

高速摄影机曲柄摇块抓片机构的计算机辅助设计

胡 晓 峰

摘要: 本文通过对间歇式高速摄影机曲柄摇块抓片机构的分析, 建立了该机构运动特性方程和动力特性方程的数学模型, 根据这些数学模型提出并编制出了一种方便、快速的CAD软件。提出加速度是决定这种机构抓片力和机构各构件惯性力的主要因素。在IBM PC/XT计算机上实现了对该机构基本参数的优化设计。

一、引 言

高速摄影是记录高速流逝过程的某一瞬时状态或全部历程的强有力手段。高速摄影机发展至今, 其种类繁多, 用途广泛。在各种高速摄影机中, 间歇式高速摄影机与补偿式高速摄影机、转镜式高速摄影机等进行比较, 存在的主要问题是拍摄频率比较低。而且, 由于间歇式高速摄影机的输片机构比其它类型的高速摄影机的输片机构复杂, 运动特性和动力特性较差, 因此, 不适合于摄影频率很高时应用。但是, 这种摄影机在体育运动, 中速机械运动, 弹道研究等许多方面应用很广泛, 因为, 它具有较高的画幅质量(较高的画幅稳定性和分辨率), 光特性较好, 结构比较简单。特别是使用16mm或超8mm胶片时, 在小型化方面, 潜力很大。同时, 由于每次可以获得很多张画幅, 特别适合电影放映, 所以, 它仍被广泛地应用。

抓片机构作为间歇式摄影机的核心机构, 经历了从简单—复杂—简单的改进过程, 按运动类型可分为凸轮式(Mitchell speed)、曲柄连杆式(CV-63E)、双曲柄式(Photo-sonics 1W)、曲柄摇块式(Photo-sonics 4E)和复合多杆式(Speedex)等类型。通过对四种典型的高速间歇式抓片机构进行简单比较, 不难看出: 曲柄摇块抓片机构具有较大的优越性。这种类型结构比较简单, 紧凑, 刚度好, 输片准确性便于调整。但是, 它的摄影频率较低, 还存在动平衡性能较差等问题。由于受传统设计思想和设计手段的限制, 设计者们尝试了许多方法, 希望改善抓片机构和胶片的运动特性、动力特性, 使机构有较好的动平衡性, 以便提高摄影频率, 但始终没有解决好摄影频率提高而惯性力迅速增大的矛盾。

传统设计方法的重要发展方向之一就是利用电子计算机这一先进的计算工具来代替繁重的手工作图或运算。先进的计算工具不但解决了传统设计方法的作图与计算, 而且, 它又反作用于传统设计方法, 促进了新方法的诞生和演进。本文就是应用CAD技术, 把计算机的快速性、准确性和系统性与人的快速组织信息能力、综合分析能力紧密地结合起来。从而, 达到加快对高速摄影机曲柄摇块抓片机构的设计进程, 提高设计质量和工作效率的目的。

本文拟通过对曲柄摇块间歇式抓片机构的运动学和动力学特性分析,找出妨碍进一步提高摄影频率的主要因素,探索用优化设计的方法,对这一机构基本设计参数优选。有可能进一步提高它的频率,而其它方面也有一定的发展潜力。从现有资料上看;应用优化设计的方法和CAD技术对该机构进行分析和设计还未见报导。

二、工作原理和机构的分析

为了对抓片机构的运动特性分析、动力特性分析和对其基本设计参数优化,给出曲柄摇块抓片机构工作原理示意图(如图1所示)。用数学分析的方法推导出求运动学参数的数学表达式。

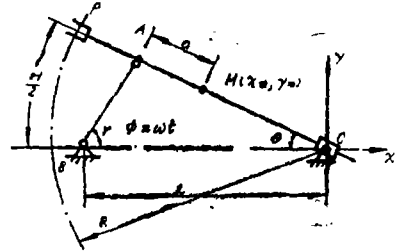


图 1

在连杆上任取一点M, M点的轨迹坐标为:

$$x_m = OM \cos \theta \quad y_m = OM \sin \theta$$

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{r \sin \phi}{OA} \right)$$

其中 $OM = OA - AM = OA - a$ 或 $OM = OA + AM = OA + a$

沿x轴方向的加速度: $a_{m_x} = - \frac{dv_{m_x}}{dt}$

$$= r\omega^2 \cos \phi + a r^2 \omega^2 \cos \phi \frac{L - r \cos \phi}{OA^3}$$

$$- a L r^2 \omega^2 \sin^2 \phi \frac{2L^2 - r^2 + rL \cos \phi}{OA^3}$$

沿y轴方向的加速度: $a_{m_y} = \frac{dv_{m_y}}{dt}$

$$= -r\omega^2 \sin \phi - a r^2 \omega^2 \sin \phi \frac{(L \cos \phi - r)}{OA^3}$$

$$+ a r L \omega^2 \frac{(L - r \cos \phi)(L^2 - 2r^2 + rL \cos \phi)}{OA^3}$$

M点的合加速度矢量: $a_m = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}$

它与x轴的夹角是: $\text{arc tg} \frac{a_y}{a_x}$

抓片爪沿片道的加速度:

$$a_r = \frac{dv}{dt}$$

$$= -R\omega^2 r L \sin \phi \frac{r^2 - L^2}{(r^2 + L^2 - 2rL \cos \phi)^2}$$

(负号表示在t时刻,沿片道的加速度方向与运动方向相反)

通过对动力特性分析以及动平衡分析,建立了该机构动力特性方程,分析了机构在抓片

和非抓片过程中, 机构的惯性力, 并推出相应的力学模型。

当连杆重心与A点不重合, 抓片机构未抓片时 (不计摩擦阻力)。

$$\text{连杆受力: } \Sigma x = 0: P_{Ax} - F_{Ax} + F_0 \sin \theta = 0$$

$$\Sigma y = 0: F_{Ay} - P_{Ay} - mg + F_0 \cos \theta = 0$$

$$\text{对O点求合力矩 } \Sigma M = 0: MO = OA_x = OA \frac{d^2 \theta}{dt^2} = r L \omega^2 \sin \phi \frac{r^2 - L^2}{OA^3}$$

$$MO + F_{Ax} OA \sin \theta - F_{Ay} OA \cos \theta + mg OS \cos \theta - P_{Ax} OS \sin \theta - P_{Ay} \cos \theta = 0$$

$$\text{曲柄受力: } \Sigma x = 0: F_{Ax} - F_{Bx} = 0$$

$$\Sigma y = 0: F_{By} - F_{Ay} = 0$$

$$\text{对B点求合力矩 } \Sigma MB = 0: MB - F_{Ax} r \sin \phi - F_{Ay} r \cos \phi = 0$$

当连杆重心与A点不重合, 抓片机构抓片时, (不计摩擦阻力)。

$$\text{连杆受力: } \Sigma x = 0: F_p \sin \theta + P_{Ax} - F_{Ax} - F_0 \sin \theta = 0$$

$$\Sigma y = 0: F_p \cos \theta + P_{Ay} - mg - F_{Ay} - F_0 \cos \theta = 0$$

$$\text{对O点求合力矩 } \Sigma M = 0: MO = OA_e = OA \frac{d^2 \theta}{dt^2} = r L \omega^2 \sin \phi \frac{r^2 - L^2}{OA^3}$$

$$MO + F_{Ax} OA \sin \theta + F_{Ay} OA \cos \theta + mg OS \cos \theta - F_p OP - P_{Ax} OS \sin \theta - P_{Ay} \cos \theta = 0$$

$$\text{曲柄受力: } \Sigma x = 0: F_{Ax} - F_{Bx} = 0$$

$$\Sigma y = 0: F_{By} - F_{Ay} = 0$$

$$\text{对B点求合力矩 } \Sigma MB = 0: MB - F_{Ax} r \sin \phi + F_{Ay} r \cos \phi = 0$$

根据上述公式可以求出O点、A点和B点轴承所受最大作用力 F_{Omax} 、 F_{Amax} 、 F_{Bmax} 和B点主轴扭矩M, 以及在机构工作时的分布特性。

三、基本参数的优化设计

通过实验发现, 当片格距H和抓片频率n选定后, 曲柄r与机座L是线性相关量, r与L的改变对抓片爪沿片道的加速度的大小没有影响。而影响抓片爪沿片道的加速度大小的主要因素是片道曲率半径R。如图1所示的曲柄摇块抓片机构, 片格距H和角频率 ω 。均为已知。如果R, r, L也已知, 就可以确定一个曲柄摇块抓片机构, 观察加速度的表达式, 不妨假设, $\phi = 90^\circ$, $\omega = 1$, 这时, 加速度的表达式化为:

$$a = \frac{RL r(L^2 - r^2)}{r^2 + L^2}$$

显然, 机构中R, r, L均为待定参数, 则设计变量 $x = [x_1, x_2, x_3] = [R, r, L]$

$$\text{目标函数 } F(x) = \frac{x_1 x_2 x_3 (x_3^2 - x_2^2)}{x_3^2 + x_2^2}$$

约束条件 $a < x_1 < b$, $c < x_3 < d$, $x_2 = x_3 \sin \theta$, 其中a, b, c, d为给定的长度极限。该目标函数的优化设计问题是在设计变量 $x = [x_1, x_2, x_3] = [R, r, L]$ 满足条件 $a < x_1 < b$, $c < x_3 < d$, 且 $x_2 = x_3 \sin \theta$ 的情况下, 求目标函数:

$$F(x) = \frac{x_1 x_2 x_3 (x_3^2 - x_2^2)}{x_3^2 + x_2^2}$$

的最优解 $x^* = [x_1^*, x_2^*, x_3^*]$ 得到 $F(x^*) = \min F(x)$ 。

四、结 束 语

通过实际计算可以得出,当片格距 H 、抓片频率 n 、片道曲率半径 R 都一定时,曲柄 r 和机座 L 不影响抓片爪沿片道的加速度大小。

为使得机构有较好的动力特性,使轴承所受的惯性力减小,连杆的质心应靠近 O 点(摇块轴承中心轴),也即使连杆的质心在 OA 之间。

对机构的基本设计参数进行优化选取,在片格距 H 、抓片频率 n 、片道曲率半径 R 和机构的质量一定的前提下,是使得该机构惯性力、加速度最大值降低的方法之一。由于该机构常应用于机械工程等实际领域,改变机构某些构件的尺寸及运动方式,就可以方便地得到曲柄滑块、移动导杆、转动导杆、曲柄摇杆、双曲柄和双摇杆等机构,为进一步研究其它平面杆机构,解释工程中的现象,优化设计和轨迹拟合等,提供了一种有效的方法。

参 考 文 献

- [1] 西北工业大学主编;理论力学,上册,人民教育出版社,1983年2月
- [2] 黄锡恺,郑文纬主编;机械原理,人民教育出版社,1981年修订版
- [3] 王永乐;机械工程师优化设计基础,黑龙江科学技术出版社,1983年
- [4] 杨绪凯;光学机械,1986年2月
- [5] 龚祖同,张耀明等著;高速摄影总论与间歇式高速摄影,科学出版社,1983年
- [6] 张耀明;高速摄影与光子学,1980年3期
- [7] 张耀明,关志俊;高速摄影与光子学,1981年3期
- [8] 西北工业大学主编;理论力学 下册,人民教育出版社,1984年2月

A CAD on the Pulldown Film Mechanism with a Crank Swing Block of the Intermittent High Speed Cine-camera

Hu Xiaofeng

Abstract

In this paper the mathematical model of the kinematic characteristics and dynamic characteristics have been set up by analyzing the pulldown film mechanism with crank swing block of the intermittent high speed cine-camera. According to this model a kind of the convenient and fast CAD softwares is proposed. It

also indicates that the acceleration is the main factor determining the force of the pulldown mechanism. The optimal design for the basic elements of this mechanism has been realized by using a IBM PC/XT microcomputer.