压缸的转动量很小, 这对于液压缸的平稳工作很有利。

图 11 和图 12 是总装体的角速度与角加速度曲线图, 由图可以看出它与 1.2 中建立的数学模型曲线大体吻合, 其中最大角速度发生在 26.655 s, 但是整个运动过程平滑过渡, 没有突变, 说明推举效果好; 最大角加速度发生在最后变减速阶段的 28.450 s, 仅有  $1.03 (^\circ)/s$ , 这说明在总装体整个转动过程中, 转动惯性小, 转动比较平稳, 对于铰接处的冲击小。

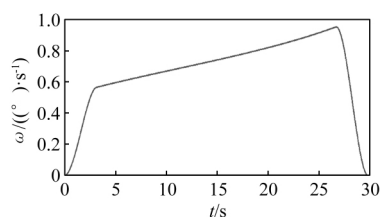


图 11 推拉机构中总装体角速度曲线图

#### 3.3.2 刷子与主梁的总装体的速度和加速度分析

图 13 和图 14 为总装体质心处的速度与加速

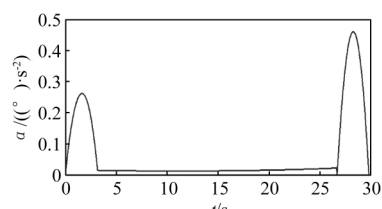


图 12 推拉机构中总装体角加速度曲线图

度的曲线图, 可以看出在推拉机构推举过程中总装体的速度和加速度曲线走势平稳无突变<sup>[9]</sup>, 说明它的推举性能好。同时, 在推举的开始和终止阶段, 速度平稳过渡, 加速度的数值不大, 也说明在推举过程中, 推拉机构的启动和制动的性能好, 对整车的惯性冲击和瞬时冲击<sup>[10]</sup> 都很小, 能够满足实际的工作需要。

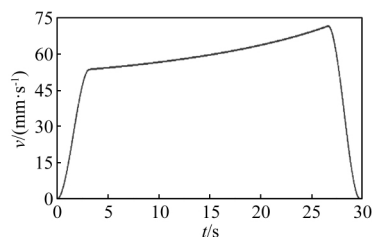


图 13 推拉机构中总装体速度变化曲线图

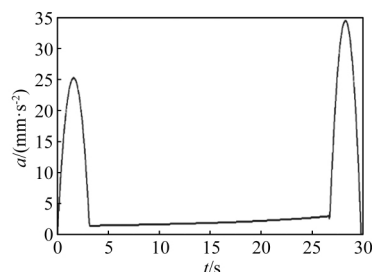


图 14 推拉机构中总装体加速度变化曲线图

#### 3.4 推拉机构中各个铰接点处受力曲线分析

图 15~17 是液压缸体与主梁的铰接点、液压缸的活塞推杆与连接架的铰接点、梁与连接架的铰接点在液压缸推举过程中的受力曲线图, 由图可以看出推拉机构随着活塞推杆的运动, 各个铰接点所受的力在逐渐增大, 并且没有突变的现象, 说明在这个过程中各个铰接点受力是平稳的, 不会出现瞬间突变的载荷对铰接处的轴造成破坏; 此外还可以看出各铰接点处的最大力都出现在  $t = 30$  s, 且主梁和连接架的铰接点所受的力是最大的, 这说明在整个推拉机构中, 此处是危险断裂点。

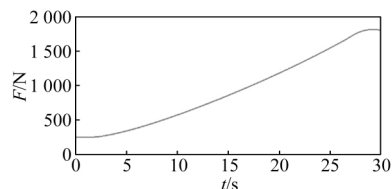


图 15 液压缸体与主梁的铰接点受力变化曲线图

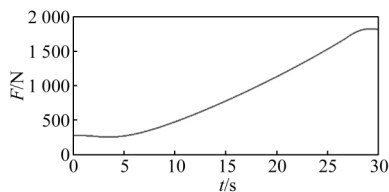


图 16 液压缸的活塞推杆与连接架的铰接点受力变化曲线图

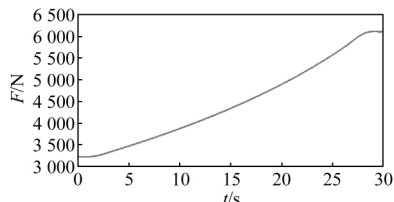


图 17 梁与连接架的铰接点受力变化曲线图

#### 4 结论

1) 根据本文建立的推拉机构运动模型,结合实际工作中油缸的进油规律,采用三阶样条插值函数模拟活塞杆的速度运动规律,运用 MATLAB 软件得到的角速度和角加速度的曲线,与 ADAMS 模型中角速度和角加速度曲线一致,从而能够检测用经验设计的产品是否符合实际要求。

2) 通过对主梁和刷子总装体质心速度和加速度进行分析,可知整个推拉机构在运动过程中加速

性能以及运动性能平稳;通过对整个机构在运行过程中各部件的受力情况分析出了各部件的薄弱环节,可为今后具体部件的结构设计提供参考。

#### 参考文献:

- [1] 陶军,张楷强.摆动导杆机构运动特性分析[J].科技创新导报,2014(35):81-82.
- [2] 邱海燕,张庆功.摆动导杆机构运动特性的解析法研究[J].轻工机械,2009(2):56-59.
- [3] 巫世晶,李菲,赵文强,等.含多间隙副特高压断路器传动机构动力学特性研究[J].中国机械工程,2015,26(13):1719-1724.
- [4] 刘晓.垂直式垃圾转运车翻转机构的设计与分析[D].大连:大连交通大学,2013.
- [5] 田云峰,郑巍.基于 ADAMS 的移动导杆机构的动力学分析[J].现代制造工程,2006(3):60-61.
- [6] 梁远标,郭钟宁,徐志伟,等.基于 ARM 的 3D 打印机步进电机驱动与速度曲线研究[C]//中国机械工程学会特种加工分会.第 16 届全国特种加工学术会议论文集(下).苏州:中国机械工程学会特种加工分会,2015:328-332.
- [7] 李智国.番茄采摘机器人夹持系统的加减速过程研究[D].镇江:江苏大学,2009.
- [8] 葛绪坤,刘大维,朱龙龙.刚柔耦合的自卸汽车举升机构动力学分析[J].机械设计与研究,2014(3):45-47.
- [9] 郑建荣. ADAMS 虚拟样机技术入门与提高[M].北京:机械工业出版社,2002.
- [10] 慕耀光,刘健,肖世宏,等.天轮式抽油机的运动和动力特性分析[J].石油机械,2000(12):7-9.

### Simulation of push-pull mechanism of solar cleaning machine based on ADAMS

Li Jintao<sup>1</sup>, Gong Jun<sup>1,2</sup>, Ning Huifeng<sup>1,2</sup>, Li Cuiming<sup>1,2</sup>, Kang Ru<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical & Electrical Engineering,

Lanzhou University of Technology, Gansu Lanzhou, 730050, China)

(2. Key Laboratory of Digital Manufacturing Technology and Application,  
the Ministry of Education, Gansu Lanzhou, 730050, China)

**Abstract:** In order to improve the performance of the push-pull mechanism of the solar dust cleaning machine, it establishes the physical model and mathematical model of the push-pull mechanism of the solar ash cleaning machine, and uses the cubic polynomial to approximate the step function of the plug for the oil-supply law simulation of the hydraulic cylinder, analyzes the speed and acceleration of the entire mechanism based on the map method. Combining with MATLAB, it obtains the curve of the angular velocity and angular acceleration of the hydraulic cylinder when the oil is fed, builds a virtual model of the entire mechanism based on ADAMS and Pro/E system, analyzes the speed and acceleration curve analysis of the mechanism, and shows stress curve analysis of the important hinge points of each component. This can detect whether the product designed by experience meets the actual requirements.

**Key words:** ADAMS; solar dust cleaning machine; push-pull mechanism; angular velocity; angular acceleration; hinge point; simulation