

文章编号: 1007-6492(1999)03-0039-03

# 牛头刨床六杆机构的优化设计

鹿跃丽, 陈江义, 张明成, 熊滨生

(郑州工业大学机械与电子工程学院, 河南 郑州 450002)

**摘要:** 针对牛头刨床中的Ⅱ级六杆机构进行了多项分析与设计; 确定了机构最大压力角为最小值的机构设计方案; 利用矢量方程解析法对机构进行了运动分析; 根据刨削加工对刨头工作速度的要求, 建立了以刨头的工作速度平稳性为目标函数的优化设计数学模型, 采用复合形法对其进行了优化设计. 实例计算的结果表明, 经过优化设计的Ⅱ级六杆机构, 刨头在工作行程中的速度平稳性得到了明显改善, 为提高牛头刨床中Ⅱ级六杆机构的工作质量提供了有效的设计方法, 此方法对其他往复运动机构的优化设计也提供了可借鉴的理论依据.

**关键词:** 牛头刨床; 优化设计; 压力角; 复合形法

**中图分类号:** TG 552.1; TH 122 **文献标识码:** A

## 0 引言

牛头刨床有很多机构组成, 其中实现刨头切削运动的六杆机构是一个关键机构. 六杆机构(见图1)由摆动导杆机构1-2-3-4和导杆滑块机构4-5-6-1组合而成, 属于Ⅱ级机构. 刨床工作时, 曲柄2转动, 通过六杆机构驱动刨头6作往复移动. 刨头右行时, 刨刀进行切削, 称工作行程; 此时要求刨头的速度较低且平稳, 以减小原动机的容量和提高切削质量. 刨头左行时, 刨刀不工作, 称空行程, 此时要求刨头的速度较高以提高生产率. 另外, 从改善传力性能和提高机械效率方面考虑, 要求机构工作时的最大压力角  $\alpha_{max}$  尽可能小. 按照传统的设计方法, 选定较大的导杆摆角就可以得到较大的急回运动; 选定合适的刨头导路位置就可以满足  $\alpha_{max}$  变小的要求; 但是, 如何实现刨头在切削行程中速度平稳, 难以凭经验确定. 而且, 机构的几何参数对切削行程刨头速度的平稳性的影响, 也难以直接判断. 本文对上述Ⅱ级六杆机构的设计进行了研究, 综合运用了传统的设计方法和优化设计方法, 按照刨头实际切削速度与理想切削速度的偏差达最小值建立了优化设计数学模型, 通过了微机程序设计和实例计算, 为进

一步提高牛头刨床的工作质量提供了新的设计思路和方法.

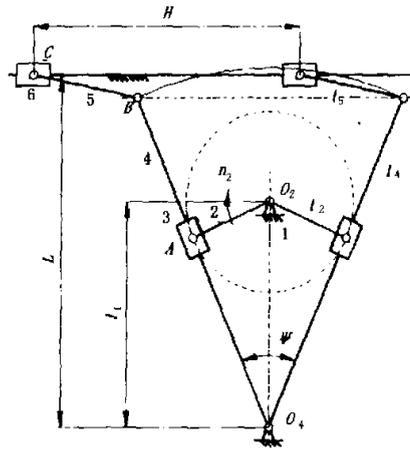


图1 六杆机构运动简图

## 1 优化设计的数学模型<sup>[1,2]</sup>

### 1.1 设计变量的确定

如图1所示, 六杆机构有  $l_1, l_2, l_4, l_5, L, \psi$  等参数确定. 由于六杆机构的压力角仅由导杆滑块机构决定, 经分析得知, 当滑块6的导路选在导杆4端点B所作圆弧高度的平分线上时,  $\alpha_{max}$  较

收稿日期: 1999-03-31; 修订日期: 1999-05-26

基金项目: 河南省科技攻关项目(964021000)

作者简介: 鹿跃丽(1958-), 女, 河南省郑州市人, 郑州工业大学讲师, 硕士, 主要从事机构学及现代设计方法领域的研究.

小,此时  $L = \frac{l_4}{2} [1 + \cos(\Psi/2)]$ , 因此  $L$  不是独立变量. 又因为机架  $l_1$  的长度  $l_1 = l_2 / \sin(\frac{\Psi}{2})$ , 所以  $l_1$  也不是独立变量. 滑块在切削行程中速度是否平稳, 只与各构件的相对长度有关, 因此取曲柄 2 的长度为单位长度, 即  $l_2 = 1$ . 另外, 对于摆动导杆机构来说,  $\Psi = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}$ , 式中,  $K$  为行程速比系数, 是经常用于表征机构急回运动的一个重要参数. 以  $K$  作为一个设计变量, 则六杆机构的优化设计变量可以表示为

$$X = (x_1, x_2, x_3)^T = (l_4, l_5, K)^T. \quad (1)$$

### 1.2 建立目标函数

本文以滑块在切削行程中速度尽可能平稳作为优化设计的追求目标. 为了建立目标函数, 首先要对六杆机构进行运动分析, 以最左端作为滑块的起始位置, 以  $O_4$  作为坐标原点建立直角坐标, 采用矢量方程解析法<sup>[3]</sup>, 可以得到滑块 6 的速度方程为

$$V(X, \theta_2) = \frac{l_4 \cdot \omega_4 \cdot \sin(\theta_4 - \theta_2)}{\cos\theta_5}. \quad (2)$$

式中:

$$\begin{cases} \theta_4 = \arctg\left(\frac{l_1 + \sin\theta_2}{\cos\theta_2}\right) & -\frac{\pi}{2} \leq \theta_2 < \frac{\pi}{2}; \\ \theta_4 = \pi - \arctg\left(\frac{l_1 + \sin\theta_2}{\cos\theta_2}\right) & \frac{\pi}{2} \leq \theta_2 < \frac{3\pi}{2}. \end{cases} \quad (3)$$

$$\theta_5 = \arcsin\left(\frac{l_4 \cdot \sin\theta_4 - \theta_2}{l_5}\right), \quad (4)$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_2 \cdot \cos(\theta_4 - \theta_2)}{l_1 \sin\theta_4 + \cos(\theta_4 - \theta_2)}. \quad (5)$$

式(2)是滑块 6 的实际速度. 对于切削加工来说, 当刨头的速度为匀速时, 其加工质量最好. 为了使  $V(X, \theta_2)$  接近匀速, 取刨头在工作行程的理想速度为  $V_m = \text{常数}$ , 取  $V(X, \theta_2)$  与  $V_m$  的平方差达最小值作为目标函数, 如下式

$$\min f(X) = \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [V(X, \theta_{2i}) - V_m]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (6)$$

式(6)中:  $n$  为刨头在切削行程中曲柄转角的等分点数;  $\theta_{2i}$  为第  $i$  个等分点处曲柄的转角,  $\theta_{2i}$  的变化范围为  $(180^\circ + \Psi/2) \sim \Psi/2$ ;  $V(X, \theta_{2i})$  为第  $i$  个等分点处刨头的实际速度, 按式(2)计算.

### 1.3 确定约束条件

约束条件的建立首先要满足构成摆动导杆机构的杆长条件, 即  $l_4$  必须大于  $(l_1 + l_2)$ , 同时  $l_4$

也不能太长, 否则会使机构的重心偏高, 因此取

$$1.1 [1 + 1/\sin(\Psi/2)] \leq l_4 \leq 1.8 [1 + 1/\sin(\Psi/2)],$$

即

$$g(1) = l_4 - 1.1 [1 + 1/\sin(\Psi/2)] \geq 0, \quad (7)$$

$$g(2) = 1.8 [1 + 1/\sin(\Psi/2)] - l_4 \geq 0. \quad (8)$$

对于连杆 5 来说,  $l_5$  越长, 机构的最大压力角就越小, 但  $l_5$  太长将会占据较大空间, 造成不必要的浪费, 因此取

$$1 \leq l_5 \leq 2,$$

$$\text{即} \quad g(3) = l_5 - 1 \geq 0, \quad (9)$$

$$g(4) = 2 - l_5 \geq 0, \quad (10)$$

行程速比系数  $K$  应大于 1, 否则就不能实现急回运动, 也不能构成导杆机构. 但  $K$  值太大将会产生较大惯性力, 根据  $K$  值的常用取值范围, 取  $K$  值为

$$1.2 \leq K \leq 2.2,$$

$$\text{即} \quad g(5) = K - 1.2 \geq 0; \quad (11)$$

$$g(6) = 2.2 - K \geq 0. \quad (12)$$

从设计变量的约束条件可以看出, 设计变量数值的变化范围为

$$\Delta x_1 = 8.83(3.08) \sim 14.45(5.04) = 5.62(1.96),$$

$$\Delta x_2 = 1 \sim 2 = 1.0,$$

$$\Delta x_3 = 1.2 \sim 2.2 = 1.0.$$

3 个变量的变化范围相差不大, 不必进行尺度变换就可以直接应用.

该机构的优化设计采用复合形法, 其运动分析程序及优化程序用 C 语言编制, 已在 586 型微机上通过运行.

## 2 优化结果及分析

为了适应不同加工工艺的要求, 刨头速度应有若干级, 参阅 B6065 型牛头刨床中刨头工作行程的若干级平均速度及对应的曲柄转速, 将其分别代入优化程序进行计算, 其优化结果见表 1.

表 1 优化设计结果

理想速度 $V_m/(m/s)$	曲柄转速 $n_2/(r/min)$	优化结果			
		$l_4/l_2$	$l_5/l_2$	$K$	$f(X^*)$
0.128	12.5	3.654	1.318	1.794	0.095
0.185	17.9	3.654	1.318	1.794	0.120
0.257	25.0	3.654	1.318	1.794	0.151
0.375	36.5	3.641	1.301	1.801	0.192
0.540	52.5	3.623	1.292	1.803	0.230
0.681	73.0	3.603	1.280	1.808	0.293

由表 1 可以看出, 当刨头的理想工作速度不

等,对应曲柄转速不同时,优化结果基本相同.本算例所用  $V_m$  为  $0.128 \sim 0.681$  m/s,覆盖了 B6065 型刨床刨头平均工作速度由  $(V_m)_{\min}$  到  $(V_m)_{\max}$  的区间,虽然 B6065 型刨床六杆机构属于 III 级机构,但其运动参数是根据加工要求确定并经长期实践证明是合理的,完全可以将它作为本文讨论的 II 级六杆机构中刨头的理想速度,这样优化得到的 II 级六杆机构参数也必然具有实用价值.

为了适应加工不同尺寸工件的要求,II 级六杆机构的曲柄长度  $l_2$  应设计成可调的,当  $l_2$  可调时,  $l_4/l_2$ ,  $l_5/l_2$ ,  $K$  以及刨头行程  $H$  都会随着  $l_2$  而变化.在设计 II 级六杆机构时,应使  $l_4/l_2$ ,  $l_5/l_2$ ,  $K$  在优化结果  $X^* = (3.60, 1.30, 1.80)^T$  附近实现可调,这样才能满足刨头工作速度平稳的要求.当取以上优化结果作为机构参数时,机构的最大压力角  $\alpha_{\max} = 7.88^\circ$  很小,机构的传力性能很好.

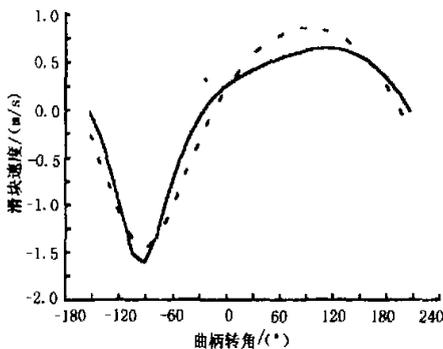


图2 六杆机构刨头速度曲线

将以上经过优化的机构参数与文献[4]提供的 II 级六杆机构的机构参数分别代入运动方程(2)中,可以得到刨头的实际速度曲线.如图2所示,实线为利用优化结果得到的速度曲线,虚线为按文献[4]提供的机构参数得到的速度曲线,可以明显看出,经过优化的机构,其刨头速度在工作行程(即曲柄转角  $\theta_2$  从  $205^\circ$  到  $-25^\circ$  的转动过程)中比较平稳.

### 3 结束语

对于大部分实现往复运动的机构来说,作往复运动的构件其工作行程的速度平稳性极大地影响设备的工作质量.本文提出的以往复运动构件的工作速度平稳性为目标函数的优化设计方法,符合生产实际对机构的要求,有利于提高设备的工作质量,其优化设计取得了令人满意的结果,同时也为其他往复运动机械的优化设计提供了值得参考的设计思路和设计方法.

### 参考文献:

- [1] 陈秀宁.机械优化设计[M].杭州:浙江大学出版社,1991.
- [2] 叶元烈.压板机构的优化设计[J].郑州工业大学学报,1997,18(3):23-26.
- [3] 孙桓,陈作模.机械原理[M].北京:高等教育出版社,1995.
- [4] 罗洪田.机械原理课程设计指导书[M].北京:高等教育出版社,1986.

## Optimizational Design of the Six-bar Mechanism of Shaping Machine

LU Yue-li, CHEN Jiang-yi, ZHANG Ming-cheng, XIONG Bin-sheng

(College of Mechanical & Electronic Engineering, Zhengzhou University of Technology, Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** The grade II six-bar mechanism of shaping machine is analyzed in detail in this paper. The kinematic scheme which will make the greatest pressure angle of the mechanism to be minimum has been determined, also the kinematic analysis has been made using vector analytical method. According to the requirement of working speed of shaper arm in shaping process, the mathematical model of optimizational design taking aim at smoothness of working speed of shaper arm is established. The optimization makes use of the complex method and the results show that smoothness of working speed of shaper arm has been improved evidently. An effective method can be acquired from this paper for improving working quality of grade II six-bar mechanism in shaping machine.

**Key words:** shaping machine; optimizational design; pressure angle; complex method