

闫晓彤, 杨春霞, 郑源. 含重力流支线的泵站加压供水系统水锤防护[J]. 南水北调与水利科技(中英文), 2023, 21(2): 371-378. YAN X T, YANG C X, ZHENG Y. Water hammer protection for pressurized water supply system with gravity branch[J]. South-to-North Water Transfers and Water Science & Technology, 2023, 21(2): 371-378. (in Chinese)

# 含重力流支线的泵站加压供水系统水锤防护

闫晓彤, 杨春霞, 郑源

(河海大学能源与电气学院, 南京 211100)

**摘要:**针对含重力流支线的长距离泵站加压供水系统的水锤防护问题,以我国东北某大型供水工程为典型示例,开展水力过渡过程仿真。基于特征线法建立水力系统数学模型,分析无防护事故停泵的极端工况下水泵特性参数变化及干线管道沿线压力分布。通过理论分析,提出重力流支线末端调流阀在相继关阀工况下引起的水锤波在某同一位置发生干涉相长时可产生最大水锤升压。对比调流阀相继关阀工况与同时关阀工况,相继关阀工况所得最大水锤升压比传统认为引起最大水锤升压的同步关阀工况高 4.4%。给出相继关阀工况下各阀门具体是在何时开始相继动作的计算式,可为含重力流支线输水系统的水锤防护措施的校核提供理论依据。通过优化干线泵后阀关闭规律和空气阀布设方案的联合防护措施,有效缓解水泵断电过程中的水力不稳定特性,降低机组最大反转转速 94.95%,同时有效降低输水干线水锤正压极值 33.82%、负压极值 89.24%,水锤防护效果显著。本研究为含重力流支线的长距离泵站加压供水系统的水锤及其防护提供理论支撑和实践参考。

**关键词:** 供水工程; 水锤防护; 相继关阀; 关阀规律; 空气阀

**中图分类号:** TV91      **文献标志码:** A      **DOI:** 10.13476/j.cnki.nsbdkq.2023.0038

我国水资源时空分布不均,跨流域调水工程是实现水资源优化配置的重要手段<sup>[1-2]</sup>。当闸阀启闭、泵站机组启停机或事故时,水流动量急剧变化,水力参数易产生显著的周期性波动并对管壁造成强烈冲击<sup>[3-5]</sup>,从而影响供水系统正常供水功能,甚至危及输水设施及人身安全<sup>[6]</sup>。因此,进行水锤防护研究对保证供水系统安全稳定运行具有重要意义。

诸多学者<sup>[7-12]</sup>对空气阀、空气罐、调压塔、关阀规律及阀门特性等水锤防护措施开展了广泛研究。刘志勇等<sup>[13]</sup>发现空气阀的安装位置和进排气口径对水锤防护效果的影响较大,空气阀应优先安装在发生水柱分离的位置,其进排气口径应采取“快进慢出”形式。汪顺生等<sup>[14]</sup>研究气囊式空气罐在高扬程小流量的供水工程中的水锤防护效果,其防护能力正比于罐体体积和预设压力。张健等<sup>[15-16]</sup>对单向塔和空气阀的设置进行理论分析,提出长距离供水工程中单向塔和空气阀设置的通用准则。曹慧哲等<sup>[17]</sup>对水锤压力波动过程进行解析研究,得到使

门处有最小水锤压力峰值的关阀规律。但前人较多针对泵站加压供水或重力流供水的单一供水方式的供水系统进行水锤防护研究,较少针对泵站加压供水与重力流供水混合的水力系统开展研究。泵站加压供水与重力流供水混合水力系统过渡过程更为复杂,除水泵事故断电易引发严重水锤事故的工况外,还需考虑到各重力流支线关阀工况。

另一方面,带有支线的长距离加压供水系统通常具有流量大、支线多的特点<sup>[18]</sup>。各支线的供水终端用水需求和用水时间多变,对于重力流支线,则需要支线末端的调流阀频繁动作来调节流量。若调流阀动作不当,极易引起管道沿线的水锤压力上升,甚至引发爆管事故。前人<sup>[19-21]</sup>针对供水系统的阀门关闭规律开展了诸多研究,但多为针对单一管线上阀门关闭规律对该管线的水锤压力影响。对于具有多条支线的供水系统,其管网系统较为复杂,管线的水锤压力变化存在更多的影响因素。许多研究<sup>[22-23]</sup>表明各重力流支线的调流阀同时关闭时,

收稿日期: 2022-10-10      修回日期: 2023-02-12      网络出版时间: 2023-04-13

网络出版地址: <https://kns.cnki.net/kcms/detail/13.1430.TV.20230412.1037.007.html>

基金项目: 国家重点研发计划政府间国际科技创新合作重点专项(2019YFE0105200); 中央高校基本科研业务费项目(B210202060)

作者简介: 闫晓彤(1999—),女,山东阳谷人,主要从事输配水系统的供水安全研究。E-mail: [yanxtg@hhu.edu.cn](mailto:yanxtg@hhu.edu.cn)

通信作者: 郑源(1964—),男,山东日照人,教授,博士生导师,主要从事流体力学及工程研究。E-mail: [zhengyuan@hhu.edu.cn](mailto:zhengyuan@hhu.edu.cn)

会引起系统内水锤波的叠加,导致水锤压力过大,因此,在对多支线供水系统的水锤防护措施的校核阶段,通常采用各支线同时关阀工况来校核防护措施是否能够在最恶劣工况下仍然满足水锤防护要求。但根据水锤波理论,各支线的长度不同、各分水口在干线上的位置不同,各重力流支线末端调流阀动作产生的水锤波传播到同一干线位置时所需的时间也不同。理论分析表明,所有支线的调流阀同时关阀所产生的水锤升压可能并非最大值,而是当各阀门动作产生的水锤波在某同一位置发生干涉相长时可能产生水力系统的最大水锤升压。因此有必要研究可能产生最大水锤升压的调流阀相继关阀工况,为含重力流支线供水系统的水锤防护校核提供理论和工程实践依据。

以我国东北某大型供水工程中某一典型的含重力流支线的长距离泵站加压供水系统为研究对象,基于特征线法<sup>[24]</sup>建立水力系统数学模型,研究水力系统过渡过程特性和调流阀相继关阀与同时关阀引起的最大水锤升压,提出优化干线泵后阀关闭规律和布设空气阀的联合防护措施。研究成果可为同类型供水系统的水锤及其防护提供理论支撑和工程实践参考。

## 1 数学模型

### 1.1 水锤控制方程

一元可压缩流体非恒定流的水锤控制方程包括运动方程和连续性方程,分别为

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{fv|v|}{2D} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + v \frac{\partial H}{\partial x} + v \sin \beta + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

式中:  $g$  为重力加速度,  $\text{m/s}^2$ ;  $H$  为压力水头,  $\text{m}$ ;  $x$  为流体段的长度,  $\text{m}$ ;  $v$  为流体流速,  $\text{m/s}$ ;  $t$  为时间,  $\text{s}$ ;  $f$  为摩擦阻力系数;  $D$  为管道内径,  $\text{m}$ ;  $\beta$  为管道与水平面的夹角,  $(^\circ)$ ;  $a$  为水锤波速,  $\text{m/s}$ 。

其正向特征线  $C^+$ 、负向特征线  $C^-$  的特征相容方程为

$$C^+ : H_{P,t+\Delta t} = C_{A,t} - BQ_{P,t+\Delta t} \quad (3)$$

$$C^- : H_{P,t+\Delta t} = C_{B,t} + BQ_{P,t+\Delta t} \quad (4)$$

$$C_{A,t} = H_{A,t} + BQ_{A,t} - RQ_{A,t} |Q_{A,t}| \quad (5)$$

$$C_{B,t} = H_{B,t} - BQ_{B,t} + RQ_{B,t} |Q_{B,t}| \quad (6)$$

$$B = \frac{a}{gS}, R = \frac{f\Delta x}{2gDS^2} \quad (7)$$

式中:  $H_{A,t}$ 、 $Q_{A,t}$  和  $H_{B,t}$ 、 $Q_{B,t}$  分别为  $t$  时刻特征线网格上  $A$  和  $B$  两点的水头、流量;  $H_{P,t+\Delta t}$ 、 $Q_{P,t+\Delta t}$  为  $t+\Delta t$  时刻  $P$  点的水头、流量;  $C_{A,t}$  和  $C_{B,t}$  分别为节点  $A$  和  $B$  的参数表达式;  $B$  为管道特性常数;  $R$  为管道特性阻抗;  $S$  为管道截面积。

根据初始状态参数可求出初始时刻的  $C_{A,0}$  和  $C_{B,0}$ , 进而可以求出下一时刻  $t=\Delta t$  除边界点以外其他任意格点上的水头和流量, 若边界点上的参数也求得, 便可进行  $t=2\Delta t$  网格点的计算。

### 1.2 边界条件

#### 1.2.1 水库边界条件

对于下游水库, 其只有正向特征线  $C^+$ , 且认为水库水位为常数  $H_S$ , 对于与下游水库相连接的管道节点  $N$ , 认为其过渡过程中的水头与水库水位相等, 即

$$H_{N,t+\Delta t} = H_S \quad (8)$$

令下标  $N-1$  表示节点  $N$  的上游节点, 根据节点  $N$  的正向特征线  $C^+$  的特征相容方程式(3), 可求得节点  $N$  的流量为

$$Q_{N,t+\Delta t} = \frac{C_{(N-1,t)} - H_{N,t+\Delta t}}{B} \quad (9)$$

#### 1.2.2 阀门边界条件

对于阀门, 通常情况下阀门过流方程为

$$Q_P = \tau C_v A_G \sqrt{2g\Delta H_P} \quad (10)$$

式中:  $Q_P$  为通过阀门的流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $\tau$  为关于阀门开度的非线性函数;  $C_v$  为阀门全开时的流量系数;  $A_G$  为阀门全开时的过流面积,  $\text{m}^2$ ;  $\Delta H_P$  为阀门的水头损失,  $\text{m}$ 。节点  $A$ 、 $B$  分别为阀门上、下游, 两点的过流量与阀门节点  $P$  相同, 则结合式(5)、式(6)可得

$$Q_P = \frac{C_B - C_A}{2R|Q_P| - 2B + \Delta H_P |Q_P| / (Q_P \tau)^2} \quad (11)$$

式中: 下标  $r$  表示阀门全开时的参数。对上式进行迭代求解, 即可得到下一时刻的流量  $Q_{P,0}$ 。

#### 1.2.3 空气阀边界条件

空气阀处管道内的空气满足气体状态方程

$$P \left[ V_{i,t} + 0.5\Delta t (Q_{\text{out},t+\Delta t} + Q_{\text{out},t} - Q_{\text{in},t+\Delta t} - Q_{\text{in},t}) \right] = \left[ m_{i,t} + 0.5\Delta t (M_{i,t} + M_{i,t+\Delta t}) \right] RT \quad (12)$$

式中:  $P$  为管内绝对压力,  $\text{Pa}$ ;  $V$  为空气体积,  $\text{m}^3$ ;  $m$  为空气质量,  $\text{kg}$ ;  $Q$  为水体流量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $M$  为气体质量流量,  $\text{kg/s}$ ; 下标  $i$  表示节点, in 表示从节点  $i$  流入, out 表示从节点  $i$  流出。

管道压头  $H_p$  与压力  $P$  之间具有如下关系

$$P = \rho g (H_p - Z + H_a) \quad (13)$$

式中:  $\rho$  为水的密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $H_p$  为节点水头,  $\text{m}$ ;  $Z$  为空气阀安装高程,  $\text{m}$ ;  $H_a$  为大气绝对压头,  $\text{m}$ 。

将式(13)和特征相容方程式(3)、式(4)代入式(12)可得

$$P \left\{ V_{i,t} + 0.5\Delta t \left[ Q_{\text{out},t} - Q_{\text{in},t} - \frac{C_{B,t} + C_{A,t}}{B} + \frac{2}{B} \left( \frac{P}{\gamma} + Z - H_a \right) \right] \right\} = [m_{i,t} + 0.5\Delta t (M_{i,t} + M_{i,t+\Delta t})] RT \quad (14)$$

式(14)即为出现空穴时刻  $t$  的方程, 其中仅管道压力  $P$  为未知量。

### 1.3 最大水锤升压的调流阀相继关阀工况

#### 1.3.1 水锤波的叠加原理

各支线末端调流阀动作引发的水锤波会在供水管道内传播和相遇, 由波的传播和叠加原理可知, 各水锤波的振幅、频率、振动方向和传播方向不受其他波的影响。且由于各水锤波具有相同的振动频率、振动方向和恒定的相位差, 其相遇后会发波的干涉。水锤波的叠加原理见图1, 调流阀1号、2号动作产生的水锤波源  $S_1$ 、 $S_2$  的振动方程为

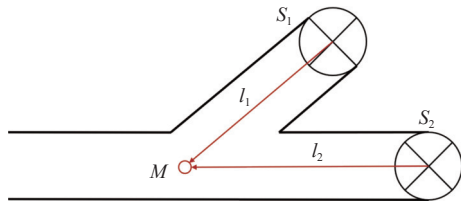


图1 水锤波的叠加原理

Fig. 1 Schematic diagram of the superposition principle of water hammer waves

$$\begin{aligned} y_{1,0}(S_1, t) &= A_1 \cos(at + \varphi_1) \\ y_{2,0}(S_2, t) &= A_2 \cos(at + \varphi_2) \end{aligned} \quad (15)$$

式中:  $y_{1,0}$ 、 $y_{2,0}$  为水锤波源的振动方程;  $A_1$ 、 $A_2$  为水锤波的振幅,  $\text{m}$ ;  $a$  为水锤波的传播速度,  $\text{m/s}$ ;  $t$  为物理时间,  $\text{s}$ ;  $\varphi$  为水锤波的振动相位。

两水锤波在  $M$  点处的振动方程为

$$\begin{aligned} y_1(M, t) &= A_1 \cos\left(at + \varphi_1 - \frac{2\pi}{\lambda} l_1\right) \\ y_2(M, t) &= A_2 \cos\left(at + \varphi_2 - \frac{2\pi}{\lambda} l_2\right) \end{aligned} \quad (16)$$

式中:  $y_1$ 、 $y_2$  为水锤波源传播至  $M$  点的振动方程;  $\lambda$  为振动波长,  $\text{m}$ ;  $l_1$ 、 $l_2$  为水锤波源距  $M$  点的距离,  $\text{m}$ 。

$M$  点处水锤波的干涉振动方程为

$$y(M, t) = y_1 + y_2 = A \cos(at + \Delta\varphi) \quad (17)$$

式中:  $A$  为  $M$  点处的合成振幅;  $\Delta\varphi$  为  $M$  点处合成振动的相位, 表达式为

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1A_2 \cos \Delta\varphi} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \Delta\varphi &= \left[ at + \left( \varphi_2 - 2\pi \frac{l_2}{\lambda} \right) \right] - \left[ at + \left( \varphi_1 - 2\pi \frac{l_1}{\lambda} \right) \right] = \\ &= \varphi_2 - \varphi_1 - 2\pi \frac{l_2 - l_1}{\lambda} \end{aligned} \quad (19)$$

当  $\Delta\varphi = \pm 2k\pi$ ,  $k=0, 1, 2, \dots$  时, 合成振动的振幅最大  $A_{\text{max}} = A_1 + A_2$ , 两水锤波干涉相长。当  $\Delta\varphi = \pm(2k+1)\pi$ ,  $k=0, 1, 2, \dots$  时, 合成振动的振幅最小  $A_{\text{min}} = A_1 - A_2$ , 两水锤波干涉相消。

#### 1.3.2 最大水锤升压的相继关阀工况

重力流支线末端调流阀的关阀方案由两个因素确定。①支线调流阀的关阀规律。一般采用一段直线式关闭规律, 关阀速率需满足支线不会产生过大的水锤升压。②各个支线调流阀的开始关阀时刻。定义“单独关阀”为仅一条支线的调流阀动作, “同时关阀”为所有调流阀同一时刻开始动作, “相继关阀”为各调流阀按照一定顺序先后相继开始动作。

本节讨论可以产生最大水锤升压的各支线调流阀关阀工况。多支线供水系统的简化模型见图2, 供水干线上共有  $X$  条供水支线和  $X$  个末端调流阀。设第  $i$  个调流阀关阀所产生的水锤压力在管线上某点  $M$  达到的最大水锤压力为  $H_i$ , 从阀门  $i$  开始动作至管线  $M$  点达到  $H_i$  的时间为  $T_i$ 。假设阀门  $j$  自开始动作至管线  $M$  点达到  $H_j$  的时间为  $T_j$ , 若  $T_j = \max\{T_i\}$ ,  $i=1, 2, 3, \dots, X$ , 则任一阀门  $i$  的开始动作时刻在满足式(20)时, 可使阀门  $i$ 、 $j$  产生的水锤波在管线  $M$  点有最大叠加水锤压力, 表达式为

$$\Delta T_{ij} = T_j - T_i \quad (20)$$

式中:  $\Delta T_{ij}$  为阀门  $i$  相较于阀门  $j$  推迟动作的时间;  $T_i$ 、 $T_j$  皆可通过仿真计算得出。

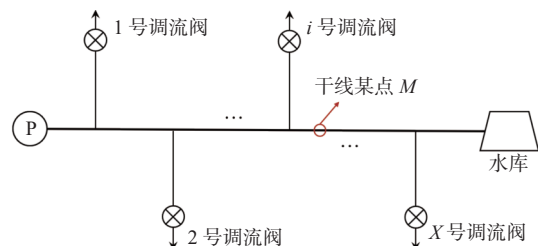


图2 多支线供水系统简化模型

Fig. 2 Simplified model of multi-branch water supply system

若取阀门  $j$  开始动作的时刻为零时刻  $t_j=0$ , 则其余阀门的开始动作时刻为

$$t_i = \Delta T_{ij}, i = 1, 2, 3, \dots, X \quad (21)$$

针对供水干线上某一指定点  $M$ , 在所有可能的调流阀关阀方案中, 当各支线调流阀的开始动作时刻满足式(21)时, 可在点  $M$  产生最大水锤升压。进一步地, 若点  $M$  取为全干线中最易产生最大管压的点, 则可得出各调流阀关阀方案中全干线上可能达到的最大水锤升压。

## 2 过渡过程仿真计算与水锤研究

东北某大型供水工程的布置见图 3, 供水干线总长 96.86 km, 总设计流量 8.46 m<sup>3</sup>/s, 用泵站加压将水输送至水库, 沿线有 1 号和 2 号两条重力流支线。泵站内有 3 台同型号工作水泵, 设计扬程  $H_f=37.00$  m, 额定转速  $n_r=590$  r/min, 设计流量  $Q_r=2.82$  m<sup>3</sup>/s, 每台水泵出口皆设有液控蝶阀。

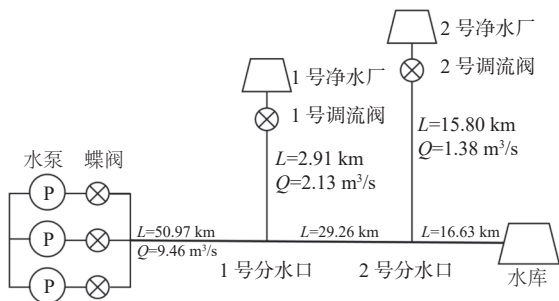


图 3 工程布置

Fig. 3 Sketch of engineering layout

### 2.1 稳态运行计算与校核

对图 3 所示的供水系统进行稳态运行工况仿真计算, 3 台水泵在设计工况下稳定运行, 泵后阀全开, 各重力流支线的调流阀皆处于额定开度。稳态运行工况下干线的管线最低点即桩号 57 683.6 m 处有最大内水压力 70.803 m, 桩号 6 727.4 m 处有最小内水压力 2.783 m, 计算结果表明供水系统在稳态运行工况下未产生负压且满足过流能力要求。两条支线分水口水位作为非边界条件, 将分水口水位的仿真计算值与工程设计值作对比, 校核结果见表 1, 两个分水口的计算误差皆小于 0.5%, 说明仿真计算较为准确, 验证了仿真结果的可信度。

表 1 分水口水位校核结果

Tab. 1 Results of water level check at the water diversions

支线	分水口 设计水位/m	分水口 计算水位/m	相对误差/%
1号	245.40	245.342	0.023 6
2号	230.97	231.584	0.265 8

### 2.2 无防护事故停泵计算

针对易引发水锤的停泵过程<sup>[25]</sup>, 对供水系统无防护抽水断电的事故工况进行仿真计算, 3 台水泵机组在无防护措施下同时事故断电且泵后阀拒动。水泵事故停机后 4.5 s 开始倒流、5.5 s 开始倒转, 最大倒转转速为 875.893 r/min, 为 1.485 倍额定转速, 不满足“事故停泵后的水泵反转速度不应大于其额定转速的 1.2 倍”<sup>[26]</sup> 的要求, 因此水泵发生抽水断电事故停泵后, 泵后阀应可靠关闭。供水系统干线的压力分布情况见图 4, 最大内水压达 107.099 m, 泵后管段出现负压, 且泵后压力下降的传播导致多段管线发生汽化(取汽化压力为 -8 m), 因此必须采取有效水锤防护措施。

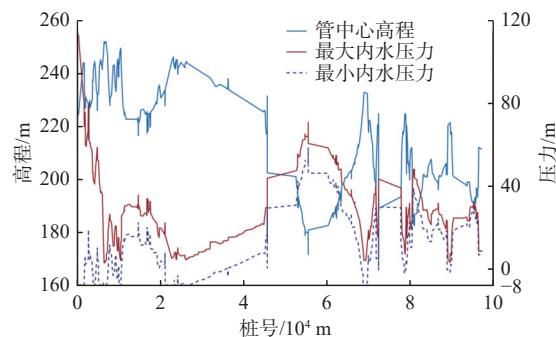


图 4 无防护事故停泵工况干线管道沿线压力

Fig. 4 Pressure along the main pipeline for unprotected accidental pump stoppage condition

### 2.3 支线调流阀不同关阀方案水锤升压对比

由 1.3.2 节可知, 支线调流阀的关阀方案由 2 个因素确定: 针对因素①, 通过对 1 号支线、2 号支线的仿真计算, 1 号调流阀、2 号调流阀可分别采用 70 s 一段直线关闭规律、250 s 一段直线关闭规律, 满足水锤升压不超过 1 号支线、2 号支线的管道承压标准; 针对因素②, 本节对供水系统采用不同关阀方案下的水锤升压进行比较和分析。

3 台水泵在设计工况下稳定运行, 泵后阀全开, 各调流阀分别采取单独关阀、同时关阀、相继关阀的关阀方案: ①1 号调流阀采用 70 s 一段直线规律关阀, 2 号调流阀保持额定开度; ②2 号调流阀采用 250 s 一段直线规律关阀, 1 号调流阀保持额定开度; ③1 号调流阀、2 号调流阀同时开始动作, 分别以 70 s、250 s 一段直线规律关阀; ④取干线管道最低点作为  $M$  点, 其桩号为 57 683.6 m, 由 1.3.2 节所得的阀门开始动作时刻的计算式及方案①、方案②的计算结果可知  $\Delta T_{12}=T_2-T_1=400$  s - 97 s = 203 s, 2 号

调流阀开始动作后经 203 s 1 号调流阀开始动作, 1 号调流阀、2 号调流阀分别以 70 s、250 s 一段直线规律关闭。

不同关闭方式下干线管道沿线压力见图 5, 各关闭方案中最大水锤升压皆发生在管线最低点  $M$  点处。以调流阀开始动作作为零时刻, 不同关闭方式下  $M$  点的压力变化情况及最大水锤升压见图 6。1 号调流阀距离  $M$  点的距离较近, 因此阀门关闭引起的水锤波在  $M$  点可引起最大水锤升压的时间较短(97 s)、水锤波的强度较大(85.99 m); 2 号调流阀距离  $M$  点的距离较远, 其关闭引起的水锤波在  $M$  点引起最大水锤升压的时间较长(400 s)、水锤波的衰减较大因而强度较小(77.53 m)。1 号调流阀、2 号调流阀同时关闭后引起的水锤升压明显增大(88.99 m), 但采取“2 号调流阀开始动作后经 203 s 1 号调流阀开始动作”的相继关闭规律可引起更大的水锤升压(92.91 m), 比同时关闭高出 4.4%。这说明所有支线的调流阀同时关闭所产生的水锤升压并非最大值, 各阀门动作产生的水锤波在同一位置发生干涉相长时才可产生最大水锤升压, 验证了本文所推导的阀门相继关闭方案确为可引起最大水锤升压的工况。

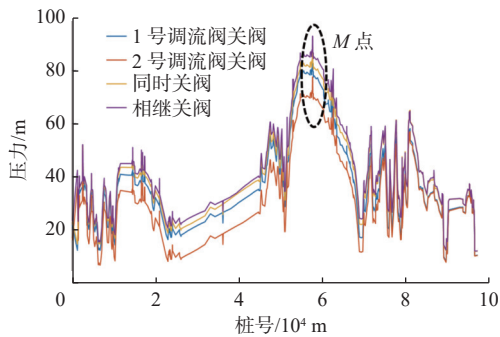


图 5 不同关闭方式下干线管道沿线压力

Fig. 5 Pressure along the main pipeline for each shut-off mode

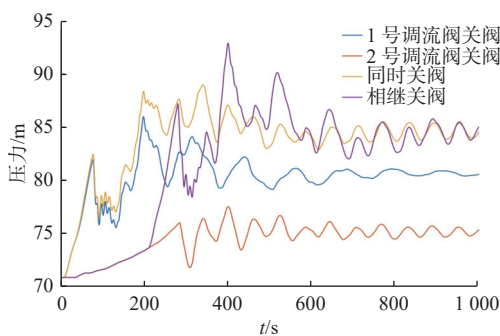


图 6 不同关闭方式下  $M$  点压力变化

Fig. 6 Pressure variation at point  $M$  for each shut-off mode

### 3 供水系统水锤防护研究

#### 3.1 干线泵后阀关闭规律优化

在水泵断电的过渡过程中, 泵后阀可靠关闭可有效改善水泵的倒流、反转问题, 泵后阀关闭规律通常采取一段直线关闭规律或两段折线关闭规律, 且转折点开度通常采用  $15^\circ$ <sup>[27]</sup>。将水泵开始发生倒流的时间 4.5 s 作为第 1 段线性关闭时间  $T_1$ , 取  $15^\circ$  为转折点开度, 分别计算  $T_2$  取 0、9、18、27 s 两段折线关闭的关闭方案, 计算结果汇总见表 2。

表 2 各关闭规律计算结果

Tab. 2 Calculation results for each valve shut-off law

方案号	关闭规律	最大内水压力/m	最小内水压力/m	水泵最大反转转速/( $r \cdot \min^{-1}$ )
1	4.5 s 一段关闭, $T_2=0$	233.002	低于-8 m, 多处汽化	42.043(0.071 $n_r$ )
2	$T_2=9$ s	235.271	低于-8 m, 多处汽化	147.452(0.250 $n_r$ )
3	$T_2=18$ s	236.981	低于-8 m, 多处汽化	151.781(0.257 $n_r$ )
4	$T_2=27$ s	238.731	低于-8 m, 多处汽化	153.149(0.260 $n_r$ )

4 种关闭规律下水泵最大反转转速皆未超过额定转速的 1.2 倍, 其中以方案 1 的水泵最大反转转速最小。此外, 各关闭规律下的管道沿线压力包络线几乎重合, 管道沿线的最大内水压皆发生在泵后阀的出口处, 水流发生汽化处皆位于管段高点处。计算结果表明, 泵后阀的及时关闭可显著改善水泵倒转, 但  $T_2$  的延长对管道沿线压力的影响不大, 各方案中 4.5 s 的一段直线关闭规律更优, 但仍需联合其他水锤防护措施来控制水锤升压。

#### 3.2 空气阀防护研究

相较于调压塔及空气罐, 空气阀具有结构简单、安装方便、价格低廉的优势, 因此在同样的水锤防护效果下、能够满足水锤防护要求的前提下, 可优先设置空气阀。

该干线距离长、起伏大、高程变化多, 管线高点处极易产生负压, 甚至发生汽化。空气阀布设方案见图 7, 在干线的管线高点处共设置 9 处空气阀, 对于易出现较大负压的泵后段、管线最高点及其上升段, 其空气阀口径取 550 mm, 其余空气阀口径取 300 mm。增设空气阀后, 联合泵后阀 4.5 s 一段直线关闭规律, 在联合防护方案下进行水泵断电仿真

计算。无防护方案、泵后阀关闭防护、空气阀联合泵后阀关闭防护三者的计算对比汇总结果见表 3。

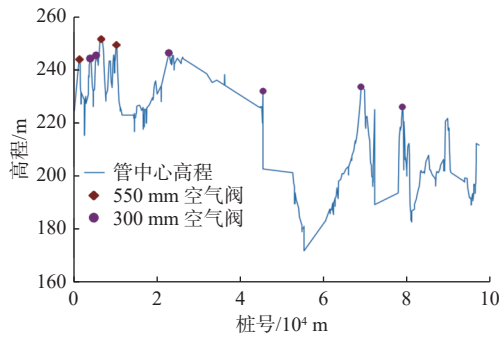


图 7 干线空气阀布设方案

Fig. 7 Air valve layout scheme along the main pipeline

表 3 空气阀联合泵后阀关闭计算结果

Tab. 3 Calculation results for the air valve and pump outlet valve closing protection

防护措施	最大内水压力/m	最小内水压力/m	水泵最大反转转速/(r·min <sup>-1</sup> )
无防护措施	107.099	低于-8 m, 多处汽化	875.893(1.485 $n_r$ )
泵后阀一段直线关闭	233.002	低于-8 m, 多处汽化	42.043(0.071 $n_r$ )
空气阀联合泵后阀防护	70.881	-0.666 m	44.243(0.075 $n_r$ )

在空气阀联合泵后阀可靠关闭的防护下,水泵停机后于 1.45 s 开始发生倒流、1.9 s 开始倒转,最大倒转转速 44.243 r/min,仅为 0.075 倍额定转速。在干线管道沿线的最低点桩号 57 683.6 m 处达到最大内水压 70.881 m,与稳态运行工况下的最大内水压 70.803 m 十分接近,可见联合防护下的水锤升压极小。在干线桩号 1 161.13 m 处有最小内水压-0.666 m,全线皆无汽化现象产生。相较于无防护事故停泵,在空气阀联合泵后阀关闭的水锤防护措施下,可有效降低水锤正压极值 33.82%、降低负压极值 89.24%,降低最大反转转速 94.95%,水锤防护效果显著,增强了供水系统运行的安全性。

## 4 结论

针对我国东北某大型供水工程,基于特征线法对含重力流支线的长距离泵站加压供水系统的水锤防护进行研究,得出结论如下:

在稳态运行工况下各分水口水位的计算值与工程值吻合良好(计算误差皆小于 0.5%),验证仿真结果的可信度。在无防护事故停泵工况下,水泵进入

飞逸倒转,最大倒转转速超标。泵后压力下降导致多段管线发生汽化,因此必须采取水锤防护措施。

针对输水系统的重力流支线,提出各支线调流阀相继关闭引起的水锤波在某同一位置发生干涉相长时可产生最大水锤升压,而非同时关闭。在 2 号调流阀开始动作后经 203 s 1 号调流阀开始动作”的相继关闭工况下,在干线的管线最低点引起的最大水锤升压为 92.91 m,比同时关闭最大水锤升压 88.99 m 高出 4.4%。本文给出具有普适性的各支线阀门的开始动作时刻的计算式,可为含重力流支线输水系统的水锤防护措施的校核提供理论依据。

提出干线泵后阀关闭规律优化方案和空气阀布设方案的联合防护措施。在干线泵后阀 4.5 s 一段式直线快速关闭与空气阀布设联合防护下,可以有效缓解水泵断电过程中的水力不稳定特性并降低机组最大反转转速 94.95%,同时有效降低输水干线水锤正压极值 33.82%、负压极值 89.24%,可为同类型输水系统的水锤防护提供参考。

## 参考文献:

- [1] 贾金生. 中国水利水电工程发展综述[J]. *Engineering*, 2016, 2(3): 88-109.
- [2] 宋丹丹, 杨树滩, 常本春, 等. 江苏省南水北调受水区水资源配置[J]. *南水北调与水利科技*, 2015, 13(3): 417-421. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdkq.2015.03.005.
- [3] 胡荣霞, 李龙, 李金海. 泵系统过渡过程与调节控制研究综述[J]. *水泵技术*, 2006(4): 1-4.
- [4] 张紫依. 复杂长距离泵站输水系统水力过渡过程仿真与控制研究[D]. 北京: 中国水利水电科学研究院, 2020. DOI: 10.27646/d.cnki.gslody.2020.000026
- [5] 程银才, 魏清顺, 赵树旗. 水力学[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2019.
- [6] 王腾跃, 张健, 倪尉翔. 管线末端含虹吸断流结构的输水工程水锤防护[J]. *南水北调与水利科技(中英文)*, 2021, 19(2): 358-364,377. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdkq.2021.0038.
- [7] 杨春霞, 耿魏强, 严杰, 等. 不同开度防水锤空气阀的进排气特性数值模拟[J]. *水电能源科学*, 2022, 40(8): 181-185. DOI: 10.20040/j.cnki.1000-7709.2022.20212261.
- [8] 蒋梦露, 张健, 罗浩, 等. 气囊式空气罐水锤防护研究[J]. *南水北调与水利科技*, 2015, 13(4): 713-

- 716,725. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2015.04.023.
- [9] 赵斌娟,曹可凡,刘雨露,等.长距离输水泵站中空气罐参数敏感度分析及正交优化设计[J/OL].排灌机械工程学报:1-7[2023-02-08].<http://kns.cnki.net/kcms/detail/32.1814.th.20220919.1626.002.html>.
- [10] 刘光临,刘梅清,冯卫民,等.采用单向调压塔防止长输水管道水柱分离的研究[J].水利学报,2002(9):44-48. DOI: 10.3321/j.issn:0559-9350.2002.09.008.
- [11] 莫旭颖,郑源,阚阚,等.不同关阀规律与出水口形式对管路水锤的影响[J].排灌机械工程学报,2021,39(4):392-396. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.19.0203.
- [12] 黄伟,康青,李世曙,等.阀门特性对泵站水力过渡过程的影响[J].南水北调与水利科技,2019,17(6):187-192. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2019.0150.
- [13] 刘志勇,刘梅清.空气阀水锤防护特性的主要影响因素分析及优化[J].农业机械学报,2009,40(6):85-89.
- [14] 汪顺生,郭新源.基于Bentley Hammer的气囊式空气罐的水锤防护研究[J].振动与冲击,2022,41(6):177-182,244. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2022.06.023.
- [15] 张健,索丽生,胡建永,等.长距离供水工程单向塔设置分析[J].水力发电学报,2011,30(1):49-56.
- [16] 张健,朱雪强,曲兴辉,等.长距离供水工程空气阀设置理论分析[J].水利学报,2011,42(9):1025-1033. DOI: 10.13243/j.cnki.slxb.2011.09.007.
- [17] 曹慧哲,贺志宏,何钟怡.有压管道水击波动过程及优化控制的解析研究[J].工程力学,2008(6):22-26.
- [18] 结少鹏,张健,黎东洲,等.多支线长距离重力流输水系统的水锤防护[J].人民黄河,2014,36(8):130-133. DOI: 10.3969/j.issn.1000-1379.2014.08.039.
- [19] 罗浩,张健,蒋梦露,等.长距离高落差重力流供水工程的关阀水锤[J].南水北调与水利科技,2016,14(1):131-135. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2016.01.022.
- [20] 彭利坤,屈铎,许文奇,等.基于水击防护的球阀关闭规律研究[J].振动与冲击,2018,37(21):41-45,86. DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2018.21.007.
- [21] 王政平,贾东远,马追.长距离重力流输水工程关阀方案优化研究[J].人民黄河,2021,43(4):142-146. DOI: 10.3969/j.issn.1000-1379.2021.04.027.
- [22] 杨雯,欧阳于蓝,宋子明,等.长距离多支线重力原水输水管道关阀水锤分析及防护措施[J].净水技术,2018,37(3):87-94. DOI: 10.15890/j.cnki.jsjs.2018.03.016.
- [23] 董茹,杨玉思,葛光环,等.关阀程序对分支线重力流输水系统水锤升压的影响[J].中国给水排水,2016,32(11):50-54. DOI: 10.19853/j.zgjsps.1000-4602.2016.11.011.
- [24] 穆祥鹏,练继建,刘瀚和.复杂输水系统水力过渡的数值方法比较及适用性分析[J].天津大学学报,2008(5):515-521. DOI: 10.3969/j.issn.0493-2137.2008.05.002.
- [25] 冀健红,高传昌,刘新阳.长距离多泵联合运行输水系统停泵水锤防护措施[J].南水北调与水利科技,2014,12(6):112-115. DOI: 10.13476/j.cnki.nsbdqk.2014.06.025.
- [26] 中华人民共和国水利部.泵站设计规范:GB 50265—2010[S].北京:中国标准出版社,2010.
- [27] 黄时锋,周文萍,程佳秋.输水系统水泵失电工况出口阀关闭规律的优选[J].水利水电科技进展,2014,34(3):56-60,64. DOI: 10.3880/j.issn.1006-7647.2014.03.012.

## Water hammer protection for pressurized water supply system with gravity branch

YAN Xiaotong, YANG Chunxia, ZHENG Yuan

(College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China)

**Abstract:** The inter-basin water transfer project is an essential instrument for achieving better water resource distribution. The hydraulic parameters will fluctuate significantly while the water supply system is transitioning, endangering its stability and security. Therefore, it is necessary to investigate the transition process of the hydraulic

system and the water hammer protection measures.

For a typical long-distance pumping station pressurized water supply system with a gravity flow branch in a large-scale water supply project in Northeast China. A mathematical model of the hydraulic system was established based on the characteristic line method, and the hydraulic transition process simulation was carried out.

The water supply system did not have negative pressure under steady-state operating conditions and met the requirements of overflow capacity. The calculated values of water level at each water diversion were in good agreement with the engineering values, which verified the credibility of the simulation results. Under unprotected accidental pump stopping conditions, the pump went into flyaway reversal and the maximum reversal speed was exceeded. The pressure drops after the pump led to vaporization in several sections of the pipeline. Gravity flow branches necessitated the regular use of flow regulating valves at the pipeline's end to adjust the flow rate, and it was quite possible to cause serious water hammer accidents if the regulating valve did not function properly. It was generally considered that the worst operating condition was when all branch regulators were closed at the same time. Therefore, this condition was usually used to verify whether the protection measures could still meet the water hammer protection requirements under the most severe conditions. The condition in which the valves closed one after the other, generated the greatest increase in water hammer pressure. And the calculation formula when each valve started to operate successively under the successive shut-off condition was given. With the combined protection of the 4.5 s one-stage linear fast closing of the pump outlet valve and the air valve layout, the maximum reversing speed of the unit and the pressure extremum in the main pipeline was effectively lowered.

Under steady-state operating circumstances, the estimated values of the water level of each water diversion were in good agreement with the engineering values (the calculated error of the water level of each water diversion was less than 0.5%), confirming the trustworthiness of the simulation findings. Under an unprotected accidental pump stopping circumstance, the pump entered a flyaway reversal and exceeded the limit reversal speed. Pressure drops caused vaporization in numerous portions of the pipeline. Therefore, water hammer protection measures must be taken. The successive shutdown scheme of the regulating valve can generate the maximum water hammer pressure. By comparing the regulating valve successive shutdown operating conditions and simultaneous shutdown operating conditions, it was discovered that the successive shut-off scheme derived induced a larger water hammer pressure (92.91 m), which was 4.4% higher than that of the simultaneous shut-off scheme (88.99 m). The calculation formula when each valve started to operate successively under the successive shut-off condition could provide a theoretical basis for the calibration of water hammer protection of water supply systems with gravity flow branches. The joint water hammer protection scheme was proposed and the hydraulic instability characteristics of the pump outage process were effectively mitigated. With the combined protection of the 4.5 s one-stage linear fast closing of the pump outlet valve and the air valve layout, the maximum reversing speed of the unit was reduced by 94.95%; meanwhile, the maximum positive pressure in the main pipeline was effectively lowered by 33.82% and the maximum negative pressure was decreased by 89.24%. This water hammer protection solution can provide a reference for water hammer protection of the same type of water supply system.

**Key words:** water supply project; water hammer protection; sequential valve closure; valve closing rule; air valve