

不同规格节流孔板的节流和声学特性

谢辉^{1,2}, 戈禧芸^{1,2}, 刘建³, 刘帅³
(1. 重庆大学建筑城规学院, 重庆 400045; 2. 重庆大学山地城镇建设与新技术教育部重点实验室, 重庆 400045;
3. 核反应堆系统设计技术重点实验室, 四川 成都 610041)

摘 要: 为探究节流孔板开孔形状及结构对管道压降效果及振动辐射噪声的影响,在消声室内对开孔面积相同的圆形和方形节流孔板、开孔面积不同的圆形节流孔板、圆形台阶状节流孔板进行了振动及声压级测试,并通过仿真模拟分析了不同节流孔板性能差异的内在机理。结果表明:方形节流管道的流体在运行过程中的机械能损失最大,与同样开孔面积的圆形节流管道的压降最大相差 12.6 kPa,且该管道测点在全频域范围内的应变幅值和声压级均明显高于其他 3 种管道;台阶形节流孔板使管内流体局部最小压力有效提升,减少汽蚀的产生,故该管道辐射声压级最小。

关 键 词: 节流孔板; 试验分析; 理论算法与验证; 节流特性; 声学特性
中图分类号: TL 353 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2020)04-0587-07

Throttling and Acoustic Characteristics of Throttling Orificeplate with Different Configurations

XIE Hui^{1,2}, GE Xi-yun^{1,2}, LIU Jian³, LIU Shuai³
(1. Faculty of Architecture and Urban Planning, Chongqing University, Chongqing 400045, China; 2. Key Laboratory of New Technology for Construction of Cities in Mountain Area, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400045, China; 3. Science and Technology on Reactor System Design Technology Laboratory, Chengdu 610041, China. Corresponding author: XIE Hui, E-mail: xh@cqu.edu.cn)

Abstract: In order to explore the effect of hole shape and the structure of the throttling orificeplate on the pressure drop of pipelines and the noise generated by the vibration of the pipeline, the vibration and sound pressure level of four different throttling orificeplate in an anechoic chamber were studied. The mechanism of throttling orificeplate with different configurations were analyzed by numerical simulation. The results show that the mechanical energy loss of flow in throttle pipe with square hole shape is the largest, whose pressure drop is 12.6 kPa bigger than that in the pipe with circular hole shape and the same opening. The stress amplitude and the sound pressure level of that pipe are both obviously higher than that of other three pipes. The throttling orificeplate with stepped hole can effectively raises the local minimum pressure of the fluid in the pipe and reduces the occurrence of cavitation, so the radiated sound pressure level of the pipe is the smallest.
Key words: throttling orificeplate; experimental analysis; theoretical calculation method and validation; throttling characteristic; acoustic characteristic

在核电站管道系统中存在着大量的节流孔板结构,以达到调节管路压力、减少流量的目的。但若是节流孔板选用不当或是设置不合理,则容易造成过度节流、产生湍流压力脉动甚至出现汽蚀现象,从而诱发管路振动^[1-2],并产生噪声污染,甚至会引起管壁材料疲劳^[3],对管道的结构和系统的完整性造成严重的损害,从而造成巨大经济损失。

已有学者对管道声学特性进行了研究,如文献[4-7]提出采用空化数来判定空化流与汽蚀

数,并总结出相应的公式. Nathan 等^[8]通过透明节流管道试验,建立了可确定孔板下游汽核溃灭位置的数学模型. Testud 等^[9]通过试验发现,提高节流孔板的开孔率可以减少初生空化区域产生的噪声.

但目前已有研究多是针对汽蚀引起的噪声,且多是研究流场内部噪声,关于管道振动噪声则较少. 虽然 Alenius 等^[10]应用大涡流数值模拟的方法对节流孔板处的流-固耦合振动的偏流作用进行了研究,发现节流孔板的偏流作用有利于抑制管道因对称流动结构产生的强烈自持振荡. Olufemi 等^[11]研究了水平管道中两相流经过节流孔板引起的振动及其产生机制. 但这类探究因节流孔板产生流致振动的研究多未进一步考虑由振动产生的辐射噪声.

本研究旨在通过试验探究节流孔板开孔形状以及孔板结构对管道压降效果及由流致振动产生的辐射噪声的影响,以提高节流孔板的设计性能以及核电站水路的安全性. 此外,本研究还通过数值模拟方法,分析节流孔板压降的形成机理及流固耦合区域流激振动、空间辐射噪声产生原因,以为节流孔板的设计优化提供参考依据.

1 试验设置

1.1 节流孔板参数

为了测试节流孔板开孔形状、开孔面积以及节流孔板截面形状对管道压降效果以及噪声的影响,试验主要对装有 4 种不同规格节流孔板的管道进行了测试,如图 1 所示,具体参数见表 1. 此外,还以 1 根尺寸相同但未安装节流孔板的空管(管道 2)进行了对照试验.

1.2 试验装置

为了尽量减少背景噪声干扰,准确测量节流管道流固耦合噪声情况,本试验在重庆大学建筑城规学院消声室进行. 消声室的背景噪声为 19.57 dB(A),室内温度为 17.5℃,相对湿度为 67%. 被测节流孔板置于两段长为 0.5 m 的钢管间,焊接组成试验段,其中,钢管内径为 25 mm,壁厚 0.3 mm. 试验平台的测试方式如图 2 所示,每次试验通过自吸泵接入水管抽水,并通过 DN25 球阀控制入水口压力以模拟管路不同工况,并通过涡轮流量计读取流量,其精度为±1%. 此外,管道上游和下游的水压均通过 SIN-Y190 数显压力表读取,其精度为 0.1 kPa. 试验平台搭建完毕后如图 3 所示.

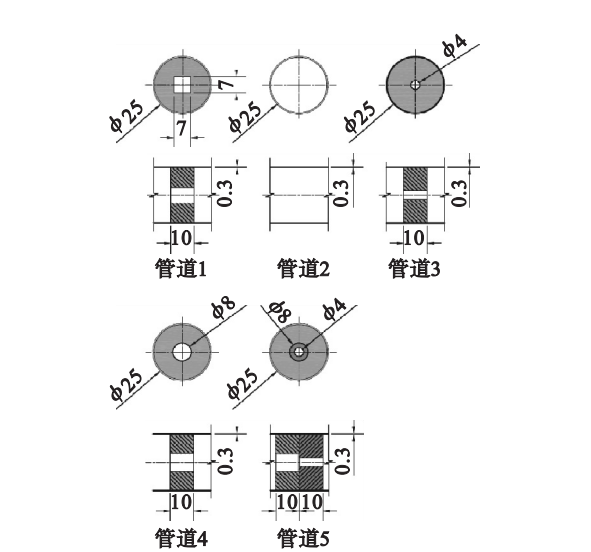


图 1 管道内节流孔板示意图(mm)
Fig. 1 Orificeplates in different pipe

表 1 节流孔板参数			
Table 1 Geometry parameters of orificeplates			
管道编号	孔板形状	孔板结构	
		边长/直径	孔深/mm
1	正方形	7	10
3	圆形	4	10
4	圆形	8	10
5	圆形台阶	84	20

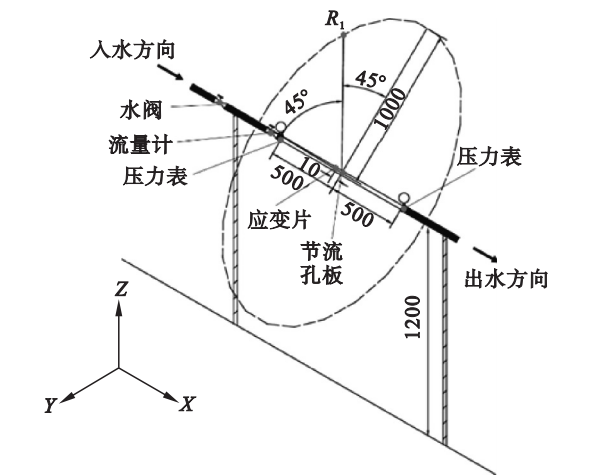


图 2 管道装置测量示意图(mm)
Fig. 2 Measuring points of the pipe device

本试验对管道运行过程中产生的流致噪声声压级的测试则依据 GB/T 6882—2016《声学 声压法测定噪声源声功率级和声能量级 消声室和半消声室精密法》进行,在距节流孔板 1 m 处布置 1 个 B&K 麦克风,并采用丹麦 B&K 公司的 Pulse Labshop 分析测试系统进行声压级的数据分析和采集,测试时间为 20 s,测试得出各工况下的总声压级和频谱声压级. 测试频段为 147.5 ~

4 940.3 Hz,选取 1/24 倍频程.



图 3 试样平台布置情况
Fig. 3 Layout of test platform

本试验对管道的振动测试则依据 DL/T 1103—2009《核电站管道振动测试与评估》进行,通过测试节流孔板处的应变数据来分析管壁的振动情况.故本试验在节流孔板上游 50 mm 处布置了 1 个 HY 120 - 3AA 应变片,并采用日本 DRA - 730A 应变测试仪及分析软件对应变进行测试并进行数据采集,每次采样频率为 500 Hz,测试时间为 20 s.

2 试验结果

2.1 压降分析

表 2 为不同工况下各组试验段的压降和流速测试结果.由管道 1 和管道 4 的试验结果对比可知,节流孔板的开孔面积近似相等的管道在入水口压力相同时,2 根管道的流量结果的相差很小,每种工况平均仅差 3 L/min.但不同工况下,管道 1 的压差明显大于管道 4 的压差,最大达 12.6 kPa,可见圆形开孔的节流孔板对水流机械能造成的沿程损失较小.

从管道 3 流量压降的变化梯度看,其流量每减少 1 L/min,对应的压差平均减少 15.3 kPa,而管道 4 的流量每减少 1 L/min,它对应的压差平均减少 6.3 kPa,由此可知,节流孔板的开孔面积越小,其压差变化对流量变化越敏感.由于实际应用中要求管道前后压差不能过大,故节流孔板的开孔面积不能过小.

通过管道 3 和管道 5 的对比可以看出,由于管道截面突变处末端的开孔面积一样,故 2 根管道在相应工况下的压差以及流量相差都很小,可见管道节流孔板开孔形状及出水口面积相同时,孔板孔深对水流压降的影响不大.

表 2 不同工况下各组试验段压降和流速测试结果
Table 2 Pressure drop and flow velocity test results of pipes under different working conditions

试验段	工况 编号	入水口压力	前后压差	流速
		kPa	kPa	L·min ⁻¹
管道 1	1 - 1	183.0	163.3	37.0
	1 - 2	158.0	139.9	34.0
	1 - 3	133.0	114.3	32.0
	1 - 4	108.0	91.9	29.0
	1 - 5	83.0	65.6	26.0
管道 2	2 - 1	108.0	5.4	57.0
	2 - 2	83.0	4.5	52.0
管道 3	3 - 1	183.0	176.7	14.4
	3 - 2	158.0	152.0	14.0
	3 - 3	133.0	128.3	12.0
	3 - 4	108.0	104.0	11.0
	3 - 5	83.0	79.3	10.0
管道 4	4 - 1	158.0	148.0	39.0
	4 - 2	133.0	126.9	36.0
	4 - 3	108.0	104.4	31.0
	4 - 4	83.0	74.6	27.0
管道 5	5 - 1	158.0	153.4	13.1
	5 - 2	133.0	128.7	11.7
	5 - 3	108.0	104.0	10.3
	5 - 4	83.0	79.3	9.3

注:由于管道 2 水压无法达到 158 kPa,故只测 83 kPa 和 108 kPa 两种工况;同样,管道 4 和管道 5 也未测 183 kPa 的工况.

通过各管道与管道 2 的压降结果对比可以明显看出,管道中管道截面突变对水流阻滞作用明显,节流孔板的形状、结构均会对管道流体流动造成明显水头损失.

2.2 噪声分析

节流孔板前后压差会引起流场压力脉动,从而诱发管路振动,产生高噪声.本次试验通过节流孔板上游 50 mm 处应变片测量的管壁应力时域变化来反映节流孔板附近的管壁压力脉动时域信息,并通过 Matlab 对其进行快速傅里叶变换 (FFT) 以得到管壁压力脉动的频域信息,转换后的采样频率为 500 Hz,图 4 为不同节流管道在不同工况下的管壁压力脉动频域变化情况.

从图 4 可以明显看出:管道 1 应变峰值主要集中于 50,123.8,150,250 Hz,且该管道测点在全频域范围内的应变幅值明显高于其他 3 种管道;而管道 3 的应变峰值主要集中于 50 Hz 和 150 Hz;管道 4 和管道 5 的应变峰值均主要集中于 50,150,250 Hz.由此可见,相比于圆形节流孔板,方形节流孔板在运行过程中产生的振动影响

更大.此外,应变峰值的产生是由于管内流体运动与管壁振动形成共振,此种情况对于管路结构稳定性十分不利,故方形节流孔板产生峰值数较多、不适合用于管道节流.相比之下,同样开孔面积的圆形节流孔板(即管道4)的峰值数较少,尽管该管的应变峰值高于其他各管,但它在全频域内的

应变却显著降低,有效减少了管路振动.而管道3和管道5两种节流孔板的几个应变峰值却明显低于其他管道,可见尽管这两种节流孔板的孔深和形状均不一致,但它们的管道截面突变末端的形状及开孔面积却一致,因此小孔径的节流孔板可以抑制流体与管道发生共振.

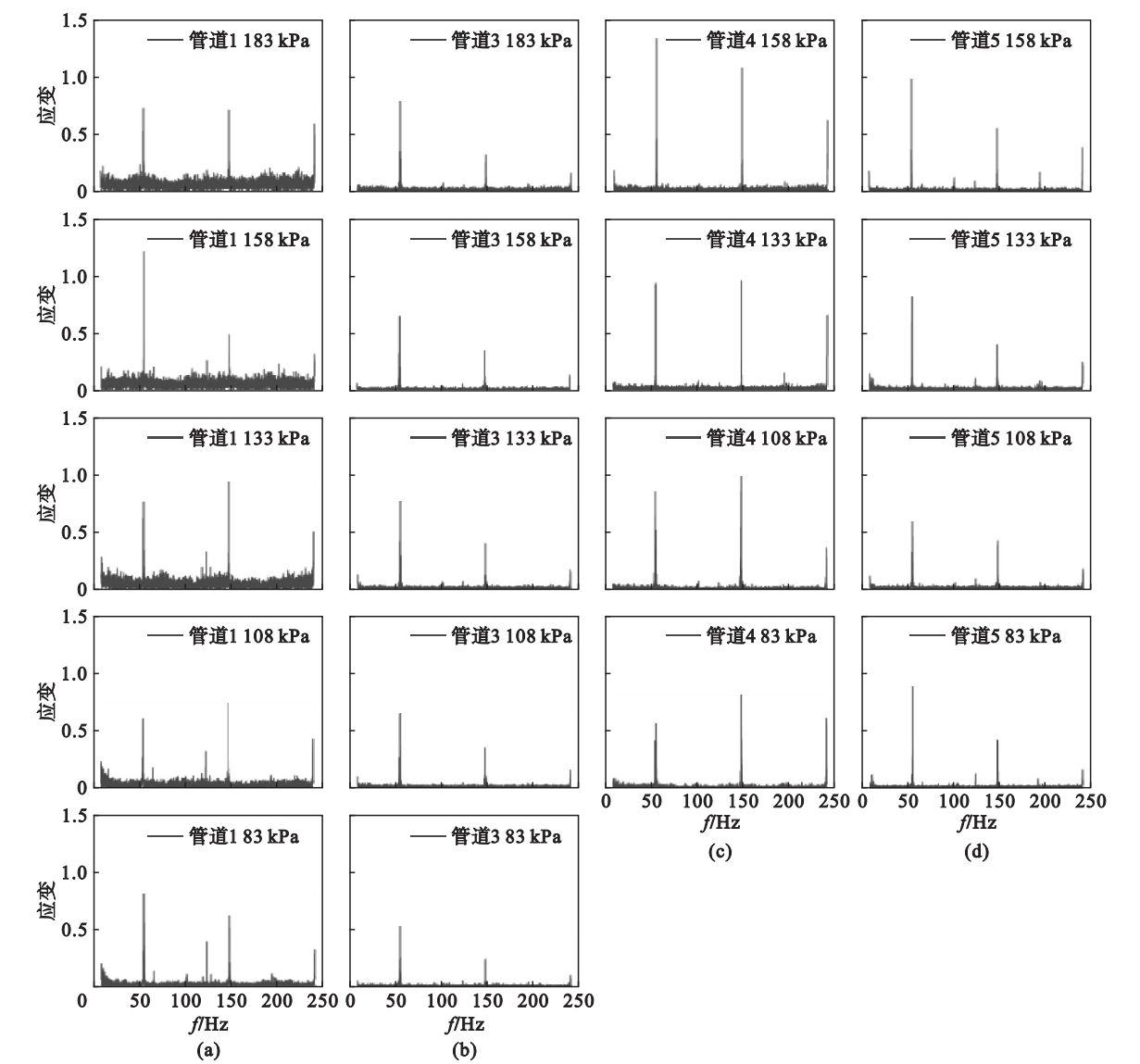


图 4 不同工况下节流管道应变测点的频域变化
Fig. 4 Strain change with frequency for different pipes under different working conditions
(a)—管道 1; (b)—管道 3; (c)—管道 4; (d)—管道 5.

图 5 为测点 R_1 处的总声压级测试结果. 由图可知,除了管道 2 中由于缺少节流孔板,其水压无法达到 133 kPa 以及更高,故其声压级变化规律不做考虑外,其余各管道的辐射总声压级均随入水口水压的增加而增大,与管道振动应变幅值变化规律几乎一致. 通过管道 1 和管道 4 对比可知,圆形的节流孔板较方形节流孔板可以显著减少噪声的产生,在入水口压力为 108 kPa 时,两者差值

最大达 11.38 dB. 从管道 3 和管道 4 的辐射声压级情况可知,当入水口压力较低时,小孔径节流孔板工作产生的声压级较大孔径的大,但两者总声压级均较低,而当入水口压力较大时,则相反. 而圆形台阶状节流孔板则最有利于控制噪声,其工作时产生的辐射声压级比管道 2 还低,入水口压力为 158 kPa 时,其最大声压级仅 31.86 dB.

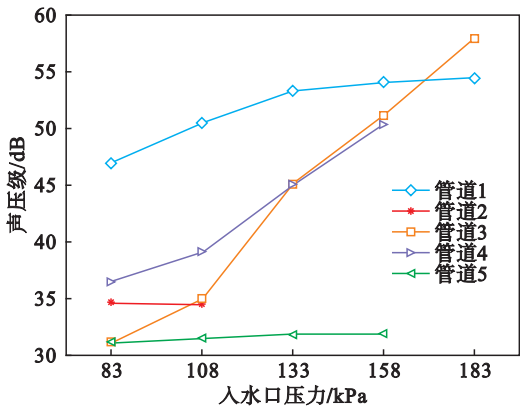


图5 管道辐射总声压级测量结果

Fig. 5 Radiated sound pressure measured for various pipes under different working conditions

3 仿真模拟

3.1 控制方程

为进一步分析节流管道压降的形成机理以及流固耦合区域流激振动、空间辐射噪声产生原因,本研究通过数值模拟的方式分析节流管道的流动噪声、流-固耦合振动以及辐射噪声.其中,为了较好地模拟壁面剪切层流动情况,将流体控制 SST $k-\omega$ 模型作为湍流模型,如式(1)所示.由于节流管道与流体接触表面为流固耦合区域,流体的附加质量和压力会对管道结构振动产生影响,故采用式(2)对管道的流固耦合振动进行建模计算分析.管道的辐射噪声模拟则根据偶极子噪声辐射有限元计算方法进行计算,其控制方程如式(3)所示.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho w u_i) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j} \right) + G_w - Y_w + D_w + S_w. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: \tilde{G}_k 为平均速度梯度而产生的湍动能; G_w 为特定耗散率的产生项; Γ_k 和 Γ_w 分别为湍动能 k 和特定耗散率 w 的扩散系数; Y_k 和 Y_w 分别为湍流对 k 和 w 产生的耗散.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{M}_e & 0 \\ \mathbf{M}^{fs} & \mathbf{M}_e^p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}}_e \\ \ddot{\mathbf{P}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_e & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}}_e \\ \dot{\mathbf{P}}_e \end{Bmatrix} + \\ \begin{bmatrix} \mathbf{K}_e & \mathbf{K}^{fs} \\ 0 & \mathbf{K}_e^p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U}_e \\ \mathbf{P}_e \end{Bmatrix} &= \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_e \\ 0 \end{Bmatrix}. \end{aligned} \quad (2)$$

式中: \mathbf{M}^{fs} 为单元耦合质量矩阵; \mathbf{M}_e^p 为单元流体质量矩阵; \mathbf{C}_p 为单元流体阻尼矩阵; \mathbf{K}_e^p 为单元流体

刚度矩阵; \mathbf{K}^{fs} 为单元耦合刚度矩阵.

$$\begin{aligned} \nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} &= \nabla \cdot \mathbf{F}(t) \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_0) = \\ &- \mathbf{F}(t) \cdot \nabla_p \delta(\mathbf{r} - \mathbf{r}_0). \end{aligned} \quad (3)$$

式中: ∇_p 表示在声源点取梯度; $\mathbf{F}(t)$ 为偶极子矩.

3.2 模型参数及检验

表3为节流管道模拟计算模型的参数设置情况,通过模拟所得的压降结果为172.1 kPa,与试验压降176.7 kPa相比,两者的误差仅为2.6%.流固耦合区域的管道振动仿真计算如图6所示,实际测试所得的平均应力为5.7 MPa,两者误差为7.01%,这是因为仿真采样频率为2 000 Hz,与测试采样频率不一致所导致.声压级测试点的仿真声压级随频率的变化规律与试验测试的对比图如图7所示.图中应变测点的平均模拟应力值为6.1 MPa,在图7的低频区域,测试点声压级

表3 节流管道计算模型参数

Table 3 Parameters of calculation model for throttle pipe

参数	值
入口速度/($\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$)	14.4
出口压力/kPa	6.3
湍流度	0.5
湍流粘性比	0.5
节流管端面约束	固定约束
材料密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	8 055
弹性模量/($\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$)	1.9×10^{11}
泊松比	0.285
管长/mm	1 000
管道内径/mm	25
节流孔板直径/mm	4
节流孔板厚度/mm	10
材料密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	8 055

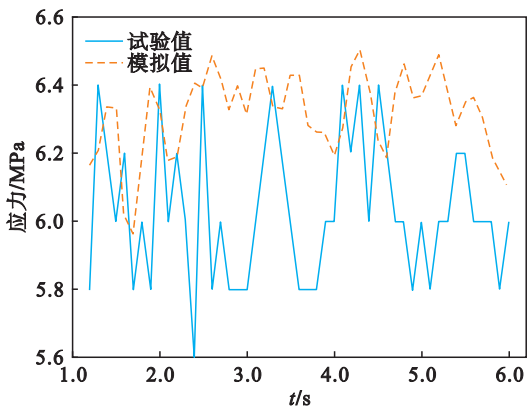


图6 试验与模拟的应力对比

Fig. 6 Stress comparison between test and simulation results

峰值出现位置与模拟值相似. 在 4 000 ~ 5 000 Hz 区域, 由于流 - 固耦合计算建模时直接对节流管两端采用固定约束, 导致模型对高频段噪声模拟存在一定差异. 虽然模拟值小于测试值, 但它们的趋势基本一致. 在 1 500 ~ 4 000 Hz 区域, 模拟值与试验测试在大小上相近. 在总声压级方面(本研究计算总声压级频率范围为 147.5 ~ 4 940.3 Hz), 试验测试值为 56.6 dB, 模拟值为 57.9 dB, 相对误差为 2.3%. 由此可知, 基于模拟的流场控制计算、流固耦合振动计算以及辐射噪声模拟均具有较高的精度.

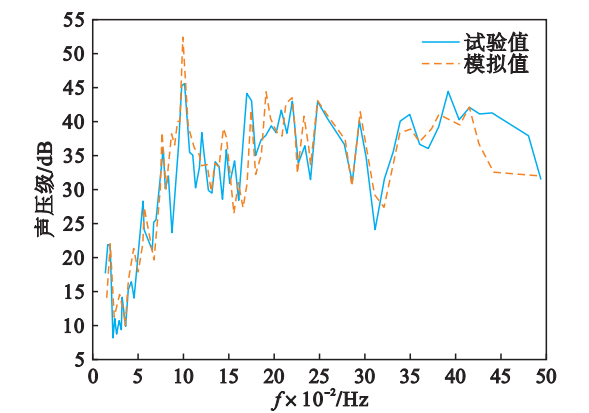


图 7 试验与模拟的辐射声压级对比
Fig. 7 Radiated sound pressure comparison between test and simulation results

3.3 机理分析

图 8 为工况 3 - 1 的管道内流体流场云图, 从图中可以看出, 流体经过节流孔板时发生收缩形成高速射流, 其流速在节流孔板处最大达 19.9 m/s. 从图 8 中可以看到, 当流体通过节流孔板后, 形成后台阶流动, 流体在分离点处分离后即形成低速流动区和高速流动区, 由于两个流动区域的速度梯度较大, 因而会形成较大的内摩擦力, 导致流体能量耗散较强, 从而使得节流孔板下游的压力无法完全恢复、形成压降. 故不同形式的节流管道在运行过程中形成的高速射流速度越大, 流体在运动过程中因摩擦损失的能量就越大, 最后产生的压降也越大. 图 9 为流场的压力云图, 可以看出流场中明显存在负压区, 而较大负压的出现会导致汽蚀现象发生, 因而实际情况中汽蚀现象可能会对管道声功率级有一定影响.

同时, 流体剪切层区域附近的流场涡量也达到最大, 如图 10 所示. 由于后台阶流动中低速流体的动能不能克服管道下游的压力回升, 低速流动区域则形成了尾迹涡. 随着流动进一步向下游发展, 尾迹涡会不断脱落且在某一位置与壁面碰

撞, 这将造成节流孔板下游流体压力脉动, 从而引起管壁受力不均, 形成激振力, 如图 11 所示. 而激振力的频率则与管道振动以及振动噪声密切相关.

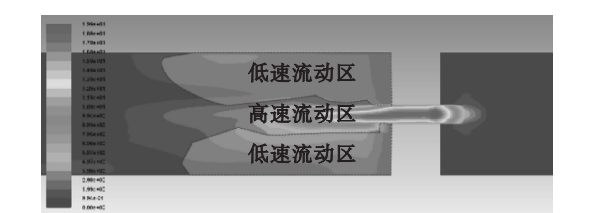


图 8 工况 3 - 1 流场云图
Fig. 8 Flow velocity distribution of pipe 3-1

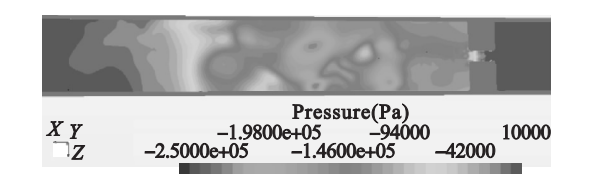


图 9 工况 3 - 1 管内压力云图
Fig. 9 In-tube fluid pressure distribution of pipe 3-1

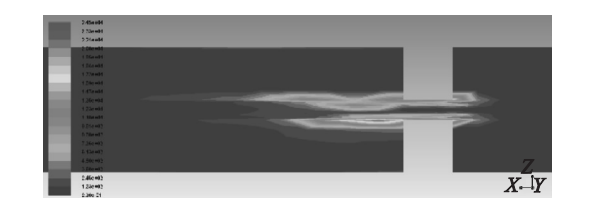


图 10 工况 3 - 1 流场涡量分布
Fig. 10 Vorticity field of pipe 3-1

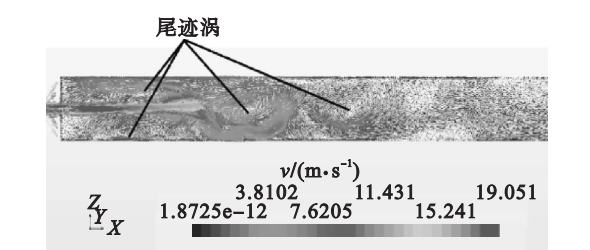


图 11 工况 3 - 1 管内流线分布
Fig. 11 Flowline distribution of pipe 3-1

为了进一步确定振动产生的原因, 本研究通过仿真进一步计算了激振力频率, 由于固有频率越低越容易被外界激励起来, 因而本研究计算了 0 ~ 500 Hz 范围内的激振力的频域变化图以研究低阶共振, 如图 12 所示. 从图中可以看出, 激振力在 100 ~ 165 Hz 范围内的振幅明显高于其他频域, 峰值为 149 Hz. 由图 13 可知, 通过节流管道的一阶约束模态计算可知, 管道一阶共振频率为 127.5 Hz, 该频率在激振力振幅峰值区域范围内, 因而可能产生共振, 出现较大振幅, 从而使管道外壁面产生振动位移及空间辐射噪声, 如图 14 所

示.管壁振动最大位移出现在管道中部,这不仅因为该位置处有较大的激振力,也因为该位置处的管道刚性较差,与试验用管道在该处焊接的构造相关.

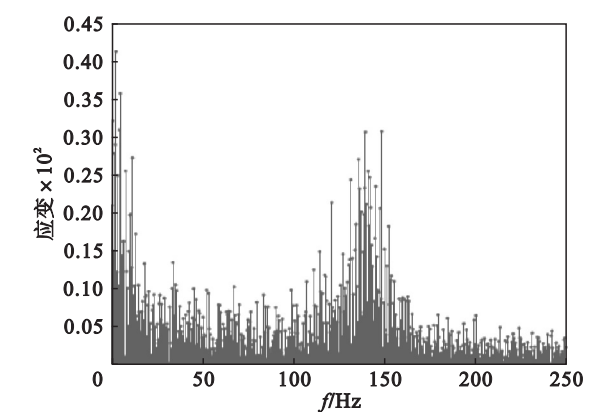


图 12 激振力频率
Fig. 12 Frequency of exciting force

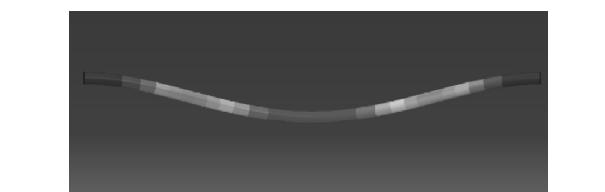


图 13 管道一阶模态 127.5 Hz
Fig. 13 Resonance of pipe at 127.5 Hz

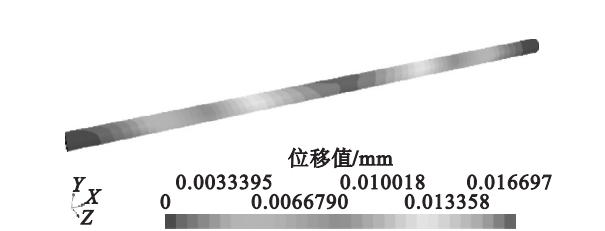


图 14 工况 3-1 管道外壁面振动位移
Fig. 14 Displacement distribution on the outer wall of pipe 3-1

4 结 论

1) 流孔板区域的流场涡量的分布与高声功率级的分布基本一致,都处于高速射流区与低速回流区之间剪切层区域. 剪切层的流体微团间剧烈的振动与摩擦是造成流体动量交换、形成压降的主要原因. 节流孔板下游尾迹涡的脱落形成流体脉动,造成流体发生周期性偏斜,从而对管壁形成激振力,诱发管道振动形成辐射噪声.

2) 开孔面积近似相等的圆形开孔节流管道和方形开孔节流管道在入水口压力相同的工况下流量结果的相差很小;但方形开孔节流管道的流

体在管道下游因后台阶流动有较多的动能转换为热能,机械能损失较大. 圆形节流孔板开孔面积越小,其压差变化对流量变化越敏感;普通圆形节流孔板和台阶形节流孔板末端的开孔面积相同时,节流孔板孔深对流体压降影响很小.

3) 管道测点的应变峰值的出现是由于激振力频率与管道固有频率一致,从而发生共振. 方形开孔节流管道在全频域范围内的幅值明显高于其他 3 种管道,与管道辐射噪声结果一致. 小孔径节流孔板的几个应变峰值却明显低于其他管道,因而可有效抑制流体与管道发生共振.

4) 节流孔板开孔面积相同时,圆形开孔节流管道较方形开孔节流管道可以显著减少噪声的产生. 台阶形圆形节流孔板由于结构变化有梯度,致使流体几何形状变化速度较没有梯度变化的小孔有所减缓,因而在孔板下游因层流剪切形成的涡量有所减少,涡脱落频率有所降低,流致振动产生的辐射噪声也有效减少.

参考文献:

[1] Au-Yang M K. Flow-induced vibration of power and process plant components: a practical workbook [M]. New York: ASME Press, 2002: 1 - 479.

[2] Weaver D S, Ziada S, Au-Yang M K, et al. Flow induced vibration of power and process plant components: progress and prospects [J]. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 2000, 122: 339 - 348.

[3] Moussou P, Lafon P, Potapov S, et al. Industrial cases of FSI due to internal flows [C] // Ninth International Conference on Pressure Surges 2004. Chester (UK), 2004: 167 - 184.

[4] Young F R. Cavitation [M]. London: Imperial College Press, 1999: 1 - 416.

[5] Brennen C E. Cavitation and bubble dynamics [M]. Oxford: Oxford University Press, 1995: 1 - 300.

[6] Franc J P, Avellan F, Belahadji B, et al. La cavitation (in French) [M]. Grenoble: Presse Universitaires de Grenoble, 1999: 1 - 360.

[7] Lecoivre Y. La cavitation, traqueurs de bulles (in French) [M]. Grenoble: Hermes, 1994: 1 - 512.

[8] Nathan Q S, Michael C J, Steven L B. Vapor cavity collapse downstream from orifice plates [J]. *Journal of Hydraulic Research*, 2008, 46: 830 - 834.

[9] Testud P, Moussou P, Hirschberg A, et al. Noise generated by cavitating single-hole and multi-hole orifices in a water pipe [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2007, 23 (2): 163 - 189.

[10] Alenius E, Abom M, Fuchs L. Large eddy simulations of acoustic-flow interaction at an orifice plate [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 345: 162 - 177.

[11] Olufemi E B, Wael H A, Marwan H. Two-phase flow induced vibration of piping structure with flow restricting orifices [J]. *International Journal of Multiphase Flow*, 2019, 113: 59 - 70.