

阀门套筒孔群对蒸汽阀内流动及噪声特性影响研究

欧阳志雄, 张文清

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

收稿日期: 2022年3月10日; 录用日期: 2022年5月24日; 发布日期: 2022年5月31日

摘要

调节阀在舰船管路系统中运行时受蒸汽流动激励产生噪声, 降低阀内流动压力脉动是调节阀降噪设计的关键。针对调节阀内气动噪声问题, 以窗型阀门套筒为基础, 本文设计了四种不同孔型的阀套结构, 进行了低噪声的优化设计。利用数值方法计算了调节阀内湍流场及其产生的噪声, 研究阀套孔型对阀内流动及其噪声的影响规律。结果表明, 小孔孔群阀套显著降低了阀门喉部及扩压段蒸汽气流流速, 减小了在阀门壁面上的流动分离和压力脉动幅值, 改变了气流振荡力引发的噪声。阀套采用S型总声压级比窗型孔降低9 dB, 但流通能力减弱近18.4%, K型孔降噪效果最好, 总声压级可比S型降低4 dB, 流通能力则进一步减弱17.2%, 压损提高2%。

关键词

蒸汽调节阀, 气动噪声, 压力脉动, 阀套结构, 孔型

Study on Flow and Noise Characteristics of Valve Sleeve Holes in Steam Valves

Zhixiong Ouyang, Wenqing Zhang

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Mar. 10th, 2022; accepted: May 24th, 2022; published: May 31st, 2022

Abstract

The key of noise reduction design is to reduce the pressure pulsation in the valve, which is excited by steam flow when the valve is running in the ship pipeline system. Aiming at the problem of aerodynamic noise in the regulating valve, based on the window valve sleeve, this paper designed

文章引用: 欧阳志雄, 张文清. 阀门套筒孔群对蒸汽阀内流动及噪声特性影响研究[J]. 建模与仿真, 2022, 11(3): 916-928. DOI: 10.12677/mos.2022.113085

four valve sleeve structures with different holes, and carried out the optimization design of low noise. The turbulence field and its noise in the regulating valve were calculated by numerical method, and the influence of valve sleeve on the flow and noise in the valve was studied. The results show that the flow velocity of steam at the throat and diffusing section of the valve is significantly reduced, the flow separation and pressure pulsation amplitude on the valve wall are reduced, and the noise caused by the gas shock force is changed. The total sound pressure level of S-type valve sleeve is reduced by 9 dB compared with that of window hole, but the flow capacity is reduced by nearly 18.4%. The noise reduction effect of K-type valve sleeve is the best, the total sound pressure level is reduced by 4 dB compared with that of S-type valve sleeve, the flow capacity is further reduced by 17.2%, and the pressure loss is increased by 2%.

Keywords

Steam Regulating Valve, Aerodynamic Noise, Pressure Fluctuation, Valve Sleeve Structure, Hole Pattern

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

蒸汽调节阀是船舶动力系统中的流量调节元件,其产生的噪声是整个系统噪声中不可忽视的部分[1]。调节阀内部的气动噪声分为两类:一是阀内节流结构在节流过程中产生的气动噪声;另一类是阀门内不稳定汽流与管道相互作用激发的噪音。本文关注的是前者,蒸汽阀内部结构复杂,阀套是其核心部件之一,用于控制气体的压力及流动状态。在高压差条件下,高速蒸汽流经调节阀内阀门套筒时,节流必然伴随着压力损失,部分流体机械能转换成声能,产生噪声[2] [3]。

针对高速射流的噪声控制问题,已有学者进行了大量的研究。Zeng [4]对汽轮机控制阀进行了实验与模拟,发现振动和噪声明显与流型密切相关,环形流和芯流的变化会引起声突变,与芯流相比,环形流具有更低的噪声和更稳定的流型。Peng Wang [5]将调节阀主阀加装滤网,发现倾斜的涡流对在具有过滤器的构造中被矫直而变得对称,圆形过滤器有效地控制了主阀中复杂的蒸汽流,从而大大减小了主阀主轴上的横截面力。王干新[6]对不同内构件调节阀进行了实验研究,研究发现内构件的降噪关键在于如何将压力突变转化为压力渐变,盘片内构件为调节阀的主要降压区间,大大缓解了喉部的压力,从而降低喉部处产生的噪声。马大猷[7]结合实验测量和理论分析研究了小孔与小孔群对喷流噪声的影响。研究表明小孔可抑制射流冲击噪声,把射流噪声频谱推向高频范围,在相同压差条件下,单位面积小孔射流所辐射的噪声功率随孔径减小迅速下降,这正是小孔群控制射流噪声的基础。本文利用该原理将调节阀套筒窗型泄流孔改型为小孔群结构,并采用计算流体力学和计算气动声学方法计算调节阀内非定常湍流场和流动诱导的噪声,对比分析小孔群型阀套对蒸汽调节阀流场与声场分布的影响,为低噪声蒸汽调节阀的设计提供依据。

2. 数值计算

本文先对阀门内部流动进行定常模拟计算,收敛后,以定常场为初场进行非定常计算,获得阀内非定常流动特征及壁面非定常压强分布。最后,以壁面压强非定常压强为激励源,采用声学边界元方法计算阀内流噪声。

2.1. 流动控制方程及湍流模型

高温高压的过热蒸汽在调节阀内做三维可压缩的非定常湍流运动, 可通过求解非定常雷诺时均 N-S 方程获得阀内流场数值解。在直角坐标系下, 控制方程组的通用式[8]为:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho U \varphi) = \operatorname{div}(\Gamma_\varphi \operatorname{grad} \varphi) + S_\varphi \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度; t 表示时间; U 是速度矢量; φ 为通用变量, 可以代表 u 、 v 、 w 、 T 、 k 和 ε 等待求变量; Γ_φ 表示广义扩散系数; S_φ 是广义源项, 通过将式(1)对不同变量进行展开, 可以得到相应的连续性方程、动量方程以及能量方程。

考虑到调节阀内复杂的剪切流与涡流流动特征, 本文选择 RNG $k-\varepsilon$ 两方程湍流模型对方程(1)进行封闭。李新一[9]的工作表明 RNG $k-\varepsilon$ 模型包含低雷诺数流动效应和旋流修正子模型, 对复杂剪切流动、旋流和分离流具有较好的模拟精度。获得调节阀内定常湍流解后, 本文采用大涡模拟(Large Eddy Simulation, LES)方法计算阀内非定常湍流场。速度场与压力场的耦合计算则基于 SIMPLEC 算法。本文由于多采用四面体网格, 故梯度法使用 Green gauss node based, 流动控制方程对流项采用具有二阶精度的有界中心差分格式进行离散。

2.2. 计算模型

图 1 是本文研究的蒸汽调节阀剖视示意图。可见, 蒸汽进入阀门后, 经阀套上的泄流孔绕阀芯折转向下, 最后经阀芯与阀座间的间隙喷射进入出口管道。在此过程中, 蒸汽速度大小、方向发生剧烈变化, 伴随较为强烈的非定常流动现象。图 1 中 A 为沿调节阀出口段中心轴线布置的流速及噪声观测点, M_1 、 M_2 、 M_3 及 M_4 则是四个压力脉动监测点, Surface 1 为压损计算面, plane a、b、c 则为湍动能观测面。

图 2 给出了调节阀阀套及泄流孔的示意图。原型窗型孔阀套的泄流孔由四组直径分别为 25 mm 和 10 mm 的圆孔组成, 如图 2。为控制蒸汽流经阀套时的噪声, 在保证泄流孔面积基本不变的条件下, 将窗型孔改型为由 320 个小孔组成的孔群型泄流孔, 如图 2 所示。图中 Z 型泄流孔是孔径为 3 mm 的等截面圆柱孔, S 型泄流孔是进口直径为 3 mm、面积比为 4/9 的突缩孔, 两者的气流流向均是由阀套外壁指向内壁面, K 型泄流孔则与 S 型相反, 气流由小孔经大孔流出。

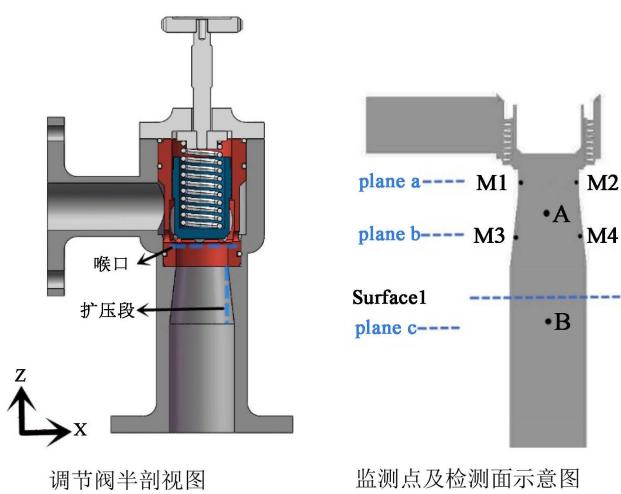


Figure 1. Schematic diagram of regulating valve structure and monitoring position

图 1. 调节阀结构及监测位置示意图

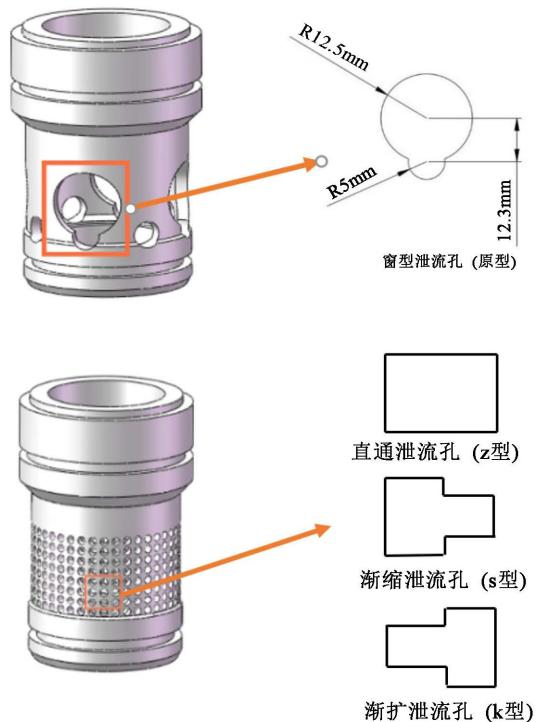


Figure 2. Flow hole pattern of valve sleeve
图 2. 阀套泄流孔孔型图

2.3. 网格划分及边界条件

图 3 为蒸汽阀流体域示意图, 其中进出口分别延长 2 倍和 3 倍, 流体域开度取 50%。为提高计算网格质量, 本文将计算域分为进口域、核心域和出口域三个子域, 分别单独生成网格。由于蒸汽阀核心域几何结构复杂, 存在众多小孔和曲面结构, 对其进行四面体网格划分, 为保证网格质量, 在核心域局部加密网格, 同时对近壁区网格进行加密处理, 近壁面第一层网格高度为 0.008 mm, 设置 12 层, 增长率为 1.05。数值模拟计算结果表明, 调节阀壁面 $y+$ 小于 1, 满足 LES 湍流模型计算要求。

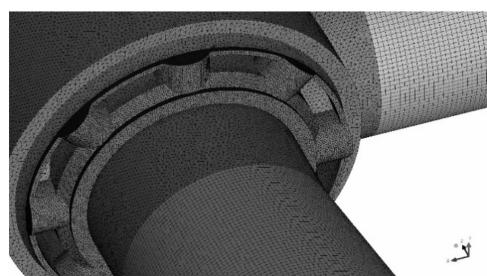


Figure 3. Computational domain and grid schematics
图 3. 计算域及网格示意图

本文涉及的物理边界条件包括计算域进口、出口以及固体壁面边界。进口给定来流蒸汽总温 552 K 和总压 6.3 MPa, 出口给定蒸汽静压 5.18 MPa, 固壁均采用绝热、无滑移边界条件。考虑到人耳所能听到的频率上限为 20,000 Hz, 根据采样频率公式设置时间步长为 2.5×10^{-5} 。为消除初场影响, 只取后 2000 个时间步作为可用数据。

2.4. 网格无关性验证

为验证网格数量对数值模拟计算准确性的影响, 以窗型孔套筒模型为例, 在阀门开度为 10% 的条件下, 对五套不同的网格离散方案进行了数值计算。表 1 给出了五套计算网格获得的蒸汽质量流量以及观测点 A 处的速度大小, 网格数量在 300 万到 1000 万之间。从表 1 可见, 随着计算网格总量的不断增加, 点位流速逐渐上升, 误差趋于稳定。针对阀体内流动, 进出口流量间差值均小于 5%, 可以认为数值解结果可靠。MSH-D 与 MSH-E 对应的进出口质量流量和流速相差较小, 考虑到 MSH-E 比 MSH-D 的网格数量多了近 150 万, 为合理利用计算资源, 在保证近壁面网格尺度与质量的前提下采用 850 多万的计算网格。

Table 1. Each curve represents the number of mesh

表 1. 各曲线代表网格数

网格	数量/ 10^4	流速 m/s	进口质量流量 kg/s
A	300	95.86	1.699/1.698
B	500	95.06	1.715/1.718
C	700	96.73	1.722/1.725
D	850	97.22	1.738/1.723
E	1000	97.33	1.759/1.753

3. 流场计算结果分析

3.1. 流量特性及压力损失系数

图 4 给出了进出口压差 Δp 为 1.12 MPa 时, 窗型孔阀套、Z 型孔群阀套、S 型孔群阀套和 K 型孔群阀套调节阀模型的流量系数随开度的变化。流量特性曲线[10]是在阀门两端压差保持恒定的条件下, 介质流经调节阀的流量系数与它的开度之间的关系曲线。流量系数为衡量阀门流通能力的关键参数, 常用 K_v 表示, 计算公式见式

$$K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (2)$$

式中: Q —体积流量(m^3/h); ρ —流体密度(kg/m^3); Δp 为阀门进出口的总压损失(10^2 Pa)。

从图中可见, 三种阀的流量系数 K_v 随着阀门开度的增大均有显著提高。这种变化趋势与阀门内流动的基本规律吻合。当开度从 10% 到 50% 时, 流量变化较为剧烈, 而开度在 50% 到 90% 之间时变化相对平缓。从流通能力方面看, 窗型孔最强, S 型比 Z 型略高, K 型孔最差。

图 5 是进出口压差为 1.12 MPa 时, 压力损失系数 ξ 随调节阀开度的变化曲线, 压力损失系数计算公式为:

$$\xi = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \quad (3)$$

式中: Δp —阀门进口与 Surface 1 的总压损失(Pa); ρ —流体密度(kg/m^3); v —进口速度(m/s)。

由图 5 可知, 随着阀门开度的提升, 阀门压力损失系数逐渐下降, 尤其在 10% 到 50% 段降低幅度较大, 近 83%, 在 50% 到 90% 区间内变化幅度较小, 这也与图 4 中的变化有所对应。而窗型孔损失最小, K 型最大, Z 型与 S 型相差较小。

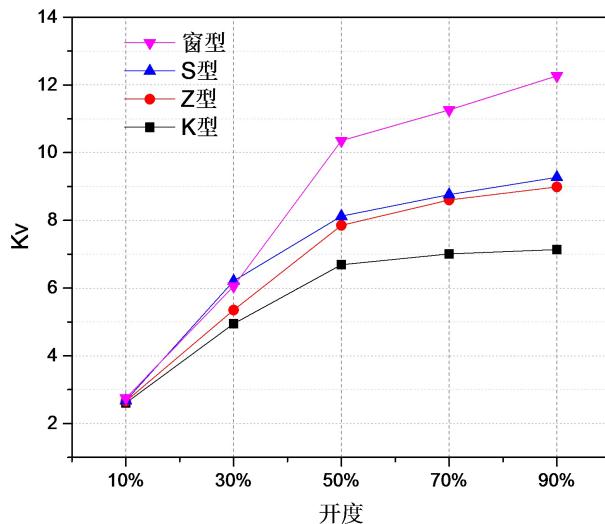


Figure 4. Variation diagram of flow coefficient of regulating valve with hole type and opening of valve sleeve

图 4. 调节阀流量系数随阀套孔型与开度的变化图

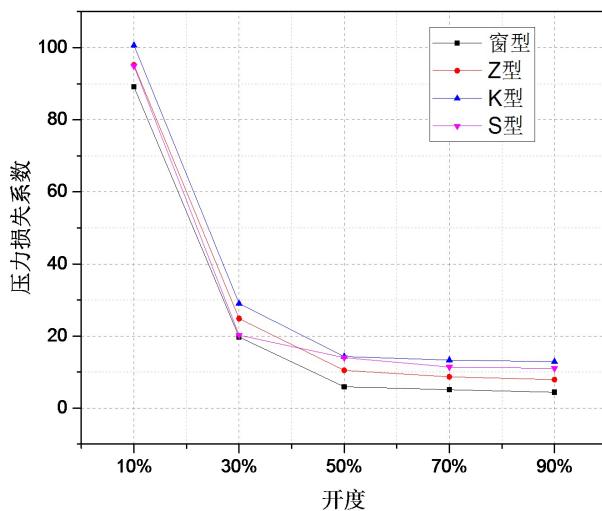


Figure 5. Influence of valve sleeve hole type on pressure loss coefficient of regulating valve ($\Delta p = 1.12$ MPa)

图 5. 阀套孔型对调节阀压力损失系数的影响($\Delta p = 1.12$ MPa)

3.2. 阀套孔型对阀内瞬态流场的影响

图 6 为 Δp 为 1.12 MPa, 阀门 50% 开度时 ZX 截面上某瞬时的速度流线及速度云图。由图 6 可知, 蒸汽气流经窗型泄流孔通道后, 速度增加迅速, 时速超过 240 m/s, 在阀座区域形成了高速对流区域并在阀腔右侧出现大回流区和左侧的小涡。这种非对称分离流使得中心流域变窄。由于 Z 型孔、S 型孔和 K 型孔是多孔孔群结构阀套, 使得进入下游腔室的流动空间减少, 极大地降低了喉口段及下游的蒸汽流速, 但 Z 型孔没有改变局部的涡系结构的范围, 而 S 型孔型与 K 型孔型的流线形更趋向于附壁流[11], 这可能是对降低噪声的有利因素。S 型孔内发生了明显的节流现象, 蒸汽气流进入小孔后加速通过, 使气流相对有序平稳地进入阀芯下方, 此处的射流区最大速度与高速冲击范围均比 Z 型孔有一定的减小, 且 S 型孔右侧的涡旋区相较 Z 型孔又进一步减小了。

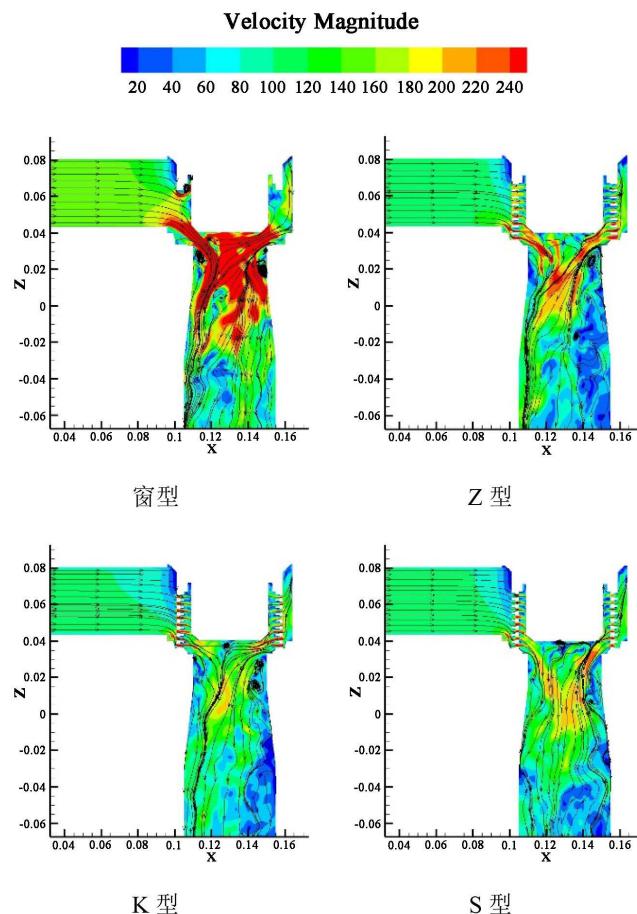


Figure 6. The velocity distribution on the ZX plane at some instant
图 6. 某瞬时 ZX 面的速度分布

由于流体在掺混过程中会发生能量的损失, 为了更好地分析上述流场规律, 图 7 给出了三处截面流道内的平均湍流动能分布, 分别是 plane a、b、c (见图 1)。从 plane a 可以看出, 窗型在左侧进口方向窗型套筒壁面内外两侧均出现较大的湍流动能梯度分布, 且在阀套内圈流域产生低速的漩涡区。更换成孔群结构阀套后, 射流入口段的高动能尾迹长度明显缩短, 而 K 型孔更削减了尾迹动能的厚度。在 K、S 型的变截面小孔内有比大孔更强的湍流动能。在 plane b 阀座段, 窗型中部区域动能明显较大, Z 型孔则减小了中心流域的湍流动能, 并分成了三处小涡, K 型与 S 型进一步降低了阀内流体的不稳定性[12], 平面内涡与高湍流区向四周分散。从截面 a、b、c 的纵向比较而言, 与流场情况较接近, 离冲击核心段越远湍动能越小。

阀门管道因 90 度弯角形成分离流向涡, 涡束的发展导致下游壁面的压力波动, 是管道的宽频噪声的主要激励源。阀门内腔的压力脉动是阀门重要的非定常特性指标, 在阀门壁面处设置监测点(图 1), 监测其压力脉动情形。图 8 分别是阀座段左右两侧监测点 M1、M2 与扩压段 M3、M4 压强脉动的频谱分布。由图 8 可见, 阀套泄流孔从窗型孔改为小孔群后, 监测点的压力脉动幅值明显下降。M₁ 点和 M₂ 处, 窗型孔模型分别在 980 Hz 和 1480 Hz 处存在压强脉动峰值, 其余三型模型频谱曲线中该峰值已完全被抑制, 其中 K 型与 S 型孔压力脉动均方根差值相较 Z 型降低 67.6% 和 73%。因为监测点 M₃、M₄ 远离脉动核心区, 相比于 M₁ 和 M₂ 点, 整体脉动幅值扩压段比阀座段低。且由于扩压段流场波动趋于稳定, 四种孔型间的脉动幅值差距较小。

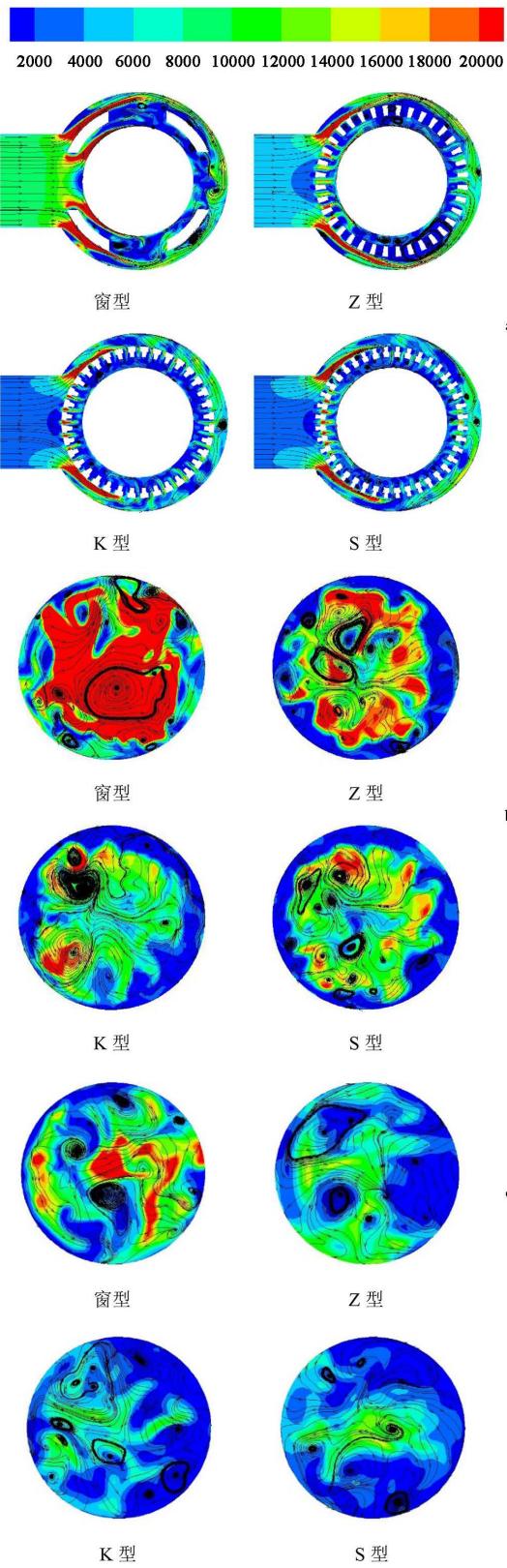


Figure 7. Multi-section turbulent kinetic energy diagram
图 7. 多截面湍动能图

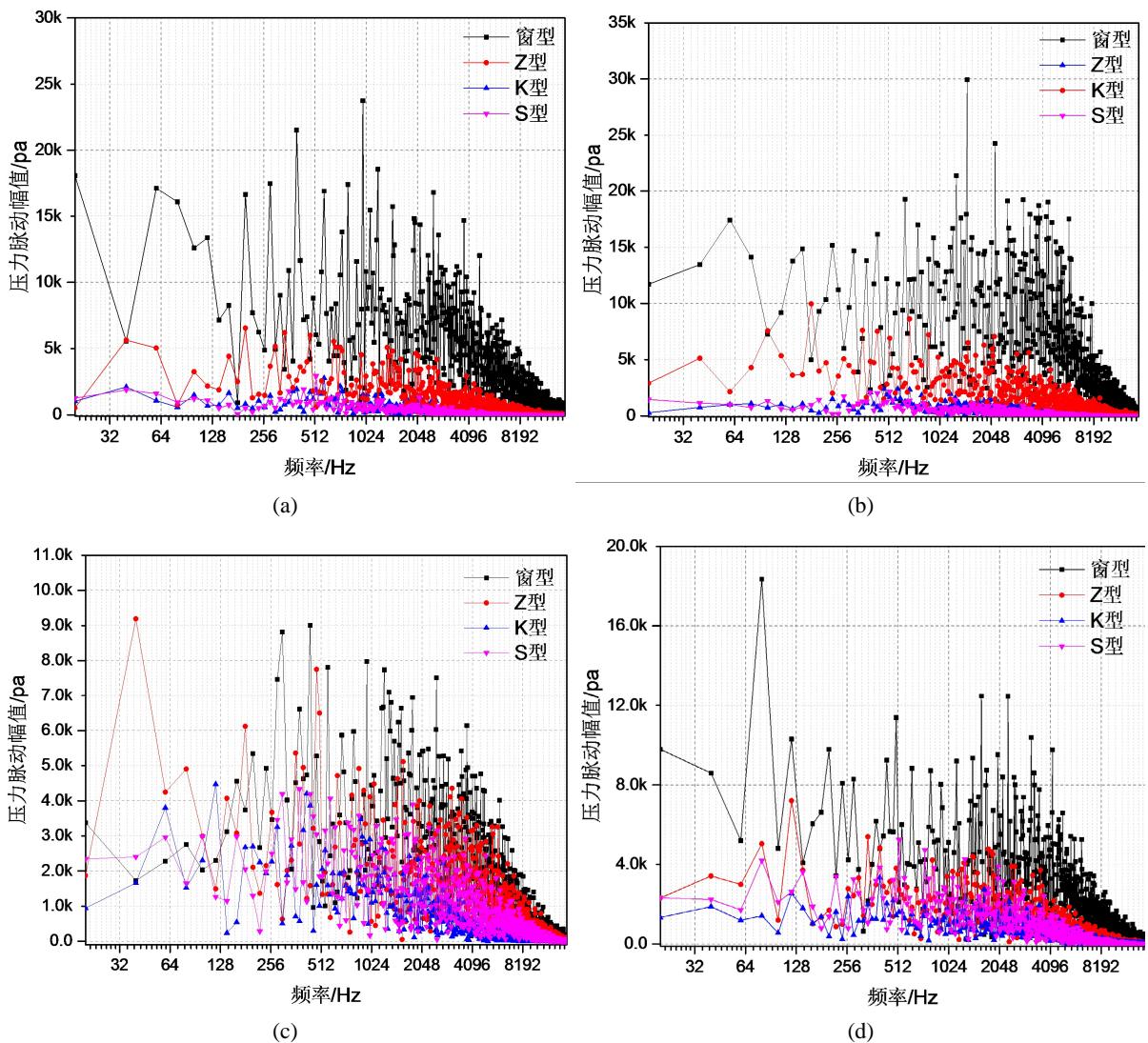


Figure 8. Pressure pulsation diagram of measuring point
图 8. 测点压力脉动图

图 9 为阀芯 0.1 s 内所受非定常流体振荡力时域及频域图。图(a)表现了在核心域流体的紊乱流动下, 蒸汽作用在阀芯的力随时间脉动, 其中以窗型的波动最为剧烈。窗型、Z型、S型和K型的阀芯 Z 方向载荷脉动均方根值分别为 6765 N、6681 N、6644 N 和 6636 N, 窗型孔载荷在 6721~6885 N 内波动, Z 型在 6635~6716 N 内波动, 震荡力波动幅值减少约 16.5%, S 型在 6619~6669 N 内波动, 幅值减少约 48.5%, K 型在 6608~6654 N 内波动, 幅值减少约 52.6%。图(b)为对时域信号进行傅里叶变换后的非定常力频域信号, 512 Hz 之前载荷力先随着频率升高而增大, 1024 Hz 之后力随频率迅速衰减。窗型阀芯 Z 方向在 1280 Hz 存在峰值为 8.3 N, 在此频率下 Z 型孔幅值为 4.2 N, K 型孔为 2.2 N, S 型孔仅为 0.98 N。由此可见小孔孔群阀套减轻了蒸汽阀内部的力学载荷强度[13], 提高了阀门内部的震荡稳定性, 可能使阀门的疲劳损伤使用寿命延长。

4. 声场计算结果分析

本文以作用在调节阀内壁的声源作为激励源, 采用间接边界元方法计算阀门声场。如图 10 所示, 在

距离阀门核心区中心点 1 m 处的环形每隔 15° 布置一个噪声接收点布置点位共 24 个接收点, 通过接收点监测阀门不同方向处声压级, 分别计算不同阀套情况的声场变化, 定量探究其中变化规律。

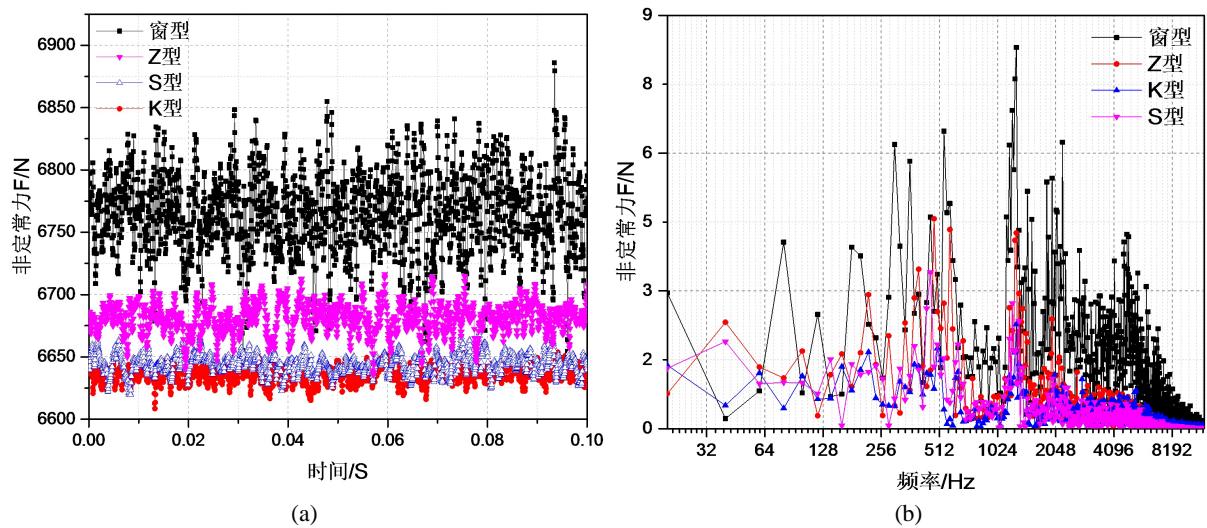


Figure 9. Time domain and spectrum diagram of unsteady fluid oscillation force in Z direction of valve core
图 9. 阀芯 Z 方向非定常流体振荡力时域及频谱图

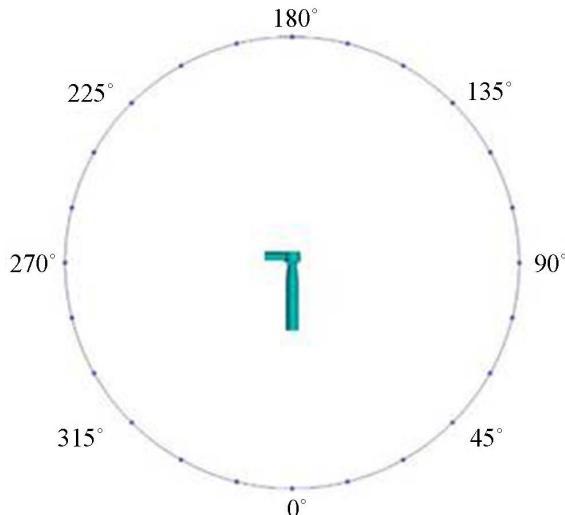


Figure 10. Directional fixed measuring point position diagram
图 10. 指向性固定测点位置示意图

声压级指向性分布如图 11 所示, 可以看出阀门声场基本没有明显的极性特征, S 型与 K 型降噪效果较好, 但数值十分接近, S 型孔在 15 到 300 度范围内声压级均略低于 K 型孔, 仅在 315 到 360 度高于 K 型孔。图 12 为阀座段中心 A 监测点(见图 1)的声压频谱图可见, 阀门声压级呈现随频率的增大而减小的趋势, 阀门的噪声基本为宽频噪声, 在 640 Hz 之后的声谱频带三孔群阀套较原型有明显的下降, 在此监测点原型声压级为 154.1 dB, Z 型声压级为 147 dB, S 型声压级为 144.8 dB, K 型声压级为 141.8 dB。由此可见 K 型孔阀套降噪效果最佳。这验证了多孔结构能极佳地吸收声波以减小噪声的干扰。S 型孔的二级降压结构增加了声阻[14], Z 型孔的抗性消声设计可进一步削弱声波能量达到吸收声波的效果。

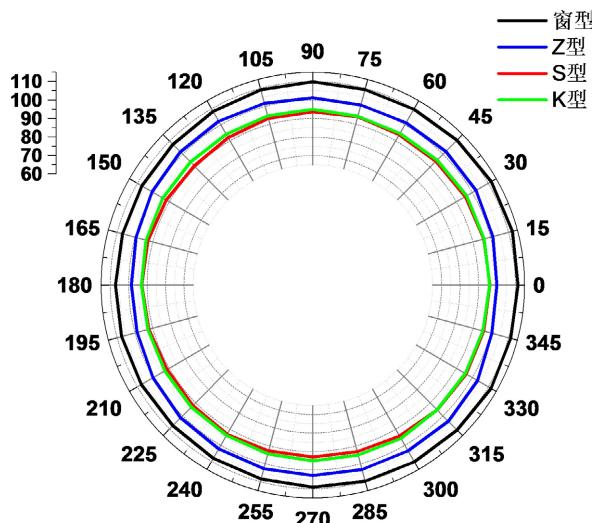


Figure 11. Sound pressure level directivity diagram
图 11. 声压级指向性图

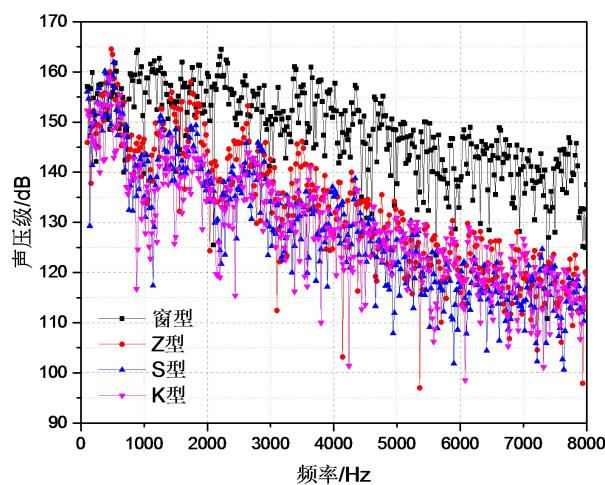


Figure 12. Sound pressure spectrum diagram
图 12. 声压频谱图

为更好地了解阀门流体域内部的声压分布, 图 13 展示了 100 Hz 时的四孔型的声压云图。可以从中看出距离阀门节流区位置越远, 气动声源声辐射的传播变得愈加衰弱, 说明阀门内部声源来自于流体对阀套与阀芯的剧烈冲击。四类孔型均呈现出强声辐射区由核心噪声区通过管道传递至下游壁面附近的规律, 但孔群孔型阀套对下游声传播有一定的遏制作用, 其中 S 型孔与 K 型孔有更佳的效果。从下游管外的声辐射观察, 窗型喉口与扩压段右侧声压辐射区声压较大, Z 型通过孔群的节流大大缓解了喉部的压力, 降低了喉部产生的声辐射, K 型与 S 型又在此处进一步减小了噪声的量级, 其中 K 型的扩张孔降噪效果最为突出。

5. 结论

本文采用流体可压缩模型和声学边界元方法研究了小孔孔群的流动及孔结构特征对阀门的噪声影响, 得到以下结论:

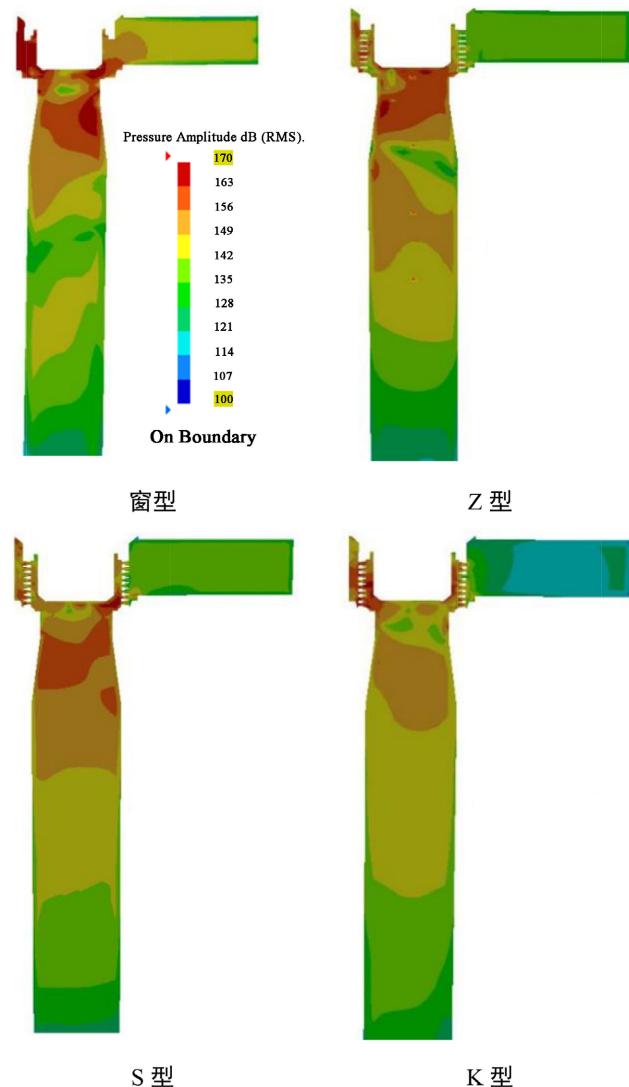


Figure 13. ZX plane sound pressure distribution diagram
图 13. ZX 平面声压分布图

- 1) 阀门流量随开度的增大而增大且增涨幅度也越大。孔群阀套相较于窗型孔阀套的流通能力有所减小, 压力损失增大。小孔孔群阀套减轻了蒸汽阀内部的力学载荷强度, S 型与 K 型节流孔将来自上游流体的剧烈冲击大大减缓, 同时使气流进入下游的腔室更为有序, 同时提高了阀的稳定性。
- 2) 窗型孔喉部及扩压段蒸汽气流速度较大, 通过使用孔群阀套结构, 不仅使得局部速度大大减小, 速度分布更为均匀, 同时控制了阀门壁面的分离涡, 让气流更趋于附壁流。在阀内使用 S 型孔群阀套相比 Z 型孔可降低 RMS 压力脉动能级 67.6%, K 型孔阀套可降低 73%。
- 3) 孔群阀套结构可有效降低了阀内部的气动噪声, 其中由抗性消声器原理设计的 K 型孔降噪效果最为突出, 将阀门管道中的噪声能量吸收, 总声压级比原型降低 13 dB。S 型孔则利用二次降压与单次降压的 Z 型孔相比降低 2.2 dB。综合考虑阀门性能与噪声之间的平衡将尤为关键。

基金项目

国家自然科学基金资助项目(51106099, 50976072)。

参考文献

- [1] Ng, K.W. (1994) Control Valve Noise. *ISA Transactions*, **33**, 275-286. [https://doi.org/10.1016/0019-0578\(94\)90098-1](https://doi.org/10.1016/0019-0578(94)90098-1)
- [2] Wilson, J. (2001) The Impact of Valve Outlet Velocity on Control Valve Noise and Piping Systems. *Valve World*, **6**, 4-5.
- [3] 陈富强, 王飞, 魏琳, 等. 减压阀噪声研究进展[J]. 排灌机械工程学报, 2019, 37(1): 49-57.
- [4] Zeng, L.F., Liu, G.W., Mao, J.R., et al. (2015) Flow-Induced Vibration and Noise in Control Valve. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, **229**, 3368-3377. <https://doi.org/10.1177/0954406215570386>
- [5] Wang, P. and Liu, Y.Z. (2017) Influence of a Circular Strainer on Unsteady Flow Behavior in Steam Turbine Control Valves. *Applied Thermal Engineering*, **115**, 463-476. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.073>
- [6] 王干新. 调节阀中采用不同内构件的降噪技术研究[D]: [硕士学位论文]. 上海: 华东理工大学, 2015.
- [7] 马大猷, 李沛滋, 戴根华, 等. 小孔喷注和小孔消声器[J]. 中国科学, 1977(5): 445-455.
- [8] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 122.
- [9] 李新一. 某笼式调节阀噪声特性研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2015.
- [10] 朱祖超. 流程阀门流体动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2019: 5.
- [11] 刘利杰. 某调节阀的气动噪声研究[D]: [硕士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- [12] 郭志华, 高青山, 王乃安, 等. 某汽轮机主调阀滤网对阀内蒸汽流场的影响[J]. 热能动力工程, 2020, 35(12): 47-54.
- [13] Duan, Y., Revell, A., Sinha, J., et al. (2019) A Computational Fluid Dynamics (CFD) Analysis of Fluid Excitations on the Spindle in a High-Pressure Valve. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, **175**, Article ID: 103922. <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2019.103922>
- [14] Lawn, C. (2016) The Acoustic Impedance of Perforated Plates under Various Flow Conditions Relating to Combustion Chamber Liners. *Applied Acoustics*, **106**, 144-154. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2016.01.005>