

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2023.02.003

升降装置多连杆机构设计

梅海强^{1,2}, 何雪明^{1,2}, 罗康^{1,2}

(1. 江南大学 江苏省食品先进制造装备技术重点实验室, 江苏 无锡 214122;
2. 江南大学 机械工程学院, 江苏 无锡 214122)

摘要:为实现升降装置升起时使其中的顶架杆达到期望位置,课题组提出了一种针对升降装置的多连杆机构。基于解析几何法对多连杆机构进行运动学描述;利用四连杆解析法对多连杆机构进行优化设计,建立了其顶架杆运动方程;在此基础上,依据 MATLAB 与 SolidWorks,进行了运动学方程求解与建模仿真,将运动学方程求解与建模仿真进行对照。结果表明:该装置升起后,其顶架杆达到期望位置,验证了运动方程的正确性。多连杆机构解决了升降装置实现期望位置的问题。

关键词:多连杆;运动学;解析几何法;MATLAB;SolidWorks

中图分类号:TH112.1 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2023)02-0017-05

Study of Multi-Link Mechanism on Lifting Device

MEI Haiqiang^{1,2}, HE Xueming^{1,2}, LUO Kang^{1,2}

(1. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology,
Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China;
2. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: In order to achieve the desired position of the top frame rod when the lifting device is lifted, a multi-link mechanism for the lifting device was proposed. Based on the analytic geometry method, the kinematics of the multi-link mechanism was described. The four-link analytical method was used to optimize the design of the multi-link mechanism, and the kinematics equation of the top frame rod was established. On this basis, according to MATLAB and SolidWorks, the kinematics equation solution and modeling simulation were carried out, and the kinematics equation solution and modeling simulation were compared. The results show that after the device is lifted, the top frame rod reaches the desired position, which verifies the correctness of the kinematics equation. The multi-link mechanism solves the problem that the lifting device can achieve the desired position.

Keywords: multi-link; kinematics; analytic geometry method; MATLAB; SolidWorks

多连杆机构由于杆数较多,可以实现复杂轨迹和曲线的特点,在搅拌机、挖掘机和机械臂等机械设备中获得应用。连杆尺寸参数越多,机构实现的轨迹和曲线越丰富,根据轨迹反推多连杆机构的尺寸参数越困难。多连杆机构设计和分析方法有图解法、图谱比较

法和解析法等。图解法使用较多,但作图复杂,精度不高;图谱比较法需要设计者在图谱中查找类似的图形,其过程效率低下且精度低;解析法需要对高阶非线性方程组求解,工作量大且轨迹误差难以控制^[1-2]。基于此,利用计算机辅助实现期望轨迹的反求设计无疑是

收稿日期:2022-09-01;修回日期:2022-12-16

基金项目:国家自然科学基金(51275210);国家自然科学基金(51975251);江苏省食品先进制造装备技术重点实验室自主研究课题资助项目(FMZ2018Y2);“六大人才高峰”(1076010241131350)。

第一作者简介:梅海强(1998),男,江西宜春人,硕士研究生,主要研究方向为自由曲线曲面、机构学。E-mail:2856650811@qq.com

比较理想的方法。课题组针对升降装置提出了一种多连杆机构,利用解析几何法和四连杆解析法,根据升降装置中顶架杆期望位置进行多连杆机构设计。

1 多连杆机构的机械结构及工作原理

1.1 多连杆机构的机械结构

多连杆机构的轴测图如图 1 所示,它由 3 个四连杆机构构成:机座、连杆 L_{BD} 、连杆 L_{DE} 和连杆 L_{CEGH} 构成的曲柄摇杆机构;机座、连杆 L_{CEGH} 、连杆 L_{ICF} 和连杆 L_{AF} 构成双摇杆机构;连杆 L_{CEGH} 、连杆 L_{ICF} 、顶架杆 L_{IJ} 和连杆 L_{JH} 构成曲柄摇杆机构。各连杆之间通过铰链连接。

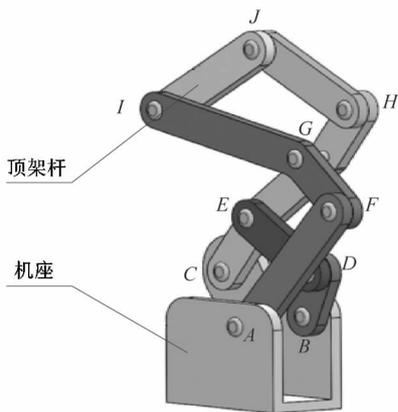


图 1 多连杆机构轴测图

Figure 1 Isometric view of multi-link mechanism

1.2 多连杆机构的工作原理

一般情况下,多连杆机构处于初始位置,如图 2 (a) 所示。升降装置启动时,连杆 L_{BD} 受力转动,带动多连杆机构升起。当连杆 L_{BD} 和连杆 L_{DE} 共线时,机构达到极限位置,如图 2(b) 所示。

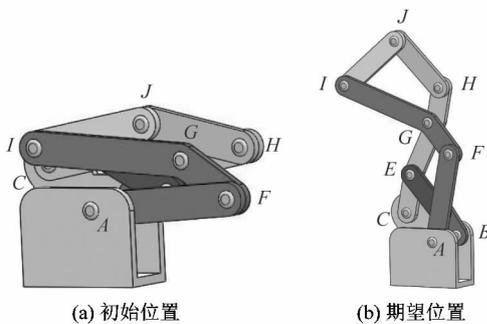


图 2 多连杆传动机构升降位置

Figure 2 Lifting position of multi-link transmission mechanism

2 多连杆机构的运动学描述

2.1 多连杆机构的自由度分析

机构的动力源由伺服电机提供,采用平面机构的自由度分析即可。机构中有 7 个运动件 n , 10 个低副 p_1 , 0 个高副 p_h , 故机构的自由度 F 为:

$$F = 3n - 2p_1 - p_h = 1. \tag{1}$$

连杆 L_{BD} 在电机驱动下带动机构运动,即 1 个源动件,就对应 1 个自由度,符合自由度计算。

2.2 多连杆机构的运动方程模型建立

根据现场实际情况,必须考虑升降装置中顶架杆 L_{IJ} 所能到达的极限高度及倾斜角度。连杆 L_{BD} 受力转动直接影响连杆 L_{BD} 与连杆 L_{DE} 的夹角,反映到装置上就是顶架杆 L_{IJ} 所能到达的极限位置。

多连杆机构的等效模型如图 3 所示,所要实现的升降功能,实际就是顶架杆 L_{IJ} 的升降,使其上升的极限位置达到某一指定高度。以 C 点为坐标原点,建立直角坐标系 YCX , 其中顶架杆 L_{IJ} 上的 J 点为所求的代表点,其 Y 向高度设为 Y_J 。

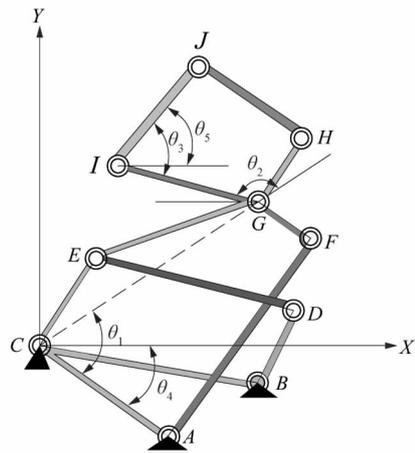


图 3 多连杆机构等效模型

Figure 3 Equivalent model of multi-link mechanism

2.3 多连杆传动机构的运动方程建立

连杆 L_{IJ} 位置由 J 点高度与倾角 θ_5 确定,即转化为求 J 点运动方程和倾角 θ_5 。所有杆件可等效在同一平面内,设 A 点距机座底面垂直高度 $H_A = 30 \text{ mm}$, 根据平面连杆机构解析,求得 J 点运动方程及倾角 θ_5 表达式:

$$Y_J = L_{IJ} \sin \theta_5 + L_{GI} \sin (180 - \theta_1 - \theta_2 + \theta_4) + L_{CG} \sin (\theta_1 - \theta_4) + L_{AC} \sin \theta_4 + H_A; \tag{2}$$

$$\theta_5 = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 - \theta_4 - 180^\circ \quad (3)$$

3 多连杆传动机构的优化设计

3.1 目标函数建立

已知多连杆机构上升极限高度,即 Y_J 已知,为保证多连杆机构升至极限高度时不改变角度 θ_1 和 θ_5 ,设计时取 $\theta_1 = 100^\circ, \theta_5 = 40^\circ$,计算各连杆长度。

由式(2)得:

$$L_{CC} = [Y_J - H_A - L_{IJ} \sin \theta_5 - L_{GI} \sin (180 - \theta_1 - \theta_2 +$$

$$\theta_4) - L_{AC} \sin \theta_4] / \sin (\theta_1 - \theta_4) \quad (4)$$

设连杆 L_{CC} 与其他各杆存在某种比例关系,即其他各杆均可用 L_{CC} 表示。再确定 θ_2, θ_3 和 θ_4 的值就能反求 L_{CC} 的长度,进而确定各连杆长度。

为找到连杆 L_{CC} 与各杆之间的关系,可将该机构拆分为3个四连杆,分别为四连杆 $ACGF$,四连杆 $GIJH$ 和四连杆 $BCED$,如图4所示。

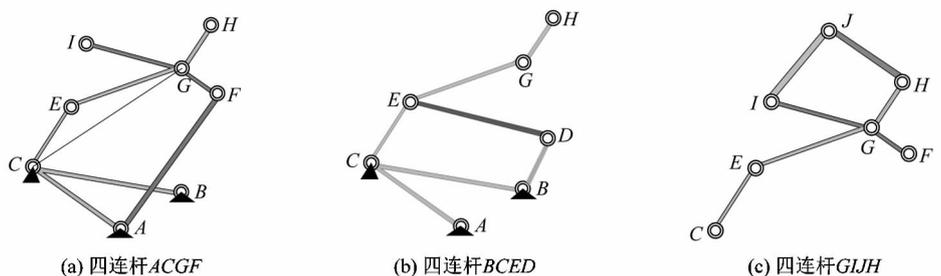


图4 多连杆传动机构拆分

Figure 4 Disassembly of multi-link transmission mechanism

根据四连杆解析法,将拆分的3个四连杆分别按预定的连架杆运动规律设计四连杆^[3-5]。现以如图5所示的四连杆 $ABCD$ 进行方法介绍,四连杆设计如下:

设要求从动件3与主动件1的转角之间满足一系列的对应位置关系,即 $\theta_{3i} = f(\theta_{1i}), i = 1, 2, \dots, k, k$ 为对应位置数。

在图5所示机构中,运动变量为机构的转角 θ_{1i} ,由设计要求知 θ_{1i}, θ_{3i} 为已知条件,仅 θ_{2i} 为未知。又因机构按比例放大或缩小,不会改变各构件的相对转角关系^[6],故设计变量应为各构件的相对长度,如取杆件2与杆件1的比值为 l ,杆件3与杆件1的比值为 m ,杆件4与杆件1的比值为 p 。故设计变量为 l, m, p 以及 θ_{1i}, θ_{3i} 的计量起始角 α_0 和 φ_0 。因 θ_{2i} 未知,由各设计变量表达,消去 θ_{2i} 即可得到各设计变量的关系,求解如下:

$$\left. \begin{aligned} l \cos \theta_{2i} &= p + m \cos (\theta_{3i} + \varphi_0) - \cos (\theta_{1i} + \alpha_0); \\ l \sin \theta_{2i} &= m \sin (\theta_{3i} + \varphi_0) - \sin (\theta_{1i} + \alpha_0) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

消去未知角 θ_{2i} ,整理可得:

$$\cos (\theta_{1i} + \alpha_0) = m \cos (\theta_{3i} + \varphi_0) - (m/p) \cos (\theta_{3i} + \varphi_0 - \theta_{1i} - \alpha_0) + (m^2 + p^2 + 1 - l^2) / (2p) \quad (6)$$

令 $p_0 = m, p_1 = -m/p, p_2 = (m^2 + p^2 + 1 - l^2) / (2p)$,则上式可简化为:

$$\cos (\theta_{1i} + \alpha_0) = p_0 \cos (\theta_{3i} + \varphi_0) + p_1 \cos (\theta_{3i} + \varphi_0 - \theta_{1i} - \alpha_0) + p_2 \quad (7)$$

由式(7)可知,当 $k \geq 3$ 时,通过联立方程组即可求解得出 p_0, p_1 和 p_2 ,即求得各杆相对长度。当两连架杆的对应位置数 $k < 5$ 时,可预选 $(5 - k)$ 个尺度参数,一般预选 $\alpha_0 = \varphi_0 = 0$ 。

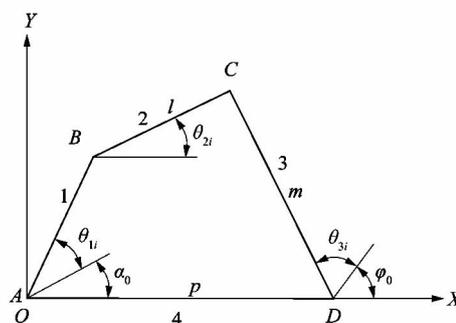


图5 四连杆机构设计

Figure 5 Four-link design

根据上述设计方法,对拆分后的3个四连杆进行设计。在四连杆 $ACGF$ 中,其两连架杆满足如下3组

对应位置关系(以下各组对应关系均取自原始机构依次升起时的 3 个位置):

$$\left. \begin{aligned} \theta_{11} &= 25^\circ, \theta_{31} = 285^\circ; \\ \theta_{12} &= 88.7^\circ, \theta_{32} = 166^\circ; \\ \theta_{13} &= 92^\circ, \theta_{33} = 148^\circ. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

把 3 组对应位置代入方程得:

$$\left. \begin{aligned} \cos(\theta_{11} + \alpha_0) &= p_0 \cos(\theta_{31} + \varphi_0) + p_1 \cos(\theta_{31} + \varphi_0 - \theta_{11} - \alpha_0) + p_2; \\ \cos(\theta_{12} + \alpha_0) &= p_0 \cos(\theta_{32} + \varphi_0) + p_1 \cos(\theta_{32} + \varphi_0 - \theta_{12} - \alpha_0) + p_2; \\ \cos(\theta_{13} + \alpha_0) &= p_0 \cos(\theta_{33} + \varphi_0) + p_1 \cos(\theta_{33} + \varphi_0 - \theta_{13} - \alpha_0) + p_2. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

利用 MATLAB 编制出四杆机构的解析程序^[7-9], 在命令窗口点击运行程序便可以得到输出结果。经计算,各杆的相对长度为 $m = 0.596$, $p = 1.550$, $l = 1.278$, 根据经验设 $L_{CE} = 0.4L_{CG}$, 故其余杆件用连杆 L_{CE} 表示为(保留 2 位小数):

$$\begin{aligned} L_{DE} &= l \cdot L_{CE} = 0.51L_{CG}; \\ L_{BD} &= m \cdot L_{CE} = 0.24L_{CG}; \\ L_{BC} &= p \cdot L_{CE} = 0.62L_{CG}. \end{aligned}$$

同理,四连杆 $BCED$ 和四连杆 $GIJH$ 各杆均可由杆 L_{CG} 表示,结合四连杆杆长条件以及实际加工便利,对各杆比例进行优化。如表 1 所示。

表 1 四连杆中各杆相对长度

Table 1 Relative length of each rodin of four-links

四连杆 $BCED$	四连杆 $ACGF$	四连杆 $GIJH$
$L_{BC} = 0.60L_{CG}$	$L_{CG} = 1.00L_{CG}$	$L_{GI} = 1.00L_{CG}$
$L_{BD} = 0.27L_{CG}$	$L_{AF} = 0.90L_{CG}$	$L_{GH} = 0.35L_{CG}$
$L_{DE} = 0.50L_{CG}$	$L_{CF} = 0.40L_{CG}$	$L_{JH} = 0.65L_{CG}$
$L_{CE} = 0.40L_{CG}$	$L_{AC} = 0.50L_{CG}$	$L_{IJ} = 0.72L_{CG}$

综上,式(4)可简化为:

$$L_{CG} = (Y_j - H_A) / [\sin(\theta_1 - \theta_4) + 0.72\sin\theta_3 + \sin(180 - \theta_1 - \theta_2 + \theta_4) + 0.5\sin\theta_4]. \quad (10)$$

3.2 其他参数计算

由式(10)可知,接下来需要确定 θ_2 , θ_3 和 θ_4 的值。已知各杆长度与杆 L_{CG} 长度的关系,在图 3 中,杆 L_{CE} 平行杆 L_{GH} ,根据各杆之间的几何关系,可以得出 θ_2 和 θ_3 的数学表达式:

$$\theta_2 = \pi - (\angle FGI - \angle CGF) = \pi - \angle FGI -$$

$$\left(\arccos \frac{L_{AC}^2 + L_{CG}^2 + L_{GF}^2 - L_{AF}^2 - 2L_{AC} * L_{CG} * \cos \theta_1}{2L_{GF} \sqrt{L_{AC}^2 + L_{CG}^2 - 2L_{AC} * L_{CG} * \cos \theta_1}} + \arccos \frac{L_{CG}^2 - 2L_{AC} * L_{CG} * \cos \theta_1}{2L_{CG} \sqrt{L_{AC}^2 + L_{CG}^2 - 2L_{AC} * L_{CG} * \cos \theta_1}} \right). \quad (11)$$

$$\theta_3 = \angle HIG + \angle JIH =$$

$$\arccos \left[\frac{2L_{GI}^2 - 2L_{GI} * L_{GH} * \cos(\theta_2 - \angle ECG)}{2L_{GI} \sqrt{L_{GI}^2 + L_{GH}^2 - 2L_{GI} * L_{GH} * \cos(\theta_2 - \angle ECG)}} \right] + \arccos \left[\frac{L_{GI}^2 + L_{GH}^2 + L_{IJ}^2 - L_{JH}^2 - 2L_{GI} * L_{GH} * \cos(\theta_2 - \angle ECG)}{2L_{IJ} \sqrt{L_{GI}^2 + L_{GH}^2 - 2L_{GI} * L_{GH} * \cos(\theta_2 - \angle ECG)}} \right]. \quad (12)$$

为方便计算, θ_2 和 θ_3 计算结果保留整数, θ_4 由式(3)确定。通过已知连架杆高度 Y_j , 即可反求出连杆 L_{CG} 的长度,进而得到其他连杆长度。在 SolidWorks 中,建立多连杆机构三维模型并运动仿真^[10-12], 验证其顶架杆高度 Y_j 与倾斜角 θ_5 是否满足设计要求。

4 多连杆机构实例的设计

给定连架杆 L_{IJ} 位置,即高度 $Y_j = 180$ mm,连架杆 L_{IJ} 倾斜角 $\theta_5 = 40^\circ$ 。已知: $\theta_1 = 100^\circ$, $\theta_2 = 90^\circ$, $\theta_3 = 60^\circ$, $\theta_4 = 30^\circ$ 。在杆件 L_{CEGH} 中, $\angle CEG = \angle EGH = 165^\circ$; 在杆件 L_{IGF} 中, $\angle IGF = 150^\circ$ 。代入式(10)得:

$$L_{CG} = 75.20 \text{ mm}.$$

由此可得多连杆机构各杆长度(保留 2 位小数),如表 2 所示。

表 2 多连杆机构各杆长度

Table 2 Length of each rod in multi-link mechanism

mm		
四连杆 $BCED$	四连杆 $ACGF$	四连杆 $GIJH$
$L_{BC} = 45.12$	$L_{CG} = 75.20$	$L_{GI} = 75.20$
$L_{BD} = 20.30$	$L_{AF} = 67.68$	$L_{GH} = 26.32$
$L_{DE} = 37.60$	$L_{CF} = 30.08$	$L_{JH} = 48.88$
$L_{CE} = 30.08$	$L_{AC} = 37.60$	$L_{IJ} = 54.14$

以上数据为实际加工尺寸,只适用于此连杆机构。在 SolidWorks 中,利用上述连杆数据建立多连杆传动机构三维模型,绘制上述杆件并装配,进行运动仿真,如图 6 所示。多连杆传动机构运动至极限位置时,测得高度为 179.88 mm,满足误差允许范围(± 1 mm),故仿真结果验证了公式推导的正确性。

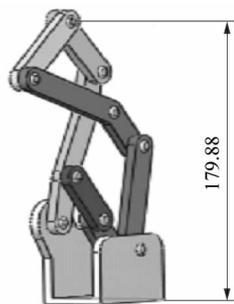


图6 多连杆传动机构运动仿真
Figure 6 Kinematics simulation of
multi-link drive mechanism

5 结论

课题组提出了一种针对升降装置的多连杆机构,使得升降装置升起后,其顶架杆达到期望位置。通过推导顶架杆运动方程,将运动方程求解结果与仿真分析结果对比分析,证明了运动方程的正确性。解决了实现期望位置的多连杆设计问题,以满足实际需求。

后续可针对升降装置实现多个期望位置进行研究,以满足不同场景下的期望位置。

参考文献:

[1] 陈启升,白晓莉,闫永红,等.多连杆机构的运动学研究[J].锻压

装备与制造技术,2014,49(1):34-36.

- [2] 冯立艳,韩亚平.实现期望轨迹的平面连杆机构的尺度综合[J].机械设计与制造,2007(9):55-56.
- [3] 肖萍.一种平面四杆机构的运动学分析[J].价值工程,2016,35(16):210-212.
- [4] 周井玲,沈世德.已知连架杆三对对应位置优化设计四杆机构[J].南通工学院学报(自然科学版),2002,1(3):63.
- [5] 于红英,赵彦微,许栋铭.平面铰链四杆机构的轨迹综合方法[J].哈尔滨工业大学学报,2015,47(1):40-47.
- [6] 冯立艳,关铁成,李学刚,等.实现期望轨迹的平面铰链四杆机构优化综合[J].机械科学与技术,2018,37(6):851.
- [7] 雷经发,扈静,魏涛.基于MATLAB的平面四杆机构运动学分析[J].机械工程师,2009(9):77.
- [8] 徐永贤.关于平面四杆机构优化设计中运动学分析方法的探讨[J].大连铁道学院学报,1983(4):35-46.
- [9] 李燕.在MATLAB环境下开发平面四杆机构的运动分析系统[J].机械研究与应用,2002,15(4):7-8.
- [10] 李雅昔,李晓莉.基于SolidWorks的平面铰链四杆机构的运动仿真分析[J].机械制造与自动化,2016,45(4):135-136.
- [11] 梁磊,韩玉强.基于MATLAB平面多杆机构的运动分析[J].机械传动,2012,36(6):55-57.
- [12] 刘吉超,张伟康,郑自冲,等.剪叉式高空作业平台举升机构参数匹配研究[J].机电工程,2022,39(2):173-179.

(上接第16页)

- [16] BRACKBILL J U, KOTHE D B, ZEMACH C. A continuum method for modeling surface tension[J]. Journal of Computational Physics, 1992, 100(2):335-354.
- [17] YOUNGS D L, MORTON K W, BAINES M J. Time-dependent multi-material flow with large fluid distortion[M]. New York: Academic Press, 1982:273-285.
- [18] THOMAS B, JACQUES M. Transition from spherical cap to toroidal bubbles[J]. Physics of Fluids, 2006, 18:052102.
- [19] CAO Y W, MACIAN-JUAN R. Numerical study of the central breakup behaviors of a large bubble rising in quiescent liquid[J]. Chemical Engineering Science, 2020, 225:115804.
- [20] ZENIT R, MAGNAUDET J. Measurements of the streamwise vorticity in the wake of an oscillating bubble[J]. International Journal of Multiphase Flow, 2009, 35(2):195-203.