

DOI: 10.7652/xjtuxb201305024

微灌压力调节器调压特性流固耦合数值计算及分析

李连忠¹, 牛文全^{1,2}, 魏正英³, 谢巧丽¹, 周兴³

(1. 西北农林科技大学水利与建筑工程学院, 712100, 陕西杨凌; 2. 中国科学院水利部水土保持研究所, 712100, 陕西杨凌; 3. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对微灌压力调节器在调压过程中内部压力、速度分布及调节组件运动状况等特性难以用传统方法分析的问题,采用流固耦合方法进行了数值计算。通过对比数值计算与实验结果发现,进出口压力的最小相对误差为0.98%,最大相对误差为14.28%,流量的相对误差为6.19%,从而验证了流固耦合方法的可行性。在此基础上,对压力调节器内部压力、速度分布以及调节组件的轴向位移趋势等特性进行了分析,结果表明:稳定工作状态下压力损失主要发生在调节组件与进口花篮堵头之间,压力损失占进口压力的28.13%~34.17%,该值随着进口压力的增加而增大;进口压力达到一定值后,调节组件的轴向位移随进口压力的增加而增大,最后稳定在13 mm~13.8 mm之间并呈波动性变化。所得结果可为微灌压力调节器设计提供参考。

关键词: 压力调节器;调压特性;流固耦合;数值计算

中图分类号: S275.6;TV 131.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)05-0131-06

Numerical Simulation on Regulating Characteristics of Pressure Regulator in Micro-Irrigation System by Fluid-Structure Interaction Method

LI Lianzhong¹, NIU Wenquan^{1,2}, WEI Zhengying³, XIE Qiaoli¹, ZHOU Xing³

(1. College of Water Resources and Architectural Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shaanxi 712100, China; 2. Institute of Soil and Water Conservation of Ministry of Water Resources, Chinese Academy of Sciences, Yangling, Shaanxi 712100, China; 3. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: It is difficult to analyze the characteristics of pressure regulator in micro-irrigation systems during regulating, such as the distributions of internal pressure and velocity, and the movement features of the regulating components, by the traditional methods. Numerical simulations for these processes are conducted following fluid structure interaction consideration. A comparison between the simulated and experimental results of pressure and flow rate indicates that the minimum relative error for pressure gets to 0.98% and the maximum to 14.28%; the relative error for flow rate to 6.19%. The distributions of velocity and pressure in pressure regulator, and the axial displacement of regulating component are computationally analyzed. It is found that the pressure loss occurred mainly between the regulating part and the block cap for steady working state. The ratio of pressure loss to the inlet pressure is ranged from 28.13% to 34.17% and increases with the inlet pressure. When the inlet pressure reaches a certain value, the axial displacement of the regulating part increases with the inlet pressure and finally stabilizes and varies undulatingly within 13 to 13.8 mm.

收稿日期: 2012-08-28。 作者简介: 李连忠(1986—),男,硕士生;牛文全(通信作者),男,副教授。 基金项目: 国家高技术研究发展计划资助项目(2011AA100507);高等学校学科创新引智计划资助项目(B12007)。

网络出版时间: 2013-03-07

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130307.0828.009.html>

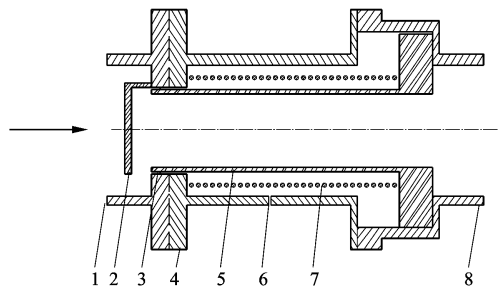
Keywords: pressure regulator; regulating characteristics; fluid-structure interaction; numerical computation

微灌压力调节器是保障微灌管网系统安全的常用设备。近几年来,国内学者对微灌压力调节器的性能进行了相关研究,如:通过分析压力调节器的力学平衡条件,认为弹簧初始压缩量及劲度系数、调节组件进出口断面比等是影响调压性能的主要参数^[1];通过对多种弹簧式低流量压力调节器进行相应的压力调节性能实验,初步得到了出口预置压力与弹簧特性的关系^[2]。总体上讲,上述研究都是从宏观的角度对微灌压力调节器进行研究的。微灌压力调节器结构复杂,目前的试验手段无法准确把握和测量压力调节器工作过程中弹簧的运动、变形及各部件的相对运动和受力状况。近年来,计算流体力学(CFD)方法已广泛应用于灌水器水力特性等方面^[3-4]。压力调节器的调压效果及特性是流体运动与结构运动变形相互耦合的结果,仅仅采用CFD方法无法准确反映压力调节器内的压力分布及整个调节组件的运动过程,类似的研究普遍采用流固耦合动力学(FSI)方法进行^[5-7]。

本文尝试利用流固耦合动力学方法来研究微灌压力调节器的调压特性,分析调压过程中的内部压力、速度分布以及调节组件的变化特点,进而揭示压力调节器的工作机理。

1 压力调节器的结构组成

本文压力调节器结构与文献[8]类似,具体结构如图1所示。压力调节器主要由上下游接头、调节组件、进口花篮堵头、弹簧、金属外壁、排气孔和“O”型橡胶密封圈等构成。调节组件是主要的工作部件,其在受力过程中轴向移动,改变调节组件与进口花篮堵头之间的过水断面可以达到消能的效果,从



1~8:上游接头,进口花篮堵头,“O”型密封圈,外壁,调节组件,排气孔,弹簧,下游接头

图1 压力调节器结构

而使压力调节器的出口压力维持在某一特定的范围内;弹簧是影响压力调节器调压性能的关键部件,初始为压缩状态,以此平衡调节组件断面前后的水压力,实现控制起调压力大小的目的;排气孔主要用来排除存在于弹簧腔体内的空气以及可能进入腔体的水;上游接头、下游接头以及中部的外壳由螺纹连接,由此形成一个整体。

该压力调节器的进口直径为60 mm,调节组件的直径为36 mm,总长度为240 mm左右,外壳为金属材质,调节组件为塑料材质。

2 数值模型

压力调节器调压特性是流体运动与固体调节组件变形耦合的结果,二者的相互作用存在明显的固液界面,且耦合作用发生在该界面上。因此,本文采用迭代耦合方法,在耦合分析中通过流固耦合面上的运动学平衡条件和动力学平衡条件,将流体方程和结构方程联系起来,分别连续求解,可计算出流体与固体耦合作用下的各项特性。

流固耦合界面满足的基本条件如下。

运动学条件

$$d_t = d_s; \quad X \in S_i, \quad t \in [0, T] \quad (1)$$

动力学条件

$$\mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\tau}_t = \mathbf{n} \cdot \boldsymbol{\tau}_s; \quad X \in S_i, \quad t \in [0, T] \quad (2)$$

式(1)、式(2)中: $\boldsymbol{\tau}_t$ 和 $\boldsymbol{\tau}_s$ 分别为流体和结构的应力; $\mathbf{n}$ 为单位法向量; d_t 和 d_s 分别为流体和结构的位移; X 为几何点坐标; S_i 为流固耦合面; T 为瞬态计算总时间; t 为时间。流体速度条件通过运动学条件得到,无滑移壁面条件 $u = \dot{d}_s$ 。

固体域采用Lagrange方法描述,基本方程遵照弹性力学方法建立。在不考虑阻尼影响的情况下,固体域基本方程组如下。

平衡方程

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \varphi_i = f_i \quad (3)$$

几何方程

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

物理方程

$$\sigma_{ij} = \lambda \delta_{ij} \epsilon_{kk} + 2\mu \epsilon_{ij} \quad (5)$$

式(3)~式(5)中: σ_{ij} 为Cauchy应力; ϵ_{ij} 为应变张量;

u_i 为 i 方向的速度; u_j 为 j 方向的速度; ϕ_i 为体力分量; f_i 为流体施加的压力载荷分量。材料 Lamé 常数

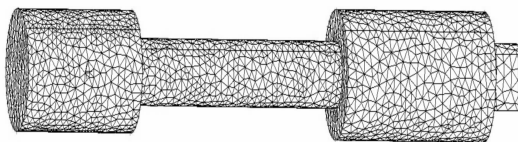
$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}$$

$$\mu = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

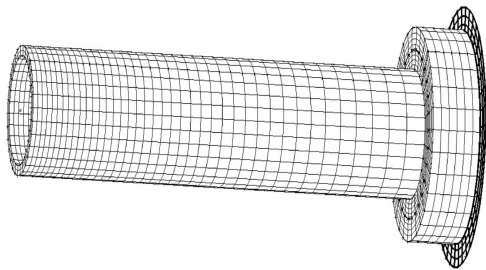
式中: E 和 ν 分别为材料弹性模量和泊松比。本文的塑料的弹性模量为 1 GPa,泊松比为 0.35。

3 网格划分及边界条件

压力调节器模型及网格划分如图 2 所示。采用 4 节点四面体网格单元进行流体模型几何离散,初始网格最大尺寸为 4 mm,模型尺寸较小位置适当加密。弹簧预压缩量会影响压力调节器的起调性,为了保证数值计算与实际工况一致,在调节组件的出口端与壳体的接触部分建立了接触条件。调节组件壁面与接触面均为结构化网格,调节组件选用 8 节点六面体网格,三维实体单元,接触壁面为 4 节点四边形网格。在调节组件的右侧非流固耦合面上设置弹簧单元,并施加力条件,以模拟弹簧的预压缩力及摩擦力。与调节组件相互作用的面设为流固耦合面,其他壁面均视为无滑移壁面。



(a) 流体几何模型及网格



(b) 结构几何模型及网格

图 2 压力调节器模型及网格划分

流体分析采用组合时间积分格式进行瞬态分析,压力调节器内的水流视为不可压缩的牛顿流体,忽略热传递,液体密度为 1 000 kg/m³、动力黏度为 0.001 N·s/m²,计算模型选用 SST $k-\omega$ 紊流模型,流体控制方程包括连续方程、耗散率 ω 方程、N-S 方程、Reynolds 应力输运方程等^[9]。流体控制方程离散采用有限体积方法,耦合求解采用 SIMPLE 算法

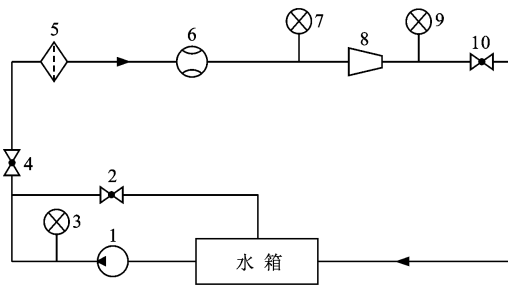
进行,收敛评价标准为 $Y^+ < 10^{-5}$ 。

压力调节器工作时,调节组件轴向运动,流体网格在调节组件与进口花篮堵头之间不断被压缩,畸变严重时计算无法收敛,因此采用网格重构方法来保持流体网格的质量。通过命令流的方式生成密度分布合理的网格,捕捉流动的主要特征^[10]。结构计算模型中,调节组件与流体相互作用的面设为流固耦合面,并采用隐式动力分析方法、稀疏矩阵求解器、Bathe Composite 时间积分格式^[11]和完全牛顿迭代法进行求解。

根据压力调节器的工作原理及特点,进口边界设为压力,用 P_1 表示,从 0 开始连续加载,出口边界设为自由出流。计算至加载结束,分别提取模型进口处和调节组件中部及后部的流场压力、速度等数据进行数值分析,提取固体模型在整个过程中的轴向位移量(弹簧压缩量)进行轴向运动分析。

4 压力调节器调压特性实验

实验在西安交通大学快速成型中心节水实验室测试平台上进行。参考相关标准^[12]建立的实验平台如图 3 所示。压力调节器进出口压力级均为 0.25,量程为 0~0.25 MPa。球阀用于控制压力调节器的流量,进而控制 P_1 ,流量采用涡轮流量计(LWGY-40)测量。实验时,压力调节器的进口压力通过控制阀门 4 的开度来调节,并按照 0.01 MPa 间隔从 0.05 MPa 递增。待每个测量点的压力稳定后,读取压力调节器的进出口压力和流量,待数据统计完成后,绘制进出口压力和流量的关系曲线,由此推算出口预置压力。



1~10:水泵,分流阀,水泵压力表,球阀,过滤器,流量计,进口压力表,压力调节器,出口压力表,出口球阀

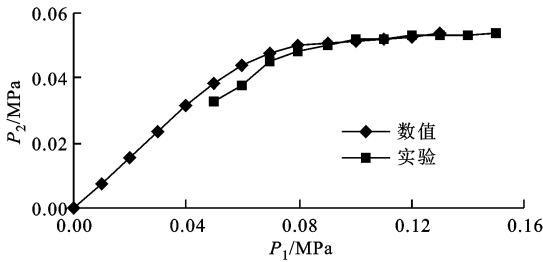
图 3 实验装置示意图

5 结果与分析

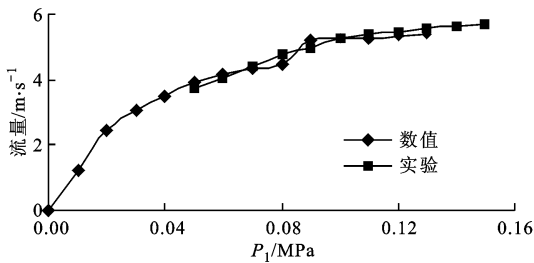
5.1 压力调节器的调压特性

压力调节器调压特性的数值计算与实验结果比

较如图 4 所示。从图 4 可以看出,初始阶段出口压力 P_2 随着 P_1 的增大而快速增加。当 P_1 达到起调点时, P_2 在一定的变化范围内基本保持稳定。数值结果表明,模型中 P_2 达到 60 kPa 时,压力调节开始,数值计算的起调压力较实验值偏小,但在稳定阶段一致性较好,最大相对误差为 14.28%,最小误差为 0.98%。从图 4 还可以看出,流量的数值计算与实验结果的最大相对误差为 6.19%,变化趋势基本一致。通过压力与流量的对比表明,数值计算方法与实际调压效果基本一致,说明该方法可以较准确地模拟计算压力调节器的调压效果。



(a)进出口压力关系



(b)压力流量关系

图 4 数值计算与实验结果对比

5.2 压力调节器内部压力分布特点

数值计算中 P_1 分别为 36、48、96、120 kPa 时的压力调节器腔内静水压力分布如图 5 所示。从图 5 可以得出:随着进口压力的增加,压力调节器腔内压力和出口压力逐渐增大;当 P_1 未达到起调压力时,腔内压力线性增长,调节组件上下表面的压力差接近 0,从进口到出口的腔内压力变化平缓;当 P_1 大于起调压力(本文起调压力为 60 kPa)时,压力调节器调节组件腔内压力增速减缓,进口花篮堵头与调节组件之间的压力变化越来越明显;当 P_1 为 96 kPa 时,调节组件的迎水面(图 5 中 A 所示位置)压力为 89 kPa,是进口压力的 92.7%,此时调节组件背水面压力为 62 kPa,仅为进口压力的 64.58%,调节组件两表面压力差为 27 kPa。随着进口压力的增大,调节组件表面压力差逐渐增大;当 P_1 达到

120 kPa 时,调节组件的迎水面表面压力增加到进口压力的 5.83%,背水面的压力降低为进口压力的 53.33%,压力差为 41 kPa,是 P_1 (96 kPa) 时的 151.9%。该趋势随着 P_1 的增加更加明显,说明调压过程中压力损失主要发生在调节组件与进口花篮堵头之间,水头损失随着 P_1 的增大而增大,该处流速大,静水头转化为动水头,静水压力较低。

从图 5 还可以看出,随着进口压力的增加,腔内 B 位置将产生一个压力较高的区域,该区域的压力大于周边,高压区面积随着进口压力的增加而增大。

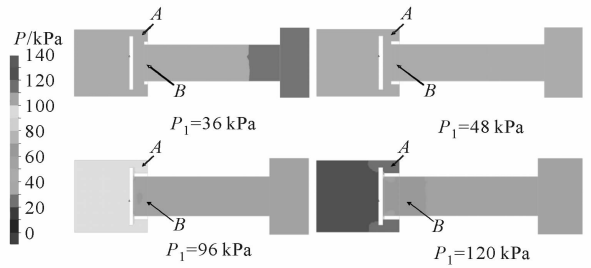


图 5 压力调节器不同 P_1 下的流体压力分布

5.3 压力调节器内部速度分布特点

P_1 分别为 36、48、96、120 kPa 时对应的速度分布如图 6 所示。

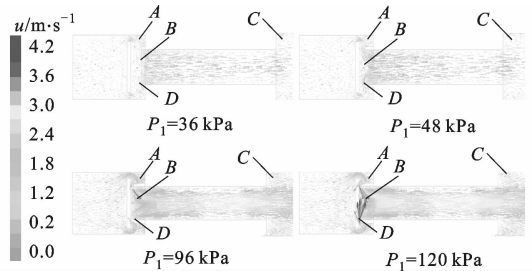


图 6 压力调节器各进口压力下流体速度分布

从图 6 可以看出:随着 P_1 的增加,腔内流场分布越发紊乱,当 P_1 小于起调压力时,腔内流速变化平缓且分布均匀,图 6 中 A、B、C 处产生涡旋,涡旋处速度与周围速度差异较小,仅在图 6 中 A 处流速较大,此时压力调节器的水头损失较小, P_1 增速基本一致;当 P_1 大于 45 kPa 时,调节组件开始向进口花篮堵头方向轴向移动,腔内过流断面减小,A、B、C 处涡旋面积不断增大,涡旋处流速迅速增大且与周围区域的流速差增大,B 处涡旋外围靠近调节组件附近(图 6 中 D 所示位置)出现腔内最大流速;当 $P_1 = 96$ kPa 时,D 处最大流度为 4 m/s,是进口断面平均流速的 8 倍左右;当 $P_1 = 120$ kPa 时,D 处流速大于 6 m/s,是进口断面平均速度的 12 倍以上。当 P_1 为 96 kPa 时,高压区刚好位于涡旋区与腔体内

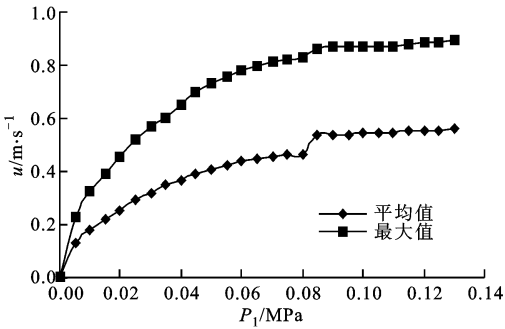
主流区的过渡区域,在该区域,流速相对较小,同时受涡旋影响较小,故该处的压力大于周围区域;随着 P_1 的增加,调节腔体内部的压力有所增加,虽然涡旋区 B 附近的面积呈增加趋势,但是增加不明显, B 附近的平均速度整体变化不大,始终保持在 1.6 m/s 左右,此时该区域的压力增加占主导地位,高压区面积增大。

各断面的平均流速与最大流速的关系比较如图 7 所示。从图 7 可以看出:进口最大流速和平均流速的增加趋势基本一致,进口流速分布均匀,不存在剧烈的波动区域,该断面的水头损失较小;出口流速变化比较剧烈,最大流速和平均流速相差较大,最大流速是平均流速的 5 倍,且随着 P_1 的增加而增大;当

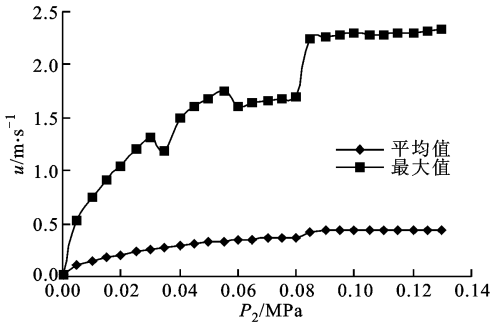
进口压力达到起调压力(0.06 MPa)时,出口最大流速突然下降,然后逐渐缓慢增加;当 P_1 达到 0.08 MPa 时,出口最大流速突然增大,然后趋于稳定,最大流速是断面平均流速的 5.27 倍;在调节器中间断面,最大流速随着 P_1 的增大而剧烈变化,总趋势为迅速增大, P_1 为 0.08 MPa 时出现一个较大的波动,该断面最大流速迅速减小后开始持续快速增大。从图 7 还可以看出:当 P_1 达到初始起调压力(0.06 MPa)时,调节组件开始轴向运动,腔内最大压力增加,达到调压效果;随着 P_1 的进一步增大,腔内最大压力出现振荡后趋于稳定,该压力为压力调节器的稳定调节压力(0.08 MPa),此时出口压力和流量均达到稳定状态,即在有效工作范围内,出口压力和流量受进口压力的影响较小。

5.4 调节组件的轴向运动特性

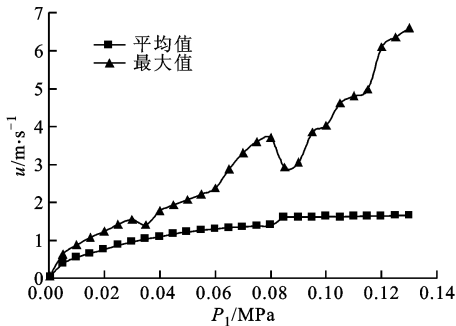
压力调节器的调压特性主要由调节组件运动过程中弹簧压缩产生的弹力、进口花篮堵距调节组件之间的距离以及调节组件的前后断面比等因素决定的。调节组件轴向位移随 P_1 的变化过程如图 8 所示。



(a)进口断面



(b)出口断面



(c)调压器中间断面

图 7 不同断面的流速随压力的变化

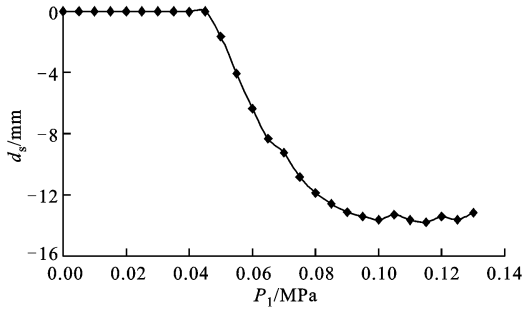


图 8 P_1 与调节组件轴向位移的关系

从图 8 可以得出:调节组件在水流压力的作用下发生轴向位移而向进口处运动,同时过流断面面积减小;在 P_1 达到 45 kPa 前,调节组件的轴向移动非常小,位移量仅为 10^{-6} mm ;当 P_1 超过 45 kPa 时,调节组件的轴向位移量迅速增大,由 0.04 mm 增加到 95 kPa 时的 13.38 mm , 95 kPa 时进口花篮堵头与调节组件之间的截面闭合度达到 85% 以上。由此可以得出,调节组件开始移动时的压力与起调压力并不一致,其比起调压力(0.06 MPa)低,此后随着 P_1 的进一步增加,位移量呈现出波动状态,但整体稳定在 13 mm 到 13.8 mm 之间,说明压力调节器处于稳定的工作状态,这与最大流速、流量的变化趋势一致。

6 结 论

(1)采用流固耦合方法可以有效模拟压力调节器内部流场分布与压力变化趋势,可以直观了解调压前后压力调节器的运动状态,弥补样品实验的不足。通过模拟计算和样品实验比较,发现流固耦合方法获得的出口压力及流量与样品实验得到的结果基本一致,平均误差在10%以内,证明应用流固耦合方法研究压力调节器性能是可行的。

(2)当压力调节器的进口压力达到初始起调压力时,调节组件开始轴向运动,调节组件表面压力差逐渐增大,调节器腔内出现较高压力区,且面积随着进口压力的增加而增大;当进口压力小于初始起调压力时,腔内流场分布均匀;当进口压力达到初始起调压力时,腔内涡旋面积增大,涡旋处流速增大,腔内最大流速发生在调节组件背水面,且随着进口压力的增加迅速增大;进口压力达到稳定调节压力时,腔内最大流速在突然下降后开始持续迅速增加,流量、出口断面最大流速及出口压力等均趋于稳定,压力调节器开始稳定工作。

(3)调节组件的轴向运动发生在进口压力超过某一值之后,该值较起调压力要小,在进口压力处于该值与稳定调节压力之间时,调节组件移动速度较大,当进口压力达到稳定调节压力之后,调节组件随着进口压力的变化进行微小的往复运动,从而使得出口压力稳定。

(4)压力调节器的工作过程比较复杂,需要同时考虑弹簧的变形、调节组件与橡胶圈等部件的摩擦因素。本研究未考虑弹簧阻尼及摩擦力在调压过程中的变化,使得数值计算与实际结果之间存在一定的误差,这些因素将在今后的研究中加以考虑。

参考文献:

- [1] 田金霞, 龚时宏, 李光永. 微灌压力调节器参数对出口预置压力影响的研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(12): 48-51.
TIAN Jinxia, GONG Shihong, LI Guangyong. Impacts of pressure regulator parameters on preset pressure in micro-irrigation system[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(12): 48-51.
- [2] 严海军, 姚培培, 王敏. 微灌压力调节器性能试验与受力分析[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(6): 549-552.
YAN Haijun, YAO Peipei, WANG Min. Performance test and force analysis of pressure regulator used in ir-

rigation system[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(6): 549-552.

- [3] 李永欣, 李光永, 邱象玉, 等. 迷宫滴头水力特性的计算流体动力学模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(3): 12-16.
LI Yongxin, LI Guangyong, QIU Xiangyu, et al. Modeling of hydraulic characteristics through labyrinth emitter in drip irrigation using computational fluid dynamics[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(3): 12-16.
- [4] 魏正英, 赵万华, 唐一平, 等. 滴灌灌水器迷宫流道主航道抗堵塞设计方法研究[J]. 农业工程学报, 2005, 21(6): 1-7.
WEI Zhengying, ZHAO Wanhua, TANG Yiping, et al. Anti-clogging design method for the labyrinth channels of drip irrigation emitters[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(6): 1-7.
- [5] PATI A N. Fluid structure interaction for a pressure driven flow[J]. Mathematical and Computer Modeling, 2008, 47(1/2): 1-26.
- [6] 王静, 王文娥, 胡笑涛, 等. 基于流固耦合方法的压力补偿滴头水力特性研究[J]. 灌溉排水学报, 2011, 30(3): 107-109.
WANG Jing, WANG Wen'e, HU Xiaotao, et al. Hydraulic characteristics of pressure compensating emitters based on fluid structure interaction[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2011, 30(3): 107-109.
- [7] 曹芳, 王勇, 安延涛, 等. 大型煤气调节阀流固耦合分析[J]. 机床与液压, 2011, 39(11): 10-14.
CAO Fang, WANG Yong, AN Yantao, et al. Fluid-structure interaction analysis for large-scale gas control valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2011, 39(11): 10-14.
- [8] 边新洋. 微灌低压大流量直动式压力调节器研发[D]. 北京: 中国农业大学, 2008.
- [9] 岳戈. ADINA 流体与流固耦合功能的高级应用[M]. 北京: 人民交通出版社, 2010.
- [10] BATHE K J, ZHANG H. A mesh adaptivity procedure for CFD and fluid-structure interactions[J]. Computers & Structures, 2009, 87(11/12): 604-617.
- [11] BATHE K J. Conserving energy and momentum in nonlinear dynamics: a simple implicit time integration scheme[J]. Computers & AMP Structures, 2007, 85(7/8): 437-445.
- [12] 国家标准局. GB/T 18692—2002 农业灌溉设备: 直动式压力调节器[S]. 北京: 中国标准出版社, 2002.

(编辑 苗凌)