

文章编号: 1672-3317(2024)05-0063-08

基于动网格技术的压力调节器弹簧参数快速设计方法

王笑然^{1,2}, 张琛³, 李光永^{2*}

(1.国家开放大学, 北京 100039; 2.中国农业大学 水利与土木工程学院, 北京 100083;

3.水利部牧区水利科学研究所, 呼和浩特 010020)

摘要: 【目的】提出一种高效的压力调节器弹簧参数快速设计方法, 加快相关设备的研发速度和设计精度。【方法】该文基于动网格技术, 以一种移动部件为“杯”式结构的压力调节器为例, 根据力的平衡原理和胡克定律, 构建了弹簧参数求解模型。通过3D打印试样进行水力性能实测, 验证了弹簧参数设计结果的可靠性和精准程度【结果】在所建立模型的基础上, 提出了弹簧参数快速设计方法, 该方法的预置压力设计绝对误差 RE 小于2%; 得到了预置压力设计值0.10 MPa条件下, 压力调节器主要结构参数对配置弹簧参数的影响规律并构建了弹簧参数回归模型。【结论】对于某一固定结构的压力调节器, 其预置压力随配置弹簧预紧力的增大而线性增大。预置压力确定时, 弹簧预紧力与移动部件上游受压面面积和调压断面高度线性负相关, 与移动部件下游受压面面积线性正相关。在预置压力规格、调压稳定性、调压范围和适用流量均满足设计要求的前提下, 压力调节器结构参数对弹簧预紧力的交互影响不显著, 但对弹簧刚度和弹簧压缩长度存在显著的交互影响, 因此导致了传统压力调节器设计中, 优化某一性能指标而导致其他性能指标劣化的问题。

关键词: 微灌; 压力调节器; 弹簧; CFD; 动网格

中图分类号: S275

文献标志码: A

doi: 10.13522/j.cnki.ggps.2023446

王笑然, 张琛, 李光永. 基于动网格技术的压力调节器弹簧参数快速设计方法[J]. 灌溉排水学报, 2024, 43(5): 63-70.

WANG Xiaoran, ZHANG Chen, LI Guangyong. A rapid method for determining the parameters of the spring within the pressure regulator in irrigation system using adaptive meshing technology[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2024, 43(5): 63-70.

0 引言

【研究意义】压力调节器是大型规模化高效节水灌溉系统的关键设备^[1-2], 在LEPA (Low-energy Precision Application, 低能耗精准灌溉) 每个喷头的进水口前、在控制面积较大和丘陵地区的微灌系统支管单元小区进口或/和毛管进口, 均需要安装压力调节器来保障系统的安全性和灌溉均匀性^[3-7]。

【研究进展】围绕压力调节器的结构设计和性能优化, 部分学者^[8-11]通过试验确定了设计参数对设备性能的定性影响和定量关系, 开发了系列灌溉系统直动式和先导式压力调节设备; 张琛等^[12-14]提出了直动式压力调节器数值求解的流固耦合动力学模型, 并基于起调压力最低为目标对弹簧和结构参数进行了优化设计; Wang等^[15]定量研究了摩擦力对压力调节器调压性能的影响机理、程度和规律, 进一步提高了数

值模型模拟的精度, 并对安装毛管压力调节器的微灌系统提出了工程应用的建议。这些研究揭示了压力调节设备的调压机理、影响其性能的因素, 构建了压力调节设备性能指标与关键设计参数的数学模型, 建立并完善了压力调节设备性能的数值求解方法, 形成了喷微灌系统压力调节设备设计与性能优化的理论与方法体系。

【切入点】然而, 上述压力调节器设计和优化方法均是将结构参数和弹簧参数耦合在一起进行多个设计参数间的配合关系试错试验。该传统设计方法缺点在于试验处理量大, 设计存在盲目性, 无法在既定预置压力下对压力调节器进行优化设计, 这导致压力调节器模拟计算、水力性能实测和弹簧调配工作量增大, 设备研发周期变长^[16-22]。为此, 该文对设计研发的流程提出了优化: 基于动网格技术和压力调节器内部运动部件的静力学平衡, 提出了一种快速求解压力调节器适配弹簧参数的方法, 可以通过数值计算快速得到既定结构参数条件下、满足设计预置压力的弹簧参数, 从而减少数值计算时间, 缩小弹簧参数设计空间, 提高设计研发效率。

【拟解决的关键问题】本文为在此基础上进行的

收稿日期: 2023-09-24 修回日期: 2024-01-30

基金项目: 财政部和农业农村部: 国家现代农业产业技术体系资助项目 (CARS-03-43)

作者简介: 王笑然 (1991-), 男, 山西太原人。讲师, 博士, 主要从事节水灌溉理论与新技术研究。E-mail: wangxr@ouchn.edu.cn

通信作者: 李光永 (1963-), 男, 山西平遥人。教授, 博士, 主要从事节水灌溉理论与新技术和水资源高效利用等研究。E-mail: lgycou@163.com

©《灌溉排水学报》编辑部, 开放获取 CC BY-NC-ND 协议

压力调节器性能指标的多目标优化奠定了技术基础,为加快相关流量压力调节装备的设计研发提供了一种新的思路和方法。

1 数值模型构建与验证

1.1 压力调节器结构特点与力学分析

本文以一种移动部件为“杯”式结构的毛管进口压力调节器为例,其结构如图 1 所示:主要由上游壳体、调压杯、下游壳体、止水密封部件(O 型圈)和弹簧 5 部分组成。

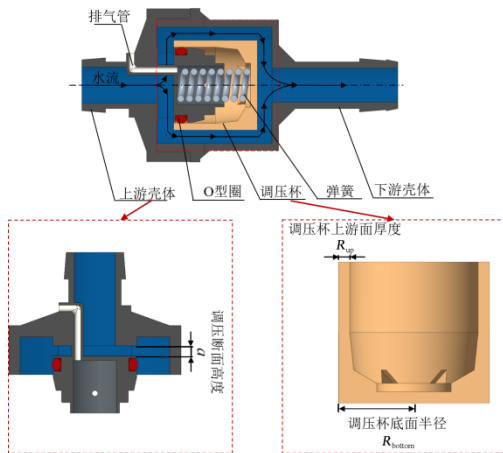


图 1 压力调节器结构示意图

Fig.1 Structure diagram of pressure regulator

当毛管压力调节器的进口压力增加并大于某一阈值压力(起调压力)后,水压力推动调压杯克服弹簧力向上游方向移动,过流孔断面随之变小,水头损失增加,从而实现将较高的压力调节器进口压力调节为较低的出口压力。由于调压杯向上游移动的过程中,弹簧是被不断压缩的,因此调压杯所受弹簧力也不断增大,当弹簧力增至与调压杯所受水压力相等时,调压杯在某一位置达到动力平衡状态。调压全过程中,压力调节器弹簧产生的弹簧力始终遵循胡克定律,弹簧压缩增量等于调压杯位移量,通过假设调压杯最终静止在平衡位置,则可根据力的平衡原理和胡克定律等效求解出各平衡位置下的弹簧力并推导出相应的弹簧刚度和弹簧预压缩长度。

图 2 是调压杯在任意平衡位置时的受力情况,则调压杯达静力平衡时满足:

$$F_s - F_w = 0, \quad (1)$$

调压杯轴向受水压力合力为:

$$F_w = P_1 A_1 - P_2 A_2, \quad (2)$$

弹簧力为:

$$F_s = K_s(L_0 + x), \quad (3)$$

式中: x 为调压杯的位移,即调压杯从初始位置向上游移动的距离(也表示弹簧的压缩增量)(mm); F_w 为调压杯轴向所受水压力的合力(N); F_s 为弹簧

力(N); K_s 为弹簧刚度(N/mm); L_0 为弹簧预压缩长度(mm); P_1 、 P_2 分别是调压杯杯口、杯底处受水压压强(Pa); A_1 、 A_2 分别为调压杯上下游(即杯口、杯底)受压面面积(mm²)。

由上式可知,根据力的平衡原理,可通过测量 F_w 等效获得弹簧力 F_s ; 根据胡克定律(公式 3),当两组及以上 F_s 和 x 已知时,即可通过求解联立方程,解析出弹簧参数 K_s 和 L_0 。而动网格技术则为监测调压过程中的 F_w 和 x 提供了可能。

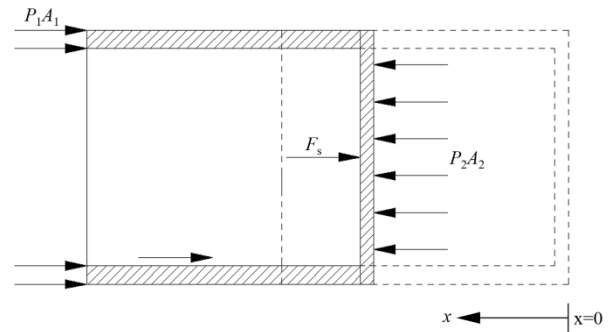


图 2 调压杯受力分析

Fig.2 Stress analysis of pressure regulating cup

1.2 数值模型构建和边界条件设定

本文所研究的压力调节器为中心对称结构,为减少网格数提高计算速度,取 1/4 流通域为计算区域(图 3); 采用 ICEM CFD 软件对计算域进行三维网格划分,全计算域均为六面体结构网格,调压杯上下游断面附近和近壁面处网格进行了加密处理。经 ICEM Quality 检测,划分网格质量为 0.8,较好地满足了质量大于 0.3 的要求。与物理模型相比,网格模型简化了排气孔道,压力调节器进出口段加长至 10 倍公称直径。整个计算域按照是否发生形变,分为进水静止域、动网格形变域、出水静止域三部分。采用 Fluent 软件提供的动态铺层技术更新网格,动态铺层基于网格高度更新,分裂、坍塌因子采用默认值 0.4 和 0.2。

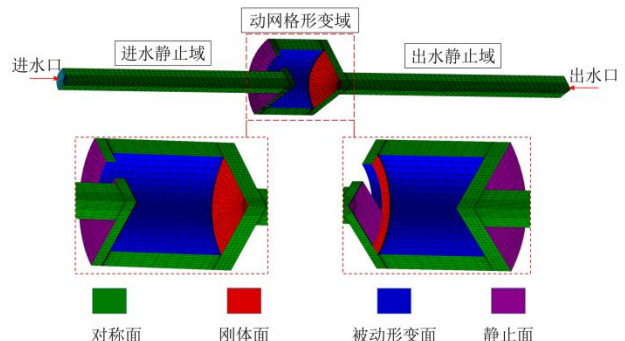


图 3 3D 网格模型及计算域

Fig.3 3D mesh model and computing domain

进出口边界条件设置为 Pressure inlet 和 Pressure outlet,对称面,外部面,内部面分别设置为 Symmetry、Wall、Interior,外部面、内部面,按照主动发生位移、被动发生形变、静止不动,划分为刚体(rig)、形变

(def)、静止(sta)三类。每次计算开始时采用初始网格模型,之后网格数由网格更新而自动发生变化。调压杯的运动方式和流量收敛条件通过 UDF 给定,自动寻找平衡位置采用。采用三维不可压缩 N-S 方程描述本压力调节器内部的流体特征,速度和压力的耦合采用 SIMPLE 算法,使用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型^[15]。连续性方程和动量方程收敛残差标准为 1×10^{-5} ,时间步长选用 1×10^{-5} s。

1.3 数值求解弹簧参数流程

压力调节器弹簧参数求解模型的计算流程如图 4 所示。计算流程如下:①设置压力调节器动网格模型出口压力为预置压力值,设置移动部件运动速度为每时间步 0.02 mm,时间步长为 1×10^{-5} s(综合考虑了初始网格最小高度和计算精度)。②设置移动部件运动法则为:流量大于设定值时时,向上游匀速运动,小于设定值时向下游运动,达到设定值时停止运动,计算完成。③设置不同的压力调节器进口压力进行模拟计算,得到移动部件在不同位移量 x (即弹簧压缩增量)条件下的轴向上水压力合力值 F_w (等于弹簧力 F_s)。④达到平衡位置时,移动部件保持静止,由力的平衡原理可知, F_w 等于 F_s 。根据胡克定律,当两组及以上的弹簧压缩增量 x 和弹簧力 F_s 已知时,通过线性拟合的方法,可求解得到弹簧参数。设定流量允许范围采用 $Q_0 \pm \Delta q$ 形式,本试验取 $Q_0=1\ 000$ L/h、 $\Delta q=10$ L/h。

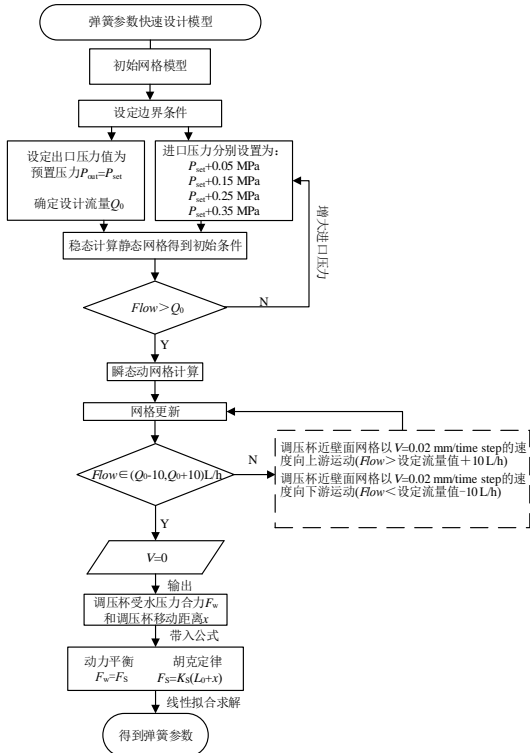


图 4 弹簧参数求解流程图

Fig.4 Flow chart of spring parameter solution

1.4 结果验证

图 5 为压力调节器测试系统、3D 打印的压力调节器试样和加工的弹簧实物。如图 5 所示,将加工的不同参数的弹簧(图 5(c))与 3D 打印的压力调节器装配组合(图 5(b)),然后安装至图 5(a)所示的测试系统中,进行水力性能测试。通过实物测试的方法,验证所提出的弹簧参数设计方法的可靠性和设计精准程度。如图所示,待测压力调节器进出水口的压力分别由精密压力表 1(精度 0.4 级,量程 0~0.6 MPa)和精密压力表 2(精度 0.4 级,量程 0~0.25 MPa)测试得到,压力调节器过流量通过 JCLWGY-10B10ss 型智能涡轮流量计(精度 0.1 L/h,测流范围 0.15~1.5 m³/h)测试得到。

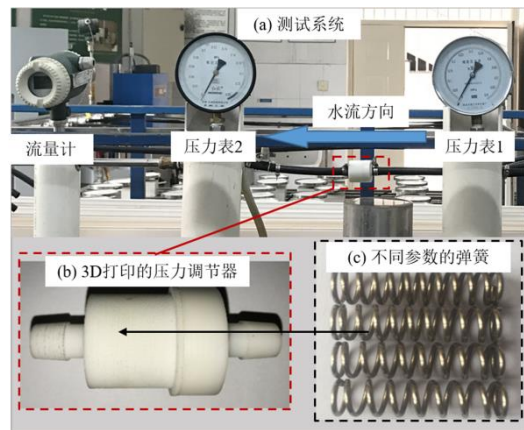


图 5 测试系统、压力调节器实物和内装弹簧实物

Fig.5 Test system, pressure regulator and spring

由前文可知,基于 CFD 动网格技术,可通过监测不同进口压力条件下,调压杯轴向所受的水压力合力和调压杯位移量的方式,等效获得弹簧力和弹簧压缩增量,进而求解出弹簧参数。图 6 所示,是采用 1.2 节中建立的弹簧参数快速设计模型,并按照 1.3 节中的设计流程,模拟得到的预置压力设计值 0.05、0.08、0.10 MPa 和 0.12 MPa 时,弹簧压缩增量和弹簧力的关系图及线性拟合结果。由图 6 可知,线性拟合得到的 R^2 均大于 0.95,表明该弹簧设计方法理论可行。

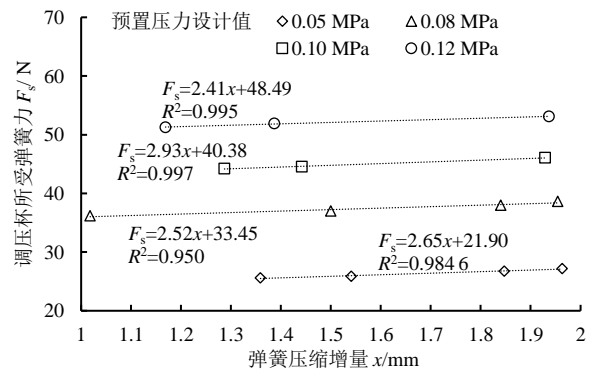


图 6 弹簧压缩增量 x 与弹簧力 F_s 的关系

Fig.6 Relation between spring compression increment x and spring force F_s

表 1 是预置压力设计值为 0.05、0.08、0.10 MPa

和 0.12 MPa 时, 适配的弹簧参数及预置压力设计误差。由表 1 可知, 预置压力越大的压力调节器需选配的弹簧的预紧力越大, 弹簧预压缩长度越长。预置压力设计值为 0.05、0.08、0.10 MPa 和 0.12 MPa 的压力调节器, 适配弹簧刚度分别为 2.65、2.52、2.93 N/mm 和 2.41 N/mm, 弹簧预压缩长度分别为 8.26、13.27、13.78 mm 和 20.12 mm。按照上述设计参数加工的弹簧实物, 并于 3D 打印的压力调节器装配组合进行性能测试(图 5), 实测结果显示采用该弹簧参数设计方法配置的压力调节器弹簧, 可使预置压力设计误差小于 2%(表 1), 说明该方法具有很高的设计精度, 该弹簧设计方法可用。

表 1 压力调节器适配弹簧参数及设计误差

| 弹簧设计参与设计精度 | 压力调节器预置压力规格/MPa | | | |
|------------------------------|-----------------|-------|-------|-------|
| | 0.05 | 0.08 | 0.10 | 0.12 |
| 弹簧刚度 $K_s/(N \cdot mm^{-1})$ | 2.65 | 2.52 | 2.93 | 2.41 |
| 弹簧预紧力 F_{sp}/N | 21.90 | 33.45 | 40.38 | 48.49 |
| 弹簧与压缩长度 $\Delta L/mm$ | 8.26 | 13.27 | 13.78 | 20.12 |
| 预置压力设计相对误差 $RE/\%$ | 1.30 | 1.10 | 0.52 | 0.04 |

2 弹簧参数的快速设计

2.1 结构参数选取

根据以往的设计经验和压力调节器移动部件受力特点(图 2), 选取调压过程中影响移动部件运动的主要受力结构—调压杯上游厚度 R_{up} 、调压杯底面半径 R_{bottom} 和影响局部水头损失动态变化的主要结构—调压断面高度 a (图 1) 作为压力调节器结构变量, 每个因素取 3 个水平, 进行中心复合响应面试验, 试验因素及水平如表 2 所示, 响应面试验方案如表 3 所示。

表 4 弹簧配置参数表

Tab.4 Spring parameter configuration table

| 试验序号 | 不同预置压力设计值时配置的弹簧参数 | | | | | | | | |
|------|-------------------------|---------------|------------|-------------------------|---------------|------------|-------------------------|---------------|------------|
| | 名义预置压力 0.08 MPa | | | 名义预置压力 0.10 MPa | | | 名义预置压力 0.12 MPa | | |
| | $K_s/(N \cdot mm^{-1})$ | $\Delta L/mm$ | F_{sp}/N | $K_s/(N \cdot mm^{-1})$ | $\Delta L/mm$ | F_{sp}/N | $K_s/(N \cdot mm^{-1})$ | $\Delta L/mm$ | F_{sp}/N |
| 1 | 4.36 | 9.79 | 42.68 | 4.23 | 12.05 | 50.98 | 4.13 | 16.14 | 66.58 |
| 2 | 4.77 | 4.53 | 21.60 | 5.92 | 4.45 | 26.36 | 5.70 | 6.26 | 35.68 |
| 3 | 4.73 | 8.35 | 39.46 | 6.27 | 7.67 | 48.06 | 6.14 | 10.15 | 62.28 |
| 4 | 3.03 | 12.41 | 37.60 | 3.95 | 11.80 | 46.61 | 2.70 | 21.60 | 58.32 |
| 5 | 4.23 | 9.12 | 38.58 | 5.43 | 8.70 | 47.24 | 6.18 | 9.39 | 58.00 |
| 6 | 5.37 | 5.96 | 32.01 | 4.40 | 9.66 | 42.50 | 6.19 | 8.09 | 50.04 |
| 7 | 4.60 | 6.30 | 28.98 | 8.08 | 3.87 | 31.28 | 5.76 | 7.81 | 44.99 |
| 8 | 4.85 | 8.37 | 40.59 | 6.50 | 7.62 | 49.53 | 4.65 | 14.10 | 65.57 |
| 9 | 5.92 | 6.50 | 38.48 | 7.82 | 6.00 | 46.92 | 8.39 | 6.82 | 57.22 |
| 10 | 5.50 | 5.16 | 28.38 | 6.51 | 5.52 | 35.94 | 7.08 | 6.36 | 45.03 |
| 11 | 5.57 | 6.00 | 33.42 | 7.01 | 5.87 | 41.11 | 7.10 | 7.32 | 51.97 |
| 12 | 5.57 | 6.00 | 33.42 | 7.01 | 5.87 | 41.11 | 7.10 | 7.32 | 51.97 |
| 13 | 5.57 | 6.00 | 33.42 | 7.01 | 5.87 | 41.11 | 7.10 | 7.32 | 51.97 |
| 14 | 5.57 | 6.00 | 33.42 | 7.01 | 5.87 | 41.11 | 7.10 | 7.32 | 51.97 |
| 15 | 5.57 | 6.00 | 33.42 | 7.01 | 5.87 | 41.11 | 7.10 | 7.32 | 51.97 |

采用最小二乘法对表 4 中的模拟结果进行多元函数回归分析, 以获得弹簧参数 (K 、 ΔL 和 F_{sp}) 的

表 2 压力调节器结构试验因素与水平表

Tab.2 Structure factors and level of pressure regulator mm

| 压力调节器参数 | 取值水平 | | |
|------------------------|------|------|------|
| | -1 | 0 | 1 |
| 调压杯壁面厚度 R_{up} | 1.0 | 1.5 | 2.0 |
| 调压杯下游底面半径 R_{bottom} | 13.5 | 14.5 | 15.5 |
| 调压断面高度 a | 2.0 | 3.0 | 4.0 |

表 3 中心复合响应面试验处理安排

Tab.3 Central composite design matrix mm

| 试验序号 | 试验因素 | | |
|------|------------------|------------------------|------------|
| | 调压杯壁面厚度 R_{up} | 调压杯下游底面半径 R_{bottom} | 调压断面高度 a |
| 1 | 2.0 | 15.5 | 2 |
| 2 | 2.0 | 13.5 | 4 |
| 3 | 1.0 | 15.5 | 4 |
| 4 | 1.0 | 13.5 | 2 |
| 5 | 1.0 | 14.5 | 3 |
| 6 | 2.0 | 14.5 | 3 |
| 7 | 1.5 | 13.5 | 3 |
| 8 | 1.5 | 15.5 | 3 |
| 9 | 1.5 | 14.5 | 2 |
| 10 | 1.5 | 14.5 | 4 |
| 11 | 1.5 | 14.5 | 3 |
| 12 | 1.5 | 14.5 | 3 |
| 13 | 1.5 | 14.5 | 3 |
| 14 | 1.5 | 14.5 | 3 |
| 15 | 1.5 | 14.5 | 3 |

2.2 弹簧参数设计结果

表 4 是根据弹簧参数求解模型模拟得到的不同结构的压力调节器设计预置压 0.08、0.10、0.12 MPa 时的弹簧参数。表 4 中的各试验序号对应的压力调节器结构参数与表 3 相对应。由表 4 可知, 对于某一固定结构的压力调节器, 配置弹簧的预紧力 F_{sp} 与预置压力设计值正相关, 而弹簧刚度 K 和弹簧预压缩长度 ΔL 与预置压力设计值的关系则较为复杂。

回归模型。表 5 是弹簧设计参数分别采用 Liner 模型、2FI 和 Quadratic 模型回归时的相关系数 R^2 和修正相

关系数 R^2_{Adj} 。在满足 R^2 大于 0.9 且 R^2_{Adj} 大于 0.85 的前提下，优先选择构造简单的模型。

表 5 不同模型构造形式下，弹簧参数回归模型的拟合效果
Tab.5 Fitting effect of spring parameter regression model under different model construction forms

| 预置压力设计值/MPa | 弹簧参数 | 相关系数 | 模型构造形式 | | |
|-------------|-----------------------|-------------|--------|------|-----------|
| | | | Liner | 2FI | Quadratic |
| 0.08 | $K/(N \cdot mm^{-1})$ | R^2 | 0.24 | 0.34 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.03 | 0.05 | 0.99 |
| | $\Delta L/mm$ | R^2 | 0.59 | 0.66 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.41 | 0.48 | 0.99 |
| | F_{sp}/N | R^2 | 0.97 | 0.97 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.95 | 0.96 | 0.99 |
| 0.10 | $K/(N \cdot mm^{-1})$ | R^2 | 0.07 | 0.31 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.01 | 0.22 | 0.99 |
| | $\Delta L/mm$ | R^2 | 0.4 | 0.56 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.22 | 0.24 | 0.99 |
| | F_{sp}/N | R^2 | 0.93 | 0.95 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.91 | 0.91 | 0.99 |
| 0.12 | $K/(N \cdot mm^{-1})$ | R^2 | 0.09 | 0.3 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.01 | 0.21 | 0.99 |
| | $\Delta L/mm$ | R^2 | 0.38 | 0.59 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.21 | 0.27 | 0.98 |
| | F_{sp}/N | R^2 | 0.94 | 0.94 | 0.99 |
| | | R^2_{Adj} | 0.92 | 0.93 | 0.99 |

$$K=7.05-0.51R_{up}-0.79R_{bottom}-0.66a-1.66R_{up} \times R_{bottom}-0.95R_{up} \times a-0.50 R_{bottom} \times a-2.18R_{up}^2+0.19R_{bottom}^2+0.064a^2, \quad (4)$$

$$\Delta L=5.86+0.48R_{up}+1.87R_{bottom}-0.24a+2.69R_{up} \times R_{bottom}+1.01R_{up} \times a+1.22R_{bottom} \times a+3.33R_{up}^2-0.11R_{bottom}^2-0.091a^2, \quad (5)$$

$$F_{sp}=42.06-3.68R_{up}+7.39R_{bottom}-5.69a. \quad (6)$$

2.3 结构参数对配置弹簧参数影响的响应面分析

不同预置压力设计值条件下，压力调节器结构因素对配置弹簧参数的影响规律相似，下文将以预置压力为 0.10 MPa 时的情况为例做详细介绍。

图 7 是其他因素取中心水平条件下，调压杯厚度 R_{up} 、调压杯底面半径 R_{bottom} 和调压断面高度 a 两两组合时，对配置弹簧刚度 k 影响的响应面，由图 7 可知，

由表 5 可知， K 和 ΔL 的回归模型只能选择 Quadratic 模型， F_{sp} 的回归模型选择简单的 Liner 模型即可获得较优的拟合效果，可见，当压力调节器预置压力设计值确定时，压力调节器结构参数对弹簧预紧力的交互影响并不显著，但对弹簧刚度和弹簧压缩长度存在显著的交互影响，因此， K 和 ΔL 的回归模型必须使用较为复杂的形式构造，而 F_{sp} 只需使用线性模型构造即可。

由于不同预置压力设计值条件下，弹簧参数回归模型的构造形式相似，以下以预置压力 0.10 MPa 工况为代表介绍弹簧参数快速设计结果。式 (4)、式 (5) 和式 (6) 分别是预置压力设计值 0.10 MPa 条件下，弹簧 K 、 ΔL 和 F_{sp} 的回归模型。在没有电脑辅助设计的条件下，可根据该回归模型推算出不同预置压力条件下，不同结构尺寸的压力调节器适配弹簧参数的参考值。

预置压力设计值为 0.10 MPa 时，不同结构压力调节器适配的弹簧参数回归模型如下：

R_{up} 、 R_{bottom} 和 a 两两组合时均对 k 存在交互影响。 R_{bottom} 一定时， k 随 R_{up} 的增大先增大而后减小，当 R_{up} 取低水平时， k 与 R_{bottom} 正相关，当 R_{up} 取高水平时， k 与 R_{bottom} 负相关。 R_{up} 和 a 对 k 影响的响应面呈马鞍型，当 R_{up} 取中等水平时， k 随 a 的增大先减小后增大，当 a 一定时， k 随 R_{up} 的增大先增大后减小， a 和 R_{bottom} 对 k 影响的响应面也呈类似的马鞍型规律。

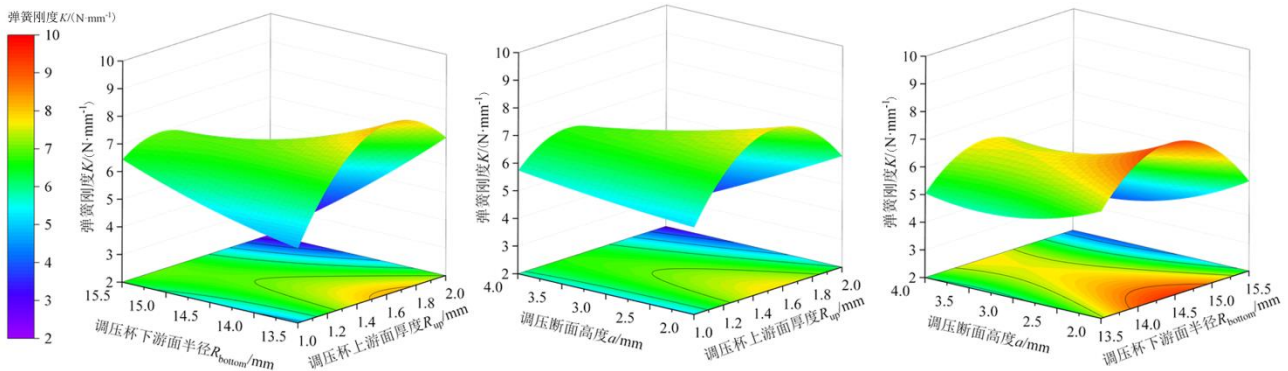


图 7 结构参数对弹簧预刚度 K 影响的响应面

Fig.7 Response surface of the influence of structural parameters on spring prestiffness K

图 8 是其他因素取中心水平条件下， R_{up} 、 R_{bottom} 和 a 两两组合时，对配置弹簧预压缩长度 ΔL 影响的响应面，由图 8 可知， R_{up} 、 R_{bottom} 和 a 两两组合时均对 ΔL 存在交互影响。 R_{bottom} 取高水平时， ΔL 与 R_{up} 正相关， R_{bottom} 取低水平时， ΔL 随 R_{up} 增大先减小后

增大， R_{up} 取高水平时， ΔL 与 R_{bottom} 正相关， R_{up} 取低水平时， ΔL 随 R_{bottom} 增大先减小而后略有增大。 a 一定时， ΔL 随 R_{up} 增大先减小而后增大， R_{up} 取低水平时， ΔL 与 a 负相关， R_{up} 取高水平时， ΔL 与 a 正相关。 a 一定时， ΔL 与 R_{bottom} 正相关。

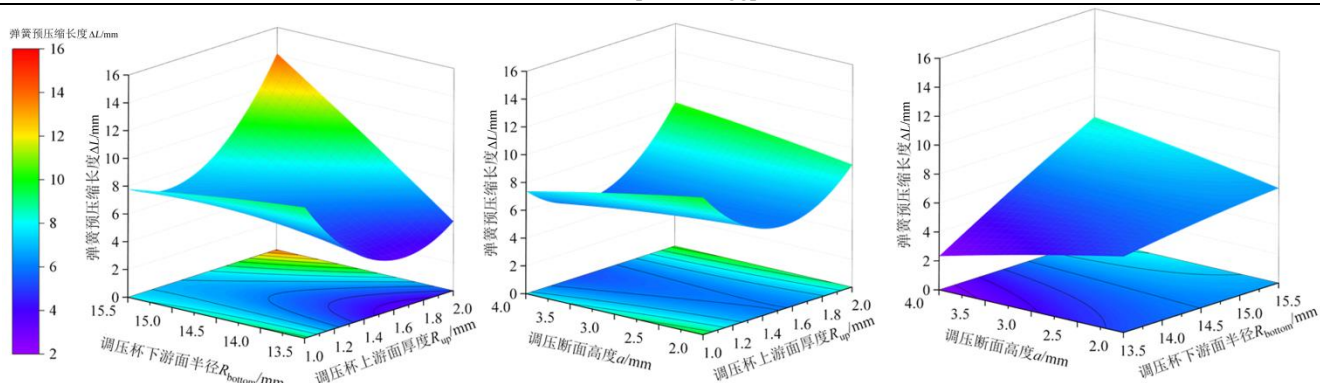


图8 结构参数对弹簧预测压缩长度 ΔL 影响的响应面

Fig.8 Response surface of the influence of structural parameters on spring pre-compression length ΔL

图9 是其他因素取中心水平条件下, R_{up} 、 R_{bottom} 和 a 两两组合时,对配置弹簧预紧 F_{sp} 影响的响应面,由图可知, R_{up} 、 R_{bottom} 和 a 两两组合对 F_{sp} 的交互影响并不显著。其他因素固定时, F_{sp} 与 R_{bottom} 正相关,与 R_{up} 和 a 负相关。

响应面分析结果表明,对于不同结构尺寸的压力调节器,某一预置压力设计条件下,配置弹簧的刚度

和预压缩长度之间的配合关系是较为复杂的。因此,传统的参数化弹簧设计手段往往需要进行大量的参数耦合试验探索规律,而后才能设计出适配弹簧,故而导致研发周期较长。而借助动网格技术的弹簧参数设计方法,则可以根据压力调节器的结构特点,直接、快速且精准地设计出不同预置压力要求下的适配弹簧参数,能够极大地缩短研发周期。

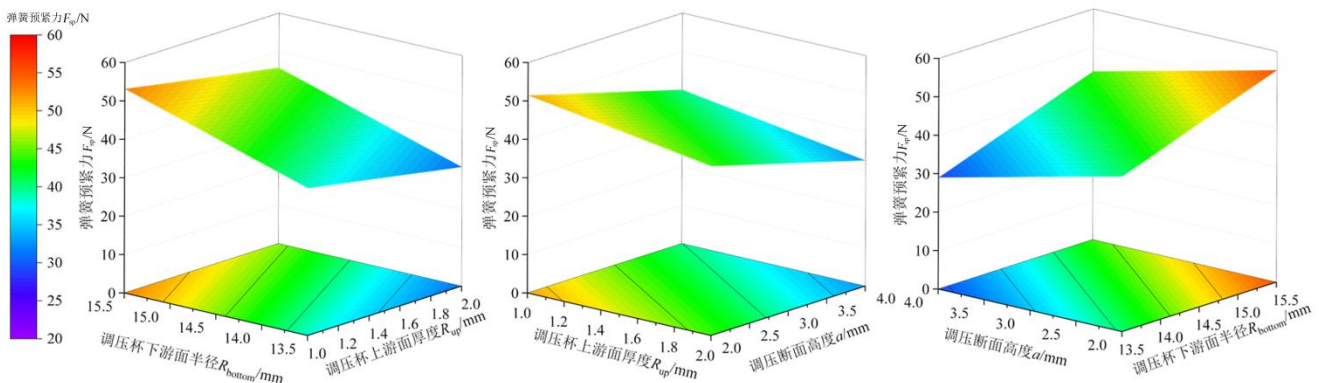


图9 结构参数对弹簧预紧力 F_{sp} 影响的响应面

Fig.9 Response surface of the influence of structural parameters on spring preload F_{sp}

3 讨论

压力调节器是保障灌溉系统安全性和灌水均匀性的重要设备^[1-2],其性能优劣直接影响灌溉效果^[3-7]。压力调节器内部配置的弹簧参数,同时影响压力调节器预置压力规格、调压稳定性、调压范围和适用流量等各项性能指标,因此弹簧参数设计是压力调节器研发的关键之一。

压力调节器的设计难点在于,如何通过较少的试验样本实现压力调节器性能的多目标优化。为此,本文以一种移动部件为“杯”式结构的压力调节器为例,构建了弹簧参数求解模型。在数值模型中,压力调节器出口压力设置为相应预置压力规格,以此保证预置压力设计精度;进口边界条件设计为一系列进口压力,以此控制调压范围并保证调压稳定性满足设计要求;计算收敛条件设置为出口流量满足最大设计流量,以此保证适用流量满足设计要求。该设计方法的主要优

点是:①将弹簧的2个参数分离出结构试错试验显著降低试验处理量。以结构参数3因素3水平为例,耦合弹簧参数的全面试验处理量为243次,而该设计方法全面试验处理量为27次。②实现了预置压力定向设计,设计绝对误差小于2%。③提高了模拟计算速度,以该文结构的压力调节器为例,传统动力学模型下12线程并行计算一次结果收敛需要12~72h^[15],而相同计算力下该弹簧参数设计模型计算一次结果收敛只需要0.2~2h。综上,通过设置合理的数值模型边界条件和收敛条件,该设计方法实现了弹簧参数的高效配置和压力调节器性能的多目标优化。

本文研究表明,对于某一固定结构的压力调节器,其预置压力随配置弹簧紧力的增大而线性增大。预置压力确定时,弹簧预紧力与移动部件上游受压面面积和调压断面高度线性负相关,与移动部件下游受压面面积线性正相关。在预置压力规格、调压稳定性、调压范围和适用流量均满足设计要求的前提下,压力调

节器结构参数对弹簧预紧力的交互影响不显著,但对弹簧刚度和弹簧压缩长度存在显著的交互影响,因此导致了传统压力调节器设计中,优化某一性能指标而导致其他性能指标劣化的问题。

4 结论

1) 以一种移动部件为“杯”式结构的压力调节器为例,构建了弹簧参数求解模型,在所建立的弹簧参数求解模型的基础上,根据力的平衡原理和胡克定律,建立了弹簧参数快速设计方法,实测验证结果表明,该方法的预置压力设计绝对误差 RE 小于 2%。

2) 得到了预置压力设计值 0.10 MPa 条件下,压力调节器主要结构参数对配置弹簧参数的影响规律并构建了弹簧参数回归模型。

3) 对于某一固定结构的压力调节器,配置弹簧的预紧力与预置压力设计值正相关,而弹簧刚度和弹簧预压缩长度与预置压力设计值的关系则较为复杂;当压力调节器预置压力设计值确定时,压力调节器结构参数对弹簧预紧力的交互影响不显著,但对弹簧刚度和弹簧压缩长度存在显著的交互影响。

(作者声明本文无实际或潜在利益冲突)

参考文献:

- [1] LAMM F R, MANGES H L, STONE L R, et al. Water requirement of subsurface drip-irrigated corn in northwest Kansas[J]. Transactions of the ASAE, 1995, 38(2): 441-448.
- [2] BAR-YOSEF B. Advances in fertigation[M]//Advances in Agronomy. Amsterdam: Elsevier, 1999: 1-77.
- [3] ZHU H, SORENSEN R B, BUTTS C L, et al. A pressure regulating system for variable irrigation flow controls[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2002, 18(5): 533-540.
- [4] ELLA V B, KELLER J, REYES M R, et al. A low-cost pressure regulator for improving the water distribution uniformity of a microtube-type drip irrigation system[J]. Applied Engineering in Agriculture, 2013, 29(3): 343-349.
- [5] WALLER P, YITAYEW M. Surface irrigation[M]//Irrigation and Drainage Engineering. Cham: Springer International Publishing, 2016: 343-368.
- [6] MENICONI S, BRUNONE B, MAZZETTI E, et al. Pressure reducing valve characterization for pipe system management[J]. Procedia Engineering, 2016, 162: 455-462.
- [7] 李连豪, 李光永, 乔晓东, 等. 中心支轴式喷灌机非设计工况对均匀性的影响评估[J]. 农业机械学报, 2015, 46(12): 62-66, 116. LI Lianhao, LI Guangyong, QIAO Xiaodong, et al. Assessment of influence of off-design conditions on uniformity of sprinkler irrigation of center-pivot irrigation system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(12): 62-66, 116.
- [8] 田金霞, 龚时宏, 李光永. 滴灌系统中压力调节器应用的经济性分析[J]. 灌溉排水学报, 2004, 23(4): 55-57. TIAN Jinxia, GONG Shihong, LI Guangyong. Economic analysis of pressure regulators in the drip irrigation system[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2004, 23(4): 55-57.
- [9] 田金霞, 龚时宏, 李光永, 等. 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, et al. Impacts of pressure regulator parameters on preset pressure in micro-irrigation system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21(12): 48-51.
- [10] 柴海东, 李光永, 郭文哲. 微灌直动式减压阀设计及其参数对预置压力影响研究[J]. 灌溉排水学报, 2015, 34(12): 65-70. CHAI Haidong, LI Guangyong, GUO Wenzhe. Design of direct-acting pressure reducing valve and the effects of the parameters on its preset pressure[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2015, 34(12): 65-70.
- [11] 郭文哲, 李光永, 柴海东. 微灌系统中支管用先导隔膜式减压阀的研制[J]. 灌溉排水学报, 2015, 34(12): 59-64. GUO Wenzhe, LI Guangyong, CHAI Haidong. Development on pilot operated pressure reducing valve for manifold in micro-irrigation system[J]. Journal of Irrigation and Drainage, 2015, 34(12): 59-64.
- [12] 张琛, 李光永. 灌溉系统直动式压力调节器动力学模型与数值模拟[J]. 农业工程学报, 2015, 31(20): 80-87. ZHANG Chen, LI Guangyong. Dynamic model and numerical simulation of direct-acting pressure regulator for irrigation system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(20): 80-87.
- [13] 张琛, 李光永. 结构和弹簧参数对压力调节器性能影响的数值模拟分析[J]. 农业工程学报, 2016, 32(11): 117-123. ZHANG Chen, LI Guangyong. Simulation analysis on effect of geometric and spring parameters on performance of pressure regulator[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2016, 32(11): 117-123.
- [14] ZHANG C, LI G Y. Optimization of a direct-acting pressure regulator for irrigation systems based on CFD simulation and response surface methodology[J]. Irrigation Science, 2017, 35(5): 383-395.
- [15] WANG X R, LI G Y, ZHANG C. Simulation analysis of the effects of friction on the performance of pressure regulator for drip tape[J]. Computers and Electronics in Agriculture, 2021, 184: 106-130.
- [16] QIAN J Y, WEI L, JIN Z J, et al. CFD analysis on the dynamic flow characteristics of the pilot-control globe valve[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 87: 220-226.
- [17] MAKARYANTS G M. Fatigue failure mechanisms of a pressure relief valve[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2017, 48: 1-13.
- [18] ZHANG J, YANG L, DEMPSTER W, et al. Prediction of blowdown of a pressure relief valve using response surface methodology and CFD techniques[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 133: 713-726.
- [19] LYU D W, ZHANG J A, YU X H. Fluid-structure interaction dynamic simulation of spring-loaded pressure relief valves under seismic wave[C]//AIP Conference Proceedings. Busan, 2018: 030 018.
- [20] 王伟, 罗瑜, 罗艳蕾, 等. 基于动网格的组合式液阻元件数值模拟[J]. 机床与液压, 2021, 49(24): 147-152. WANG Wei, LUO Yu, LUO Yanlei, et al. Numerical simulation of combined hydraulic resistance element based on dynamic mesh[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(24): 147-152.
- [21] WU C S, LI S Y, LI Q Q, et al. Optimization of nonlinear pressure-flow characteristics of a spring-loaded pressure relief valve based on computational fluid dynamics simulation[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2021, 143(6): 061 401.
- [22] 张建华, 宗超勇, 邓德伟, 等. 弹簧式安全阀回座过程的 CFD 数值模拟与实验研究[C]//第十七届中国 CAE 工程分析技术年会论文集. 海口, 2021: 186-189.

A rapid method for determining the parameters of the spring within the pressure regulator in irrigation system using adaptive meshing technology

WANG Xiaoran^{1,2}, ZHANG Chen³, LI Guangyong^{2*}

(1. School of Engineering, the Open University of China, Beijing 100039, China; 2. College of Water Resources & Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China; 3. Institute of Water Resources for Pastoral Area, MWR, Hohhot 010020, China)

Abstract: 【Background and Objective】 Pressure regulators (PR) are an indispensable component in irrigation systems, particularly in large-scale hilly terrain, ensuring precise water distribution and system efficiency. The performance of PRs heavily relies on the parameters of their internal springs, yet their design requires refinement. This paper aims to propose an efficient and accurate method for rapid design of the pressure regulator springs.

【Method】 The method was based on CFD by using an adaptive mesh technology to construct a model for solving for the spring parameters. We developed a model to determine the spring parameters, by using the PR with a cup-shaped moving part as the case study. We established a comprehensive spring parameter design process and devised a rapid design method based on the force balance principles and Hooke's law. In the numerical model, the outlet pressure was meticulously set to meet specific preset pressure specifications, ensuring design precision. Various inlet boundaries were designed to control the regulating range and ensure stable pressure regulation. Additionally, convergence conditions were established to guarantee that applicable flow rates met design requirements. By configuring appropriate boundary and convergence conditions, our method facilitates efficient spring parameter configuration and achieves multi-objective optimization. **【Result】** ①The absolute error of the design outcomes was less than 2%. ② For a fixed-structure PR, the preload of the configured spring exhibited a positive correlation with the design preset pressure value. However, the relationship between spring stiffness and precompression length with the preset design pressure value was more complicated. When the design PR preset pressure was determined, the preload force of the spring was inversely linearly correlated to the pressure-adjusting cross-sectional height and the water pressure area upstream of the moving part, and was linearly correlated to the water pressure area downstream of the moving part. The interaction effect of PR structural parameters on spring preload force was not significant, but there was a notable interaction effect on spring stiffness and compression length. **【Conclusion】** The proposed method can circumvent the issues associated with the traditional pressure regulator design and can thus be used as an improved method for PR spring design.

Key words: micro-irrigation; pressure regulator (PR); spring parameter; computational fluid dynamics(CFD); dynamic mesh

责任编辑: 赵宇龙