

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.02.011

基于等距廓形理论的多工位按压机构设计

蒋媛媛, 周克栋, 赫雷

(南京理工大学机械工程学院, 江苏南京 210094)

摘要:为设计按钮疲劳寿命测试装置,提出一种新型多工位往复按压机构设计方案,并详细介绍了传动机构等宽凸轮-框式滑块新的设计方法——基于等距廓形理论,采用数值解析法建立等宽凸轮机构数学模型。通过虚拟样机动力学仿真技术验证了机构数学模型的有效性以及设计方案的可行性,为多工位按压机构未来原理样机研制提供了理论依据,具有一定的工程应用价值。

关键词:多工位按压机构;等宽凸轮-框式滑块;ADAMS 动力学仿真;等距廓形

中图分类号:TH122 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2014)02-0041-05

Design of a Multi-position Pressing Mechanism Based on the Theory of Isometric Profile

JIANG Yuanyuan, ZHOU Kedong, HE Lei

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: With the testing system of button's life span as background, according to the relevant national standard, a new kind of design scheme on multi-position pressing mechanism was proposed, and its key technologies, such as design method of constant-width cam mechanism with straight moving follower were introduced. Firstly, the overall mechanism design scheme was introduced. Then, based on the theory of isometric profile, the mathematic model of constant-width cam mechanism was established analytically, which was solved with Matlab, and the profile of the proposed constant-width cam and the motion rules of the follower were obtained. Based on the above calculation results, the 3D modeling was carried out by Pro/E. Finally, the dynamic simulations were conducted by ADAMS software, by which the validity of the mathematical model and the feasibility of design scheme was verified. The obtained results provide theoretical basis for the future prototype manufacture of multi-position pressing mechanism, and has certain significance for engineering applications.

Key words: multi-position pressing mechanism; constant-width cam; ADAMS dynamics simulation; isometric profile

按钮开关作为装备控制中应用最广、使用最普遍的控制元件,其可靠性的好坏直接关系着整个装备的可靠性。为研究按钮开关的使用寿命、电气参数及失效规律与影响因素,研制按钮寿命试验系统有着重要的意义。多工位按压机构是按钮寿命试验系统的关键部分,模拟人工操作开关的过程,直接影响试验系统的测试精度以及系统可靠性。

目前,国内研制出的多工位按压机构多采用基于平底凸轮传动机构,如江进国^[1]提出的凸轮传动机

构,朱子焜^[2]、戴俊雄^[3]提出的凸轮往复运动组合机构。这类机构能够通过对凸轮外轮廓尺寸的设计,满足国标试验要求,也能很好地模拟实际人工操作环境。但该类力锁合凸轮机构结构复杂,对于寿命试验次数多达几万次甚至几十万次的要求,存在机构可靠性低、故障高的缺陷。因此,需要研发一种结构紧凑、可靠性高的多工位按压机构,用于模拟人工操作过程对按钮开关进行寿命试验。文中提出等宽凸轮-框式滑块的设计方案,并通过数值仿真计算证明其可行性。

收稿日期:2013-09-07;修回日期:2013-11-04

作者简介:蒋媛媛(1989),女,苏州张家港人,硕士研究生,主要研究方向为机械设备可靠性。E-mail:lucky524@yeah.net

1 按压机构方案设计

依据 GB14048-2008 等国家标准,对按压机构的基本要求^[4]为:

- 1) 按压机构能够很好地模拟实际人工操作环境。
- 2) 在开关触头从断开位置至闭合位置的整个操作周期中或至少在开闭操作的瞬间,操作机构的速度必须在 50 ~ 150 mm/s 之间;操作频率不超过 60 次/min。
- 3) 操作循环的通电时间不小于操作循环周期的 10%,也不大于操作循环周期的 50%。
- 4) 按压机构运动为周期性往复直线运动,要求其运动具有稳定性。

为满足以上设计要求,采用等宽凸轮—框式平底滑块作为试验系统的按压机构,如图 1 所示。安装在框式平底滑块底部的多个按压器与滑块运动一致,实现同步多工位按压。等宽凸轮是一种几何锁合型平面凸轮机构,利用框架的几何形状实现高副封闭。与力锁合平底盘形凸轮相比,不需要弹簧等锁合装置,避免从动件弹性振动造成运动误差,确保机构运动的稳定。等宽凸轮式按压机构结构简单、紧凑,因而机构运动具有较高的可靠性。

等宽凸轮推程段采用简谐运动,该运动过程近似符合手动按压实际操作过程。并且在低、中、低速条件下,行程始末处加速度突变引起的柔性冲击,使试验条件更加严苛,但又不会加速试验样品失效,确保试验结果的可靠度。推程段升程角取 140°,远休止段的运动角为 40°,以满足通电时间要求。根据等宽凸轮等距廓形特性^[5,6],回程段凸轮轮廓曲线由式(5)和式(11) - (13)式确定。回程段运动角等于推程角,近休止段的运动角等于远休止角。在凸轮与滑块接触面间安装铜垫片,铜垫片减少摩擦便于更换。为了模拟实际手动按压的柔性接触模式并保护试验样品,按压器采用了柔性缓冲按压机构设计。同时在推杆中采用直线轴承导杆设计,提高导杆平稳性,降低润滑油外溢对试验样品带来的污染。

按压器的运动规律:凸轮机构转角 φ 为 0° ~ 140° 时,按压器下移对试验样品进行按压操作,作余弦加速运动; φ 为 140° ~ 180° 时,按压器停止,保持试验样品通电状态; φ 为 180° ~ 320° 时,按压器上移,快速与试验样品分离,做类似于余弦加速运动^[5]; φ 为 320° ~ 360° 时,按压器复位。其中试件装夹高度为:以凸轮转角为 0° 时标记,试件与按压器低端距离 $H = h - l$,式中 h 为凸轮行程, l 为开关最大行程。由于凸轮机构行程

不可调,采用基于螺旋传动的可调式工作平台,调节安装高度 H 以适应不同种类的按钮开关。

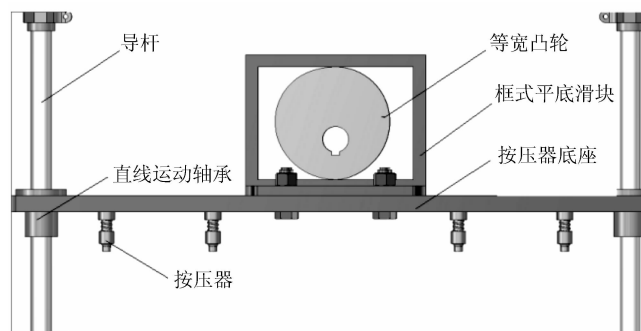


图 1 多工位按压机构

Figure 1 Multi-position pressing mechanism

2 关键机构数学模型

直动从动件等宽凸轮机构作为按压机构的关键部件,直接影响机构的动态性能。凸轮轮廓曲线是等宽凸轮机构设计的关键技术,决定了机构运动规律。文中采用了一种基于推程段运动规律设计凸轮轮廓的方法,运用几何解析法建立等宽凸轮机构数学模型,包括等宽凸轮轮廓矢量方程和从动件运动规律方程。

2.1 等宽凸轮轮廓矢量方程的建立

孙智慧^[7]、车仙林^[8]等人通过引入支撑函数和宽度函数,导出等宽凸轮在直角坐标系中的轮廓参数方程。根据等宽凸轮的等距廓形理论,采用几何解析法得出凸轮在极坐标下的轮廓矢量方程,该方法简单实用,适用于实际加工编译程序,具有较强的工程应用意义。

如图 2 所示,建立以 ox 为极轴, o 为极点的极坐标系, ox 轴的起始位置竖直向下,与导杆重合,并将直动从动件等宽凸轮机构置于此坐标系中,极点 o 与凸轮轴心重合。其中, ϕ 为推程角, ϕ_s 为远休止角, ϕ' 为回程角, ϕ'_s 为近休止角, R_b 为基圆半径, D 为框形从动件两平底之间的垂直距离。从动件运动规律为 $s = s(\varphi)$, φ 为凸轮转角。从动件点划线位置为机构初始位置,即 $\varphi = 0, s(\varphi) = 0$ 。当凸轮沿顺时针旋转 φ ,从动件随之下移 $s(\varphi)$,上下平底线分别于凸轮轮廓相切于 B, A 点。根据几何解析法,导出各段凸轮轮廓矢量方程。

1) 推程段方程的建立

根据几何解析法,做如下辅助线: K_2 为滑块下平面与导杆的交点,过 K_2 作 x 轴的垂线交于 O_2 ;过 A 作 x 轴的垂线交于 O_1 ;过 K_2 作 O_1A 的垂线交于 K_1 ;过 K_2 作 OA 的垂线交于 K 。则推程段计算点 $A(\theta_A, \rho_A)$ 表达式为

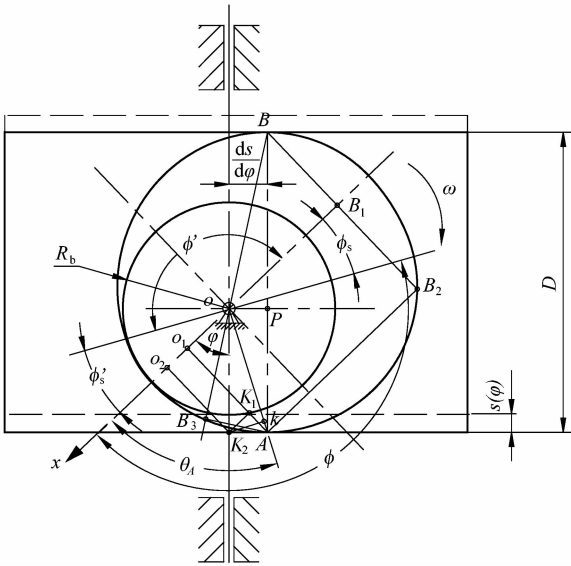


图2 直动从动件盘形等宽平底凸轮机构
Figure 2 Constant-width cam mechanism with direct moving follower

$$\begin{cases} \theta_A(\varphi) = \angle O_2OA = \arctan\left(\frac{\overline{O_1A}}{\overline{OO_1}}\right) \\ = \arctan\left(\frac{\overline{O_2K_2}(\varphi) + \overline{K_1A}(\varphi)}{\overline{OO_2}(\varphi) - \overline{K_1K_2}(\varphi)}\right) \\ \rho_A(\varphi) = \overline{OA} = \overline{OK}(\varphi) + \overline{KA}(\varphi) \end{cases} \quad (1)$$

式中, \$\varphi \in [0, \varphi]\$。

在直角 \$\triangle OO_2K_2\$ 中 \$\overline{OK_2} = R_b + s(\varphi)\$, \$\angle O_2OK_2 = \varphi\$, 可得

$$\begin{cases} \overline{O_2K_2}(\varphi) = [R_b + s(\varphi)] \sin \varphi \\ \overline{OO_2}(\varphi) = [R_b + s(\varphi)] \cos \varphi \end{cases} \quad (2)$$

在直角 \$\triangle K_2K_1A\$ 中, \$\angle K_1K_2A = \pi - (\varphi + \frac{\pi}{2})\$, \$K_2A = OP\$, 可得

$$\begin{cases} \overline{K_1K_2}(\varphi) = OP \cos(\frac{\pi}{2} - \varphi) \\ \overline{K_1A}(\varphi) = OP \sin(\frac{\pi}{2} - \varphi) \end{cases} \quad (3)$$

式中, 根据速度瞬心法, 可知 \$OP = \frac{ds}{d\varphi}\$。

在直角 \$\triangle OKK_2\$ 中, \$\angle K_2OA = \theta_A - \varphi\$, 直角 \$\triangle K_2KA\$ 中 \$\angle KAK_2 = \frac{\pi}{2} - (\theta_A - \varphi)\$, 可得

$$\begin{cases} \overline{OK}(\varphi) = [R_b + s(\varphi)] \cos(\theta_A - \varphi) \\ \overline{KA}(\varphi) = \overline{OP} \cos(\frac{\pi}{2} + \varphi - \theta_A) \end{cases} \quad (4)$$

将式(2) - (4)代入式(1), 得推程段凸轮轮廓矢

量方程为

$$\begin{cases} \theta_A(\varphi) = \arctan\left[\frac{(R_b + s) \sin \varphi + \frac{ds}{d\varphi} \sin(\frac{\pi}{2} - \varphi)}{(R_b + s) \cos \varphi + \frac{ds}{d\varphi} \cos(\frac{\pi}{2} - \varphi)}\right] \\ \rho_A(\varphi) = (R_b + s) \cos(\theta_A - \varphi) + \frac{ds}{d\varphi} \cos(\frac{\pi}{2} + \varphi - \theta_A) \end{cases} \quad (5)$$

式中, \$\varphi \in [0, \varphi], \theta_A \in [0, \pi]\$。

2) 回程段方程的建立

由于回程段轮廓与推程段轮廓可同时计算, 求得 \$A\$ 点坐标后, 设回程段计算点 \$B(\theta_B, \rho_B)\$。作如下辅助线: 过 \$A\$ 作 \$x\$ 轴平行线, 并过 \$B\$ 点做其垂线 \$BB_2\$; 过 \$A\$ 点作 \$OB\$ 垂线交于 \$B_3\$。则回程段计算点 \$B\$ 表达式为

$$\begin{cases} \theta_B(\varphi) = \angle BOB_1 + \pi = -\arctan\left(\frac{\overline{BB_1}}{\overline{OB_1}}\right) \\ = -\arctan\left(\frac{\overline{BB_2}(\varphi) - \overline{B_1B_2}(\varphi)}{\overline{AB_2}(\varphi) - \overline{OO_1}(\varphi)}\right) \\ \rho_B(\varphi) = \overline{OB} = \overline{BB_3}(\varphi) - \overline{OB_3}(\varphi) \end{cases} \quad (6)$$

式中, \$\theta_B \in [\pi, 2\pi], \varphi \in [0, \phi]\$。

在直角 \$\triangle AB_2B\$ 中 \$\overline{AB} = D\$, \$\angle BAB_2 = \varphi\$, 可知

$$\begin{cases} \overline{BB_2}(\varphi) = D \sin \varphi \\ \overline{AB_2}(\varphi) = D \cos \varphi \end{cases} \quad (7)$$

在直角 \$\triangle OO_1A\$ 中 \$\overline{OA} = \rho_A\$, \$\angle O_1OA = \theta_A\$, 则

$$\begin{cases} \overline{OO_1} = \rho_A \cos \theta_A \\ \overline{O_1A} = \rho_A \sin \theta_A \end{cases} \quad (8)$$

在直角 \$\triangle AB_3O\$ 中 \$\angle B_3OA = \pi - (\theta_B - \theta_A)\$, \$\overline{OA} = \rho_A\$, 则

$$\overline{OB_3}(\varphi) = \rho_A \cos [\pi - (\theta_B - \theta_A)] \quad (9)$$

在直角 \$\triangle BB_3A\$ 中 \$\angle B_3BA = \varphi + \pi - \theta_B\$, \$\overline{AB} = D\$, 则

$$\overline{BB_3}(\varphi) = D \cos(\pi + \varphi - \theta_B) \quad (10)$$

将式(7) - 式(10)代入式(6), 且 \$\overline{B_1B_2} = \overline{O_1A}\$, 得回程段凸轮轮廓矢量方程为

$$\begin{cases} \theta_B(\varphi) = -\arctan\left(\frac{\rho_A \sin \theta_A - D \sin \varphi}{\rho_A \cos \theta_A - D \cos \varphi}\right) \\ \rho_B(\varphi) = \rho_A \cos(\theta_B - \theta_A) + D \cos(\varphi + \pi - \theta_B) \end{cases} \quad (11)$$

式中, \$\varphi \in [0, \phi], \theta_B \in [\pi, 2\pi]\$。

3) 远休止段和近休止段方程的建立

从动件在远休止段和近休止段近保持静止状态, 可知远休止段 \$\phi_s\$ 与近休止段 \$\phi_s'\$ 的凸轮轮廓为圆弧段

$$\begin{cases} \theta_{\phi_s} = \varphi \\ \rho_{\phi_s} = R_b + h \end{cases} \quad \varphi \in [\phi, \pi] \quad (12)$$

式中, h 为凸轮行程。

$$\begin{cases} \theta_{\phi_s'} = \varphi \\ \rho_{\phi_s'} = R_b \end{cases} \quad \varphi \in [\pi + \phi', 2\pi] \quad (13)$$

依次求解式(5), 式(11), 式(12) 及式(13) 即可得等宽凸轮的轮廓曲线。文中推程段从动件运动曲线采用余弦加速度曲线, 表达式为^[4]

$$\begin{cases} s = \frac{h}{2} [1 - \cos(\frac{\pi}{\phi}\varphi)] \\ \frac{ds}{d\varphi} = \frac{\pi h}{2\phi} \sin(\frac{\pi}{\phi}\varphi) \\ \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{\pi^2 h}{2\phi^2} \cos(\frac{\pi}{\phi}\varphi) \end{cases} \quad (14)$$

根据上述几何解析法及按压机构设计方案设计了如图3所示的等宽凸轮轮廓曲线。

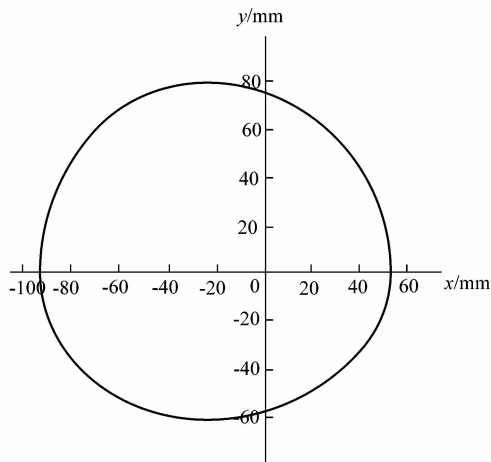


图3 多工位按压机构等宽凸轮轮廓设计曲线

Figure 3 Contour curve of constant-width cam mechanism

2.2 从动件运动规律方程的建立

与力锁合平面凸轮机构相比, 在等宽凸轮机构推程段运动规律确定的情况下, 回程段的从动件运动规律是由凸轮轮廓曲线决定的, 并非任意设定。即根据求出的回程段轮廓曲线, 导出回程段从动件的位移-时间关系, 再根据位移、速度以及加速度之间的微分关系 ($v(t) = \omega \frac{ds}{d\varphi}$, $a(t) = \omega \frac{dv}{d\varphi}$) 求出回程段从动件速度、加速度运动曲线。如图2所示, 可得从动件回程段位移曲线 $s(t)$ 与轮廓曲线关系如下

$$s(t) = s(\varphi) = \rho_B(\varphi) \cos(\pi + \varphi - \theta_B) - R_b \quad (15)$$

式中, $\varphi \in [0, \phi]$ 。

再对 $s(t)$ 进行微分计算即可得从动件运动规律 $v(t)$, $a(t)$ 。

根据凸轮在远休止段与近休止段内运动特点, 运动规律 $s(t)$ 为常量, $v(t)$ 和 $a(t)$ 均为 0。图4为运用 MATLAB 对文中设计的等宽凸轮-框式滑块机构进行分析求解获得滑块运动规律周期内的理论计算结果。

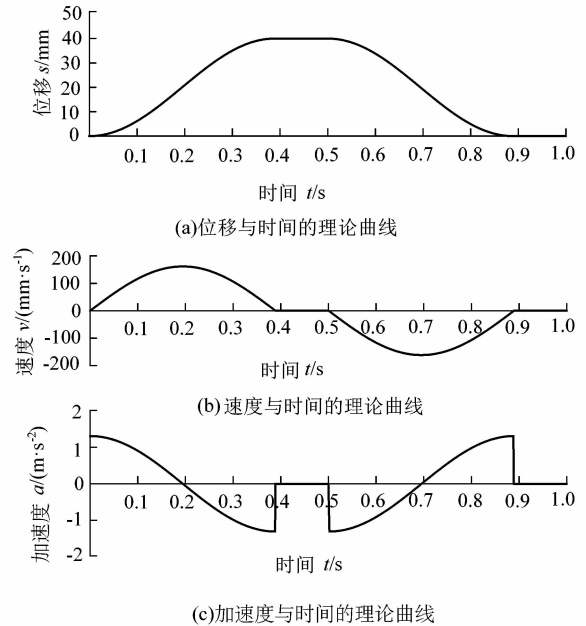


图4 框式滑块运动参数与时间关系的理论曲线

Figure 4 Theoretical curve related motion parameters of the slider

3 仿真模型建立及运动仿真

为验证设计方案的可行性, 在 ADAMS 软件中对所设计的多工位按压机构进行动态仿真。完成主要结构及机构的设计后, 在 Pro/E 环境中利用其参数化特征零件设计、装配功能, 对机构的各零部件进行三维模型的构建, 并将模型导入 ADAMS 软件中建立动态模型。

由于按压机构各部件几乎都是通过接触完成系统的运动过程, 包括按压器与试件的接触、凸轮与铜片的接触。进行动力学分析时, 按非线性阻尼弹簧模型求解接触力, 并采用 Coulomb 摩擦模型计算切向接触力。仿真计算边界条件如下^[9-10]: 钢与铜等效接触刚度为 35 000 N/mm, 最大阻尼为 28 N · s/mm, 力指数为 1.5, 静、动临界速度分别为 0.1 和 10.0 m/s, 静、动摩擦因数是 0.25 和 0.20。取最快操作周期 (60 次/min), 即凸轮转速取 $\omega = 2\pi$ rad/s。滑块受凸轮轮廓曲线限制, 利用数值仿真计算可求出滑块位移、速度、加速度关于时间的曲线, 如图5所示。

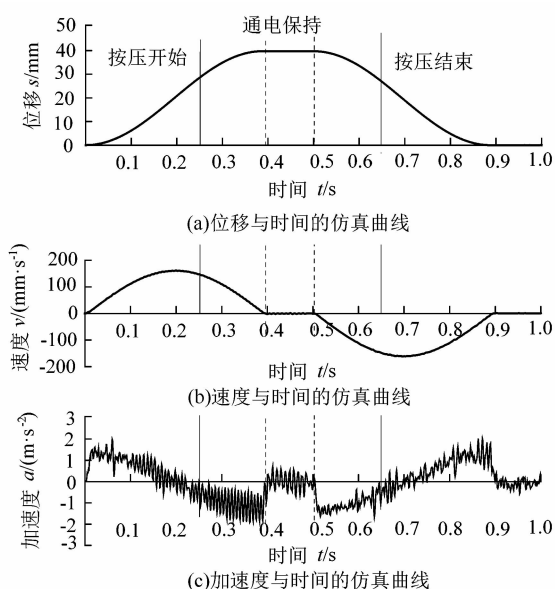


图5 框式滑块运动参数与时间关系的仿真曲线

Figure 5 Simulation curve related motion parameters of the slider

仿真结果与理论计算结果(如图4所示)基本一致,证明了数学模型是正确的。此外,由仿真结果可知,在对试验样品进行按压的过程中,按压器以 $v = 120.341 \text{ mm/s}$ 的瞬时速度进行按压操作,满足国家相关标准要求($50 \sim 150 \text{ mm/s}$)。并且,通电时间保持在操作周期的11%左右,满足规定要求的范围[10%, 50%]。简谐运动始末段加速度值为 1.251 m/s^2 ,产生的柔性冲击在允许范围内。运动满足周期性稳定的

要求,进一步验证了按压机构和参数设计的合理性。

4 结语

文中提出了一种新型多工位按压机构——等宽凸轮-框式滑块机构。该机构结构简单紧凑,能够模拟实际手动按压的柔性接触,具有较高的可靠性和使用寿命。仿真结果表明该设计方案可满足相关国家标准,达到设计要求。新型按压机构的提出为按钮寿命试验系统的研制奠定了技术基础。

参考文献:

- [1] 江进国,周峰.按钮型主令电器寿命试验仪的设计与研究[J].机械设计与制造,2009(11):16-17.
- [2] 朱子焜,李军.一种按钮可靠性测试装置的设计[J].工矿自动化,2011(5):106-108.
- [3] 戴俊雄.轻触按钮开关可靠性试验装置研发[J].机电工程技术,2012,41(2):46-48.
- [4] 中华人民共和国国家标准化管理委员会.GB 4048.5-2008 低压开关设备和控制设备[S].北京:中国标准出版社,2008.
- [5] 石永刚,吴央芳.凸轮机构设计与应用创新[M].北京:机械工业出版社,2007:123-125.
- [6] 钱尧一,侯亮,林文广,等.三角履带诱导轮动力学建模与脱轮仿真[J].机电工程,2013,30(2):134-137.
- [7] 孙智慧,李延平.支撑函数法在等宽凸轮机构设计中的应用[J].机械设计,2000,8(3):21-23.
- [8] 车仙林.支撑函数法在平面复杂运动平底从动件盘形凸轮机构设计中的应用[J].机械设计,2002,10(3):10-12.
- [9] 何玲,徐诚.冲击疲劳试验机加载机构运动稳定特性研究[J].机床与液压,2011,39(21):23-27.
- [10] 唐琼.基于ADAMS的凸轮机构分析与动态仿真[J].安徽理工大学学报,2010,30(4):22-24.

(上接第40页)

125.7 MPa,下横梁的最大主应力为42.9 MPa,拉杆的最大等效应力为155 MPa,均小于许用应力,表明脱水压榨机的强度满足设计要求。

2) 在模型建立时,将对称的模型进行简化,小的结构对整体结构的内力分布和变形影响都较小,因此在建模时可以忽略不计,这对于整个计算结果的影响可以忽略不计。

3) 采用有限元分析法可以完成对脱水压榨机的强度校核。

参考文献:

- [1] 张建,唐文献,魏月庭.基于有限元法的某船舶锚机设计与分析[J].机械设计与制造,2012,7(7):15-16.
- [2] 孙靖民,梁迎春,陈时锦.机械结构优化设计[M].哈尔滨:哈尔滨

工业大学出版社,2004.

- [3] 王勖成.有限单元法[M].北京:清华大学出版社,2003.
- [4] 庄茁.ABAQUS有限元软件6.4版入门指南[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [5] 曾攀.有限元分析及其应用[M].北京:清华大学出版社,2004.
- [6] 寿炜玮.基于有限元法的高速振动排序输送机动态性能的研究[J].轻工机械,2011,29(1):74-76.
- [7] 庄茁,由小川,廖剑晖,等.基于ABAQUS非线性有限元分析与实例[M].北京:科学出版社,2005.
- [8] 侯晓望.基于有限元分析的液压机结构优化[D].杭州:浙江大学,2006.
- [9] 孙靖民,梁迎春,陈时锦.机械结构优化设计[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2004.
- [10] 王炳乐,刘开,刘龙泉.四柱液压机上横梁静力有限元分析[J].机械,2002,29(4):23-25.