

张延忠, 耿运生, 王志斌. 活塞式调流调压阀水力特性测试[J]. 南水北调与水利科技(中英文), 2023, 21(6): 1145-1151, 1158. ZHANG Y Z, GENG Y S, WANG Z B. Hydraulic characteristics test of plunger control valve[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2023, 21(6): 1145-1151, 1158. (in Chinese)

活塞式调流调压阀水力特性测试

张延忠, 耿运生, 王志斌

(河北省水利规划设计研究院有限公司, 石家庄 050021)

摘要: 为保证调流调压阀运行安全稳定, 从阀门水力设计、安装高程确定及运行调度等方面提出阀门水力特性的优化措施。分析调流调压阀临界汽蚀系数及汽蚀装置系数确定方法, 借鉴水轮机汽蚀力学判据的概念, 推导出阀门安装高程的计算公式。采集在线调流调压阀运行数据, 绘制真机流量系数与开度特性曲线, 对阀门水力设计进行验证和校核。结果表明: 阀门开度大于 45.3% 时流量系数实测值与设计曲线基本一致, 但在小开度段偏差稍大; 现场试验过程中阀门运行平稳, 噪声在 90 dB(A) 以下, 振动幅度也在较小范围内, 进一步验证了调流调压阀水力特性优化设计及安装高程确定方法的合理性。

关键词: 调流调压阀; 水力特性; 汽蚀系数; 安装高程; 测试分析

中图分类号: TV131.63 **文献标志码:** A **DOI:** 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2023.0112

近年来, 随着我国引调水工程建设的实施, 调流调压阀广泛应用于需要调流、减压或稳压的输水管道工程中。调流调压阀形式多采用套筒式活塞式, 阀体内部形成轴向环形流道, 从入口到出口形成面积逐减、流速渐升的通道, 活塞末端套筒设有消能槽孔或圆形喷孔, 水流从节流孔中喷出形成高速对射喷射起到减压消能的作用, 调节活塞行程进而调整出流面积起到调节流量作用, 同时达到减压和调流的效果^[1-2]。但在实际工程设计时, 若调流调压阀流道设计或出口淹没高度计算不合理, 当水流通过阀门内部流道时会产生紊流, 进而出现水的闪蒸和空化引起汽蚀、强振动及高噪声, 对阀门过流部件造成巨大的破坏, 严重影响阀门的性能和寿命, 给阀室带来不安全因素。因此, 优化阀门内部流道水力特性, 合理确定阀门安装高程, 消除汽蚀和振动是阀门设计必须关注的问题^[3-4]。

对于水力机械水力特性的研究有模型试验、仿真计算和现场测试 3 种手段^[5]。模型试验是设计开发和验证新型水力机械产品的重要手段, 依据相似原理把流体流动原型按一定比例缩小制成模型, 模拟与实际情况相似的流体进行观测和分析研究, 然后将模型试验的成果换算和应用到原型中, 进而分

析判断原型的情况。仿真计算利用 CFD 数值模拟技术, 对水力机械内部流动的微观结构、速度场、压力场等流动细节进行深入研究, 充分掌握其内部复杂的流场结构, 了解水流的实际运动状态, 对于改善水力机械的性能和可靠性具有重要意义。现场测试则能真实反映真机的运行特性, 对模型试验和仿真计算进行验证和校核, 为水力机械设备安全、经济运行提供技术数据, 也能校验设备设计、制造和安装质量水平。现在水轮机、水泵现场测试技术已非常成熟, 且有规范可依^[6-8], 为相关设备现场试验验收提供了技术支持。调流调压阀大多由企业自行设计, 仅有部分中小型项目采用理论或经验公式计算水力特性, 个别项目进行了 CFD 仿真分析和模型试验^[9], 但至今未见阀门现场测试相关报道。

目前对水力机械(如水轮机、水泵和阀门等)水力特性的研究, 多集中在水力设备的能量特性、空化特性及运行稳定性等目标优化方面。由于水力机械内部流道比较复杂, 流道内发生空化现象的位置和时间具有不确定性, 往往随水力设备整体运行条件而改变。国内外目前均没有手段对汽蚀进行定量研究从理论上无法解决高压差严重空化、汽蚀破坏问题^[10], 现有空化方面研究多集中于水泵^[11-13]、

收稿日期: 2023-06-02 修回日期: 2023-11-11 网络出版时间: 2023-11-29

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/13.1430.TV.20231127.1736.012>

基金项目: 河北省“三三三人才工程”资助项目(332015)

作者简介: 张延忠(1982—), 男, 山东潍坊人, 正高级工程师, 主要从事水力机械及金属结构研究。E-mail: hbslzyz@163.com

水轮机^[14-15]和迷宫式多级降压阀^[16]等设备。阀壁处汽蚀发生部位不固定,汽蚀量值难以直接测量和试验验证,只能通过啸叫、振动等现象来判断。目前 CFD 仿真计算仍是研究泵阀装置水力特性的有效手段^[17-22],通过仿真分析能计算出流道各部位压力值,可直接观察到负压区的位置^[9]。阀门汽蚀研究多从内部流道优化和仿真计算等方面进行,而对调流调压阀安装高程确定方面研究较少,实际工程中阀门安装高程确定存在一定盲目性,阀门安装难以做到既安全可靠又经济合理。

本文对调流调压阀水力设计及汽蚀特性等方面进行分析,借鉴水轮机汽蚀力学判据的概念,推导出阀门安装高程的计算公式,采集在线运行阀门运行数据,进行真机测试与验证,从而提出阀门水力特性的优化措施,为工程安全、高效、稳定、环境友好运行提供理论依据,提升调水工程现代化设计管理的技术水平。

1 阀门水力特性优化

为保证调流调压阀安全稳定运行,可从优化阀门水力设计、降低阀门安装高程、提高阀门材料性能和加工工艺水平^[23]以及改善运行条件等方面着手。下面重点从阀门安装高程合理确定方面进行分析,以期使现场安装的阀门能在最优水力条件下运行,从而确保阀门运行安全稳定、调节性能良好,进一步延长阀门使用寿命。

在确定调流调压阀安装高程时,可通过降低阀门安装高程来增加阀门流道内水压,以防过流部件发生严重空化。显然,阀门流道水压越大,则阀门需要安装越低,阀门抗空化性能愈好,但土建投资则愈大。若要调流调压阀控制精度正常,而不出现阀门剧烈振动和噪声突然增大等现象,阀门装置汽蚀系数须大于阀门临界汽蚀系数。因此,综合考虑阀门各种运用工况,结合制造商提供的阀门临界汽蚀系数,在预留一定安全裕度的情况下,通过计算确定阀门安装高程。具体做法为,通过分析最不利工况,根据调流调压阀临界汽蚀系数和出口最低工作压力合理确定阀门的安装高程。近年来国内外研究有增加空化安全系数的趋势,借鉴水泵及水轮机安装高程确定方面的经验,在阀门设计水头差较大时,阀门空化安全系数尽量取大值。

1.1 临界汽蚀系数

判断调流调压阀内部是否发生了汽蚀现象,

借鉴水轮机汽蚀力学判据的概念,将调流调压阀的持续汽蚀系数选为临界汽蚀系数 σ_{mr} ,并作为汽蚀流体力学的相似判据。阀门临界汽蚀系数一般由阀门制造商针对阀门类型、尺寸、开度提供的对阀门本身及下游管道不产生空蚀的空化数。它可通过对大量试验数据进行统计分析,根据不同空化阶段的空化系数与振动关系曲线得到。阀门临界汽蚀系数为阀门安全、稳定运行最小极限空化系数,该值越小说明阀门抗汽蚀能力越强,表达式^[24-25]为

$$\sigma_{mr} = \frac{P_2 - P_v}{P_1 - P_2} \quad (1)$$

式中: P_1 为阀门进口绝对压力,Pa; P_2 为阀门出口绝对压力,Pa; P_v 为介质的绝对气化压力,Pa。

1.2 装置汽蚀系数

一般假定阀门内发生汽蚀的临界压力即为水的汽化压力。为避免阀门过流部件汽蚀破坏,就要使过流部件压力最低点的压力大于此时水的汽化压力。因此,阀门装置汽蚀系数 σ_p 必须大于阀门临界汽蚀系数。装置汽蚀系数是由阀门安装高程及具体运行工况确定的空化系数,一般采用式(2)计算,公式中的速度一般是用阀门通径和流量来计算得到的平均流速,表达式为

$$\sigma_p = \frac{H_2 + H_a - H_v}{H_1 - H_2 + \frac{v^2}{2g}} \quad (2)$$

式中: H_1 为阀进口水头,m; H_2 为阀出口水头,m; H_a 为当地大气压对应的水柱高度,m; H_v 为 20℃ 水的饱和蒸汽压力对应的水柱高度,m; v 为管道流速,m/s; g 为重力加速度,取 9.81 m/s²。

1.3 阀门安装高程的确定

活塞式调流调压阀安装位置应保证在各种运行工况时不产生超过允许的空蚀破坏,即确保阀门各种运行工况过流工作特性正常而不发生剧烈振动和噪声突然增大,阀门装置汽蚀系数必须大于阀门临界汽蚀系数,并保持一定裕量,从而得出式(3)。

$$\sigma_p = \frac{H_2 + H_a - H_v}{H_1 - H_2 + \frac{v^2}{2g}} = K\sigma_{mr} \quad (3)$$

式中: K 为阀门汽蚀安全系数,可取值 1.1~1.3。

引入汽蚀安全系数 K 的原因如下:在进行调流调压阀模拟时,因试验条件的局限,实际上不能完全满足原模型阀门中的水流动力相似条件,所以必须考虑比尺效应等因素修正;阀门一般通过对大量试验数据进行统计分析,根据不同空化阶段的空化

系数与振动关系曲线得到,应用于实际工程时需进行修正。

式(3)化简得

$$H_2 + H_a - H_v = K\sigma_{mr} \left(H_1 - H_2 + \frac{v^2}{2g} \right) \quad (4)$$

将 H_s 定义为阀门的吸出高度,计算公式为

$$H_s = -H_2 = H_a - H_v - K\sigma_{mr} \left(H_1 - H_2 + \frac{v^2}{2g} \right) \quad (5)$$

因此,阀门中心的安装高程 ∇ 的计算公式为

$$\nabla = \nabla_2 + H_s \quad (6)$$

式中: ∇_2 为阀门出口最低水位,m。

2 阀门现场测试技术

调流调压阀现场测试的内容主要包括流量系数测试、流阻系数测试、流量调节特性测试、汽蚀特性及噪声测试等。下面就阀门现场测试仪器布设、测量精度、测试方法及数据处理等内容进行论述。

2.1 现场测试仪器布设及测量精度

现场测试数据采集利用现地安装的超声波流量

计、压力变送器及液位监测仪等仪表,见图1。调流调压阀过阀流量值通过布置在流量计井内的4台DN1400超声波流量计测得,其由Rittmeyer公司制造,超声换能器采用4声道布置。超声波流量计上游直管段长度17m,下游直管段长约9.5m,直管段长度满足流量计前 $10D_N$ (D_N 为流量计内径)后 $5D_N$ 的要求。流量计测量原理为超声波时差式,流量积分采用IEC41(Gauss)积分方法,流速测量范围0.02~20.00 m/s;测量准确度不低于0.5级,重复性误差不高于0.3%。调流调压阀前压力值通过安装在阀前钢管顶部的4台压力变送器测得,传感器安装位置水流平顺、干扰较小。压力传感器采用扩散硅压阻式,插入式安装,其测量精度为 $\pm 0.2\%FS$,回差为 $\pm 0.2\%FS$ 。调流调压阀后压力值通过在调压井内布设2只液位变送器测得,液位传感器测点安装于DN100稳压管内,以消除水面波动对测量精度的影响。水位传感器采用压阻式,投入式安装,其测量精度为 $\pm 0.2\%FS$,回差为 $\pm 0.2\%FS$ 。

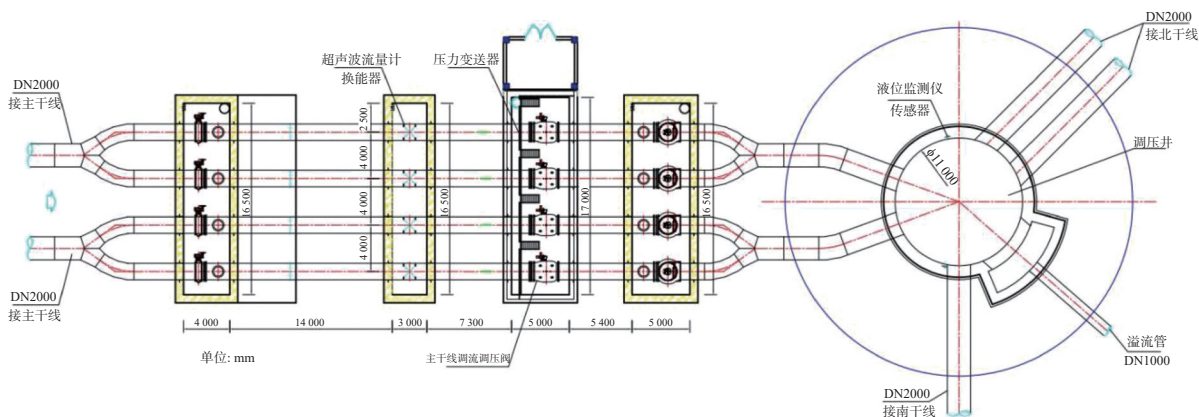


图1 保沧干渠调压井处调流调压阀及测试仪器布设

Fig. 1 Layout of plunger control valve and testing instrument at surge tank of Baocang canal

2.2 现场测试方法及数据处理

2.2.1 现场测试方法

现场测试前首先确认现场使用的超声波流量计、压力变送器及液位监测仪等数据采集仪器在有效检定周期内,以保证采集数据的准确性。现场测试需在不影响工程运行调度安全的前提下进行,短时间无法完成阀门较大开度范围流量测试。整个现场测试过程需在线采集较长一段时间运行数据(如1个月),测得阀门流量范围才更为宽泛。现场流量、压力及液位测量仪表的数据自动采集时间间隔为5 min。鉴于实际工程运行流量调节变化不频繁,现

场测试时每隔4 h采集1次数据。

2.2.2 现场测试参数的测量

过阀流量的测量。调流调压阀过阀流量值利用在同一管道上安装的超声波流量计实时量测,现场测试每隔4 h记录1次数据。测得的过阀流量数值记为 $Q(m^3/h)$ 。

阀进口压力的测量。现场测得阀前压力变送器传感器位置与管道中心高差为1.1 m,水的重度为 $9.81 kN/m^3$,每隔4 h记录压力变送器读数,记为 $P_1'(MPa)$ 。经换算,阀进口压力表达式为

$$P_1 = 10^3 P_1' + 9.81 \times 1.1 \quad (7)$$

式中: P_1 为阀进口压力, kPa。

阀出口压力的测量。现场测得调压井液位传感器位置与管道中心高差 0.98 m, 每隔 4 h 记录液位监测仪读数, 记为 P_2' (m)。经换算, 阀出口压力表达式为

$$P_2 = 9.81(P_2' + 0.98) \quad (8)$$

式中: P_2 为阀出口压力, kPa。

2.2.3 现场测试数据处理

阀门流量系数的计算。阀门流量系数 K_v 按照 GB/T 30832—2014《阀门 流量系数和流阻系数试验方法》^[26] 的公式计算, 表达式为

$$K_v = 10Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_v \times \rho_0}} \quad (9)$$

式中: ΔP_v 为阀进、出口净压差, kPa, $\Delta P_v = P_1 - P_2$; ρ 为试验水的密度, kg/m^3 ; ρ_0 为 15℃ 水的密度, kg/m^3 。

阀门流阻系数的计算。阀门流阻系数 ξ 按照 GB/T 30832—2014 的公式计算, 表达式为

$$\xi = \frac{2000 \times \Delta P_v}{\rho v^2} \quad (10)$$

式中: v 为管道内水的平均流速, m/s。

阀门在不同开度和压差时, 记录阀门对应的流量值, 利用式(9)计算阀门各个开度下的流量系数 K_v 值, 以阀门开度 τ 为横坐标、 K_v 值为纵坐标绘制流量系数 K_v 曲线。同样地, 利用式(10)计算阀门各个开度下的阀门流阻系数 ξ 值, 以阀门开度 τ 为横坐标、 ξ 值为纵坐标绘制流阻系数 ξ 曲线。

3 工程实例

3.1 布置和运行工况

保沧干渠工程主要担负向保定、沧州、廊坊 3 市 12 县(市、区)13 个目标的供水任务, 是河北省南水北调配套工程的重要组成部分。干渠采用管道输水, 管线途经定州、安国、博野县城北部至蠡县, 在蠡县北王村北侧设调压井, 自调压井以后分为南、北 2 条干管, 南干至献县、河间, 北干至任丘、文安、大城。南干全线和北干任丘以下段采用单管输水, 其余为双管输水, 管道总长 242.265 km。

在主干线末端桩号 82+950 处设调压井, 调压井前管道设置活塞式调流阀, 以控制输水流量并调整调压井水位。调压井上游连主干线管道, 主干线由 2 条管径 2 m 的管道分为 4 条管径 1.4 m 的管道, 管道上设 4 台 DN1400 工作阀, 工作阀上游依次设检

修用蝶阀、超声波流量计, 下游设检修用偏心半球阀, 之后管道进入调压井。阀室地面高程 16.60 m, 考虑水锤作用后压力等级取 1.0 MPa, 阀室内设有 1 台 MD₁ 型 16 t 电动葫芦用于起吊检修。阀门按“无人值班(少人值守)”运行原则设计, 配备单独的 PLC, 接受上位机的调度并实现阀门自身的控制调节。工作阀采用 DN1400-1.0 MPa 的活塞式调流调压阀(设计参数见表 1), 可实现消能和流量调节, 阀前水位变幅 32.32 ~ 68.30 m, 阀后调压井水位变幅 16.00 ~ 31.32 m。

表 1 调流调压阀设计参数

Tab. 1 Design parameters of plunger control valve

阀门运行工况	阀门流量/ ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	进水侧 水位/m	出水侧 水位/m	水头 差/m
设计流量	1.84	32.32	31.32	1.00
	1.84	68.30	16.00	52.30
最大流量	3.22	50.31	31.32	18.99

3.2 阀门水力特性设计

经过初步选型和制造商 VAG 公司优化, 调压井前 4 台调流调压阀采用流线型轴对称流道, 过流面为连续的环状过流面, 流道平滑顺畅; 阀门出口型式采用 SZ30-50%, 节流套筒采用开槽形式, 保证了阀门流量调节时水流条件最优。

经水力特性优化后的阀门流量系数与开度曲线见图 2, 经换算绘制出不同压差下流量与开度曲线见图 3。该阀汽蚀系数与开度曲线见图 4, 阀门最大压差 52.3 m, 噪声与开度曲线见图 5。

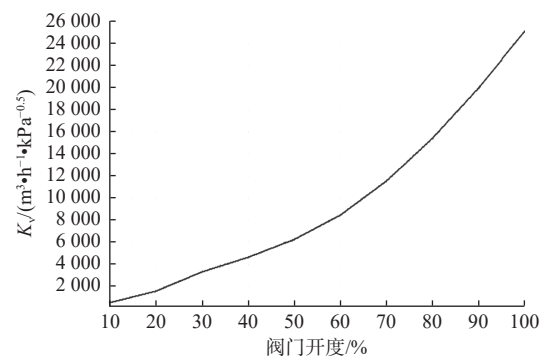


图 2 调流调压阀流量系数与开度特性曲线

Fig. 2 The flow coefficient-opening characteristic curve of plunger control valve

由图 2 可知, 该阀门过流特性近似为线性, 能较好地实现阀门精度控制。由图 3 可以看出: 阀门在

最小压差 1 m 工况、通过设计流量 $1.84 \text{ m}^3/\text{s}$ 时阀门开度为 86%; 阀门在最大压差 52.3 m 工况、通过设计流量 $1.84 \text{ m}^3/\text{s}$ 时阀门开度为 28%; 阀门在平均压差 18.99 m 工况、通过最大流量 $3.22 \text{ m}^3/\text{s}$ 时阀门开度为 60%。因此, 阀门过流能力设计满足要求。

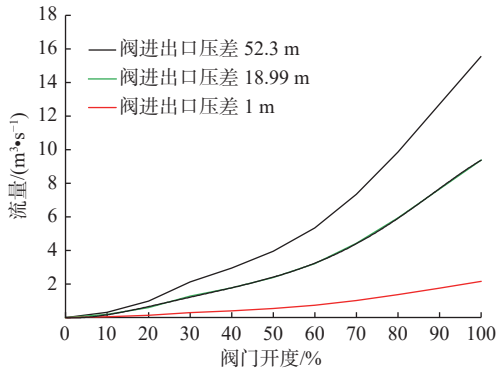


图3 调流调压阀不同压差工况流量与开度特性曲线

Fig. 3 The flow-opening characteristic curves of plunger control valve under different pressure differential conditions

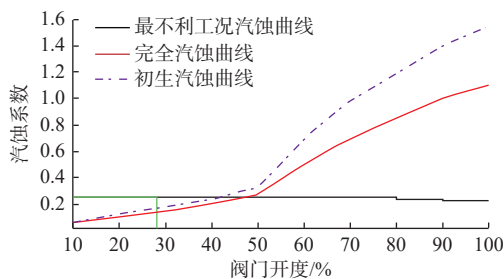


图4 调流调压阀汽蚀系数与开度特性曲线

Fig. 4 The cavitation coefficient-opening characteristic curves of plunger control valve

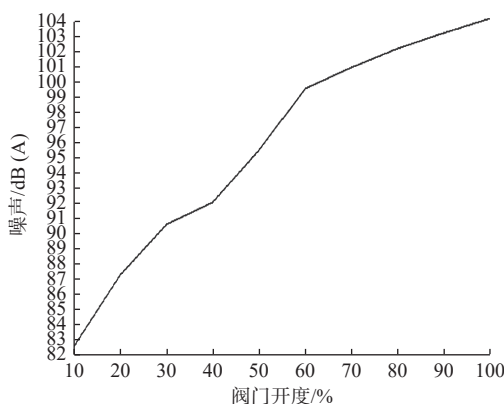


图5 调流调压阀最大压差工况噪声与开度特性曲线

Fig. 5 The noise-opening characteristic curve of plunger control valve under the maximum pressure differential condition

由图4、图5可知, 该阀门初生汽蚀系数、完全汽蚀系数以及噪声均随阀门开度增加而增大, 即在阀门前后压差一定的情况下, 阀门开度越大过流量

亦越大, 此时阀门流道内流速增加, 导致阀门抗汽蚀性能降低。阀门在最大压差 52.3 m、通过设计流量 $1.84 \text{ m}^3/\text{s}$ 时, 产生的噪声不超过 95 dB(A), 可见阀门噪声控制满足要求。

调流调压阀选型设计除优化水力特性外, 还在阀门各部件材料选用、关键部件加工精度等方面进行了技术要求。经制造商优化, 最终阀门本体采用球墨铸铁(EN-JS 1030), 出口套筒采用不锈钢 X5CrNi18(1.430 1)。阀门过流部件制造时严格控制其加工精度, 阀门组装后经过厂内测试和试验, 做到了从阀门设计、制造及安装各个环节进行严格的质量控制。

3.3 阀门安装高程确定

由图4、图5曲线可知, 调流调压阀汽蚀系数及噪声随阀门开度增加而增大, 若阀门超设计流量工况运用, 会引起阀门严重汽蚀, 出现过大大噪声、振动现象, 最终对阀体造成破坏, 大大缩短设备的使用寿命。因此, 调流调压阀不能超设计流量工况运用。鉴于该阀门完全汽蚀系数均小于初生汽蚀系数, 故将阀门最大压差 52.3 m 通过设计流量工况完全汽蚀系数作为最不利工况的汽蚀系数。由图2可知, 该工况阀门完全汽蚀系数为 0.18, 根据前述分析, 将此值作为阀门的临界汽蚀系数, 以确定阀门安装高程。

将上述各参数代入式(5)计算得出阀门的吸出高度 $H_s = -2.17 \text{ m}$ 。阀门的吸出高度为负值, 说明为避免阀门出现严重汽蚀, 须淹没在下游水位以下。将阀门的吸出高度值代入式(6)即可得出阀门的安装高程 $\nabla = 13.83 \text{ m}$ 。

结合调流调压阀处管道埋深情况, 并预留一定安全裕量, 阀门中心高程最终确定为 12.92 m。

3.4 阀门现场测试

现场运行试验期间, 抽取其中 1 台阀门进行测试, 该调流调压阀开度在 42.2% ~ 57.5% 运行, 实测过阀流量在 $2.10 \sim 3.16 \text{ m}^3/\text{s}$ 。阀门流量系数设计值与实测值对比见表2。阀门流量系数设计曲线与实测值对比见图6。

由表2和图6可知, 阀门开度在 45.3% 以上流量系数实测值与设计值相对偏差在 $\pm 15.1\%$ 以内, 但阀门开度在 44.4% 以下时, 流量系数实测值与理论计算值相对偏差稍大。现场试验过程中阀门运行平稳, 噪声低于 90 dB(A), 振动幅度也在较小范围内, 满足工程运用要求。

表 2 调流调压阀流量系数设计值与实测值对比表

Tab. 2 Comparison of plunger control valve flow coefficients between designed values and measured values

阀门开度/%	实测压差/m	实测流量/(m ³ ·s ⁻¹)	流量系数设计值 K _v /(m ³ ·h ⁻¹ ·kPa ^{-0.5})	流量系数实测值 K _v /(m ³ ·h ⁻¹ ·kPa ^{-0.5})	相对偏差/%
42.2	34.52	2.10	5 026.7	4 115.7	-22.1
43.6	32.34	2.13	5 249.4	4 309.3	-21.8
44.4	31.64	2.26	5 379.2	4 626.4	-16.3
45.3	30.65	2.37	5 527.8	4 926.9	-12.2
45.5	30.58	2.33	5 561.2	4 832.2	-15.1
46.3	29.77	2.50	5 696.2	5 270.2	-8.1
46.6	30.12	2.40	5 747.5	5 022.3	-14.4
49.6	26.91	2.66	6 282.3	5 900.6	-6.5
50.5	26.63	2.76	6 451.4	6 147.1	-5.0
50.6	26.58	2.79	6 470.5	6 217.5	-4.1
50.6	26.43	2.76	6 470.5	6 170.7	-4.9
51.3	25.74	2.78	6 605.5	6 302.7	-4.8
51.4	25.05	2.84	6 625.0	6 522.1	-1.6
52.1	23.77	2.78	6 763.3	6 562.7	-3.1
52.4	24.18	2.91	6 823.5	6 808.6	-0.2
52.5	23.70	2.83	6 843.7	6 669.5	-2.6
53.2	23.45	2.93	6 986.7	6 956.4	-0.4
53.6	23.66	2.94	7 069.9	6 946.5	-1.8
54.4	23.32	3.06	7 239.5	7 283.4	0.6
55.3	21.39	3.07	7 435.6	7 634.9	2.6
55.6	21.99	3.07	7 502.3	7 511.9	0.1
56.3	21.05	3.11	7 660.5	7 781.1	1.6
57.5	20.02	3.16	7 940.4	8 108.0	2.1

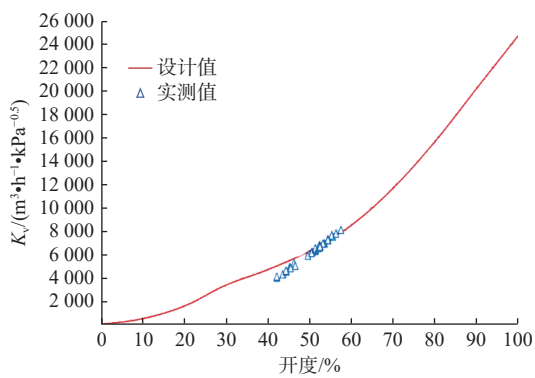


图 6 调流调压阀流量系数设计特性曲线与实测值对比
Fig. 6 Comparison of the plunger control valve flow coefficients between designed characteristic curves and measured values

4 结论

诸多实例表明,通过优化调流调压阀水力设计,提高阀门材料性能,控制过流部件加工精度,合理确定阀门安装高程,能够保证最终制造安装的调流

调压阀安全平稳运行,最大限度地减少阀门汽蚀、振动与噪声,延长阀门使用寿命。本文对调流调压阀汽蚀系数进行分析研究,推导出阀门安装高程计算公式,为合理地确定调流调压阀出口部件型式及阀门安装高程提供理论依据,进一步提升调水工程现代化设计管理的科技水平。通过现场采集在线调流调压阀运行数据,绘制真机流量系数-开度特性曲线,对阀门水力设计进行验证和校核,并用于指导调流调压阀现场安全运行。现场试验结果表明,阀门开度在 45.3% 以上时,流量系数实测值与设计曲线基本一致,验证了阀门水力设计的符合性。但在阀门小开度段,流量系数实测值与设计值相对偏差稍大。现场试验过程中,阀门运行平稳,噪声低于 90 dB(A),振动幅度也在较小范围内,满足工程运用要求。国内水轮机、水泵现场测试技术方面,已制定完善的国家标准,但调流调压阀现场测试技术方面仍是空白,建议尽早编制阀门现场测试试验

规程,使得阀门现场性能测试更加规范,从而提高阀门运行安全性和可靠性。

参考文献:

- [1] 李明,杨开林.引黄入晋北干线倒虹吸输水工程的水击压力控制[J].*南水北调与水利科技*,2011,9(6):146-149. DOI: 10.3724/SP.J.1201.2011.06146.
- [2] 杨开林.现代调水工程的水力控制理论[J].*南水北调与水利科技*,2011,9(4):1-7. DOI: 10.3724/SP.J.1201.2011.04001.
- [3] 石磊.避免阀门的汽蚀损害判断阀门汽蚀损害的三种方法[J].*流程工业*,2008(1):59-61.
- [4] DING H, VISSER F C, JIANG Y, et al. Demonstration and validation of a 3D CFD simulation tool predicting pump performance and cavitation for industrial applications[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2011, 133(1): 011101-1-011101-14. DOI: 10.1115/1.4003196.
- [5] 贾瑞旗,闫宇,张弋扬,等.水力机械现场测试技术及其进展[J].*水利水电工程设计*,2018,37(2):44-46. DOI: 10.3969/j.issn.1007-6980.2018.02.017.
- [6] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,水轮机、蓄能泵和水泵水轮机水力性能现场验收试验规程:GB/T 20043—2005[S].北京:中国标准出版社.
- [7] 国家市场监督管理总局,泵站现场测试与安全监测规程:GB/T 22140—2018[S].北京:中国标准出版社.
- [8] 中华人民共和国水利部,泵站现场测试与安全监测规程:SL 548—2012[S].北京:中国水利水电出版社.
- [9] 董旭荣,刘积慧,刘璟.三河口水利枢纽调流调压阀仿真计算分析与试验研究[J].*水利水电技术*,2020,51(9):114-132. DOI: 10.13928/j.cnki.wrahe.2020.09.014.
- [10] BRENNEN C E.空化及空泡动力学[M].王勇,潘中永,译.镇江:江苏大学出版社,2013.
- [11] 许陈栋,倪君辉,余敏,等.诱导轮叶片参数对大流量离心泵汽蚀性能的影响[J].*机电工程*,2023,40(4):592-599. DOI: 10.3969/j.issn.1001-4551.2023.04.016.
- [12] 张彩凤,苏永升.双吸泵的汽蚀及扬程下降机理数值分析[J].*南水北调与水利科技(中英文)*,2017,15(2):200-204.
- [13] 张琴,张慢来,谢丽芳,等.离心泵汽蚀余量计算公式推导与分析[J].*中国教育技术装备*,2020(23):96-98. DOI: 10.3969/j.issn.1671-489X.2020.23.096.
- [14] 匡海云,张师帅,智博文,等.船用双吸离心泵汽蚀性能的数值模拟与试验研究[J].*中国科技论文在线精品论文*,2016,9(20):2092-2098.
- [15] 王爱林.水轮机汽蚀安全裕量问题探讨[J].*中国农村水利水电*,2012(11):75-77.
- [16] 廉嘉庚,袁俊杰,叶灵宋.高压差迷宫式调节阀的流道设计理论及模拟研究[J].*流体测量与控制*,2021,2(2):15-21.
- [17] 秦武,李志鹏,喻哲钦,等.消能锥形阀过流状态研究与优化[J].*南水北调与水利科技*,2017,15(1):193-198. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbqk.2017.01.032.
- [18] 查智力,刘超,严天序,等.井筒式泵装置水力特性数值模拟[J].*南水北调与水利科技*,2018,16(2):189-195. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbqk.2018.0058.
- [19] 王芑也,刘超,徐磊,等.基于全模拟的水泵装置模型虹吸出水流道水力特性分析[J].*南水北调与水利科技*,2016,14(6):128-134. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbqk.2016.06.022.
- [20] 陈倩,郑源,章国芳,等.基于CFD的离心式高效喷溅装置水力特性[J].*南水北调与水利科技*,2016,14(4):158-162,197. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbqk.2016.04.026.
- [21] 贾汝民,张伟政,赵忠宪,等.CFD数值模拟在调节阀中的试验分析[J].*兰州石化职业技术学院学报*,2009,9(2):16-18. DOI: 10.3969/j.issn.1671-4067.2009.02.005.
- [22] 李树勋,胡建华,李连翠,等.超(超)临界蒸汽疏水阀内部空化模拟研究[J].*四川大学学报(工程科学版)*,2013,45(5):145-153.
- [23] 黄继汤.空化与空蚀的原理及应用[M].北京:清华大学出版社,1991:213-218.
- [24] 中国水利学会,活塞式调流调压阀技术导则:T/CHES 63—2022[S].北京:中国标准出版社.
- [25] The Instrument Society of America, Considerations for evaluating control valve cavitation: ISA-RP75.23-1995[S].
- [26] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,阀门流量系数和流阻系数试验方法:GB/T 30832-2014[S].北京:中国标准出版社.

(下转第 1158 页)

transform infrared spectroscopy (FT-IR) to understand the influence of microstructure on macro strength.

Results showed that the strength of materials was most affected by the content of waterglass, less by the catalyst, and least by the PAPI. When $m(\text{PAPI}):m(\text{waterglass}):m(\text{catalyst})=20:20:1$, the strength of the curing body and stone body reached 49.5 and 16.5 MPa, respectively, which is superior to other similar products. Further microstructure analysis demonstrated that the surface of the modified polyurethane was uniform without obvious fine crevices, and the phases in grouting materials were interconnected with each other. The characteristic absorption peak near $1\ 050\ \text{cm}^{-1}$ gradually increased with the increase of waterglass content, indicating that —NCO reacted with the activated silanol generated from the hydrolysis of waterglass. Inorganic Si—O bond was introduced into the polymer chain segment and formed a stable inorganic-organic interpenetrating network structure, which further improved the compressive strength of the material.

In this research, polyurethane was modified by cheap waterglass. This not only reduce the cost but also improve the compressive strength of materials, which is expected to expand the application scale of polyurethane in the water plugging and reinforcement engineering of broken surrounding rock during the construction of the headrace tunnel.

Key words: headrace tunnel; polyurethane; waterglass modification; chemical grouting material; compressive strength

(上接第 1151 页)

Hydraulic characteristics test of plunger control valve

ZHANG Yanzhong, GENG Yunsheng, WANG Zhibin

(Hebei Water Conservancy Planning & Design Institute Co., Ltd, Shijiazhuang 050021, China)

Abstract: Plunger control valves are widely applied in water diversion projects, and thus the design of hydraulic characteristics of valves becomes important. Flow path optimization and simulation calculation are two hydraulic characteristics of valves that are mostly studied, while the research on valves setting elevation is scarce. Therefore, it is necessary to optimize the hydraulic characteristics of the valve's internal flow path, determine the reasonable setting elevation of valves, and eliminate cavitation and vibration during valve design.

This study focused on improving the operating conditions of valves and determining the reasonable setting elevation of valves, to prolong the service life of valves. The mechanical criterion of hydraulic turbine cavitation was utilized, and the formula for calculating the valves setting elevation was derived. In addition, the hydraulic design of valves was verified by collecting the operating data of the in-line valve and drawing the flow coefficient-opening characteristic curve of a real hydraulic turbine, which was later used to guide the field operation.

The results show that the measured flow coefficient is consistent with the designed curve when the opening of the valve is above 45.3%, which verifies the correctness of the hydraulic design of the valve. However, in the small opening section of the valve, the deviation between the measured flow coefficient and the designed curve is slightly larger. In the field test, the valve runs smoothly, and the noise is less than 90 dB (A), with the vibration fluctuating in a small range.

The safe and smooth operation of the valve is ensured by optimizing the hydraulic design of the valve and determining the reasonable setting elevation of the valve. The cavitation, vibration, and noise of the valve are reduced, and the service life of the valve is extended. In addition, the field test of valve performance further verifies the rationality of the design of hydraulic characteristics of valves.

Key words: plunger control valve; hydraulic characteristics; cavitation coefficient; installation elevation; test analysis