

平面连杆机构力学特性研究

Study on mechanical property of planar-linkage mechanism

黄鹏飞

HUANG Peng-fei

(西京学院机械工程学院, 陕西 西安 710123)

(College of Mechanical Engineering, Xijing University, Xi'an, Shaanxi 710123, China)

摘要:以机构学原理为基础,分析了平面连杆机构的运动学特性。通过数字化建模与动态仿真技术,建立功能型曲柄—摇杆机构仿真模型,获得了运动学设计参数。利用 Simulation 模块动态载荷无缝输入方式定义有限元模型边界条件,方便快捷地实现了单个构件和不同组件的应力及形变分析,有效提高了静力学分析的精度与可靠性。利用模态分析,计算出了曲柄—摇杆机构在极限位置的固有频率与振型,并在 ANSYS 环境下实现了极限位置处的模态特性优化,机构的抗振性能明显提高,有效改进了曲柄—摇杆机构的动力学特性。

关键词:运动学;连杆机构;静力学;动态仿真;有限元

Abstract: The kinematics characteristic of planar-linkage mechanism is analyzed based on mechanism theory. Through digital modeling and dynamic simulation technology, a functional simulation model of crank-rocker mechanism is set up, and then the design parameters of kinematic are obtained. Because boundary conditions of the finite element model is defined through seamless input of dynamic loads on Simulation modules, stress and deformation analysis of individual component and different subassembly are realized conveniently, and the accuracy and reliability of the statics analysis is improved effectively. Frequency and vibration mode of the mechanism in limit position are calculated through modal analysis. Besides, modal characteristic of the mechanism in limit position is optimized by ANSYS software, and then dynamic characteristic of the mechanism is improved effectively.

Keywords: kinematics; link mechanism; statics; dynamic simulation; finite element

连杆机构是食品加工机械中常用的一种传动形式。实际应用当中,可通过结构简单、形式多样的连杆机构来实现各种不同的运动和动力传递^[1],例如平面四连杆机构、六连

杆机构、空间连杆机构及其演化形式等,均在食品加工机械当中获得了广泛应用,典型的如配料机、活塞式制冷压缩机、码垛机器人等^[2],都是通过采用不同类型的连杆机构来实现其运动传递和设计功能。

传统的连杆机构设计多以解析法为主,在机构学基础上进行功能分析与设计,这种方法往往涉及大量的公式推导和理论计算,不仅过程繁琐、难度大,而且工作量大、容易出错^[3]。近年来,随着计算机辅助设计技术的日益成熟,连杆机构的设计融入了越来越多的现代设计手段,大大提高了连杆机构设计的精度与效率。本试验综合运用数字化建模、有限单元法、机构仿真和动力学优化等方法,探索并验证平面四连杆机构的动态仿真设计流程,拟为现代设计方法在连杆机构中的应用提供有力支持。

1 机构学分析

1.1 运动特性

平面连杆机构一般由若干个构件通过低副(转动副或移动副)连接组成,各构件之间以圆柱面或平面相接触,具有承载能力高、刚性好、耐磨损能力强及制造简单等特点^[4],而且可以通过机构学分析来实现给定的运动规律或轨迹。

四连杆形式是实际当中应用最为广泛的平面连杆机构。如图 1 所示,为平面曲柄—摇杆机构简图,该机构由曲柄 AB、连杆 BC、摇杆 CD 及连架杆 AD 组成,其运动学性能主要取决于四根连杆的长度^[5],由机械原理可知,曲柄—摇杆机构应满足杆长之和条件,即 $L_{AB} + L_{AD} \leq L_{BC} + L_{CD}$ 。根据

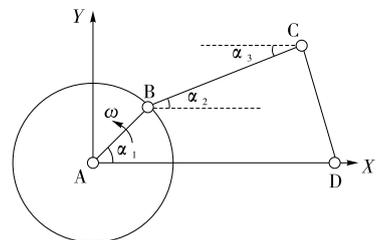


图 1 四连杆机构简图

Figure 1 Schematic diagram of 4-bar mechanism

基金项目:西京学院横向课题资助项目(编号:1610975)

作者简介:黄鹏飞(1988—),男,西京学院讲师,硕士。

E-mail:348131757@qq.com

收稿日期:2017-02-08

矢量封闭原则($L_{AB} + L_{BC} = L_{CD} + L_{AD}$),以曲柄 AB 逆时针转动为正方向,将各杆件分别在 X 轴和 Y 轴上进行投影,得到如式(1)所示的曲柄—摇杆机构位移方程。

$$\begin{cases} L_{AB} \cos\alpha_1 + L_{BC} \cos\alpha_2 + L_{CD} \cos\alpha_3 - X_D = 0; \\ L_{AB} \sin\alpha_1 + L_{BC} \sin\alpha_2 + L_{CD} \sin\alpha_3 - Y_D = 0, \end{cases} \quad (1)$$

式中:

X_D, Y_D ——D点坐标;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ ——分别为曲柄、连杆、摇杆与 X 轴的夹角。

以时间 t 为变量,对式(1)进行一阶求导,可得曲柄—摇杆机构的速度方程,见式(2)。将式(2)对时间 t 求一阶导数,便可得到曲柄—摇杆机构的加速度方程。

$$\begin{cases} \omega_1 L_{AB} \sin\alpha_1 + \omega_2 L_{BC} \sin\alpha_2 + \omega_3 L_{CD} \sin\alpha_3 = 0; \\ \omega_1 L_{AB} \cos\alpha_1 + \omega_2 L_{BC} \cos\alpha_2 + \omega_3 L_{CD} \cos\alpha_3 = 0, \end{cases} \quad (2)$$

式中:

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ ——分别为曲柄、连杆、摇杆的角速度。

1.2 自由度计算

根据机构学原理,组成机构的各构件之间必须具有确定的相对运动,不能产生相对运动或作无规则运动的机构难以实现运动的传递^[4]。要使平面连杆机构按预定轨迹产生运动,其机构自由度必须与原动件数量相等。

由机械原理可知,对于包含 N 个构件、 P_L 个低副和 P_H 个高副的平面机构,假定其中 1 个构件固定(机架),则余下活动构件数为 $n = N - 1$ 。每个平面构件具有 3 个自由度,在未组成运动链之前共包含 $3n$ 个自由度;组成运动链之后,由于受到 $2P_L + P_H$ 个约束限制,则整个运动链相对于机架的自由度(即机构自由度)计算方法见式(3)。

$$F = 3n - 2P_L - P_H. \quad (3)$$

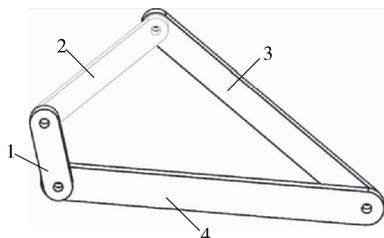
曲柄—摇杆机构均为低副连接,不包含高副,故可将式(3)简化为式(4)所示形式进行自由度计算。图 1 所示平面四连杆机构共包含 3 个活动构件、4 个转动副(低副),故其机构自由度计算结果为 1,与其主动构件(曲柄)数目相等,故该机构具有确定运动,符合机构学设计原理。

$$F' = 3n - 2P_L. \quad (4)$$

2 运动学仿真

根据机构学原理设计一套曲柄—摇杆机构,在 Solid Works 平台上建立三维数字化仿真模型,见图 2。其中,曲柄各构件之间均采用铰链连接,且连杆架处于固定状态。各构件建模时要求满足杆长之和条件,且装配与运动过程无干涉、碰撞等现象^[5]。

在 Simulation/motion 环境下对该机构进行运动学仿真,



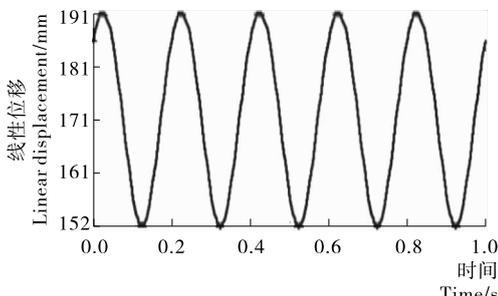
1. 曲柄 2. 连杆 3. 摇杆 4. 连杆架

图 2 曲柄—摇杆机构仿真模型

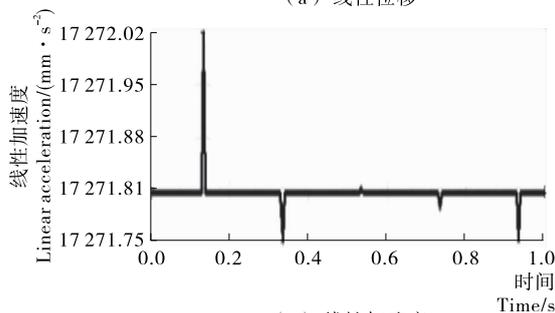
Figure 2 Simulation model of crank-rocker mechanism

使曲柄以 300 r/min 的转速运行,仿真完成后可对该机构在任意时刻和位置的运动学参数进行检测。图 3、4 分别为 B 点的线性运动曲线和 C 点的角运动曲线,由仿真结果可获得针对某一点所关心的运动学规律及相关数据,为平面四连杆机构的轨迹分析和性能设计提供重要依据。

另外,通过平面连杆机构的数字化设计与仿真,还可以检测某一构件的动力学特性,图 5 为摇杆角动能特性曲线,当涉及到运动构件的动力学分析时,该仿真曲线能够替代复杂的角动能计算,为构件的动力学设计、计算提供关键数据



(a) 线性位移



(b) 线性加速度

图 3 B点运动参数仿真曲线

Figure 3 Simulation curve of kinematic parameter on point B

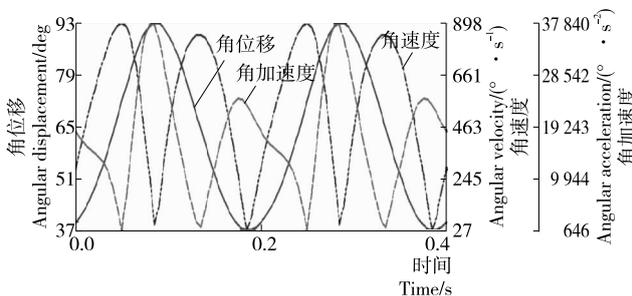


图 4 C点角运动曲线

Figure 4 Angular motion curve of point C

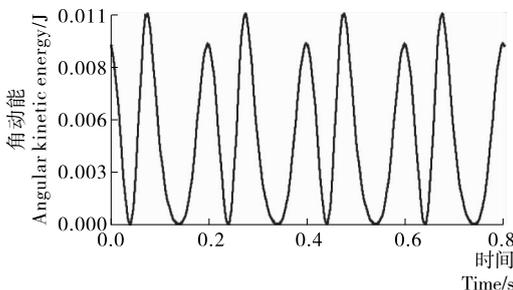


图 5 摇杆角动能

Figure 5 Angular kinetic energy of rocker

支持,从而有效降低平面连杆机构的动力学设计难度。

3 静动态性能

3.1 应力与形变

静力学分析对于平面连杆机构的设计至关重要。利用有限单元法可以计算结构的应力与形变,由于受到边界条件误差影响,有限元分析结果一般只能得到近似数值解^[6]。Simulation/motion 能够实现边界条件数据的实时无缝传递,即可直接将运动过程中产生的动态载荷作用于有限元模型,在很大程度上提高了有限元分析的精度和可靠性。

采用实体网格单元进行结构离散建立有限元模型,直接利用运动载荷定义边界条件进行求解,结果见图 6、7。这种基于运动载荷作用的有限元静力学分析,可方便、快捷地计算单个构件(图 6)和不同组件(图 7)的应力与形变,不仅有效降低了有限元建模与分析的难度,而且提高了计算效率和精度,为平面连杆机构的静力学设计提供了重要技术参考。



图 6 构件静力学云图

Figure 6 Statics nephogram of component



图 7 组件静力学云图

Figure 7 Statics nephogram of subassembly

3.2 动态分析及优化

曲柄—摇杆机构运行时,曲柄做圆周运动,摇杆随之进行周期性往复摆动,当曲柄与摇杆处于同一直线时会出现极限位置,也是急回特性的临界点,此时摇杆会产生一定的惯性力,而且会对曲柄—摇杆机构的运动平衡形成冲击^[7]。当惯性力的激振频率与四杆机构固有频率接近或重合时,将会使其发生剧烈振动,这对于曲柄—摇杆机构的稳定性是极为不利的,所以有必要研究极限位置的曲柄—摇杆机构动力学特性。

通过模态分析计算曲柄—摇杆机构在极限位置处的模态特性,图 8 为摇杆处于极限位置时的 1~3 阶固有频率和振型。分析可知,曲柄—摇杆机构在极限位置 1 的振动模式主要表现为各构件的扭转与弯曲变形,且最为重要的第一阶固有频率(基频)为 1 312.4 Hz。根据动力学理论,实际当中低频模态对于结构的动力学特性影响最大^[5],为提高该机构的运行稳定性,应尽量提高其在极限位置的第一阶固有频率。

将曲柄尺寸作为设计变量,以提高基频为优化目标,通过 BEAM3 梁单元模拟曲柄—摇杆机构,利用 APDL 语言编写参数化有限元建模与优化程序,在 ANSYS 平台上对其动力学特性进行优化。采用零阶算法执行优化过程,优化后的一阶振型见图 9,最大形变出现在曲柄与摇杆联接区域,最大形变量约为 25.63 mm;一阶固有频率优化过程见图 10,分析可知,优化后的一阶固有频率为 1 408.5 Hz,相对于优化前

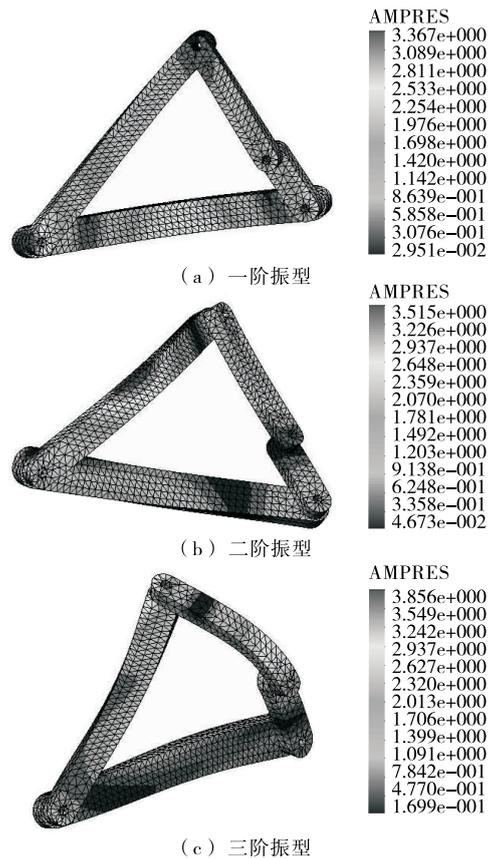


图 8 极限位置振型

Figure 8 Vibration mode of limit position

表 7 纤维形态检测结果对比[†]

Table 7 Comparison of fiber morphology test results

样品	长度/mm	宽度/ μm	长宽比/%	变形因子/%	长纤维比例/%	细小纤维比例/%	扭结角/($^{\circ}$)
1	0.81 \pm 0.03	38.74 \pm 0.89	21.07 \pm 0.37	78.84 \pm 0.32	58.94 \pm 1.24	27.18 \pm 1.69	55.98 \pm 1.08
2	0.82 \pm 0.04	38.88 \pm 0.55	21.00 \pm 1.14	78.84 \pm 0.30	59.44 \pm 0.94	26.08 \pm 0.97	54.68 \pm 0.88
3	0.82 \pm 0.01	44.20 \pm 0.29	18.54 \pm 0.33	77.22 \pm 0.46	66.02 \pm 0.62	17.7 \pm 0.42	59.00 \pm 6.32

[†] 表中数据为均值 \pm 标准偏差。样品 1 为原梗,样品 2 为常规处理烟梗,样品 3 为高压处理烟梗。

同时,磨浆后长纤维比例上升、细小纤维比例降低,有利于提高生产线产品的得率。

(2) 高压处理烟梗在卷烟制丝生产线的主要优点在于感官品质和生产效率的提升,从试验数据来看,这两点在再造烟叶生产中也得到了体现;而目前造纸法再造烟叶行业提升抄造性能和得率主要着眼于磨浆、抄造等工序的优化调整,使用高压处理工艺则可以从烟梗预处理工序着手提升。

(3) 本项研究仅针对一种烟梗开展了研究。不同的烟梗经过高压处理后的表现可能存在差异,为进一步评估高压处理工艺的效果,在后期研究中,有必要针对重点产区不同年份的烟梗开展较全面的研究。

参考文献

[1] 缪应菊,刘维涓,刘刚,等.烟草薄片制备工艺的现状[J].中国

造纸,2009,28(2):55-59.

[2] 苏振华.湿部阴离子垃圾问题及其对策[J].中华纸业,2005,26(7):37-39.

[3] 杨彦明,王晶,唐自文,等.烟梗处理降低蛋白质含量的研究[J].烟草科技,2008,41(3):10-12.

[4] 吴亦集,沈光林,陶红,等.造纸法再造烟叶原料的加酶萃取[J].烟草化学,2011(7):34-36.

[5] 张勃,贾玉红,端李祥,等.微生物发酵烟梗水提物的制备及其在再造烟叶中的应用[J].河南农业科学,2012,41(3):56-60.

[6] 李文显,廖元杰,车靖,等.造纸法再造烟叶中烟梗疏解提取与常规提取的比较[J].纸和造纸,2011,30(12):45-46.

[7] 关平,余红涛,刘维涓,等.一种再造烟叶预处理工艺:中国,102499442A [P].2012-06-20.

[8] 赵春雷,丁乃红,张胜军,等.高压润梗装备设计与开发[C]//中国烟草学会工业专业委员会 2010 年烟草工艺学术研讨会论文集.青岛:中国烟草学会,2010:131-133.

(上接第 127 页)

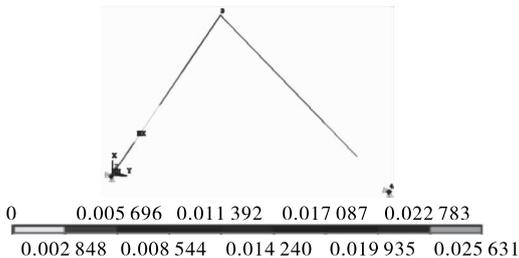


图 9 优化后的一阶振型

Figure 9 First vibration mode after optimizing

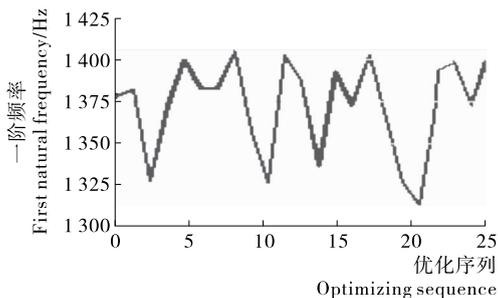


图 10 一阶固有频率优化曲线

Figure 10 Optimize curve of first natural frequency

提高了 96.1 Hz。由动力学理论可知,基频越高机构的抗振性能越强,可见,动力学优化效果明显,曲柄—摇杆机构的动态特性得到了明显改进。

4 结论

相对于传统设计方法,以现代 CAD/CAE 技术为核心的动态仿真设计在精度和效率方面具有显著优势。通过曲柄—摇杆机构的运动学仿真、有限元建模、静动态特性分析及动力学优化,验证了平面四连杆机构在动态仿真与优化设计方面的思路,实现了曲柄—摇杆机构设计过程的数字化驱动,有利于增强食品加工机械的设计精度与可塑性,并为同类平面连杆机构的动态仿真设计提供了重要技术参考。

参考文献

[1] 潘金坤.平面连杆机构的 6 σ 稳健优化设计[J].机械传动,2011,35(8):40-43.

[2] 陈赛克,凌轩.基于 Solidworks 齿轮连杆机构的运动仿真[J].食品与机械,2012,28(6):177-179.

[3] 郭惠昕,岳文辉.含间隙平面连杆机构运动精度的稳健优化设计[J].机械工程学报,2012,48(3):75-81.

[4] 成大先.机械设计手册单行本[M].4版.北京:化学工业出版社,2004:68-74.

[5] 安培文,黄茂林.平面连杆机构的自调及其允差的分析研究[J].中国机械工程,2002,13(23):2 040-2 044.

[6] 朱伯芳.有限单元法原理与应用[M].3版.北京:中国水利水电出版社,知识产权出版社,2009:112-113.

[7] 刘志刚.基于 MATLAB 的曲柄摇杆机构优化分析[J].食品与机械,2014,30(2):114-117.