

一种新型机械式延时自闭水嘴的设计与操作性能分析

张松¹, 柳丽^{1,2*}

(1. 宁波大学 机械工程与力学学院, 浙江 宁波 315211;

2. 宁波大学 浙江省零件轧制成形技术研究重点实验室, 浙江 宁波 315211)

摘要: 针对目前市场上延时自闭水嘴在操作性能上的不足, 设计了一种新型机械式延时自闭水嘴。对该水嘴启闭过程中的操作性能和延时性能进行分析, 得到了水嘴操作力矩、延时时间与卷簧结构参数之间的函数关系, 并提出了水嘴操作力矩的大小与变动率优化模型。以操作力轻便、稳定为指标, 得到了水嘴延时组件结构参数的最优组合解。结果表明: 参数优化后的水嘴最大操作力矩为 374 N·mm, 且趋于稳定, 性能明显提高。

关键词: 延时自闭水嘴; 操作性能; 卷簧结构参数; 优化设计

中图分类号: TH122

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2017) 05-0007-06

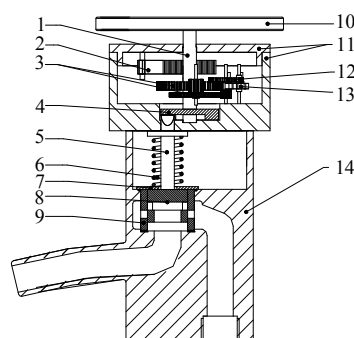
在公共场所普及具有节水功能的延时自闭水嘴能有效地减少水资源的浪费^[1-2]。目前市场上常见的延时自闭水嘴主要分两类^[3-4]: 感应式延时自闭水嘴和机械式延时自闭水嘴。感应式延时自闭水嘴根据电磁感应、光电效应、电容效应等原理控制水嘴启闭; 机械式延时自闭水嘴靠水压力及预压弹簧的增压而自动密封关闭。陈奇俊等^[5]设计了一种基于 MSP430 红外感应检测液面高度而进行控制启闭的节水水嘴; 密金荣^[6]对一种红外线流量可控式水嘴的控制系统运用模糊 PID 控制算法理论进行了改进设计; 李中秋等^[7]设计了一种利用弹簧锁死装置控制的回复式档位水嘴; 王桂哲等^[8]研究了一种通过弹簧及齿轮轮系配合达到水嘴定量出水的机械式节水水嘴; 蔡学宇^[9]设计了一种机械式分体触点结构的轻便型延时水嘴。以上关于延时自闭水嘴的设计与研究, 虽然提高了感应式延时自闭水嘴控制精度, 但依然存在结构组成复杂, 价格和维护成本较高的缺点。对于机械式延时自闭水嘴, 虽然降低了结构复杂度, 但水压对操作力和延时稳定性有较大影响。

为了提高现有机械式延时自闭水嘴的操作性能和延时性能, 本文提出了一种新型机械式延时

自闭水嘴, 阐述了该水嘴的结构及工作原理, 分析了启闭过程。通过建立水嘴操作力矩与卷簧结构参数之间的数学模型, 研究操作性能, 使其满足人机工程学的要求。

1 结构设计及工作原理

本研究设计的新型延时自闭水嘴主要由手轮、延时组件(卷簧、齿轮、行星轮和卡摆等)、复位机构(圆盘卡槽、推杆和复位弹簧等)以及阀芯等组成, 其结构如图 1 所示。



1. 主轴; 2. 卷簧; 3. 齿轮; 4. 圆盘卡槽; 5. 推杆; 6. 复位弹簧;
7. 垫片; 8. 阀芯; 9. 阀套; 10. 手轮; 11. 外壳; 12. 行星轮; 13. 卡摆; 14. 阀体

图 1 新型延时自闭水嘴的结构示意图
使用该水嘴时, 通过旋转手轮带动主轴使圆

收稿日期: 2017-01-15.

宁波大学学报(理工版) 网址: <http://journalg.nbu.edu.cn/>

基金项目: 浙江省新苗人才计划 (2015R405082) .

第一作者: 张松 (1991-), 男, 湖北英山人, 在读硕士研究生, 主要研究方向: 机构设计与分析. E-mail: sir.zhangsong@foxmail.com

*通信作者: 柳丽 (1968-), 女, 甘肃民勤人, 副教授, 主要研究方向: 工业工程、机构设计与分析. E-mail: liuli@nbu.edu.cn

盘的卡槽下压推杆, 推杆推动阀芯使水嘴打开. 水嘴开启过程中卷簧和复位弹簧均获得弹性势能, 将作为延时关闭的动力源. 手轮旋转至指定时间松开后, 卷簧释放储能带动主轴转动使圆盘卡槽回转, 由卡摆、卷簧等组成的擒纵调速机构通过轮系控制主轴转动速度. 当圆盘卡槽槽口到达推杆位置时, 复位弹簧使推杆滑入卡槽槽口内, 阀芯复位, 水嘴关闭. 该水嘴工作原理如图 2 所示.

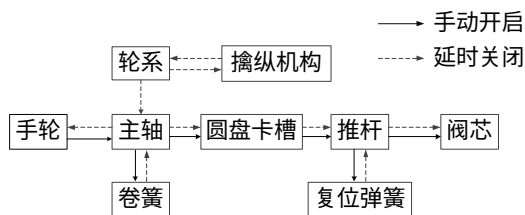


图2 水嘴工作原理图

该水嘴延时控制的核心储能部件为卷簧. 卷簧不仅控制阀芯能否可靠关闭, 还决定了水嘴开启过程中手轮操作力的大小及延时时间的稳定性.

2 水嘴后闭过程分析

在该水嘴后闭过程分析中忽略各轴颈处的摩擦力以及各零部件的重力.

2.1 手动开启阶段

在手动开启阶段, 手轮带动主轴使圆盘卡槽下压推杆, 推动阀芯使水嘴开启. 手轮操作力矩为主动力矩, 主要克服卷簧扭转力矩和圆盘卡槽与推杆间的摩擦阻力矩. 图 3 为力矩简图, 力矩关系可表达为:

$$M_s = M_j + M_f, \quad (1)$$

式中: M_s 为手轮操作力矩; M_j 为卷簧扭转力矩; M_f 为圆盘卡槽阻力矩.

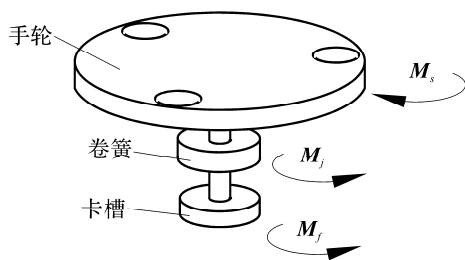


图3 主轴所受主要力矩

由于在开启过程中, 手轮操作力的大小随主轴转动角度变化, 为表征操作力变化, 定义手轮操

作力矩的变动率 R 为:

$$R = 1 - \frac{M_{s\min}}{M_{s\max}},$$

式中: $M_{s\min}$ 和 $M_{s\max}$ 分别为手轮操作力矩的最小值和最大值.

2.1.1 圆盘卡槽阻力矩 M_f

圆盘卡槽下端面开有槽口, 槽口一个侧面是螺旋面, 另一侧面是垂直面, 工作端面分别是槽口螺旋面和水平下端面. 手动开启阶段, 螺旋面首先下压推杆带动阀芯打开水嘴, 然后随着手轮继续转动推杆沿圆盘卡槽水平下端面滑动. 延时关闭阶段主轴反转, 推杆首先沿圆盘卡槽水平下端面滑动, 至槽口时沿螺旋面回位. 推杆顶端到达槽口螺旋面末端时, 槽口垂直面与推杆一侧面接触, 限制推杆复位后继续滑动. 圆盘卡槽结构及推杆在槽口内接触情况如图 4 所示.

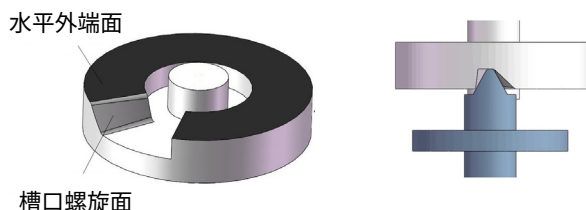


图4 圆盘卡槽结构

圆盘卡槽固定于主轴上, 手轮转过角度即圆盘卡槽转过角度. 图 5 为卡槽螺旋面几何结构的立体图和圆柱面上的展开图.

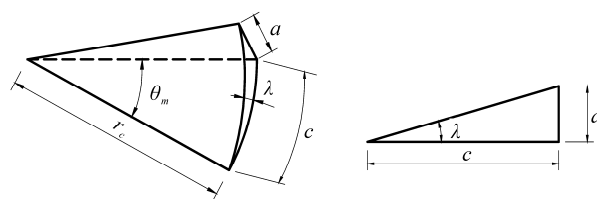


图5 圆盘卡槽螺旋面几何结构

图 5 中 r_c 为等效工作半径, 单位 mm; λ 为螺旋升角; θ_m 为螺旋面对应手轮转角; a 为卡槽深度, 单位 mm; c 为手轮转角 θ_m 所对应的弧长, 单位 mm.

根据几何关系, 可得:

$$\theta_m = \frac{180a}{\pi r_c \tan \lambda}.$$

推杆在圆盘卡槽槽口螺旋面上滑动与水平外端面上滑动时, 除受到圆盘卡槽的作用力外, 还受到复位弹簧和阀芯对其作用力, 推杆受力状况如

图6所示。

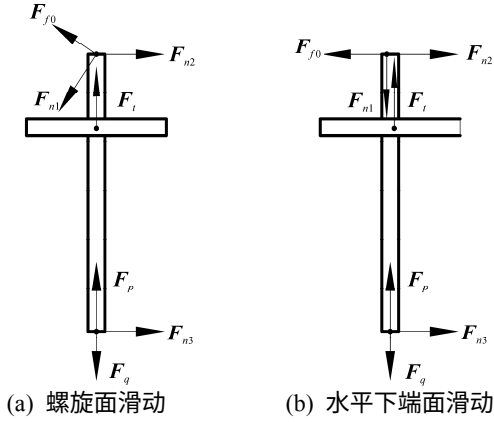


图6 推杆受力状况

图6中 F_{f0} 为推杆与卡槽间摩擦力; F_{n1} , F_{n2} , F_{n3} 分别为卡槽、外壳、阀体对推杆的支反力; F_t 为复位弹簧对推杆的弹簧力; F_p 为阀芯轴线方向稳态液动力; F_q 为阀芯阀套间摩擦力。

阀芯运动过程中, 弹簧与阀芯对推杆的合力大小为:

$$F_h = (F_p - F_q) + F_t.$$

推杆在槽口螺旋面滑动阶段, 推杆竖直方向上的受力平衡方程为:

$$F_h + F_{f0} \sin \lambda = F_{n1} \cos \lambda.$$

推杆在水平下端面滑动阶段, 推杆竖直方向上的受力平衡方程为:

$$F_h = F_{n1}.$$

推杆与卡槽间的摩擦力大小为:

$$F_{f0} = f_0 F_{n1},$$

式中: f_0 为圆盘卡槽与推杆间摩擦系数。

推杆在槽口螺旋面滑动阶段, 圆盘卡槽所受水平分力的大小为:

$$F_f = F_{f0} \cos \lambda + F_{n1} \sin \lambda.$$

推杆在水平外端面滑动阶段, 圆盘卡槽所受水平分力的大小为:

$$F_f = F_{f0}.$$

圆盘卡槽阻抗力矩 M_f 的大小为:

$$M_f = F_f r_c. \quad (2)$$

2.1.2 卷簧扭转力矩 M_j

卷簧扭转力矩 M_j 的大小和变动率与卷簧结构

参数、材料属性和工作圈数有关。

卷簧理论上最大输出力矩的计算公式为:

$$M_{j\max} = \frac{bh^2}{6} K \sigma_b,$$

式中: K 为卷簧外端固定系数; b 为卷簧宽度, mm; h 为卷簧厚度, mm; σ_b 为卷簧抗拉强度极限。

卷簧输出力矩的变动率计算公式为:

$$B = \frac{\pi n h E}{L_g \sigma_b},$$

式中: n 为卷簧工作圈数; L_g 为卷簧工作圈展开长度, mm; E 为卷簧材料的弹性模量。

手轮转过的角度对应着卷簧工作圈数, 实际工况下一般手轮单次操作的最大工作转角 $\theta_{\max}$ 为 $270^\circ \sim 300^\circ$, 因此卷簧的实际工作圈数 $n = \theta_{\max} / 360$ 。卷簧扭转力矩 M_j 大小可表示为:

$$M_j = (1 - B) M_{j\max} + \frac{\theta B}{\theta_{\max}} M_{j\max}. \quad (3)$$

2.1.3 手轮操作力矩 M_s

联立式(1)~(3), 手轮操作力矩 M_s 的计算式可表示为:

$$M_s = F_f r_c + (1 - B) M_{j\max} + \frac{\theta B}{\theta_{\max}} M_{j\max}.$$

显然在水嘴开启过程中, 操作力矩随着手轮转角的改变而改变, 水嘴开启时 ($\theta=0$) 操作力矩最小, $M_{s\min} = (1 - B) M_{j\max}$ 。手轮转过 θ_m 时, 操作力矩发生突变; 随着手轮转角增大, 卷簧扭转力矩 M_j 增加。当手轮旋转到 θ 时, 操作力矩最大。通过对卡槽和卷簧的优化设计可以有效地减轻力矩突变对操作性能的影响。手轮上操作力矩的变化可以通过操作力矩变动率表征, 而操作力矩变动率 R 可表示为:

$$R = 1 - \frac{\left(1 - \frac{\pi n h E}{L_g \sigma_b}\right) b h^2 K \sigma_b}{f_0 F_h r_c + b h^2 K \sigma_b}.$$

2.2 自动延时关闭阶段

自动延时关闭阶段, 卷簧力矩 M_j 作为驱动力矩, 一部分克服圆盘卡槽回轮的摩擦力矩, 另一部分通过传动轮系将力矩传递到行星轮, 维持擒纵调速机构的振动。此阶段, 推杆在卡槽水平下端面滑动时的摩擦力矩 M_f' 与水嘴开启阶段对应摩擦力

矩 M_f 大小相等, 方向相反. 推杆在卡槽槽口螺旋面滑动时的摩擦力矩远小于 M_f' , 可忽略不计. 而卷簧力矩传递到传动轮系的力矩 M 为:

$$M = M_j - M_f'.$$

通过轮系传递到行星轮的力矩 M_x 为:

$$M_x = M / i_z \eta^j.$$

式中: M_x 为擒纵调速机构静态工作时行星轮上的力矩, N·mm; i_z 为齿轮总传动比; η 为每对齿轮的传动效率 $\eta=0.93\sim0.95$; j 为齿轮对数.

行星轮传递到卡摆的力矩 M_k 为:

$$M_k = \frac{r_k}{r_x} M_x,$$

式中: r_k 为卡摆的转动半径, mm; r_x 为行星轮的齿顶圆半径, mm.

擒纵调速机构是该水嘴能够实现延时的关键, 延时组件结构如图 7 所示.

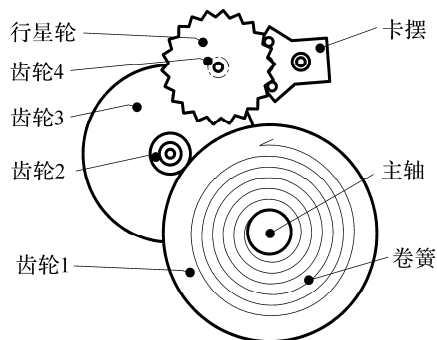


图 7 延时组件结构示意图

延时工作阶段, 卷簧首先带动主轴回转, 同时主轴上齿轮 1 通过轮系给行星轮一个启动力矩, 使行星轮与卡摆做周期性振动; 同时又将其周期性振动反馈给齿轮 1, 控制齿轮 1 缓慢转动, 从而控制圆盘卡槽延时复位. 调速机构的振动周期 T 不仅与调速机构本身的结构参数有关, 还与卷簧通过轮系传递到调速机构的力矩有关. 忽略卡摆与行星轮碰撞和碰撞后的制动时间, 调速机构的振动周期 T 由进瓦传冲、自由运动、出瓦传冲、自由运动 4 个阶段时间组成, 进瓦传冲和出瓦传冲可视为对称的运动阶段, 设传冲运动与自由运动阶段的时间分别为 t_1 和 t_2 , 则:

$$T = 2(t_1 + t_2), \quad (4)$$

传冲时间 t_1 为:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2J_k \beta}{M_k}}, \quad (5)$$

式中: J_k 为卡摆的转动惯量; β 为卡摆冲击角.

自由运动时间 t_2 为:

$$t_2 = \gamma \sqrt{\frac{J_k}{2M_k \beta}}, \quad (6)$$

式中: γ 为卡摆自由落角.

由式(4)~(6)可得调速机构的振动周期 T 为:

$$T = (2\beta + \gamma) \sqrt{\frac{2J_k}{M_k \beta}}.$$

调速机构的振动频率 f 为:

$$f = \frac{1}{T}.$$

水嘴延时时间 t 为:

$$t = \frac{\theta_i Z_x}{360 f},$$

式中: Z_x 为行星轮齿数.

通过对水嘴启闭过程的分析可知, 卷簧扭转力矩 M_j 的大小和变动率不仅影响着手轮操作力矩的大小, 还决定了擒纵调速机构的振动周期和水嘴延时时间. 因此, 可通过优化卷簧的结构参数, 取得最合理的卷簧扭转力矩, 改善该延时自闭水嘴的操作性能.

3 操作性能优化

3.1 建立优化问题的数学模型

手轮操作力矩 M_s 的大小和变动率反映了新型延时自闭水嘴的操作性能, 现取水嘴开启过程中手轮操作力矩的变动率 R 最小为目标函数.

从手轮操作力矩的表达式可知, 影响手轮操作力矩 M_s 的变量有: 手轮转角 θ 、圆盘卡槽结构参数(半径 r_c 、槽深 a 和升角 λ)、卷簧的材料特性系数($K\sigma_b$ 和 E/σ_b)以及卷簧的结构参数(宽度 b 、厚度 h 和工作圈展开长度 L_g).

卷簧的材料特性和结构参数不仅影响手动开启阶段的手轮操作力大小和变动率, 也影响着自动延时关闭阶段的延时长短和精度. 因此, 在选取卷簧材料和设计卷簧结构时, 应保证卷簧有足够输出力矩, 使圆盘卡槽回转和维持机械延时部分的运转; 卷簧输出力矩均匀; 具有足够高的疲劳强

度和高的抗弹性疲劳性能;且不生锈。

现取模型的设计变量为卷簧的结构参数 b, h, L_g 。

在手动开启阶段,为使操作舒适,手轮转过 θ_m 时的操作力矩应小于手轮旋转到 $\theta=\theta_{\max}$ 时的操作力矩,即 $M_{sm} < M_{smax}$ 。自动延时关闭阶段,为保证延时稳定可靠,卷簧最大输出力矩应等于水嘴达到最大延时时间时所需的卷簧输出力矩,即 $M_{jmax} = [M_j]$ 。卷簧输出力矩的变动率应在一定范围内,变动率 B 过大,延时机构的等时性能较差,变动率 B 过小又会使卷簧尺寸过大,所以 $B_{\min} \leq B \leq B_{\max}$ 。

综上所述,在考虑水嘴开启与延时关闭2个阶段的相互影响后,建立如下优化设计模型:

变量: $X=(b, h, L_g)$,

目标: $\min g=R(X)$,

约束: $M_{sm} < M_{smax}$,

$M_{jmax}=[M_j]$,

$B_{\min} \leq B \leq B_{\max}$,

$X \in (\bar{X}, \underline{X})$,

式中: $\bar{X}, \underline{X}$ 分别为 X 的上下限。

3.2 操作性优化的遗传算法实现

在操作性优化设计过程中涉及的参数较多,若采用传统的优化算法计算量庞大,而遗传算法只需优化模型的目标函数,在可行解搜索空间内没有其余限制,所以可用遗传算法来优化影响水嘴操作性能的各个参数,遗传算法的计算流程如图8所示。为提高遗传算法的工作效率,合理选择初始种群数量、交叉概率和变异概率非常重要。初始种群数量太小则精度不够,太大则计算复杂,一般初始种群数量应超过30个。交叉概率应较高,因为高的交叉概率能增加种群的多样性,从而实现在搜索空间内大范围的寻优,但是过高的交叉概率会降低种群的平均适应度,一般取0.7~0.9。变异操作可以避免陷入局部极值,变异率一般取0.01~0.05。

选取实数编码方式,将目标函数直接转化为适应度函数,具体计算步骤为:(1)给定种群规模80、交叉概率0.7、变异概率0.05以及最大进化代数200;(2)根据变量取值范围计算初始种群 X ;(3)用适应度函数 g 评价每一个个体的适应值,同时计算种群的总体适应值;(4)检验收敛条件,若适应度

函数在误差范围内或者进化代数达到200,则输出计算结果,否则执行下一步;(5)采取轮盘赌的方式从初始种群中选择出下一代染色体;(6)按交叉概率0.7从当前种群随机选出2个个体进行交叉操作;(7)以0.05的概率引入变异操作;(8)返回步骤(3)。

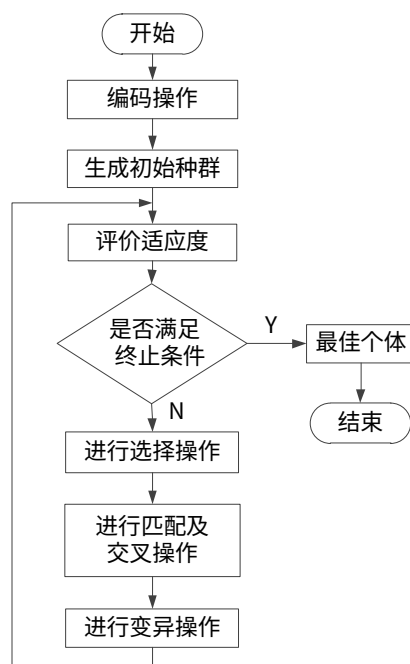


图8 遗传算法计算流程

本设计中模型的尺寸数据为:最大工作转角 $\theta_{\max}=300^\circ$;圆盘卡槽结构参数:半径 $r_c=7\text{ mm}$,槽深 $a=2\text{ mm}$,升角 $\lambda=45^\circ$;卷簧材料为1Cr17Ni7;特性系数: $K\sigma_b=416\text{ N}\cdot\text{mm}$, $E/\sigma_b=38.5$;水嘴达到最大延时时间所需的卷簧输出力矩 $[M_j]=334.24\text{ N}\cdot\text{mm}$;力矩变动率 $0.1 \leq B \leq 0.2$;根据水嘴结构尺寸限制及卷簧设计时的有关规定,取 $\bar{X}=(1,0.1,100)$, $\underline{X}=(10,1.2,1\ 000)$ 。根据人机工程学中对操纵装置设计的考量^[10],结合本设计中手轮操作装置的设计,手轮操作力矩应在350~750 N·mm为佳。

运行遗传算法求得的卷簧结构参数见表1。

表1 卷簧结构参数

卷簧宽 度/mm	卷簧厚 度/mm	卷簧工作圈展 开长度/mm	最大操作力 矩/(N·mm)	操作力矩 变动率/%
8.0	0.78	392.2	374.0	28.4

由表1可知,该机械式自闭水嘴的最大操作力矩为374 N·mm,且符合人机工程学原理。操作力矩的变动率为28.4%,操作性能稳定且轻便。

4 结论

研究和设计了一种机械式延时自闭水嘴,并重点优化该水嘴的操作性能,确保所设计的水嘴操作轻便、延时稳定。通过详细分析水嘴的启闭过程,以操作力轻便、稳定为评价指标,建立综合优化目标函数,利用遗传算法得到了延时组件结构参数的最优组合解。结果显示,优化后水嘴的最大操作力矩为 374 N·mm,操作力矩变动率为 28.4%。为机械式延时自闭水嘴的设计提供了一种新思路,并为改进和优化类似装置提供了参考。

参考文献:

- [1] 张西漾. 建筑生活给水系统节水节能的研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2010.
- [2] 许萍, 刘晓东. 水龙头与节约用水[J]. 北京建筑工程学院学报, 2002, 18(3):81-83.
- [3] 董辅祥, 董欣东. 城市与工业节约用水理论[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000:260-285.
- [4] 黄文俊. 民族品牌的开发——水龙头设计研究[D]. 武汉: 湖北工业大学, 2014.
- [5] 陈奇俊, 徐开炜, 杨奋洁, 等. 红外感应定高节水水龙头设计[J]. 实验科学与技术, 2016, 14(1):118-120.
- [6] 密金荣. 感应水龙头设计思路研究[J]. 企业技术开发, 2016(5):13-14; 16.
- [7] 李中秋, 史俊杰, 李晓俊. 自动回复式档位水龙头[J]. 科技传播, 2014(12):211-212.
- [8] 王桂哲, 囤金军. 机械式节水阀门[J]. 现代制造技术与装备, 2011(2):49-50.
- [9] 蔡学宇. 轻便型延时水嘴: 中国, 201120255345.3[P]. 2012-05-30.
- [10] 丁玉兰. 人机工程学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2011:100-107.

Design and analysis of a time-lapse self-closing faucet

ZHANG Song¹, LIU Li^{1,2*}

(1.Faculty of Mechanical Engineering & Mechanics, Ningbo University, Ningbo 315211, China;

2.Zhejiang Provincial Key Lab of Part Rolling Technology, Ningbo University, Ningbo 315211, China)

Abstract: To solve the problem of adjustable time-lapse self-closing faucets, a new mechanical time-lapse self-closing faucet is designed. By analyzing the operating and delay performance during the opening and closing process, the relationship between the operating torque, time delay and coil spring structure parameter is established. The model is built for the tap operating torque and variable rate optimization. The optimally combined solution to seeking the structural parameter of tap delay component is obtained when the operating force remains light and stable. The results show that when the optimized maximum operating torque reads 374 N·mm, the stability of faucet is further improved along with the dramatically ameliorated performance.

Key words: time-lapse self-closing faucet; operating performance; coil spring structure parameter; optimization design

(责任编辑 史小丽)