

SIMULINK 环境下双曲柄滑块机构的运动学分析

陈江义, 刘竹丽, 王迎佳

(郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450001)

摘要: 利用 MATLAB 平台中的 SIMULINK 工具对双曲柄滑块机构的运动学进行了仿真分析. 将机构作为一个系统, 通过其运动学方程来构造仿真模型, 以机构的初始位置来设定模型中的相关参数后, 得到了机构的运动参数仿真分析结果. 最后以一个平台印刷机的主传动机构作为算例验证了该方法的正确性和有效性.

关键词: 双曲柄滑块机构; 运动学分析; SIMULINK

中图分类号: TH 112 **文献标识码:** A

0 引言

将双曲柄机构良好的急回运动特性及曲柄滑块机构良好的动力性能相结合, 可以设计出很实用的连杆机构, 因此双曲柄滑块机构在工业中具有很广泛的用途, 如冲床的主传动机构、平台印刷机的主传动机构等^[1-2], 而对这一类机构的运动学和动力学进行分析是机构设计中一个不可缺少的环节. 机构的运动学分析目前基本上以解析法为主^[3], 常用的有矢量法、矩阵法等等, 近些年又引入了基于商业软件(如 ADAMS 或 MATLAB)的分析方法^[4-5].

MATLAB 软件是一个功能强大的计算和分析软件, 该软件提供的 SIMULINK 工具箱被广泛用于产品的性能仿真, 也可用于机构的运动学分析. 尽管已有一些文献利用 SIMULINK 工具对简单平面运动机构进行了运动学和动力学分析^[5], 但是笔者所做的工作对 SIMULINK 工具在组合机构的性能分析应用方面具有参考意义.

1 四连杆机构的仿真模型

双曲柄滑块机构由双曲柄机构和曲柄滑块机构串联而成. 由于双曲柄机构是四连杆机构的一种基本形式, 在此以四连杆机构作为分析对象有更普遍的意义. 图 1 所示的四连杆机构, 取机架与 x 轴重合. 由于机构在运行过程中杆长保持不变,

因此各杆长矢量满足方程

$$R_2 + R_3 = R_1 + R_4 \quad (1)$$

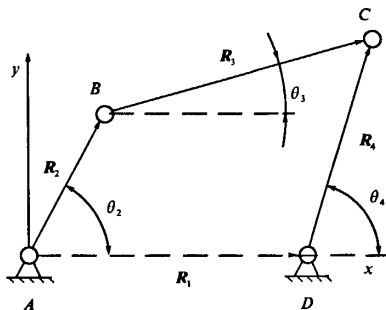


图 1 四连杆机构简图

Fig. 1 Diagram of 4-linkage mechanism

将矢量方程向 x 轴与 y 轴分解, 可得各杆长与转角的表达式为:

$$\begin{cases} r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 = r_1 + r_4 \cos \theta_4 \\ r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 = r_4 \sin \theta_4 \end{cases} \quad (2)$$

r_i 表示各杆长矢量的模, 假定连杆 2 的输入角速度与角加速度均为已知, 将式(2)对时间求二阶导数, 得出加速度的矩阵关系式为

$$\begin{bmatrix} -r_3 \sin \theta_3 & r_4 \sin \theta_4 \\ r_3 \cos \theta_3 & -r_4 \cos \theta_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_3 \\ \alpha_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta_1 \\ \Delta_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中: $\Delta_1 = \alpha_2 r_2 \sin \theta_2 + \omega_2^2 r_2 \cos \theta_2 + \omega_3^2 r_3 \cos \theta_3 - \omega_4^2 r_4 \cos \theta_4$; $\Delta_2 = -\alpha_2 r_2 \cos \theta_2 + \omega_2^2 r_2 \sin \theta_2 + \omega_3^2 r_3 \sin \theta_3 - \omega_4^2 r_4 \sin \theta_4$; ω 为角速度; α 为角加速度.

收稿日期:2009-01-14; 修订日期:2009-03-06

作者简介:陈江义(1974-), 男, 湖北仙桃人, 郑州大学机械工程学院副教授, 博士, 主要研究方向为结构动力学和机构学. E-mail: cjl1974@zzu.edu.cn.

SIMULINK 工具对于动态系统的分析相当便利,而机构也可以看成是由输入与输出构件组成的一个动力学系统,因此其运动和动力分析模型完全可以由 SIMULINK 工具来构造.利用式(3)中的加速度关系,四连杆机构中输入构件和输出构件之间传动关系所蕴涵的仿真模型可用 SIMULINK 工具描述如图 2 所示^[5].

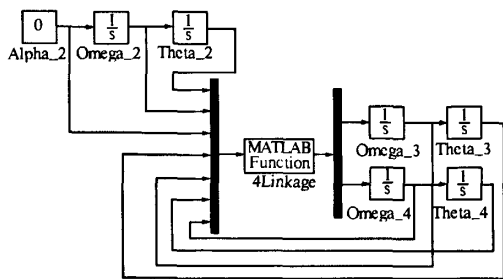


图 2 四连杆机构的运动学仿真模型

Fig.2 Simulate kinematic model of 4-linkage mechanism

图 2 所示的模型中,Alpha_2 表示构件 2 的角加速度,Omega_2、Omega_3 和 Omega_4 分别表示构件 2、3 和 4 的角速度,Theta_2、Theta_3 和 Theta_4 分别表示构件 2、3 和 4 的角位移.1/s 表示积分环节,用来描述角加速度、角速度和角位移之间的关系,中间的 MATLAB Function 模块内嵌了一个描述式(3)的函数.由于输入构件 2 作匀速转动(通过设置输入构件的角加速度值也可令其作变速转动),故在此角加速度设置为 0.各积分环节的初始条件可以根据机构的初始位置确定,要实现仿真需要做的主要工作是将式(3)转化成 MATLAB 函数.

2 偏置曲柄滑块机构的仿真模型

与四连杆机构类似,图 3 所示的偏置曲柄滑块机构也满足如下矢量方程:

$$\mathbf{R}_2 + \mathbf{R}_3 = \mathbf{R}_1 + \mathbf{R}_4 \quad (4)$$

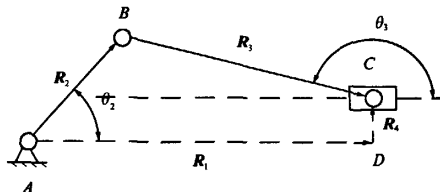


图 3 偏置曲柄滑块机构简图

Fig.3 Diagram of offset crank block mechanism

将矢量方程向水平轴与垂直轴分解,可得各杆长与转角的表达式为

$$\begin{cases} r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 = r_1 \\ r_2 \sin \theta_2 + r_3 \sin \theta_3 = r_4 \end{cases} \quad (5)$$

将式(5)对时间二次求导,可知加速度之间满足

$$\begin{bmatrix} 1 & r_3 \sin \theta_3 \\ 0 & -r_3 \cos \theta_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\alpha} \\ \ddot{\alpha}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta_3 \\ \Delta_4 \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中: $\Delta_3 = -\alpha_2 r_2 \sin \theta_2 - \omega_2^2 r_2 \cos \theta_2 - \omega_3^2 r_3 \cos \theta_3$; $\Delta_4 = -\alpha_2 r_2 \cos \theta_2 + \omega_2^2 r_2 \sin \theta_2 + \omega_3^2 r_3 \sin \theta_3$; a 为滑块的加速度.

利用式(6)中的加速度关系,同样可以构造出曲柄滑块机构中输入构件和输出构件之间的仿真模型,逻辑结构可以参照图 2 设计.

3 双曲柄滑块机构运动分析

以某平台印刷机的主传动机构为例,该机构由双曲柄机构与偏置曲柄滑块机构串联而成.假定曲柄滑块机构要求滑块行程为 365 mm,最小传动角为 45° ,极位夹角为 18° ;对于双曲柄机构,要求慢转段最小传动角为 50° .该主传动机构的行程速度变化系数 $k = 2.455$,原动件 AB 杆转速为 32 r/min,双曲柄机构的机架与滑块导路平行,现对该主传动机构的运动特性进行仿真.

利用连杆机构的设计方法^[6],可以初步确定机构的各参数如下.双曲柄机构:机架长度为 100 mm,主动曲柄长度为 137.5 mm,连杆长度为 116 mm,从动曲柄长度为 145.7 mm.偏置曲柄滑块机构:曲柄长度为 173 mm,连杆长度为 410 mm,偏距为 117.5 mm,所得机构简图如图 4 所示.

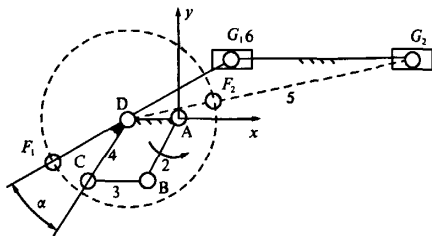


图 4 双曲柄滑块机构简图

Fig.4 Diagram of two-crank-slider mechanism

按机构简图 4 设计的仿真模型如图 5 所示,Alpha_2 表示构件 2 的角加速度,Omega_i ($i = 2, \dots, 5$) 表示构件 i 的角速度,Theta_i ($i = 2, \dots, 5$) 表示构件 i 的角位移,s_6 和 v_6 分别表示滑块 6 的位移和速度,双曲柄机构的输出构件与曲柄滑块的输入构件之间的夹角 α 由加法模块 Alpha 表示,两个 MATLAB Function 模块分别内嵌含式

(3)和(6)的函数.为了显示运动分析的结果在仿真模型的输出端口添加了一个示波器 Scope,用来显示滑块的位移、速度和加速度.另外如果滑块的位移、速度和加速度都采用国际单位,则位移数值太小,加速度数值太大而使显示结果分辨不清,因此对加速度和位移添加了两个增益模块 Gain1 和 Gain2,将加速度缩小 10 倍,单位为 10 m/s^2 ,而将位移放大 10 倍,单位为 dm,这样处理后,三条曲线在示波器上可以很清楚地分辨出来.

根据机构简图 4,滑块 6 的各积分环节的积分初值分别为 0 m/s 和 0.107 m (滑块的初始位置与 y 轴距离),模型中其它转动构件积分环节的初值设定如表 1 所示.

表 1 各积分环节的初值设定

Tab.1 Initial values of integral blocks

项目	构件号			
	2	3	4	5
角速度/ $(\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$	3.350	0.464	3.348	1.413
角位移/rad	4.233	3.142	4.135	0.517

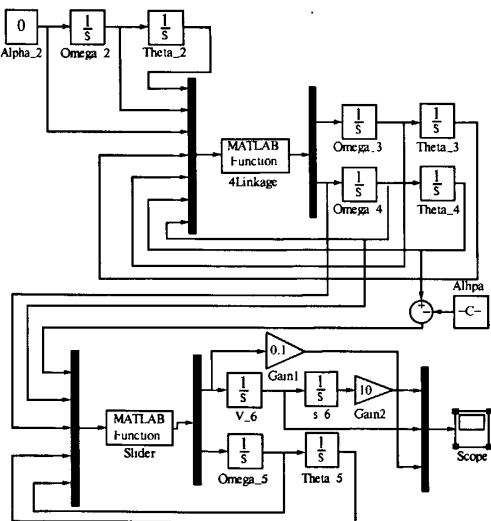
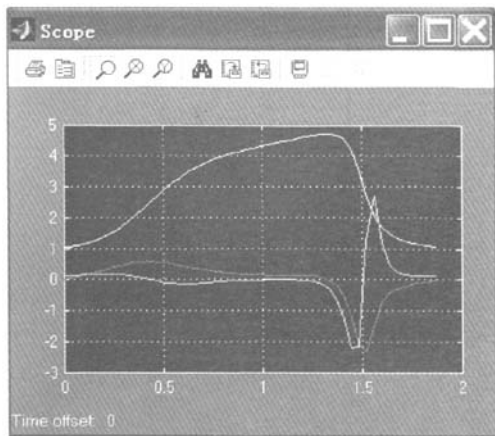


图 5 平台印刷机主传动机构的仿真模型

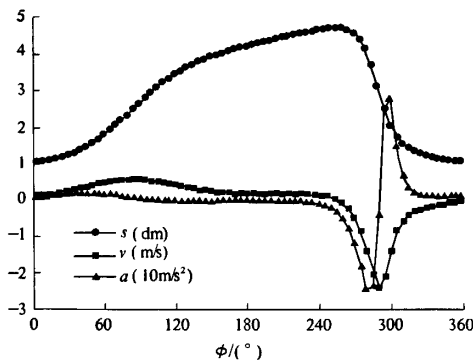
Fig.5 Simulate model of main driving system of a press

建好图 5 所示的仿真模型后,在 MATLAB 6.0 平台上即可对印刷机主传动系统进行运动学仿真与分析.图 6(a)是从 SIMULINK 示波器上截下的图片,给出了滑块的位移、速度、加速度与时间(约 1.875 s ,这个时间内构件 2 的角位移为 360°)的关系.为了验证仿真计算的结果,图 6(b)给出了用矢量法编程计算出的结果,其中 s 、 v 和 a 分别表示滑块的位移、速度和加速度, ϕ 表示构件

2 的角位移.两种方法分析的结果是完全相同的,由此可知图 5 描述的仿真模型是正确可行的.



(a) SIMULINK 方法



(b) 矢量法

图 6 运动分析结果

Fig.6 Simulate results

4 结论

笔者给出了 SIMULINK 环境下双曲柄滑块机构运动学分析的基本方法和实现过程.与传统的解析法相比,该方法能在程序量极少的情况下,熟练应用 SIMULINK 的各种仿真功能模块对机构的运动性能进行分析,大大提高分析的工作效率和质量,同时笔者的工作对组合机构在 SIMULINK 环境下的分析具有一定的借鉴意义.

参考文献:

[1] 赵升吨,何予鹏,杨辉.双曲柄串联低速急回机构及其遗传算法优化[J].西安交通大学学报,2005,39(9):913-916.

(下转第 86 页)

Numerical Analysis of Coupling Stress for Asphalt Pavement on Lean Concrete Base

FU Qi-lin¹, CHEN Shuan-fa^{1,2}, PENG Chong³

(1. Key Laboratory for Special Area Highway Engineering of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China; 2. School of Materials Science and Engineering, Chang'an University, Xi'an 710061, China; 3. Department of Communications, Hainan Province Government, Haikou 570204, China)

Abstract: In order to analyze coupling stress of asphalt pavement on lean concrete base under different road structure and material parameters, a 3D finite element method was used to analyze the effects of the thickness and modulus of asphalt pavement, the thickness and modulus of lean concrete base and the width of contraction joint on the coupling stress of asphalt pavement. The results show that: the thickness of asphalt pavement and the width of contraction joint have great effect on coupling stress, but the thickness and modulus of base have little effect on coupling stress. It is effective to avoid reflection crack to increase thickness of asphalt pavement properly, but it is little effective to change the modulus and thickness of base; the width of contraction joint has great effect on the reflection crack.

Key words: road engineering; asphalt pavement; coupling stress; reflective crack; 3D finite element; lean concrete base

(上接第81页)

- [2] 程常现, 张晓玲. 一回转平台印刷机滚筒版台主传动机构的优化设计[J]. 机械设计与研究, 2004, 20(2): 80-82.
- [3] 师忠秀, 蔡明正, 程强. 平面连杆机构的杆组法运动分析及仿真[J]. 青岛大学学报, 2003, 18(4): 22-26.
- [4] 王淑仁. 机械原理课程设计[M]. 北京: 科学出版社, 2006.
- [5] 约翰. F. 加德纳. 机构动态仿真使用 MATLAB 和 SIMULINK[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2002.
- [6] 刘少刚, 韩继光. 偏置双曲柄滑块机构[J]. 林业机械与木工设备, 2004, 32(8): 30-32.

Kinematic Analysis for Two-crank-slider Mechanism Based on SIMULINK Kit

CHEN Jiang-yi, LIU Zhu-li, WANG Ying-jia

(School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: By virtue of SIMULINK kit of MATLAB software, the kinematic simulation of two-crank-slider mechanism is realized. As a kinematic system, the governing equations of mechanism can be transferred into simulate model easily. After setting the integral initial values corresponding to initial position of mechanism, the kinematic parameters are obtained. Finally, the treatment process is illustrated in detail though a main driving system of one-turn cylinder press. And the simulation results proved that presented method is feasible and effective.

Key words: two-crank-slider mechanism; kinematic analysis; SIMULINK