文章编号：1007−7294(2026)07−1206−15

孔板管路流致振动快速预报与激励源特性分析

龚京风[1]，杨志明[1]，徐志云[2]，刁莹博[1]，陈肖风[1]
（1. 武汉科技大学，武汉 430065；2. 汉江国家试验室，武汉 430073）

摘要：本文提出一种高效的预报方法以解决孔板引起的管路流致振动问题。基于分离解法的思路，结合计算流体力学精细化模拟管路时域脉动压力，通过分段积分与傅里叶变换将其映射为频域激励载荷，进而在基于梁理论的有限元模型中快速预测振动响应。与三维模型对比表明：该方法在保持计算精度的同时显著降低了仿真耗时；与试验结果对比验证表明：该方法能够较准确地预测孔板管路的流致振动特性。利用该方法的高效计算优势，将激励源划分为上游高压区、孔板局部扰动区及下游强涡区进行定性分析，结果表明：孔板端面轴向力与强涡区周向载荷为主要激励源，其余载荷可近似忽略。本文所采用方法通用性强，适用于管路系统中孔板流致振动的快速预测与设计评估，亦可推广至其他类型管路附件。

关键词：孔板；流致振动；梁模型；等效载荷；快速预报
中图分类号：TB535.1 **文献标识码：**A **doi:** 10.3969/j.issn.1007−7294.2026.07.014

Rapid prediction and excitation source characteristics analysis of flow-induced vibration in an orifice plate pipeline

GONG Jing−feng[1], *YANG Zhi−ming*[1], *XU Zhi−yun*[2], *DIAO Ying−bo*[1], *CHEN Xiao−feng*[1]
(1. Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430065, China; 2. Hanjiang National Laboratory, Wuhan 430073, China)

Abstract: To address the problem of pipe flow-induced vibration caused by orifice plates, an efficient prediction method is proposed. Based on the idea of the separation solution, combined with the detailed simulation of the time-domain fluctuating pressure of the pipeline using Computational Fluid Dynamics, the time-domain excitation load is mapped through segmented integration and Fourier transformation into the frequency domain. Subsequently, the vibration response is rapidly predicted in the finite element model based on the beam theory. Compared with the three-dimensional model, it is shown that this method significantly reduces the simulation time while maintaining the calculation accuracy. The comparison with the experimental results shows that this method can accurately predict the flow-induced vibration characteristics of the orifice plate. By leveraging the efficient computing advantage of this method, the excitation source is divided into the upstream high-pressure area, the local disturbance area of the orifice plate, and the downstream strong vortex area for qualitative analysis. The results indicate that the axial force at the orifice plate end face and the circumferential force in the strong vortex area are the main excitation sources, and the other loads can be approximately ignored. The proposed method has strong universality and is applicable for the rapid prediction and design evaluation of the orifice plate structure in pipeline systems, and can also be

收稿日期：2025−10−12
基金项目：汉江国家试验室开放基金（KF2024016）
作者简介：龚京风（1986–），女，教授，博士生导师，通讯作者，E-mail: nsmpf_wust@163.com；
杨志明（1999–），男，硕士研究生。

extended to other types of pipeline accessories.

Key words: orifice plate; flow-induced vibration; beam model; equivalent load; rapid prediction

0 引　言

在舰船管路系统中，孔板被广泛用于节流、减压、消能及流量测量[1−2]。然而，流体在通过孔板时受到剧烈扰动，诱发多尺度旋涡结构的产生与演化，形成强烈的时空各向异性特征，进而引起局部压力脉动，导致管路系统产生振动与噪声，进而影响结构安全性[3]。

为确保设计阶段对振动风险的充分控制，需准确预测孔板引发的流致振动特性。现有流致振动计算方法主要包括有限元法（FEM）[4,10]、有限体积法（FVM）[5−6]、传递矩阵法（TMM）[7]、特征线法（MOC）[6]、有限元−传递矩阵法（FEM-TMM）[8]、特征线−有限元法（MOC-FEM）[9]、有限体积−有限元法（FVM-FEM）[11−12]。FEM、FVM 和 MOC-FEM 等方法通常采用时域求解策略，尽管能够有效捕捉流致振动响应，但在优化结构固有特性以避开共振频率方面存在局限。时域方法主要分析系统的瞬态响应，但无法对频域特性进行直接分析；TMM 虽兼容时域与频域，但在非定常流场中存在计算偏差，难以精确反映管路的流体激励特性；基于 FVM 与 FEM 的三维模型流固耦合法是当前应用较为广泛的管路流致振动求解手段[13]，该方法通过基于 FVM 的计算流体力学（CFD）计算管内流体流态，并将瞬态载荷映射至基于 FEM 的计算结构力学（CSM）模型中，求解三维管路流致振动[14]。然而，管路系统是典型的链式结构，具有长径比大、管路元件形式众多、空间分布复杂等特点，导致三维模型流固耦合法网格划分难度大、流体载荷映射耗时长[15]。整体而言，由于流致振动问题的复杂性和现有技术手段的限制，常规的管路流致振动计算方法难以兼顾计算效率与计算精度。

当前普遍认为管路流致振动的激励源来自流体的脉动压力，但流体的脉动压力在管道中分布不均[16−18]。在对振动特性进行预估时，通常将整个流体域的载荷视为统一激励源[19−20]，但流体关键区域载荷对流致振动特性的具体贡献仍缺乏充分的定性分析，相关研究尚处于探索阶段。

针对以上问题，本文提出一种高效的管路流致振动快速预报方法，以孔板管路为研究对象，结合 CFD 精确数值模拟与流体载荷等效映射方法，构建基于梁模型的流致振动响应分析模型，并采用三维模型流固耦合法验证其计算精度与效率。利用快速预报方法的高效计算优势，进一步研究激励源特性对管路振动响应的影响，为管路系统的振动设计与工程快速评估提供技术支撑与理论依据。

1 基础理论

1.1 流致振动理论基础

（1）流体力学控制方程

本文针对充液管路流致振动进行研究，其流场控制方程包括质量守恒方程、动量守恒方程。对于不可压缩流体，密度 ρ_{f} 为常数，质量守恒方程为

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \tag{1}$$

式中：u_i 表示速度矢量在 i 方向的速度分量。

动量方程为

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}+u_j\frac{\partial u_i}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho_f}\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\mu}{\rho_f}\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j\partial x_j}+f_i \tag{2}$$

式中：p 为流体压力；μ 为流体动力粘度；f_i 为体积力。

通过对式（1）~（2）在物理空间进行过滤，可得到大涡数值模拟的控制方程为

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i}=0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t}+\frac{\partial \overline{u}_i\overline{u}_j}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho_{\mathrm{f}}}\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i}+\frac{\mu}{\rho_{\mathrm{f}}}\frac{\partial^2 \overline{u}_i}{\partial x_j\partial x_j}+\overline{f}_i-\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{4}$$

式中：$\overline{u}_i$、$\overline{p}$和$\overline{f}_i$分别为速度、压力和体积力的滤波值；τ_{ij}为亚格子应力张量，本文采用 WALE 亚格子模型。

通过求解以上控制方程，可获得流场速度、压力、剪切力，进而提取壁面流体脉动压力作为流致振动的激励载荷。

（2）管路动力学控制方程

本文研究的是管形截面充液管路流致振动问题，流体介质为水，采用梁理论求解管路结构振动特性。将所研究的管路离散为 n 段管路单元，由 Hamilton 原理可以获得充液管路单元运动状态下的控制方程

$$(\boldsymbol{M}^{\mathrm{e}}+\boldsymbol{M}_{\mathrm{f}}^{\mathrm{e}})\ddot{\boldsymbol{U}}^{\mathrm{e}}(t)+\boldsymbol{C}^{\mathrm{e}}\dot{\boldsymbol{U}}^{\mathrm{e}}(t)+\boldsymbol{K}^{\mathrm{e}}\boldsymbol{U}^{\mathrm{e}}(t)=\boldsymbol{F}^{\mathrm{e}}(t) \tag{5}$$

$$\boldsymbol{U}^{\mathrm{e}}=(u_i,v_i,w_i,\theta_i,\phi_i,\varphi_i,u_j,v_j,w_j,\theta_j,\phi_j,\varphi_j)^{\mathrm{T}} \tag{6}$$

式中：$\boldsymbol{M}^{\mathrm{e}}$ 为单元管路质量矩阵；$\boldsymbol{M}_{\mathrm{f}}^{\mathrm{e}}$为单元流体质量矩阵；$\boldsymbol{C}^{\mathrm{e}}$ 为单元阻尼矩阵；$\boldsymbol{K}^{\mathrm{e}}$ 为单元刚度矩阵；$\boldsymbol{U}^{\mathrm{e}}(t)$为时域单元位移矢量；$\boldsymbol{F}^{\mathrm{e}}(t)$为时域单元流体载荷矢量，$i$ 和 j 分别为管段两端节点。

整个管路的有限元运动方程是以单元级运动方程通过一定的方式集成而得。利用傅里叶变换可得到频域内的整体管路动力学控制方程

$$\left[-(2\pi f)^2(\boldsymbol{M}+\boldsymbol{M}_{\mathrm{f}})+j2\pi f\boldsymbol{C}+\boldsymbol{K}\right]\boldsymbol{U}(f)=\boldsymbol{F}(f) \tag{7}$$

式中：$\boldsymbol{M}$为整体管路质量矩阵；$\boldsymbol{M}_{\mathrm{f}}$ 为整体流体质量矩阵；$\boldsymbol{C}$ 为整体阻尼矩阵；$\boldsymbol{K}$ 为整体刚度矩阵；$\boldsymbol{U}(f)$为频域整体位移矢量；$\boldsymbol{F}(f)$为频域整流体载荷矢量；f 为频率；$j=\sqrt{-1}$。

1.2 流体载荷映射方法理论基础

以梁模型求解管路流致振动响应的关键问题是，如何将 CFD 模拟获得的壁面网格单元的时域脉动压力转化为管段级频域激励载荷。为此，本文采用基于分段积分与傅里叶变换的流体载荷施加方法。

（1）分段积分

沿管路轴向进行分段，根据圣维南原理，对不同管段时域脉动压力沿壁面积分，并基于受力等效原则，确保积分后所得集中载荷的主矢量与原分布载荷一致。

$$\boldsymbol{F}(t)_i=\int_{A_i}\sigma(t)_i\cdot\boldsymbol{n}\mathrm{d}A \tag{8}$$

式中：$\boldsymbol{F}_i(t)$表示第 i 段随时间变化的集中载荷矢量；$\boldsymbol{A}_i$ 表示第 i 段的面积矢量；$\sigma_i(t)$表示第 i 段的流体压力和粘性应力；$\mathrm{d}\boldsymbol{A}$ 表示微元面积矢量。

（2）傅里叶变换

通过傅里叶变换将时域流体载荷转化为频域流体激励力，并以复数形式的频域激励力作为流致振动激励源，从而考虑不同激励力之间的相位差影响。

$$\boldsymbol{F}_i(f)=\sum_{n=0}^{N-1}\boldsymbol{F}_i(t)\mathrm{e}^{-j\frac{2\pi}{N}ft},\quad f=0,\cdots,N-1 \tag{9}$$

式中：$\boldsymbol{F}_i(f)$表示第 i 段随频率变化的集中载荷矢量；f 表示频率；t 表示时间步编号；N 表示总采样点数，$j=\sqrt{-1}$。

2 计算方法验证

2.1 几何模型

本文以含节流孔板的直管为研究对象，管路外径 D_{o} 为 76 mm，内径 D_i 为 66 mm；节流孔板外

径 76 mm, 内径 24 mm, 厚度 3 mm; 法兰外径 175 mm, 内径 66 mm, 厚度 10 mm。为保证流场充分发展与进出口流态稳定, 孔板上下游直管段长度均设为 1000 mm。如图 1 所示, 沿管路轴向以设定分段长度 L 作为划分依据(如图 2 所示), 当 $L=0.5D_i$ 时, 即以 0.5 倍内径长度沿管壁进行分段离散, 用于载荷提取与结构响应分析。

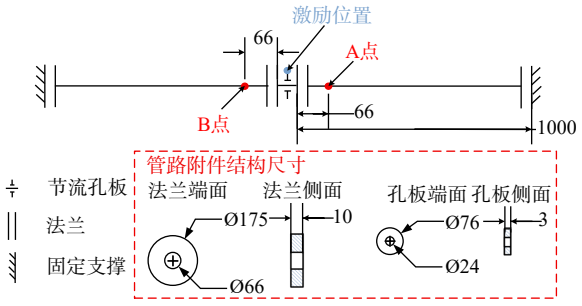


图 1　几何信息

Fig.1　Geometrical information

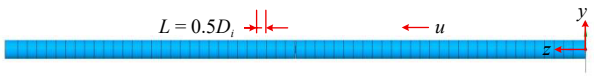


图 2　流体域管段划分（L 以 0.5 倍内径长度为例）

Fig.2　Division of fluid domain pipe section (taking a length of 0.5 times the pipe diameter as an example)

2.2 网格模型与边界条件

(1)流场网格与边界条件

流体域采用六面体网格单元, 并构建 O 型拓扑结构以适应轴对称几何特征(如图 3 所示)。在近壁区域对网格进行加密处理, 第一层网格高度设定为 0.006 mm, 增长率为 1.08。整体网格单元总数为 2 100 912, 网格质量均高于 0.608。为满足大涡模拟(LES)对近壁分辨率的要求, 确保壁面处的无量纲距离 $Y^+<1$, 从而保证瞬态湍流计算的数值精度与稳定性。

流体域介质为水, 物性参数见表 1, 边界条件见表 2。



图 3　流场网格模型

Fig.3　Flow field grid model

表 1　流场物性参数

Tab.1　Physical property parameters of flow field

流体（水）参数	数值
密度/（$kg\cdot m^{-3}$）	998.2
粘性系数/（$kg\cdot(m\cdot s)^{-1}$）	0.001

表 2　流场边界条件

Tab.2　Boundary conditions of flow field

边界条件	类型	数值
进口	速度进口/（$m\cdot s^{-1}$）	2
出口	压力出口/Pa	0
壁面	无滑移	–

首先采用 Standard k-ω 湍流模型进行稳态流场计算, 以获得合理初始场并确保计算收敛。在此基础上, 进一步采用大涡模拟(LES)模型开展瞬态计算, 提取管路壁面脉动压力, 用于后续流致振动激励分析。

(2)结构场网格与边界条件

图 4 展示了结构域三维模型。采用六面体实体单元对几何模型进行网格划分, 生成结构单元共计 37 024 个。管路材料为结构钢, 其主要物性参数见表 3。分别在管路上、下游末端给定固定支撑边界条件。



图 4　结构场网格模型

Fig.4　Grid model of structural field

表 3　结构场物性参数

Tab.3　Physical property parameters of structural field

管路参数	数值
弹性模量/Pa	2×10^{11}
管路密度/（$kg\cdot m^{-3}$）	7850
泊松比	0.3

图 5 展示了孔板的简化模型。该模型采用梁单元对所有构件进行等效建模, 包括节流孔板、法兰以及直管段。几何信息如图 1 所示。通过等效建模方法, 在保持几何特征与质量分布的前提下, 可实现管路结构振动响应的快速求解。

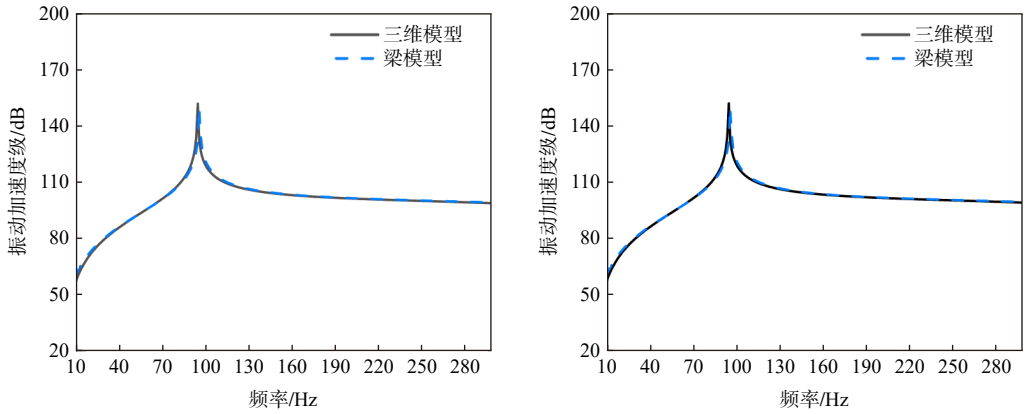


图 5　简化模型

Fig.5　Simplified model

2.3 模型验证

基于谐响应分析验证计算模型的准确性，通过在节流孔板顶端施加垂向激励载荷，采集 A、B 两点的振动响应。对比计算结果如图 6 所示，三维模型与梁模型在 10~300 Hz 频段内表现出高度一致性，验证了以梁单元等效管路及规则结构附件建模方法的可行性。



（a）A点　　（b）B点

图 6 垂向频响对比

Fig.6 Comparison of vertical frequency response

2.4 数值计算验证

如图 7 所示，各管段的流体载荷主要集中分布于 10~300 Hz 频段，本文选取该频段作为有效分析范围。对比分析三维模型与梁模型计算结果见图 8，在 10~300 Hz 频段内，三维模型与梁模型计算得到的管路振动响应吻合良好，表明梁模型在管路流致振动求解中能够达到与三维模型相当的计算精度。两种方法流场计算耗时相同，结构场计算耗时见表 4，梁模型计算耗时显著低于三维模型。由此可见，本文所提快速预报方法在保证计算精度的前提下，可大幅提升管路流致振动的计算效率。此外，垂向与横向振动响应基本一致，后续分析中主要选取垂向响应作为代表性响应指标进行研究。

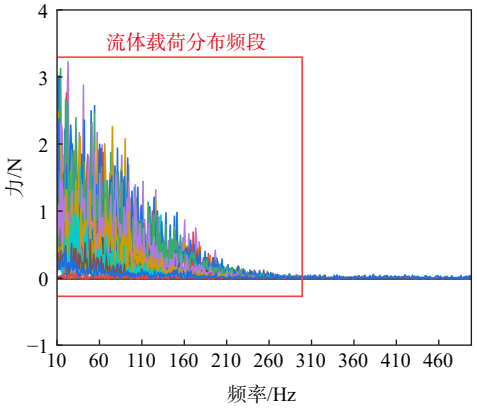
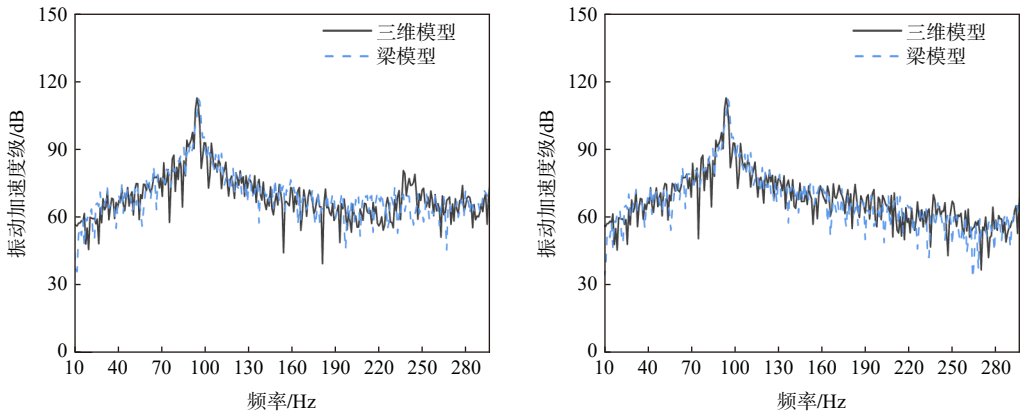


图 7 频域流体载荷

Fig.7 Fluid load of frequency-domain



（a）A点垂向响应　　（b）B点垂向响应

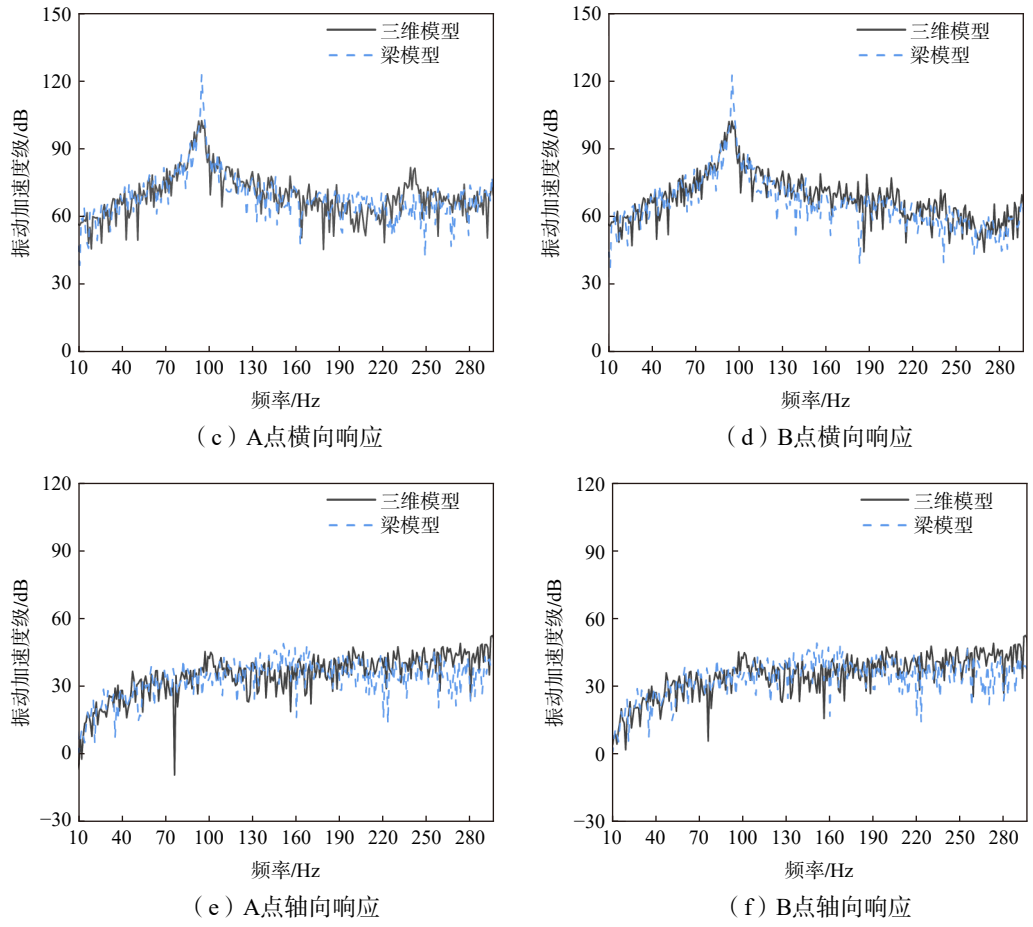


图 8　不同模型下 A、B 点的三向 FIV 响应对比

Fig.8　Comparison of three-dimensional FIV responses at Points A and B in different models

2.5 试验验证

为了验证流致振动快速预报方法的准确性，进一步开展孔板管路流致振动试验。如图 9 所示，以含节流孔板的直管为试验对象，管路外径 D_o 为 76 mm，内径 D_i 为 66 mm；节流孔板外径 122 mm，内径 24 mm，厚度 3 mm；法兰外径

表 4　不同模型计算方法耗时对比

Tab.4　Comparison of calculation time for different models

计算方法	计算耗时
流致振动快速预报方法	1 min 15 s
三维模型流固耦合法	4 h 4 min

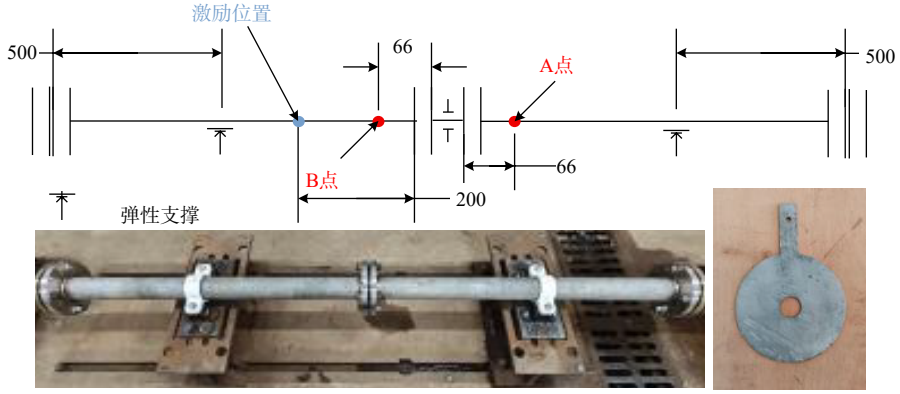


图 9　试验对象

Fig.9　Experiment object

175 mm, 内径 66 mm, 厚度 18 mm, 并采用弹性支撑作为固定边界条件, 分别获得 A、B 两点的垂向振动响应。

流致振动试验台架如图 10 所示, 由重力式水箱向管路系统提供水源, 采用阀门 2 调节流量。为了降低来流振动噪声的影响, 阀门 2 后的测试管段前后均布置 10 m 长的软管, 在上下游分别布置缓冲水箱。通过在测试段布置振动加速度传感器(位置见图 9)以监测管路振动响应。

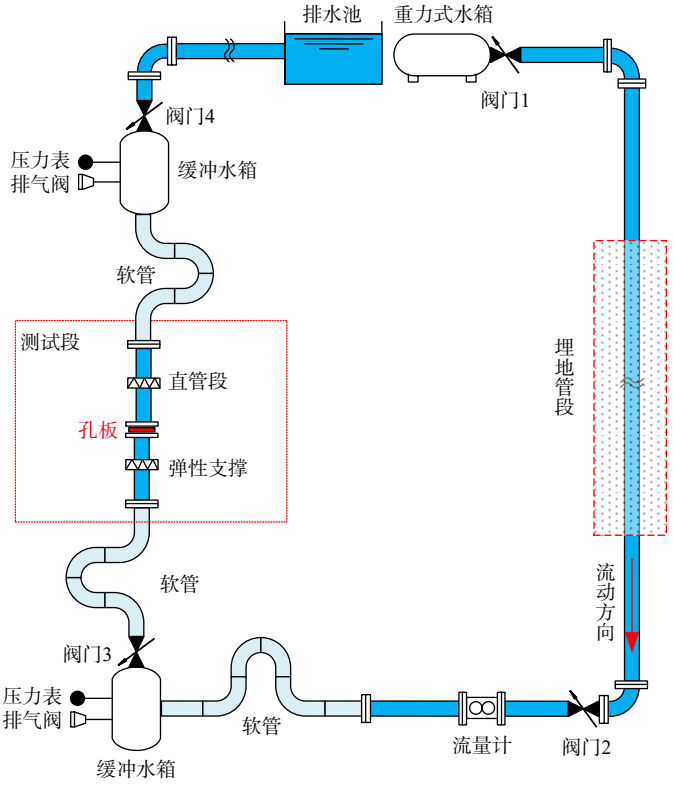


图 10 试验台架

Fig.10 Experimental rig

为验证计算模型的准确性, 采用本文方法建立管路几何模型, 依据标准 GB/T 22159-2012, 通过直接法测量弹性支撑的原点动刚度, 将其作为数值计算的边界条件, 弹性支撑的动刚度幅值如图 11 所示, 在激励位置(如图 9 所示)施加 1 N 垂直载荷, 可获得 A、B 两点的垂向频域响应, 并与试验结果进行对比, 如图 12 所示。整体上, 梁模型的计算结果与试验结果表现出良好的一致性。

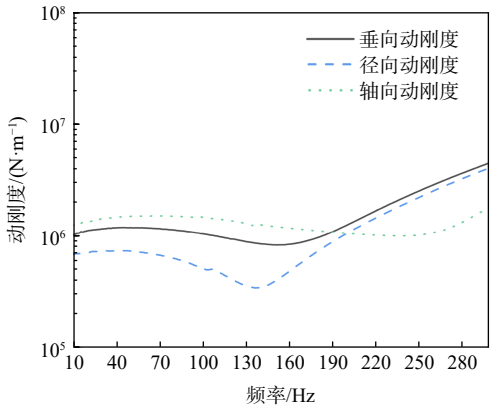
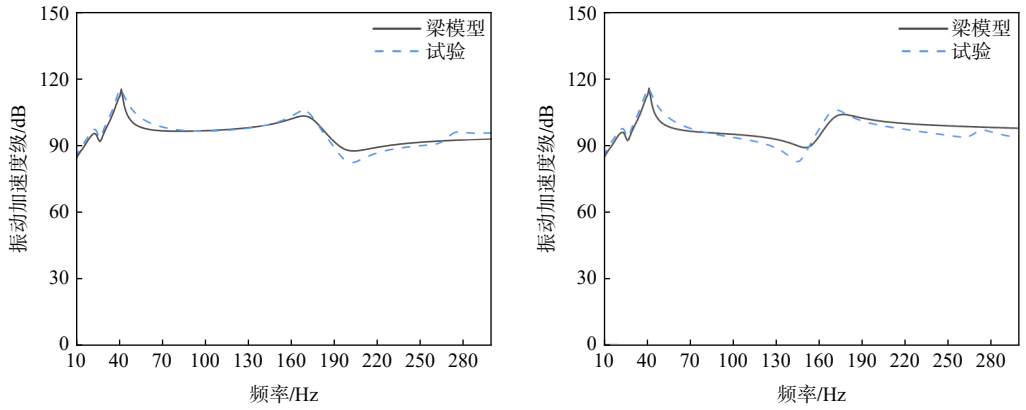


图 11 弹性支撑动刚度

Fig.11 Dynamic stiffness of elastic support

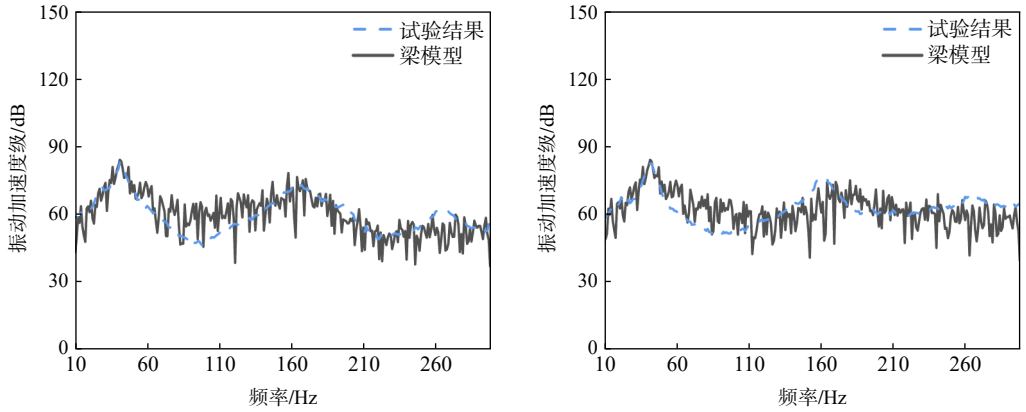
在流速为 2 m/s 的工况下开展孔板管路流致振动试验, 测得 A、B 两点的垂向振动响应, 并将其与本文方法的计算结果进行对比, 如图 13 所示。可以看出, 在主要频率范围内, 快速预报方法得到的响应幅值与变化趋势均与试验结果基本一致, 仅在局部频段存在轻微偏差。上述对比结果表明, 本文所提快速预报方法能够较准确地预测孔板管路的流致振动特性, 可用于工程场景下的快速响应预估。



（a）A点垂向响应　　（b）B点垂向响应

图 12　计算模型验证

Fig.12　Verification of the computational model



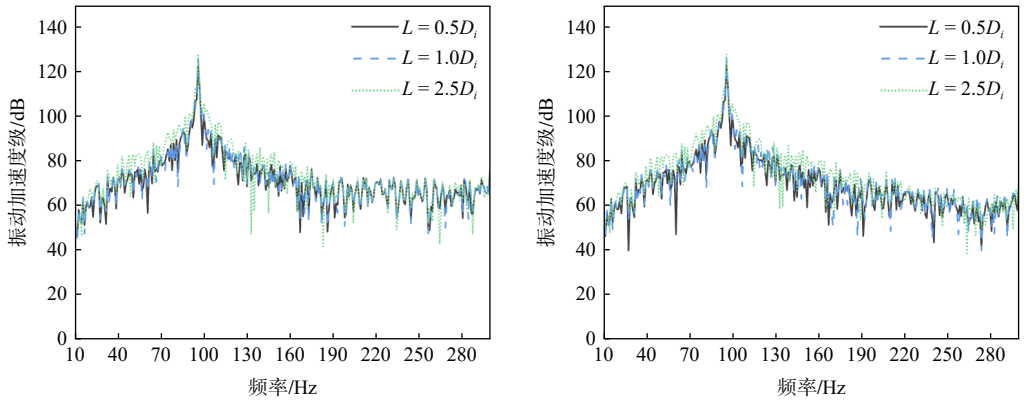
（a）A点垂向响应　　（b）B点垂向响应

图 13　快速预报方法与试验结果对比

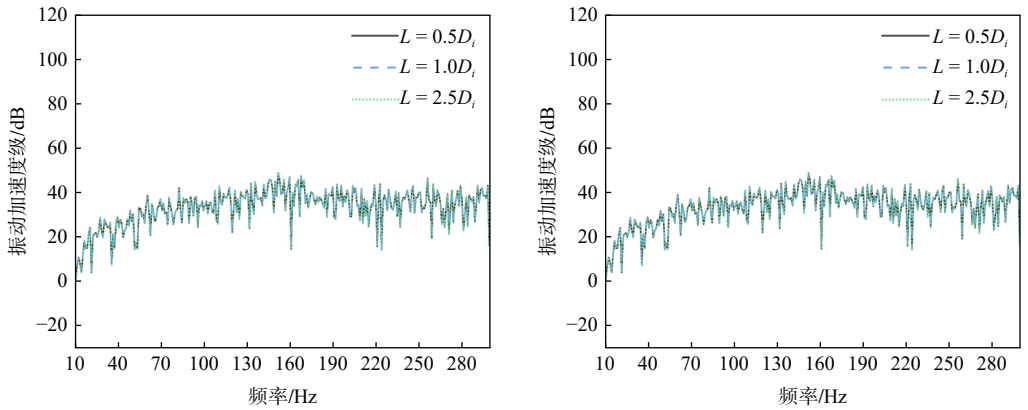
Fig.13　Comparison between rapid prediction method and experimental results

2.6 管段长度影响

为了分析不同分段长度对计算精度的影响，采用不同管路分段长度（$L=0.5D_i$、$1D_i$、$2.5D_i$），提取各段管路流致振动激励源，计算得到的各测点振动响应对比结果如图 14 所示。可以看到，$L=0.5D_i$、$1\ D_i$ 时，计算结果基本一致，当 $L=2.5D_i$ 时，轴向振动响应保持不变，但垂向振动响应在 40~160 Hz 要略高于其他结果，推测其原因在于，将分布载荷通过积分简化为集中载荷后施加，所得集中力的主矢量与原载荷一致，但其对施加位置的主矩与原分布载荷存在偏差，该力矩在本文计算中尚未考虑。随着分段



（a）A点垂向响应　　（b）B点垂向响应



（c）A点轴向响应　　（d）B点轴向响应

图 14 不同管段长度下 A、B 点的 FIV 响应对比

Fig.14 Comparison of FIV responses at Points A and B under different pipe lengths

长度减小($L \leqslant 1D_i$ 时)，由于管段变短，力矩减小，近似计算得到的振动响应结果收敛。与常规计算方法类似，采用本文方法进行流致振动计算时，应对关键激励源区域进行管段离散无关性分析。

3 激励源特性分析

孔板管路的典型流场结构可划分为上游高压区、孔板局部扰动区及下游强涡区。基于分段积分法，管壁沿轴向以 $L=0.5D_i$ 为分段长度进行划分，分别提取各区载荷特征(如表 5 所示)，进而定性分析对管路流致振动响应的贡献。

表 5 流体载荷分析案例分类与激励源设定

Tab.5 Classification of fluid load analysis cases and setting of excitation sources

案例编号	激励源内容描述	所用计算方法
1	以所有管壁脉动压力进行面积分，所得集中载荷作为激励源	流致振动快速预报方法
2	以高压区内的脉动压力进行面积分，所得集中载荷作为激励源	流致振动快速预报方法
3	以孔板两端面的脉动压力进行面积分，所得轴向集中载荷作为激励源	流致振动快速预报方法
4	以强涡区内的脉动压力进行面积分，所得集中载荷作为激励源	流致振动快速预报方法
5	以强涡区内的脉动压力直接作为激励源（不积分）	三维模型流固耦合法
6	以所有管壁的脉动压力场直接作为激励源（不积分）	三维模型流固耦合法

注：案例1~4用于梁模型载荷输入（集中载荷形式），案例5~6用于三维结构模型载荷映射（分布载荷形式）。

3.1 高压区

如图 15 所示，孔板作为典型减压装置，其上游压力显著高于下游。但是，当前对于该高压区在流致振动中的激励作用尚缺乏定性研究。选取上游管壁(案例 2)的脉动压力进行分段积分，得到等效集中载荷，作为激励源施加于梁模型中，计算管路振动响应与案例 1 进行对比，结果如图 16 所示：对于垂向振动响应，案例 2 的响应幅值小于案例 1 约 1 个数量级；而对于轴向振动响应，案例 2 的响应幅值小于案例 1 约 3 个数量级，表明高压区域激励对管路流致振动的贡献极小。

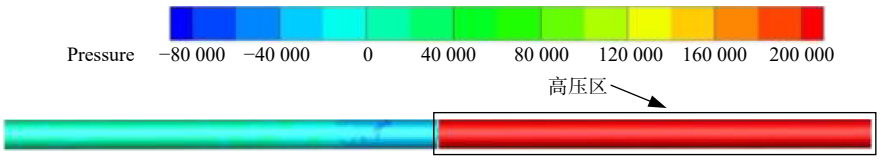
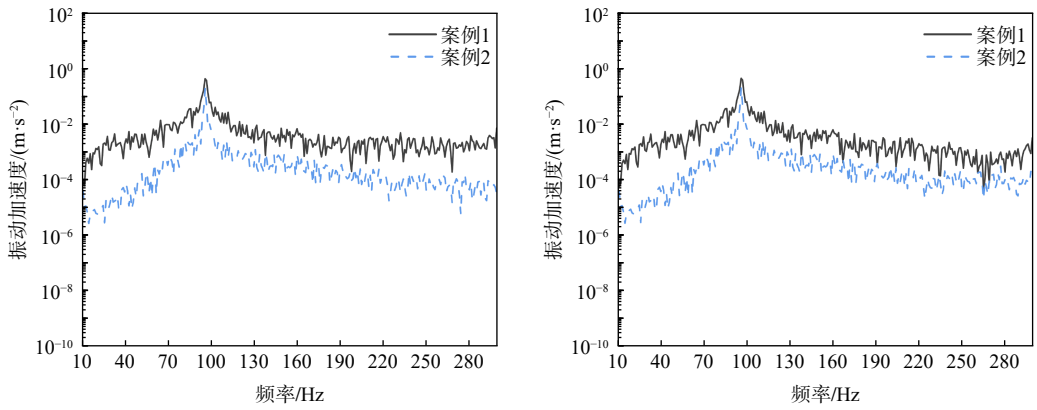
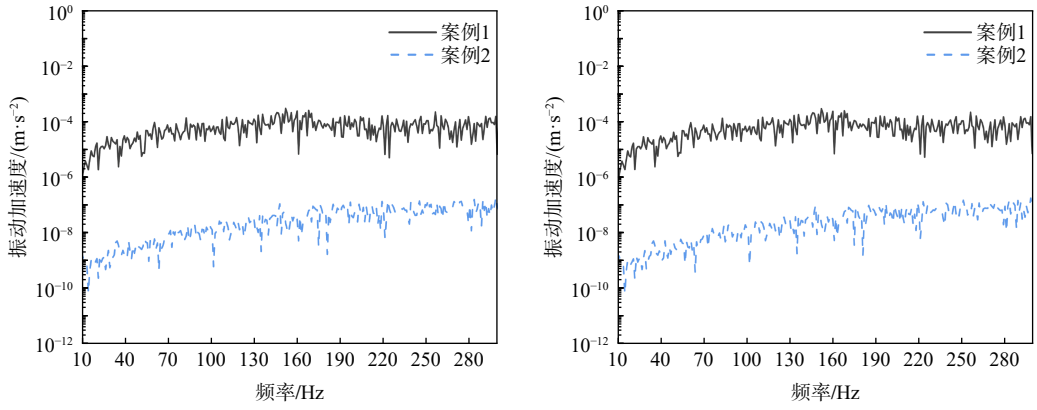


图 15 压力云图

Fig.15 Pressure distribution



（a）A点垂向响应　　（b）B点垂向响应



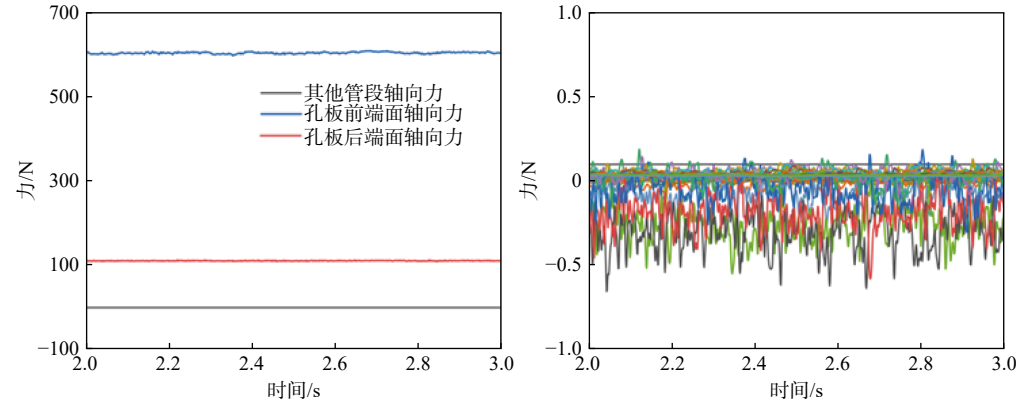
（c）A点轴向响应　　（d）B点轴向响应

图 16　案例 1 与 2 的 A、B 点的 FIV 响应对比

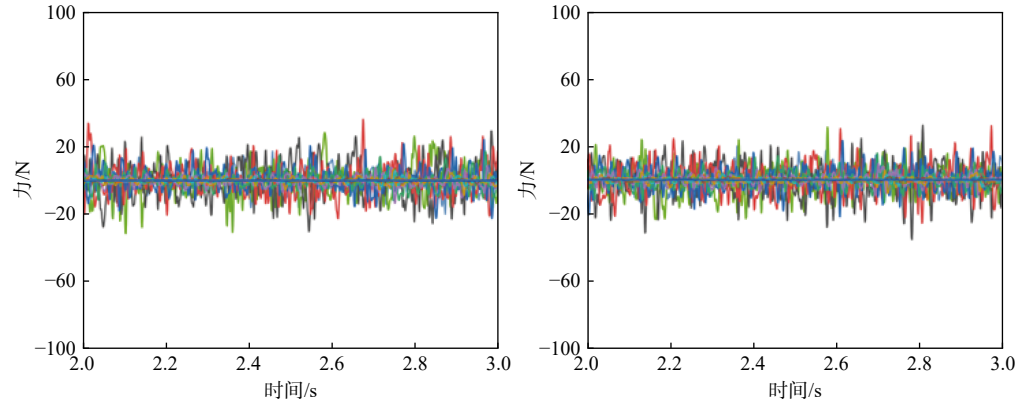
Fig.16　Comparison of FIV responses at Points A and B under Cases 1 and 2

3.2 孔板端面轴向力

当流体流经截面突变的节流孔板时，流动受阻，流体与孔板之间产生相互作用力，诱导速度和压力场的剧烈变化，进而使湍流对管道施加非稳态载荷，引发结构振动。图 17 展示了流体作用于孔板前后端面的集中力，孔板前端面轴向力均方根（RMS）值为 599.61 N，孔板后端面轴向力 RMS 值为 110.21 N，显著大于其他管段的集中力。选取孔板前后端面（案例 3）的脉动压力进行面积分，将所得到的轴向力为激励源，计算管路振动响应，与案例 1 进行对比，结果如图 18 所示，管路振动响应中的轴向分量主要由作用于孔板前后端面的轴向集中力驱动，该集中力对周向振动响应的激发作用则可忽略不计。



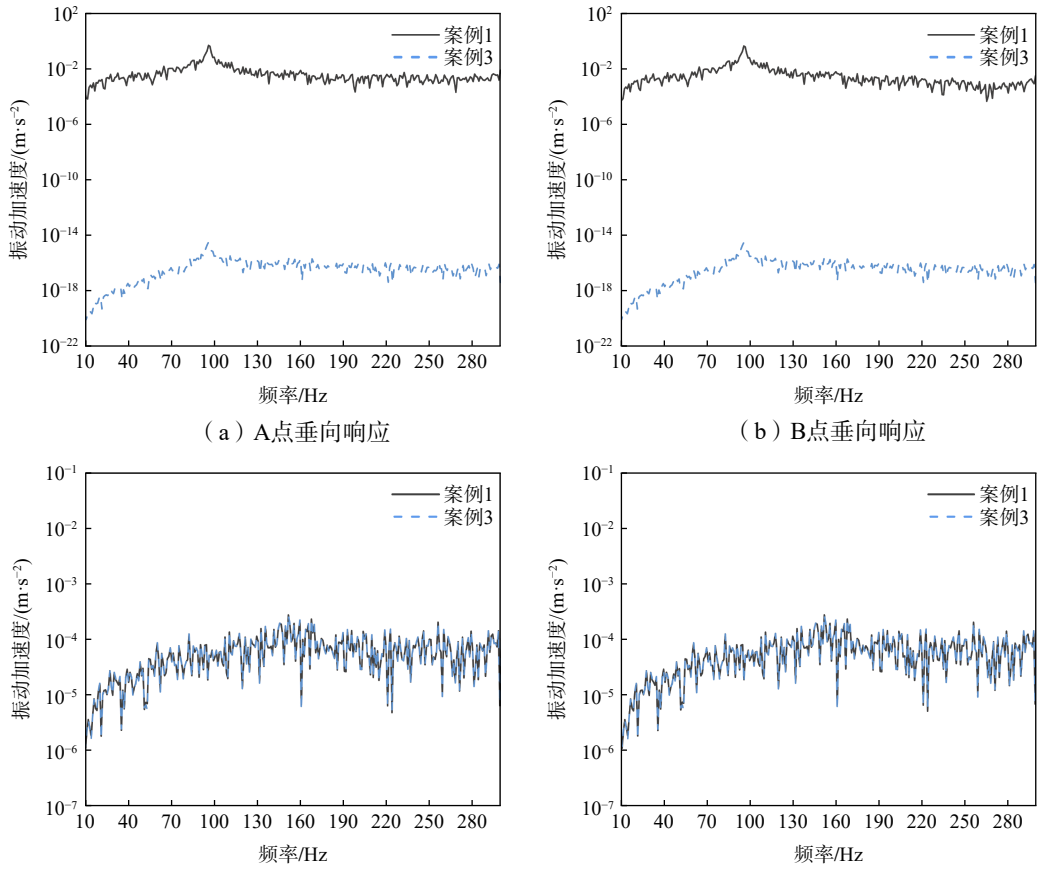
（a）轴向力　　（b）其他管段轴向力



（c）各管段垂向力 （d）各管段横向力

图 17 流体壁面集中力

Fig.17 Concentrated force on the fluid wall



（a）A点垂向响应 （b）B点垂向响应

（c）A点轴向响应 （d）B点轴向响应

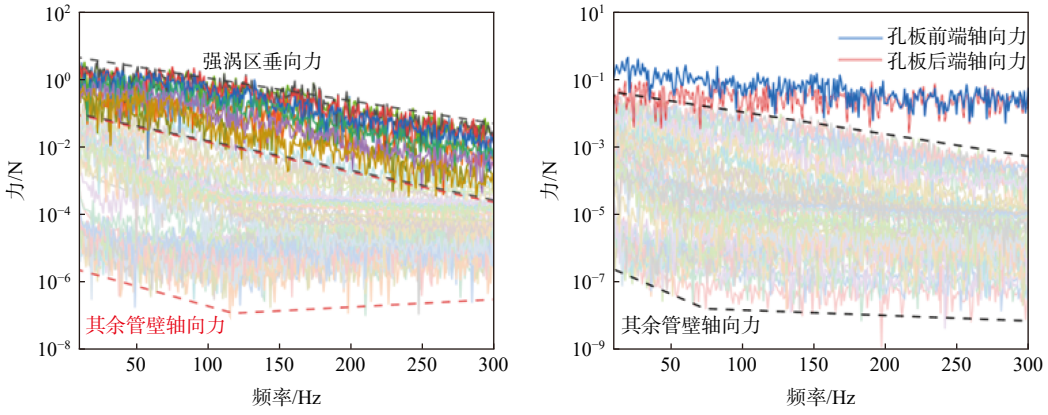
图 18 案例 1 与 3 的 A、B 点的 FIV 响应对比

Fig.18 Comparison of FIV responses at Points A and B under Cases 1 and 3

3.3 强涡区

选取所有管壁脉动压力进行面积分，并结合傅里叶变换分析，结果如图 19 所示，孔板端面所受垂向载荷显著低于强涡区，而孔板端面轴向载荷远高于其他管壁。提取强涡区（案例 4）的周向载荷以及孔板端面的轴向载荷作为激励源，计算管路振动响应，结果如图 20 所示。案例 1 与案例 4 的计算结果吻合良好，表明该类载荷为诱发管路流致振动的主要激励源。为进一步验证流体载荷简化方法的可靠

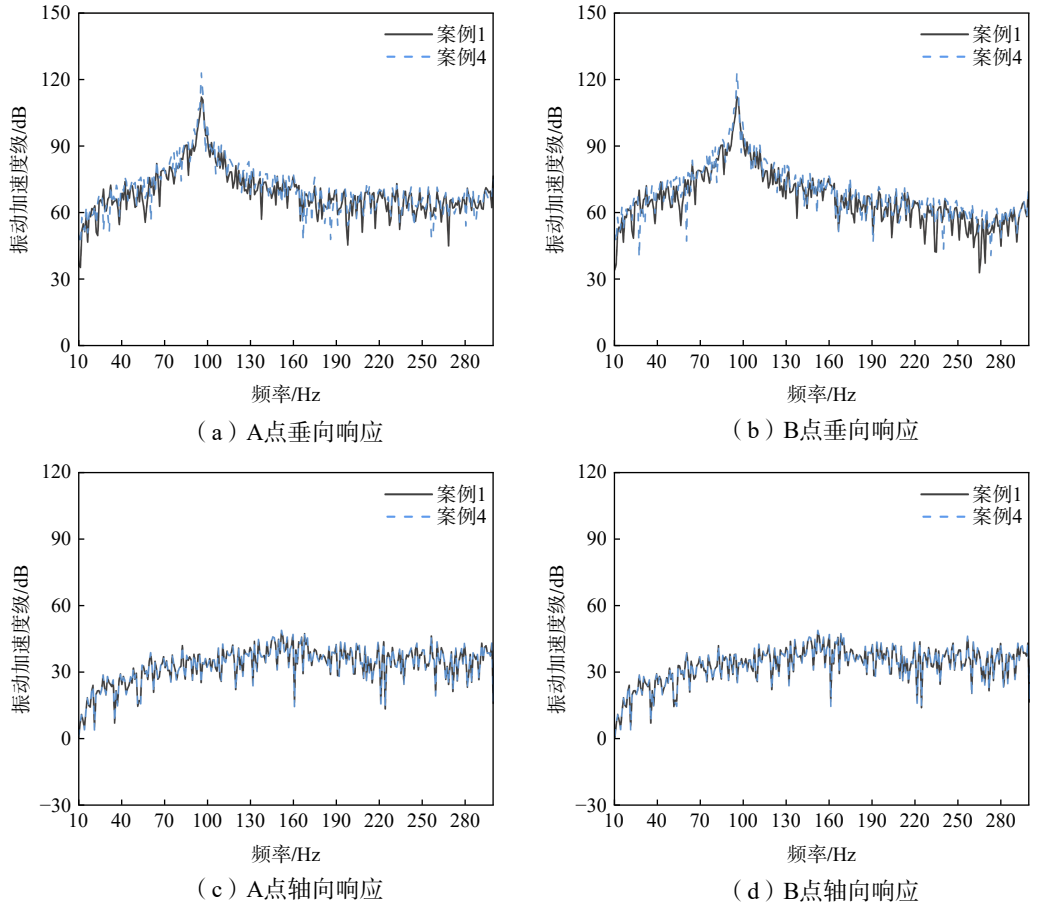
性，将强涡区（案例 5）的分布载荷与全管壁（案例 6）的分布载荷分别映射至三维模型中进行仿真分析，计算结果如图 21 所示，响应趋势一致，且计算效率显著提升（如表 6 所示）。如图 22 ~ 23 管壁涡量云图所示，其物理机制可归因于射流尾迹的速度耗散形成旋涡结构，旋涡的生成、掺混和脱落引起流体局部压力脉动，进而激发管路周向结构振动。



（a）垂向载荷　　（b）轴向载荷

图 19　各管段载荷对比

Fig.19　Comparison of load on each pipe section

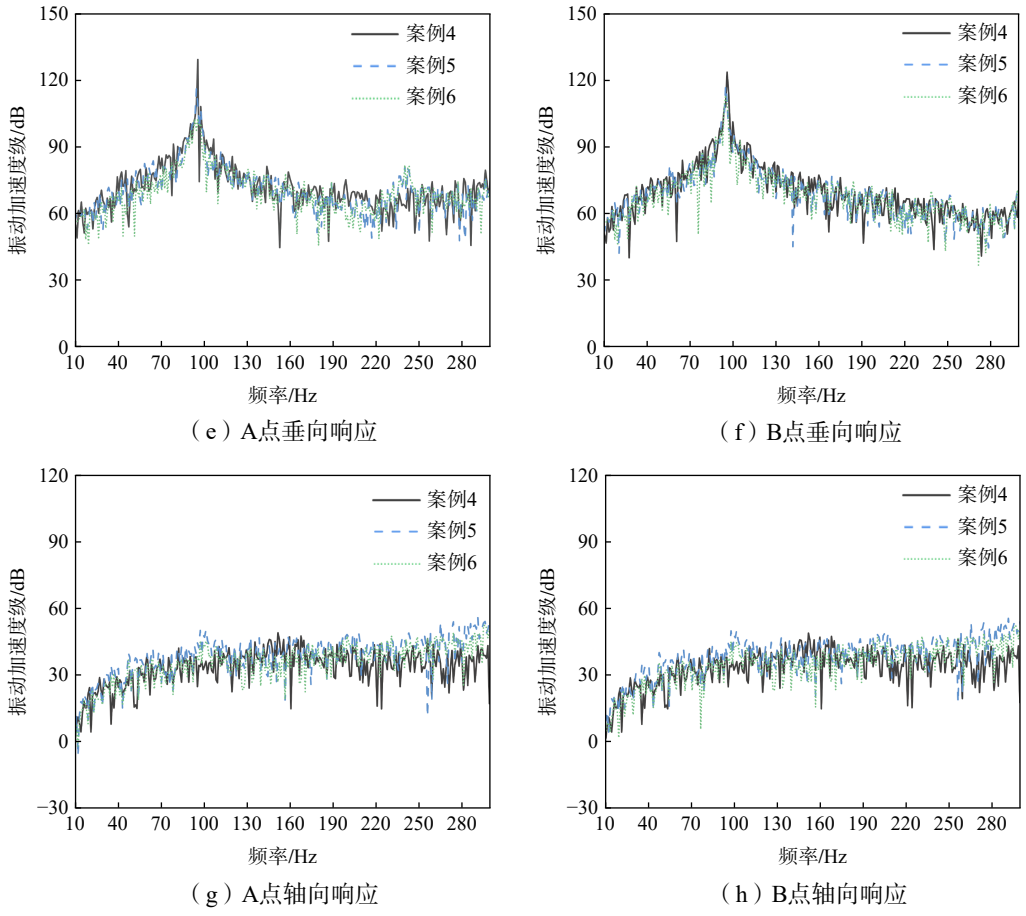


（a）A点垂向响应　　（b）B点垂向响应

（c）A点轴向响应　　（d）B点轴向响应

图 20　案例 1 与 4 的 A、B 点的 FIV 响应对比

Fig.20　Comparison of FIV responses at Points A and B under Cases 1 and 4



（e）A点垂向响应　（f）B点垂向响应

（g）A点轴向响应　（h）B点轴向响应

图 21 案例 4、5 与 6 的 A、B 点的 FIV 响应对比

Fig.21 Comparison of FIV responses at Points A and B under Cases 4, 5 and 6

表 6 不同案例计算耗时对比

Tab.6 Comparison of calculation time for different cases

编号	计算耗时	编号	计算耗时
案例1	1 min 15 s	案例5	2 h 5 min
案例4	46 s	案例6	4 h 4 min

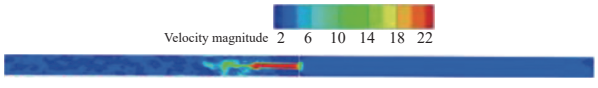


图 22 速度剖面云图

Fig.22 Velocity profile distribution

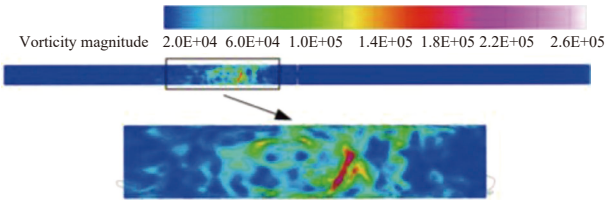


图 23 管壁涡量云图

Fig.23 Wall vorticity distribution

4 结　论

本文针对孔板引起的管路流致振动问题，提出了一种基于分段积分与傅里叶变换的快速预报方法，首先进行了梁模型与三维模型的对比验证，随后分析了激励源特性对结构振动响应的影响。主要结

论如下：

（1）等效建模方法：将节流孔板、法兰及直管段统一表示为梁模型。在保持关键几何特征与质量分布合理近似的前提下，该建模方法可有效提升结构振动响应的计算效率。

（2）预报方法有效性：本文提出的管段级激励源提取方法能够显著提高计算效率，在确保精度的前提下，相较三维模型可减少两个数量级的计算时间。通过与试验结果对比，验证了快速预报方法的工程有效性。

（3）管段划分影响：研究发现，合理选择管段划分长度可提高振动预测的准确性，建议将激励源区域细化至 $D_i \leqslant 1$ 管段，以兼顾计算效率与结果收敛性。

（4）激励源分布特性：通过频域载荷与 FIV 分析发现，孔板前后端面在轴向产生显著集中力，是管路轴向振动的主要激励源；而强涡区对周向振动具有主导作用。

（5）激励源简化合理性验证：将选定区域内的流体载荷映射至三维结构模型，所得振动响应与梁模型结果保持良好一致性，从而验证了激励源空间简化方法的适用性与准确性。

综上，本文提出的基于分段积分与傅里叶变换的快速预报方法，可实现孔板诱导振动的高效预测，明确了激励载荷的空间分布及其振动影响，为管路振动控制与设计优化提供了技术支持。

参　考　文　献：

[1] 毛　庆, 姜乃斌. 孔板诱发管道流致振动响应的计算方法[J]. 核动力工程, 2009, 30(3): 22–26.
Mao Q, Jiang N B. Calculation method for vibration responses of pipeline flow induced by orifice plates[J]. Nuclear Power Engineering, 2009, 30(3): 22–26. (in Chinese)

[2] 杨元龙. 船用锅炉给水再循环管路上的节流孔板设计与优化[J]. 中国舰船研究, 2015, 10(5): 99–103.
Yang Y L. Design and optimization of throttle orifice plates on the circulation pipeline of ship boiler feedwater[J]. China Ship Research, 2015, 10(5): 99–103. (in Chinese)

[3] 李福气, 张昊原, 王　鹏, 等. 孔板管路非定常流动与流致噪声机理研究[C]//第十三届全国流体力学学术会议. 2024.
Li F Q, Zhang H Y, Wang P, et al. Research on the mechanism of unsteady flow in orifice pipe and flow-induced noise[C]//Thirteenth National Conference on Fluid Mechanics, 2024. (in Chinese)

[4] Grant I. Flow induced vibrations in pipes, a finite element approach[D]. Cleveland State University, 2010.

[5] Xuan L K, Liu Y, Gong J F, et al. A time-domain finite volume method for the prediction of water muffler transmission loss considering elastic walls[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(2): 1687814017690068.

[6] Lu J, Wu G, Zhou L, et al. Finite volume method for modeling the load-rejection process of a hydropower plant with an air cushion surge chamber[J]. Water, 2023, 15(4): 682.

[7] Li S, Liu G, Kong W. Vibration analysis of pipes conveying fluid by transfer matrix method[J]. Nuclear Engineering and Design, 2014, 266: 78–88.

[8] Ji W, Sun W, Du D, et al. Dynamics modeling and vibration transmission visualization of fluid-conveying series pipe system based on FEM-TMM[J]. Ocean Engineering, 2023, 280: 114693.

[9] Gao P, Qu H, Zhang Y, et al. Experimental and numerical vibration analysis of hydraulic pipeline system under multi-excitations[J]. Shock and Vibration, 2020, 2020(1): 3598374.

[10] Yu T, Zhang Z, Zhang D, et al. Vibration analysis of multi-branch hydraulic pipeline system considering fluid—structure interaction[J]. Appl. Sci., 2022, 12: 12902.

[11] Ferras D, Manso P A, Schleiss A J, et al. One-dimensional fluid-structure interaction models in pressurized fluid-filled pipes: A review[J]. Applied Science, 2018, 8(10): 1944.

[12] 朱思敏. 基于流固耦合的船舶管系弯管流动声学特性研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2022.
Zhu S M. Research on the acoustic characteristics of ship pipe system curved pipes based on fluid-structure coupling [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2022. (in Chinese)

[13] 王　武. 典型输流管路结构流固耦合振动分析研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2018.
Wang W. Research on structural vibration analysis of typical flow-transport pipeline with coupled fluid-solid interaction[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2018. (in Chinese)

[14] 周佳良. 离心泵及管路系统典型工况流致振动建模计算方法及特特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2022.
Zhou J L. Research on modeling and calculation methods of flow-induced vibration for typical operating conditions of centrifugal pumps and pipeline systems and their characteristics[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2022. (in Chinese)

[15] Akbar B. Mathematical modelling and simulation of flow in collapsible tubes[D]. NTNU, 2022.

[16] Ebara S, Aoya Y, Sato T, et al. Pressure fluctuation characteristics of complex turbulent flow in a single elbow with small curvature radius for a sodium-cooled fast reactor[J]. Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 2010, 132(11): 111102.1–111102.7.

[17] Ebara S, Takamura H, Hashizume H, et al. Characteristics of flow field and pressure fluctuation in complex turbulent flow in the third elbow of a triple elbow piping with small curvature radius in three-dimensional layout[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2016, 41(17): 7139–7145.

[18] Tijsseling A S. An overview of fluid-structure interaction experiments in single-elbow pipe systems[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2019, 20(4): 233–242.

[19] Pittard M T, Blotter J D. Numerical modeling of LES based turbulent flow induced vibration[C]//ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2003, 37238: 141−148.

[20] Keramat A, Tijsseling A S, Hou Q, et al. Fluid–structure interaction with pipe-wall viscoelasticity during water hammer[J]. Journal of Fluids and Structures, 2012, 28: 434–455.