

超音速汽液两相流升压装置用于供暖系统的性能改进研究

严俊杰, 邵树峰, 刘继平, 林万超

(西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 根据不同地区供暖系统对供回水温差的要求绘制出了最小供回水温差曲线,发现随着室外计算温度的升高,供回水最小温差由 6137 逐渐增大至 14113 ;某一确定地区供暖系统供回水温差随着室外温度的升高而降低. 当现有超音速汽液两相流升压装置应用于供暖系统时,针对其存在不能满足整个供暖期供回水温差要求的问题,提出了采用两级进水对现有升压装置进行性能改进,根据质量、动量和能量守恒方程建立了其升压、加热性能计算数学模型,计算并分析了其用于供暖系统的性能. 研究与计算结果表明:当进汽压力在 013 ~ 016 MPa 之间变化时,两级进水超音速汽液两相流升压装置的供水压力高于 014 MPa,供回水温差在 14 ~ 25 之间,满足供暖系统的要求.

关键词: 超音速汽液两相流升压装置;性能改进;供暖系统

中图分类号: TK2 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253 - 987X(2004)11 - 1101 - 05

Research on Performance Improvement of Steam Injector Used in Heating System

Yan Junjie, Shao Shufeng, Liu Jiping, Lin Wanchao

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi an Jiaotong University, Xi an 710049, China)

Abstract: The profile of the (existing) minimum temperature difference between supply water and backwater was protracted according to the need of heating system in different regions. The minimum temperature difference between supply water and backwater increases from 6137 to 14113 with the increase of the designed environment temperature and the temperature difference between supply water and backwater increases with the environment temperature for one firm region. The steam injector with double infall, a modification of the existing steam injector was proposed to solve the problem that the existing steam injector can not meet the need of the heating system during the whole period of heating. The mathematical model for the performance of the steam injector with double infall was set up. The calculation and research results show that with the steam pressure change from 013 - 016 MPa, the supply water pressure could be higher than 014 MPa and the temperature difference between supply water and backwater changes from 14 - 25. So the steam injector with double infall could meet the needs of heating system better by changing the steam pressure.

Key words: steam injector; performance modification; heating system

超音速汽液两相流升压装置具有体积小、无需外界动力、换热系数高、启动快、安全可靠和经济性好等特点,因此在电力、化工、制冷、军工、核工业、食品加工业、供暖工程等领域均具有广阔的应用前景.

收稿日期: 2004 - 03 - 22. 作者简介: 严俊杰(1967~),男,教授,博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50106010;50323001).

为此,世界各国学者对超音速汽液两相流升压技术进行了大量的研究^[1-4],我国在这一领域也开展了卓有成效的研究^[5-9].

超音速汽液两相流升压装置具有升压和换热的双重特性,用于供暖系统时可以同时代替系统中的加热器和循环水泵,节省高品位的电能和减少占地面积,但为了与供暖系统的设计相适应,必须满足以下条件:进汽量应与供暖系统的热负荷相适应;进水量应与供暖系统的循环水量相适应;升压能力应与供暖系统的总管路阻力损失相适应;温升应与供暖系统要求的供回水温差相适应.另外,它们还应有足够的调节范围,以适应供暖系统的调节.原有的超音速汽液两相流升压装置能够较好地满足供暖系统对供水压力的要求^[9],但不能满足整个供暖期供暖系统供回水温差的要求.因此,本文首先从不同地区供暖系统对供回水温差的要求进行分析,绘制出供回水温差曲线,进而通过引入二次进水方法提出对原有超音速汽液两相流升压装置的改进,旨在改善升压装置的性能,使之较好地满足整个供暖期供暖系统的要求.同时,本文还针对两级进水超音速汽液两相流升压装置用于供暖系统时的性能进行分析,为具有两级进水的超音速汽液两相流升压装置在工程中的实际应用奠定了理论基础.

1 供暖系统对供回水温差的要求

对于采暖热负荷,从卫生的观点考虑,住宅和公共建筑的最高供水温度应限制在 95 之内,根据技术经济计算的结果,设计回水温度一般是 70 ,这样对地方采暖系统来说经济上最有利的温降为 20 或者 25 ^[10].因此,供暖系统供回水的最大温差为 25 ,而供回水的最小温差则随着供暖地区的室外计算温度的不同而不同.根据文献[10]提供的计算方法可以得出供回水温差 t_w 随室外计算温度 $t_{o,c}$ 变化的曲线图(如图 1 所示).从图中可以看出:供回水的最小温差随着室外计算温度的升高而逐渐升高;室外设计温度为 -33 的地区(如嫩江)最小供回水温差仅为 6137 ,而室外设计温度为 -5 的地区(如西安)最小供回水温差为 14113 .同时,对于某一确定的供暖地区,在一个供暖周期内,随着室外温度的不断变化,其供暖系统的热负荷将不断变化,供回水温差也会随之不断变化.图 2 给出了嫩江和西安两地供暖系统供回水温差随室外温度 t_o 变化的曲线.

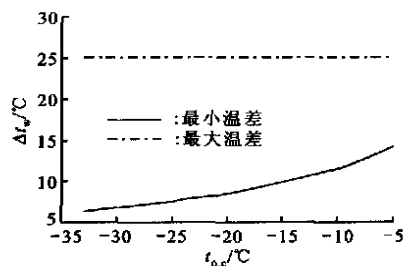


图 1 供回水温差随室外计算温度变化的曲线

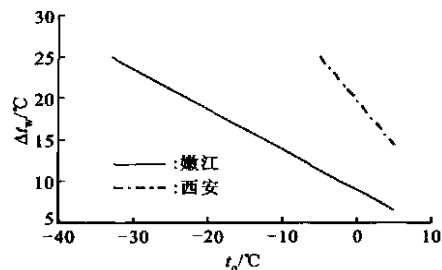


图 2 供回水温差随室外温度变化的曲线

2 原有超音速汽液两相流升压装置用于供暖系统的性能分析

图 3 所示为采用超音速汽液两相流升压装置的供暖系统,其热网回水与补水在超音速汽液两相流升压装置中被加热升压,以热水的形式供给热网.将超音速汽液两相流升压装置应用于供暖系统后,供暖系统对供回水温差的要求就转化为对升压装置温升的要求.表 1 给出了本文计算所采用的汽水参数和结构参数.

表 1 计算所用汽水参数和结构参数

供水温度/	95
回水温度/	70
循环水量/ $t \cdot h^{-1}$	120
供水压力/MPa	0.14
回水压力/MPa	0.135
进汽压力/MPa	0.13 ~ 0.16
蒸汽喷嘴喉部直径/mm	48
蒸汽喷嘴出口直径/mm	60
混合腔喉部直径/mm	45
装置出口直径/mm	150

图 4 ~ 图 6 给出了装置出口水量 G_{3w} 、装置的出口水压力 p_3 和装置温升 t 随进水间隙 δ_1 变化的曲线,其中 $p_{0,s}$ 为进汽压力.从图 4 中可以看出,装置出口水量随超音速汽液两相流升压装置进水间隙的增大而增大,只有当进水间隙大于 6 mm 时,装置出口水量才能满足系统设计循环水量的要求.从图 5

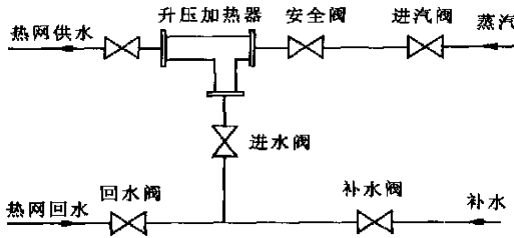


图 3 采用超音速汽液两相流升压装置的供暖系统

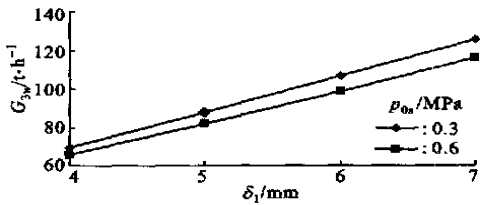


图 4 装置出口水量随进水间隙变化的曲线

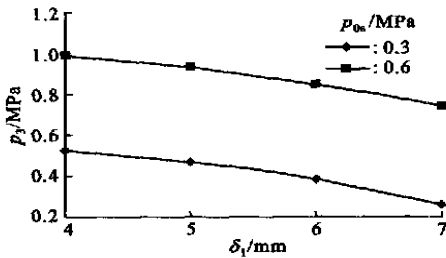


图 5 装置出口水压力随进水间隙变化的曲线

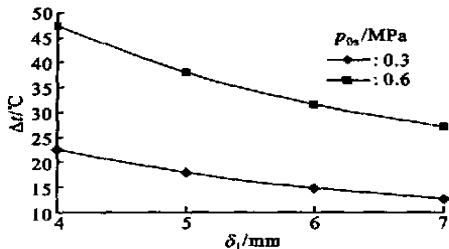


图 6 装置温升随进水间隙变化的曲线

可以看出,随着进水间隙的增大,装置的出口压力迅速降低,升压能力将不能满足供暖系统对供水压力的要求。从图 6 可以看出,当装置满足供暖系统循环水流量和供水压力时,装置的温升将会大于 $20^\circ C$,而从图 1、图 2 也可以看出,供暖系统在室外温度较高的时候,要求供回水的温差在 $20^\circ C$ 以下(西安为 $14 \sim 13^\circ C$),所以原有的超音速汽液两相流升压装置无法完全满足整个供暖期供回水温差的要求。

在装置结构参数一定的前提下,降低装置温升的有效途径有 2 个:降低进汽压力和增大进水量。从图 5、图 6 还可以看出,在保证装置升压能力的同

时,通过降低进汽压力的方法不能达到完全满足供回水温差的目的。因此,本文提出采用两级进水超音速汽液两相流升压装置,旨在能够有效地增大进水量,从而达到减小装置温升的目的。

3 两级进水超音速汽液两相流升压装置用于供暖系统的性能分析

3.1 原理

两级进水超音速汽液两相流升压装置是在原有装置的混合腔喉部引入二次进水,从而增大冷水的流量,达到降低装置温升的目的。图 7 为两级进水超音速汽液两相流升压装置结构示意图。它有 5 个组成部分:蒸汽喷嘴;一次水喷嘴;混合腔;二次水喷嘴;扩压段。其工作原理是利用高压蒸汽经过超音速蒸汽喷嘴膨胀后形成的超音速气流作为动力源,在变截面混合腔(截面 1 到截面 2 之间的部分)中与低压水流直接接触后形成超音速的汽液两相流,在流动受阻塞的情况下产生凝结激波,实现压力突变,在变截面混合腔出口(截面 3)得到远远超过进口蒸汽压力的高压水流,从而实现大幅度提高水压的目的,实质是利用蒸汽凝结释放的热量中的一部分可转化为机械功,从而提高水的压力。根据文献[1, 5-8]的研究结果,超音速汽液两相流凝结激波发生在混合腔喉部,汽水混合物到达截面 2 时成为单相流体——水。这样在截面 2 处,2 种不同参数的水进行混合,截面 2 至截面 3 之间成为均匀单一参数的水。根据蒸汽和水的流动特性将升压装置分为 4 个区域:从蒸汽喷嘴和水喷嘴到变截面混合腔入口(截面 1)之间称为单相喷射区;截面 1 至截面 2 之间的部分称为变截面两相流混合区;截面 2 至截面 2' 之间部分称为等截面两相流混合区;截面 2 至截面 3 之间的部分称为扩压段。

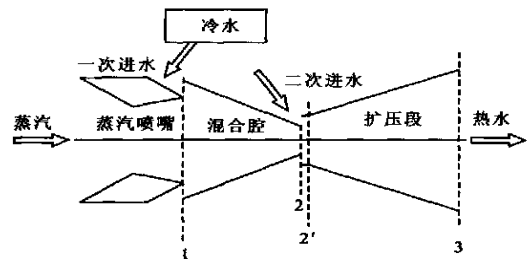


图 7 两级进水超音速汽液两相流升压装置示意图

3.1.2 数学模型

根据文献[6]给出的超音速升压装置的升压性能数学模型,可以得到混合腔喉部即截面 2 上的热

水参数. 根据水喷嘴的特性, 截面 2 上二次水喷嘴的出口流速为

$$u_{2w} = [2 \eta_w (p_{0w} - p_{2w}) / \rho_w]^{0.5} \quad (1)$$

式中: p_{0w} 为进水压力 (MPa); p_{2w} 为二次水喷嘴的出口水压力 (MPa), 取混合腔喉部压力; ρ_w 为二次水喷嘴出口水的密度 (kg/m^3); η_w 为水喷嘴的效率.

从而, 二次进水的水流量为

$$G_{2w} = \rho_w u_{2w} A_{2w} \quad (2)$$

式中: A_{2w} 为二次水喷嘴的出口截面积 (m^2), $A_{2w} = 0.125 [(d_2 + 2\delta_2)^2 - d_2^2]$, δ_2 为二次进水间隙 (m), d_2 为混合腔喉部直径 (m).

将截面 2 与截面 2 之间的部分作为一个控制容积, 根据质量、动量和能量守恒定律有

$$G_2 = G_2 + G_{2w} \quad (3)$$

$$p_2 A_2 + G_2 u_2 + p_{2w} A_{2w} + G_{2w} u_{2w} = p_2 A_2 + G_2 u_2 \quad (4)$$

$$G_2 (h_2 + 0.15 u_2^2) + G_{2w} (h_{2w} + 0.15 u_{2w}^2) = G_2 (h_2 + 0.15 u_2^2) \quad (5)$$

式中: G_2 、 G_2 分别为混合腔喉部和截面 2 的水流量 (kg/s); u_2 、 u_2 分别为混合腔喉部和截面 2 的水流速 (m/s); A_2 、 A_2 分别为混合腔喉部和截面 2 的截面积 (m^2), $A_2 = A_2 + A_{2w}$; h_2 、 h_{2w} 、 h_2 分别为混合腔喉部、二次水喷嘴出口和截面 2 处水的焓值 (kJ/kg); p_2 为截面 2 处水的压力 (MPa).

截面 2 与截面 3 之间是单相水流动, 根据 Bernoulli 方程可以得到截面 3 即升压装置的出口水压力

$$p_3 = p_2 + \frac{1}{2} \rho_w u_2^2 \quad (6)$$

式中: ρ_w 为截面 2 处水的密度 (kg/m^3); η 为扩压段效率.

根据式 (1) ~ 式 (6), 可以得到装置的出口水压力为

$$p_3 = [p_{1s} A_{1s} + p_{1w} A_{1w} + p_{2w} A_{2w} + G_{1s} (u_{1s} - u_2) + G_{1w} (u_{1w} - u_2) + G_{2w} (u_{2w} - u_2) - F] / (A_2 + A_{2w}) + \frac{1}{2} \rho_w u_2^2 \quad (7)$$

式中: p_{1s} 、 p_{1w} 分别为截面 1 处蒸汽和水的压力 (MPa); A_{1s} 、 A_{1w} 分别为截面 1 处蒸汽喷嘴和水喷嘴的出口截面积 (m^2); G_{1s} 、 G_{1w} 分别为截面 1 处蒸汽和水的流量 (kg/s); u_{1s} 、 u_{1w} 分别为截面 1 处蒸汽和水的流速 (m/s); F 为混合腔阻力, 计算方法详见

文献 [6].

根据质量和能量守恒方程, 可以得出截面 3 处热水的焓值为

$$h_3 = h_2 + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\rho_3 A_2^2}{\rho_2 A_3^2} \right) u_2^2 \quad (8)$$

式中: ρ_3 为截面 3 处水的密度 (kg/m^3); A_3 为截面 3 的面积 (m^2).

根据截面 3 处水的压力和焓值, 利用水和水蒸气性质可以得到截面 3 处水的温度 $t_3 = t(p_3, h_3)$, 这样装置的温升即为

$$t = t_3 - t_{0w} = t(p_3, h_3) - t_{0w} \quad (9)$$

以上得出的式 (7) 和式 (9) 即为两级进水超音速汽液两相流升压装置的升压、加热性能数学模型.

3.1.3 两级进水超音速汽液两相流升压装置用于供暖系统的性能分析

根据前面得出的两级进水超音速汽液两相流升压装置的升压、加热性能数学模型, 可以得到在进汽压力较低时两级进水超音速汽液两相流升压装置用于供暖系统的性能曲线, 如图 8 ~ 图 10 所示.

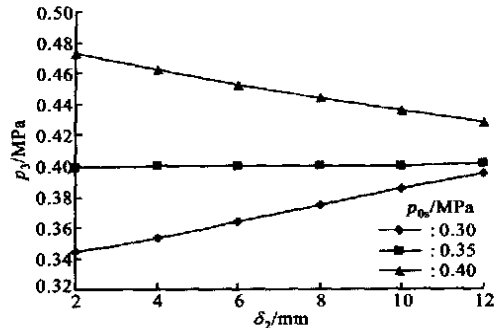


图 8 装置出口水压力随二次进水间隙变化的曲线

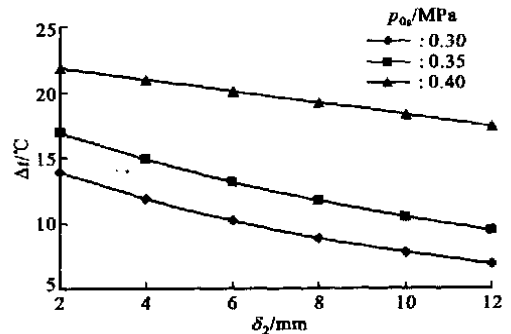


图 9 装置温升随二次进水间隙变化的曲线

分析图 8 ~ 图 10 可以发现, 当二次进水间隙为 5 mm、进汽压力在 0.135 MPa 时, 装置的出口水压力达到 0.14 MPa, 温升为 14.10 °C, 装置出口水量为 120 t/h, 可以满足回水最小温差、系统供水压力、

系统循环水流量的要求.因此,只要将二次进水间隙取为 5 mm,这样就将两级进水超音速汽液两相流升压装置的结构参数全部确定.图 8~图 10 是在回水压力保持在 0.135 MPa 不变的情况下得到的,目的在于通过分析确定装置二次进水间隙的尺寸.在实际的供暖系统中,装置的结构尺寸固定不变,当提高进汽压力时,装置的出口压力升高,而供暖系统总的管道阻力不变,所以回水的压力也相应提高,这样进水量不会因为装置喉部压力升高明显减少,循环水量基本能够维持在 120 t/h 左右.图 11 给出了在此结构尺寸下装置温升即供回水温差随进汽压力变化的曲线,从图中可以看出,当进汽压力为 0.135 MPa 时,装置温升为 14.10℃,当进汽压力为 0.162 MPa 时,装置的温升为 25.11℃.可见,当室外温度变化时,可以只通过改变进汽压力来改变装置的温升,在此结构尺寸下的两级进水超音速汽液两相流升压装置基本可以满足供暖系统在整个供暖期对供回水温差的要求.

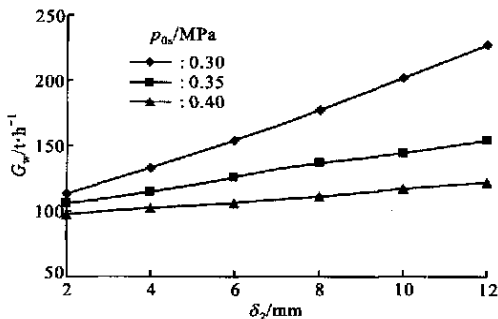


图 10 装置出口水量随二次进水间隙变化的曲线

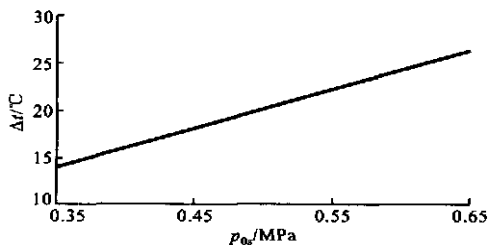


图 11 装置温升随进汽压力变化的曲线

4 结 论

超音速汽液两相流升压装置用于供暖系统,必须满足供暖系统对供水压力、供回水温度、循环水量的要求.根据不同地区供暖系统对供回水温差的要求,本文绘制出了供回水温差曲线,随着不同地区的室外计算温度不同,其供暖系统所要求的最小供回水温差也不同.根据供回水温差曲线的要求,分析得

出了原有超音速汽液两相流升压装置用于供暖系统时,不能完全满足供暖系统在整个供暖期对供回水温差要求的结论.本文提出的两级进水超音速汽液两相流升压装置能够有效地降低装置的温升,同时也能够保证供暖系统对供水压力和循环水量的要求.以西安地区为例,采用两级进水超音速汽液两相流升压装置可以在满足供水压力和循环水量的要求下,通过质调节(只改变进汽压力),来实现供暖系统供回水温差在 14~25℃ 之间变化,基本能够满足供暖系统在整个供暖期对供回水温差的要求.这些结果对今后两级进水超音速汽液两相流升压装置应用于供暖系统具有重要的意义.

参考文献:

- [1] Cattadori G, Calbiati L, Mazzocchi L, et al. A single stage high pressure steam injector for next generation reactors: test results and analysis [J]. International Journal of Multiphase Flow, 1995, 21(4): 591 - 606.
- [2] Deberne N, Leone J F, Duque A, et al. A model for calculation of steam injector performance [J]. International J of Multiphase Flow, 1999, 25(1): 841 - 855.
- [3] Narabayashi T, Mizumach W, Mori M. Study on two phase flow dynamics in steam injector [J]. Nuclear Engineering and Design, 1997, 175(1 - 2): 147 - 156.
- [4] Beithou N, Aybar H S. High pressure steam - driven jet pump: mathematical modeling [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2001, 123(7): 693 - 706.
- [5] 严俊杰,刘继平,林万超,等. 汽液两相流激波升压特性的研究[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(6): 467 - 470.
- [6] 严俊杰,刘继平,林万超,等. 汽液两相流喷射升压装置的机理研究[J]. 核动力工程, 2001, 22(6): 490 - 493.
- [7] 刘继平,严俊杰,林万超,等. 汽液两相流升压过程的实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2002, 36(1): 1 - 3.
- [8] 严俊杰,刘继平,林万超,等. 变截面通道内超音速两相流极限升压能力研究[J]. 西安交通大学学报, 2003, 37(9): 881 - 884.
- [9] 曾玲娜,王刚,严俊杰,等. 超音速汽液两相流升压加热装置供热系统的经济性[J]. 山东电力技术, 2003, 132(4): 1 - 4.
- [10] 武学素. 热电联产[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1988. 22 - 56.

(编辑 王焕雪 荆树蓉)