

文章编号:1006-1355(2024)05-0021-06

## 基于传递矩阵的管路-壳体耦合系统动力学建模

张啸涵<sup>1</sup>, 黄修长<sup>1,2</sup>, 曾庆娜<sup>3</sup>, 杨咏<sup>2</sup>

(1. 上海交通大学 机械系统与振动全国重点实验室, 上海 200240;

2. 上海船舶设备研究所 船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心, 上海 200031;

3. 中国核动力研究设计院 核反应堆系统设计技术重点实验室, 成都 610213)

**摘要:**针对管路-支撑-壳体耦合系统的振动响应快速预报和传递特性分析,采用Riccati传递矩阵法建立直管-弯管-变径管-泵-阀门复杂组合管路的动力学模型,以获得考虑流固耦合效应时组合管路的频响特性;采用频响函数子结构综合方法建立组合管路-支撑-壳体耦合系统的动力学模型,以获得在管路系统泵源模拟激励下的振动传递特性。对耦合系统的位移频响、传递特性开展分析,得到如下结论:对组合管路利用Riccati变换可解决传递矩阵法多管段数值精度累积误差的问题,在垂向简谐力激励下壳体和管路受到的垂向力大于轴向力和横向力,在各个支撑处通过各个方向传递的功率流量级基本一致。

**关键词:**振动与波;组合管路;流固耦合;Riccati传递矩阵法;频响函数综合;建模与优化

中图分类号:TB535.1

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2024.05.004

## Dynamic Modeling of Pipeline-support-shell Coupling Systems Based on Riccati Transfer Matrix and Frequency Response Function Synthesis

ZHANG Xiaohan<sup>1</sup>, HUANG Xiuchang<sup>1,2</sup>, ZENG Qingna<sup>3</sup>, YANG Yong<sup>2</sup>

(1. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;

2. National Engineering Research Center of Special Equipment and Power System for Ship and Marine Engineering, Shanghai Marine Equipment Research Institute, Shanghai 200031, China;

3. Key Laboratory of Nuclear Reactor System Design Technology, China Nuclear Power Research and Design Institute, Chengdu 610213, China)

**Abstract:** Aiming at rapid prediction and transfer characteristics analysis of vibration responses of pipeline-supports-shell coupling system, dynamic model of straight-elbow-reducer-pump-valve combined pipeline system was established by Riccati transfer matrix method to obtain its frequency response functions considering the fluid-structure interaction effect. Dynamic model of the pipeline-supports-shell coupling system was established by the frequency response function based substructure method to obtain the vibration transfer characteristics under the simulated excitation of the pump source of the pipeline system. The frequency responses and transfer characteristics of the coupled system were analyzed. It is concluded that the Riccati transfer matrix method is capable to decrease the cumulative error for the multiple pipe sections by the transfer matrix method. The transmitted vertical force by the supports is greater than the axial force and transverse force under the excitation of the vertical harmonic force, and the power flow transmitted through all directions at each support is basically of the same level.

**Key words:** vibration and wave; combined pipeline; fluid-structure interaction; Riccati transfer matrix method; frequency response function synthesis; modeling and optimization

管路系统流固耦合效应引起的振动对舰船的振动噪声总体水平有显著影响,受到广泛关注。舰船

管路管段众多且多含泵、阀门等附件,通过多个支撑与船体基座相连,壳体等弹性基础的振动复杂。为实现管道低噪声设计,有必要开展对管路-支撑-壳体耦合系统振动响应快速预报和传递特性的研究。

在管路系统的动力学建模研究方面,国内外学者已开展多项工作。根据管道截面的变形形式,管路系统流固耦合数学模型主要分为壳模型和梁模型。梁模型主要有Euler-Bernoulli梁模型(EBBM)和Timoshenko梁模型(TBM)两种<sup>[1]</sup>。TBM模型考虑剪切和旋转惯性力,可用于更高的频率。常采用

收稿日期:2023-04-25

基金项目:中核集团“领创科研”资助项目(CNNC-LC-2021-中核科发(2021)155号)。

作者简介:张啸涵(1998-),男,河南省南阳市人,硕士研究生,专业方向为结构振动控制。

E-mail: zhangxiaohan20@sjtu.edu.cn

通信作者:黄修长,男,博士生导师,专业方向为振动建模及控制。

E-mail: xchhuang@sjtu.edu.cn

模型近似和数值分析结合的方法对管路流固耦合特性进行求解,常用方法有特征线方法(Method of Characteristics, MOC)、传递矩阵法(Transfer Matrix Method, TMM)和有限元法(Finite Element Method, FEM)<sup>[2]</sup>。特征线法难以实现不同参数特征线的相交,有限元法精度依赖于网格大小和求解频率,需要耗费大量时间且对计算资源要求高,而传递矩阵法系数矩阵维度则不会随之改变,能够较快求解复杂管路。Li等<sup>[3]</sup>改进完善了考虑弹性约束充液管路流固耦合的频域传递矩阵法,并提出常见附件的传递矩阵理论建模方法。当管段数目变多后,在计算过程中误差的累积导致传递矩阵法计算结果不准确。因此引入 Riccati 变换<sup>[4]</sup>,对传递矩阵法进行改进,在提高其计算精度的同时提高计算方法的稳定性,减少了对于计算资源的需求。

目前对于管路-支撑-壳体的振动响应分析多采用有限元软件计算。齐晓燕等<sup>[5]</sup>基于 ANSYS 对流固耦合作用下液压管路进行仿真分析,优化了飞机管路系统。赵文俊<sup>[6]</sup>利用有限元法,建立了飞机机体结构-支撑组件-液压管路的机械振动模仿真模型,并基于有限功率流理论开展液压管路系统的能量传递路径的相关研究。刘桂祥<sup>[7]</sup>利用 ANSYS 对典型管路系统的流致振动进行了分区流固耦合仿真计算,相较于整体双向流固耦合方法而言,计算效率有所提升,但仍对计算资源有着较强的依赖。

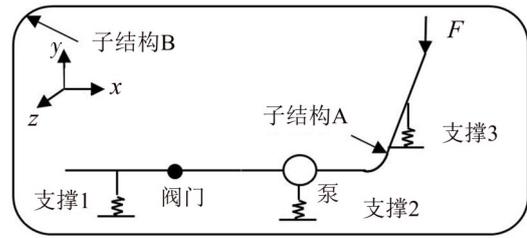
泵源本身也作为在管路系统的振动传递部件,影响管路系统的动力学行为,在充液含泵管路系统中,泵源对于振动的影响不可忽视。杨庆俊等<sup>[8]</sup>对多源激励下管路的振动规律及压力波的传递规律进行了总结。王晓乐等<sup>[9]</sup>建立复杂振源激励、多弹性支承、柔性圆柱壳体多维耦合力学模型,探讨壳模型下的模态特性以及研究隔振器的多维波动效应对隔振系统能量传递的影响。

相较于有限元计算,频响函数综合法能够极大提高计算效率<sup>[10]</sup>。目前,还未有针对复杂组合管路-支撑-壳体耦合系统的频响函数综合法的应用。结合传递矩阵法和频响函数子结构综合法的优点,本文采用 Riccati 传递矩阵法建立直管-弯管-变径管-泵-阀门复杂组合管路的动力学模型,以提高计算分析效率,获得耦合系统振动传递特性。

## 1 管路-支撑-壳体耦合系统动力学建模方法

### 1.1 管路-支撑-壳体耦合系统动力学模型

图1所示为管路-支撑-壳体耦合系统模型。管路系统在充液状态下,其管壁以及内部流体由于流



(a) 子结构模型 (示意图)



(b) 有限元模型

图1 管路-支撑-壳体耦合系统

固耦合作用产生振动。将直管和弯管等效为充液直梁和弯梁,将支撑等效为刚度,相较于管路系统和壳体,支撑质量可忽略不计。为提高计算效率,对管路模型采用传递矩阵法进行建模;利用子结构综合方法得到管路-支撑-壳体耦合系统频响函数矩阵。

### 1.2 组合管路的动力学建模方法

#### (1) 直管的传递矩阵模型

直管管路模型如图2所示。

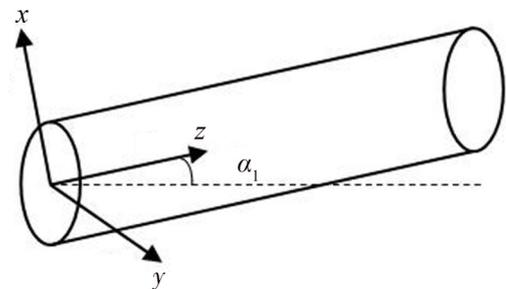


图2 直管示意图

忽略流体在直管管壁内的摩擦,因为它对管道的动力学特性影响很小。建立直管流固耦合14方程,通过 Laplace 变换,经推导,将14个一元高阶常微分方程写成矩阵形式<sup>[9]</sup>。

$$\frac{d^4 \Phi_1^*}{dz^4} + a \frac{d^2 \Phi_1^*}{dz^2} + b \Phi_1^* + N \psi_1(z, 0) + Q = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d^4 \Phi_2^*}{dz^4} + c \frac{d^2 \Phi_2^*}{dz^2} + d \Phi_2^* + W \psi_2(z, 0) + X = 0 \quad (2)$$

$$\frac{d^2 \Phi_3^*}{dz^2} + y \Phi_3^* + Z \psi_3(z, 0) = 0 \quad (3)$$

$$\psi(z, 0) = \{ \psi_1(z, 0) \quad \psi_2(z, 0) \quad \psi_3(z, 0) \}_{14 \times 1}^T$$

其中: $\psi(z, 0)$ 为初始值,上标\*为拉式变换后的频域值。

$$\Phi_1^* = \{ P^* \quad U^* \quad \sigma_z^* \quad u_z^* \}$$

$$\Phi_2^* = \left\{ \tau_x^* \ u_x^* \ M_y^* \ \dot{\theta}_y^* \ \tau_y^* \ u_y^* \ M_x^* \ \dot{\theta}_x^* \right\}$$

$$\Phi_3^* = \left\{ P^* \ U^* \ \sigma_z^* \ u_z^* \right\}$$

其中： $P$ 为流体压力， $U$ 为流体速度， $\sigma_z$ 为轴向正应力， $u_z$ 为轴向运动速度， $u_x$ 、 $u_y$ 为横向运动速度， $\tau_x$ 、 $\tau_y$ 为剪切力， $\dot{\theta}_x$ 、 $\dot{\theta}_y$ 为横向角速度， $M_x$ 、 $M_y$ 为横向弯矩； $\dot{\theta}_z$ 为扭转角速度； $M_z$ 为扭矩。

对式(1)、式(2)和式(3)进行求解，可得到含有16个未知常数的方程的解，把解代入到初始模型方程中，得到方程的最终解形式如下：

$$\Phi^*(z) = HE(z)\xi + T\psi(z,0) + R \quad (4)$$

$$\Phi^* = \left\{ \Phi_1^* \ \Phi_2^* \ \Phi_3^* \right\}_{14 \times 1}^T$$

$$H = \text{diag} \left[ \left[ H_1 \right]_{4 \times 4} \ \left[ H_2 \right]_{4 \times 4} \ \left[ H_3 \right]_{4 \times 4} \ \left[ H_4 \right]_{2 \times 2} \right]_{14 \times 14}$$

$$E(l) = \text{diag} \left[ e^{-\lambda_1 l}, e^{-\lambda_2 l}, \dots, e^{-\lambda_{14} l} \right]_{14 \times 14}$$

$$T = \text{diag} \left[ \left[ T_1 \right]_{4 \times 4} \ \left[ T_2 \right]_{4 \times 4} \ \left[ T_3 \right]_{4 \times 4} \ \left[ T_4 \right]_{2 \times 2} \right]_{14 \times 14}$$

(2) 弯管的传递矩阵模型

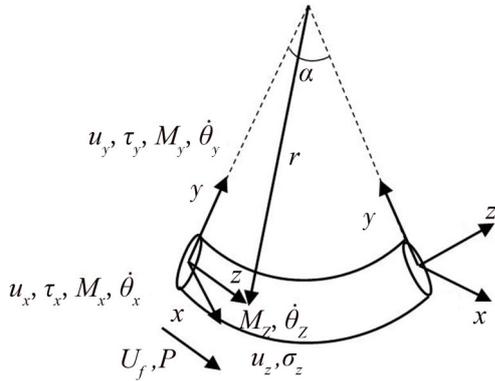


图3 弯管模型

对于弯管而言，利用传递矩阵法建模时需将轴向、横向和周向3个方向的耦合考虑在内，并引入抗弯刚度。弯管的微元示意图如图3所示。把弯管流固耦合方程中 $\frac{\partial \Phi}{\partial z}$ 写作 $\frac{\partial \Phi}{\partial l}$ ， $l$ 代表管道中线方向，弯管半径为 $r$ 。建立弯管流固耦合14方程，通过Laplace变换将弯管流固耦合14方程写成矩阵形式。

$$A \frac{\partial \Phi^*}{\partial l} + B \frac{\partial \Phi^*}{\partial t} + C \Phi^* + D = 0 \quad (5)$$

进行Laplace变换，令 $\bar{B} = sB + C$ ， $\Phi^* = \Omega \psi^*$

$$A \Omega \frac{d\psi^*}{dl} + \bar{B} \Omega \psi^* = B \Phi^*(z,0) + \frac{D}{s} \quad (6)$$

$\Phi^*(z,0)$ 为初始值，公式两边同乘 $\Omega^{-1}A^{-1}$ ，令：

$$\Xi(s) = \Omega^{-1}A^{-1}\bar{B}\Omega, \quad \Psi_r = \Omega^{-1}A^{-1} \left( B \Phi^*(z,0) + \frac{D}{s} \right)$$

$$\frac{d\Psi^*}{dl} + \Xi(s)\Psi^* = \Psi_\lambda \quad (7)$$

$$\frac{d\psi_i^*}{dl} + \lambda_i \psi_i^* = \psi_{\lambda i} \quad (8)$$

$$\psi_i^* = e^{-\lambda_i l} \xi + q_{\lambda i}$$

$$q_{\lambda i} = e^{-\lambda_i l} \int \psi_{\lambda i} e^{\lambda_i l} dl \quad (9)$$

$$\Phi^* = \Omega \psi^* = \Omega E(l)\xi + \Omega q_\lambda(l) \quad (10)$$

其中： $E(l) = \text{diag} \left[ e^{-\lambda_1 l}, e^{-\lambda_2 l}, \dots, e^{-\lambda_{14} l} \right]_{14 \times 14}$ 。

(3) 变径管的传递矩阵模型

建立管路轴向状态变量在截面变化点处左右两端的平衡关系，假设状态变量在变化点处两端横向与周向上相等，得到：

$$P_i^* - P_{i+1}^* = 0 \quad (11)$$

$$S_{fi}(U_f^* - u_z^*)_i - S_{f(i+1)}(U_f^* - u_z^*)_{i+1} = 0 \quad (12)$$

$$(S_f P^* + S_b \sigma_z^*)_i - (S_f P^* + S_b \sigma_z^*)_{(i+1)} = 0 \quad (13)$$

$$u_{zi}^* - u_{z(i+1)}^* = 0 \quad (14)$$

(4) 泵及阀门的传递矩阵模型

如阀门开度较大，将其简化成集中质量块处理。

将管路在集中质量点处分为左右两段管路， $P$ 为点传递矩阵，其中 $m_c$ 为集中质量块的质量， $J_{mx}$ 、 $J_{my}$ 和 $J_{mz}$ 分别为集中质量块绕 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 轴的转动惯量。

$$\sigma_{zi}^* - \sigma_{z(i+1)}^* = \frac{m_c s}{S_{b(i+1)}} u_{z(i+1)}^* \quad (15)$$

$$\tau_{xi}^* - \sigma_{x(i+1)}^* = m_c s u_{x(i+1)}^* \quad (16)$$

$$\tau_{yi}^* - \sigma_{y(i+1)}^* = m_c s u_{y(i+1)}^* \quad (17)$$

$$\Phi_i^*(L_1) = P \Phi_i^*(L_2) \quad (18)$$

将泵模型简化为有源双端口模型，进口处流体压力和流量分别为 $P_1$ 、 $q_1$ ，出口处流体压力和流量分别为 $P_2$ 、 $q_2$ ， $P_y$ 、 $q_y$ ，则分别表示泵的声源脉动压力和流量。写成矩阵形式

$$\begin{cases} P_2 \\ q_2 \end{cases} = \begin{bmatrix} TP_{11} & TP_{12} \\ TP_{21} & TP_{22} \end{bmatrix} \begin{cases} P_1 \\ q_1 \end{cases} + \begin{cases} P_y \\ q_y \end{cases} = TP \begin{cases} P_1 \\ q_1 \end{cases} + \begin{cases} P_y \\ q_y \end{cases} \quad (19)$$

式(19)中： $TP$ 为传递矩阵。 $TP_{11}$ 为泵源两端的压力传递特性， $TP_{22}$ 为流速传递特性， $TP_{12}$ 为泵源内流体的惯性特性， $TP_{21}$ 为泵源内流体的可压缩性。基于实验数据对激励源的点传递矩阵进行简化。实验数据表明，流体经过此泵前后流量几乎没有变化，假设外源声源泵的声源脉动压力和流量分别为0，即 $P_y = q_y = 0$ ，泵的管道进出口端不存在耦合关系。当 $TP_{11} = TP_{22} = 1$ ， $TP_{12} = TP_{21} = 0$ ， $P_y = q_y = 0$ 时，传递矩阵 $P_1$ 与集中质量块管道的点传递矩阵相同。

(5) Riccati传递矩阵模型

第 $i$ 根管路的初始端和末端存在如下关系：

$$\Phi_i^*(0) = W_i \Phi_i^*(L_i) + q_{0i} \quad (20)$$

将Riccati变换引入传递矩阵法：

$$\begin{bmatrix} \Phi_h^* \\ \Phi_u^* \end{bmatrix}_i^0 = \begin{bmatrix} W_{11} & W_{12} \\ W_{21} & W_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi_h^* \\ \Phi_u^* \end{bmatrix}_i^L + \begin{bmatrix} q_a^* \\ q_b^* \end{bmatrix}_i \quad (21)$$

建立同一节点处已知状态量和未知状态量之间的关系:

$$[\Phi_k^*]_i = [S]_i [\Phi_u^*]_i + [f]_i \quad (22)$$

$$[\Phi_k^*]_i^0 = [W_{11}]_i [\Phi_k^*]_i^L + [W_{12}]_i [\Phi_u^*]_i^L + [f_a]_i \quad (23)$$

$$[\Phi_u^*]_i^0 = [W_{21}]_i [\Phi_k^*]_i^L + [W_{22}]_i [\Phi_u^*]_i^L + [f_b]_i \quad (24)$$

$$[\Phi_k^*]_i^0 = [S]_{i-1} [\Phi_u^*]_{i-1}^0 + [f]_{i-1} \quad (25)$$

其中:

$$[S]_{i-1} = \left( [W_{11}]_i [S]_i + [W_{12}]_i \right) \left( [W_{21}]_i [S]_i + [W_{22}]_i \right)^{-1} \quad (26)$$

$$[q]_{i-1} = [W_{11}]_i [f]_i + [q_a]_i - [S]_{i1} \left( [W_{21}]_i [f]_i + [q_b]_i \right) \quad (27)$$

根据组合管路终点处的边界条件,能够得到 $[S]_{n+1}$ 和 $[f]_{n+1}$ ,由式(26)、式(27)推至起点处算出起点处的 $[S]_0$ 和 $[f]_0$ ,再依次进行回代得到管路系统中每个管段节点处的状态变量。

### 1.3 管路-支撑-壳体耦合系统动力学方程

为提高建模效率,采用频响函数综合子结构方法对管路-支撑-壳体耦合系统进行建模,如图1所示。管路系统为子结构A,子结构B由壳体构成。子结构A和子结构B之间的通过支撑耦合,支撑的刚度矩阵为 $K_{AB}$ ,阻尼矩阵为 $C_{AB}$ 。子结构A和子结构B的频响函数如下:

$$\begin{cases} x_i^A \\ x_c^A \end{cases} = \begin{bmatrix} H_{ii}^A(\omega) & H_{ic}^A(\omega) \\ H_{ci}^A(\omega) & H_{cc}^A(\omega) \end{bmatrix} \begin{cases} F_i^A \\ F_c^A \end{cases}, \quad (28)$$

$$\begin{cases} x_i^B \\ x_c^B \end{cases} = \begin{bmatrix} H_{ii}^B(\omega) & H_{ic}^B(\omega) \\ H_{ci}^B(\omega) & H_{cc}^B(\omega) \end{bmatrix} \begin{cases} F_i^B \\ F_c^B \end{cases}$$

其中,上标A和B分别表示子结构,下标*i*表示内部点的自由度,下标*c*表示连接点的自由度。 $H$ 为频响函数。利用传递矩阵法对管路和支撑进行建模,在某点处施加单位力得到的响应即为频响函数。

用阻抗矩阵 $Z$ 来表示子结构A和B之间的弹簧:

$$\begin{cases} F_1^m \\ F_2^m \end{cases} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} \begin{cases} x_1^m \\ x_2^m \end{cases} \quad (29)$$

$Z_{11}$ 、 $Z_{12}$ 、 $Z_{21}$ 、 $Z_{22}$ 为阻抗矩阵 $Z$ 的子矩阵,由 $K_{AB}$ 和 $C_{AB}$ 得到。利用频响函数综合,得到管路-支撑-壳体耦合系统的频响函数模型<sup>[10]</sup>为:

$$\begin{cases} X_i^A \\ X_i^B \\ X_c^A \\ X_c^B \end{cases} = \begin{bmatrix} H_{ii}^A(\omega) & H_{ii}^{AB}(\omega) & H_{ic}^A(\omega) & H_{ic}^B(\omega) \\ & H_{ii}^B(\omega) & H_{ic}^B(\omega) & H_{ic}^A(\omega) \\ & & H_{cc}^A(\omega) & H_{cc}^B(\omega) \\ \text{sym} & & & H_{cc}^B(\omega) \end{bmatrix} \begin{cases} F_i^A \\ F_i^B \\ F_c^A \\ F_c^B \end{cases} \quad (30)$$

式(30)中: $F_i^A$ 为流体流固耦合作用的激振力,不为零。

采用振动功率流对振动传递路径进行分析:

$$p = \frac{1}{2} \text{Re}(F^* \cdot V^*) \quad (31)$$

式中: $F^*$ 为通过支撑传递的各个方向力或力矩, $V^*$ 为与之相对应的速度或者角速度。

## 2 仿真分析

### 2.1 组合管路动力学模型传递矩阵法求解

管路系统简化示意图如图4所示,将开度较大的阀门简化成集中质量块,具体参数根据实验数据所得,管路几何参数和材料参数如表1、表2所示。

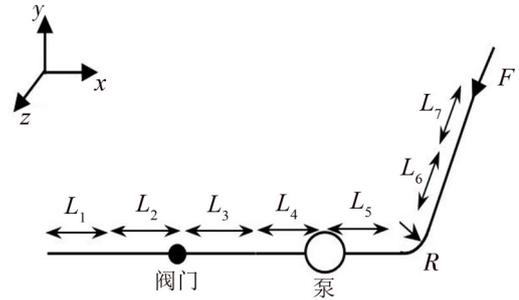


图4 组合管路简化示意图

表1 管路系统几何参数

结构参数	
管道长度	0.4 m
管道直径	25 mm ( $L_1 \sim L_4$ ) 15.5 mm ( $L_5 \sim L_7$ )
管壁厚度	5 mm ( $L_1 \sim L_4$ ) 4.5 mm ( $L_5 \sim L_7$ )
弯管半径	0.1 m
泵的质量	192.22 kg
阀门质量	10.417 kg

表2 管路系统材料参数

材料参数	
管道密度	7 850 kg/m <sup>3</sup>
泵密度	7 930 kg/m <sup>3</sup>
阀门密度	7 850 kg/m <sup>3</sup>
管道弹性模量	1.56×10 <sup>11</sup> Pa
阀门弹性模量	2.06×10 <sup>11</sup> Pa
泵组弹性模量	1.94×10 <sup>11</sup> Pa
水体积弹性模量	1.95×10 <sup>9</sup> Pa
空气体积弹性模量	1.49×10 <sup>5</sup> Pa
水密度	999 kg/m <sup>3</sup>
空气密度	1.29 kg/m <sup>3</sup>
泊松比	0.3

组合管路两端自由边界,在边界施加单位轴向力即在+z方向施加单位力,管道阻尼设为0.001。利用有限元软件对管路系统传递矩阵法进行验证,采用beam188单元模拟管路模型,将流体密度以附加质量的形式加在管道梁单元上,网格大小设为0.002 m。

管段数目较多,采用传统的传递矩阵法会造成

数值误差大的问题。取管道起始端为测点,分别采用经Riccati变换的传递矩阵法和有限元法以0.5 Hz为步长计算其0~500 Hz内的频率响应,图5为有限元和传递矩阵法在加单位力测点横向运动速度频响曲线对比。

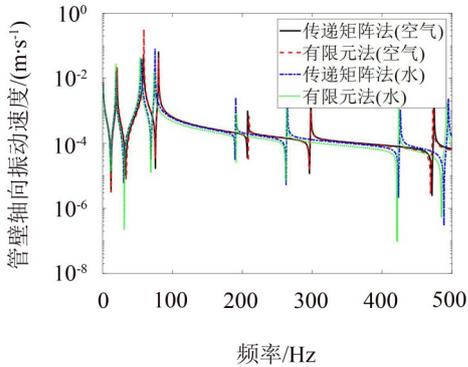


图5 组合管路激励点轴向振动速度对比

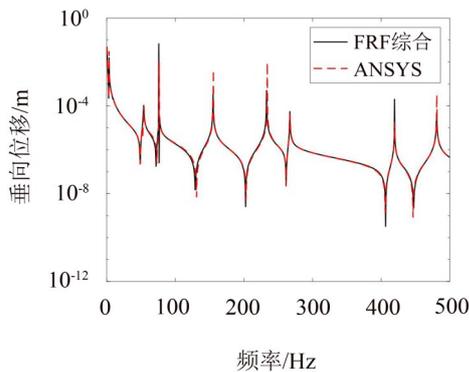
由图5可知,由有限元法和传递矩阵法所得横向运动速度频响曲线的趋势基本一致,两者吻合度较高,频率增高时两者之间的误差有所增大,但均在误差允许范围内,证明了本文传递矩阵法求解的可靠性,而其求解效率远高于有限元方法。管的流固耦合效应导致同阶次下充液管路的固有频率低于充气管道,如表3所示。

表3 固有频率对比/Hz

阶次	空气		水	
	传递矩阵法	ANSYS	传递矩阵法	ANSYS
1	20.5	20.5	19	19
2	59	58.5	55.5	54
3	80	80	75	74
4	207.5	209.5	190.5	191.5
5	298	298	263.5	264.5
6	473	474.5	424	426

## 2.2 耦合系统动力学模型频响函数综合法求解

在管路端部处施加一沿-y方向的垂向单位简谐



(a) 激励点垂向位移

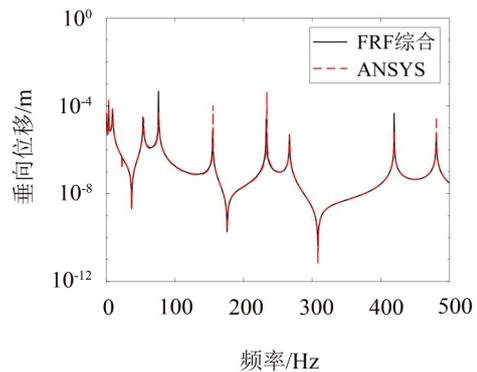
力,壳体的材料为钢,参照实验数据,圆柱壳长为3.5 m,半径为1.5 m,壳内平板大小为1.35 m×3.5 m。材料参数如下:密度为7 850 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量为1.56×10<sup>11</sup> Pa,泊松比为0.3,将支撑设置为三向弹簧,刚度为1×10<sup>5</sup> N/m。由频响函数子结构综合法和有限元法求得管路垂向位移的结果如图6所示,其中频响函数综合法以图标“FRF综合”表示。频响函数子结构综合法结果和有限元法结果吻合良好,部分峰值处响应峰值有所差别,这是由于有限元法和频响函数子结构综合方法的阻尼施加方式不同所导致(有限元计算模型中支撑弹簧阻尼为0,频响函数综合子结构方法中阻尼比为0.001)。管路-支撑-壳体耦合系统固有频率对比如表4所示。该子结构方法可用于管路-支撑-壳体耦合系统的动力学建模。

支撑与壳体连接处传递力计算结果如图7所示,相比于轴向力和横向力,壳体上受到的垂向力更大,这是由于加载在管路上的激励为垂向简谐力所致。图8所示为壳体上3个支撑垂向传递力计算结果,可见支撑1和2处的垂向激励力显著大于支撑3处。

表4 管路-支撑-壳体耦合系统固有频率

阶次	频率/Hz		误差/(%)
	FRF综合	ANSYS	
1	3.5	3.6	2.8
2	9	9.3	2.8
3	53.5	53.8	0.3
4	75	74.6	0.5
5	155.5	155.1	0.3
6	234	233.5	0.2
7	267	267.6	0.2
8	419.5	419	0.1
9	481	480.6	0.1

图9为管路与圆柱壳输入功率流对比,通过比较发现通过减振器后的功率流有较大程度下降。图10为壳体上3个支撑传递的振动功率流,可见3个支



(b) 管路上支撑1处垂向位移

图6 由有限元法和频响函数子结构综合法所得垂向位移

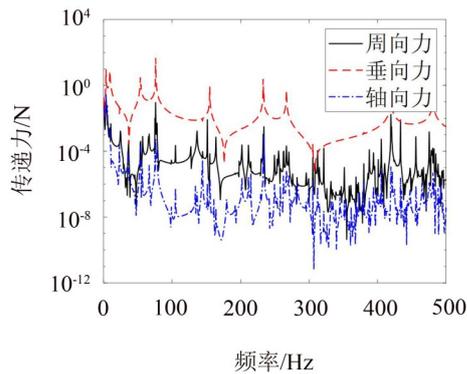


图7 壳体上通过支撑1处的传递力

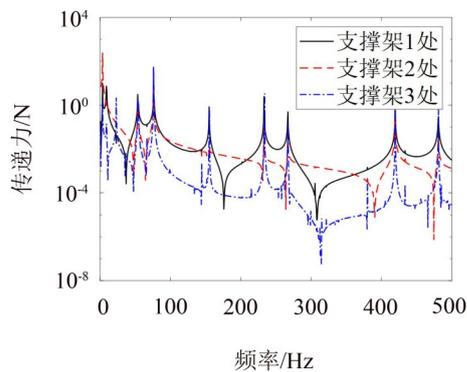


图8 壳体不同支撑处垂向传递力

撑处传递的功率流量级和特征基本相同。因此,考虑到管道传递过程为六向振动传递,仅采用垂向传递力来衡量管路所激励起壳体的振动是不够的。

### 3 结语

开展了管路-支撑-壳体耦合系统动力学建模与传递特性的研究,利用 Riccati 传递矩阵法和频响函数子结构综合法获得在垂向简谐力激励下的位移响应和传递力、功率流,得到了以下结论:

(1) 采用传递矩阵法对多段管路进行仿真所得结果与有限元方法计算得到结果精度相当,计算效率更高,对于弯管利用 Riccati 变换解决了传统传递矩阵法数值误差大的问题。

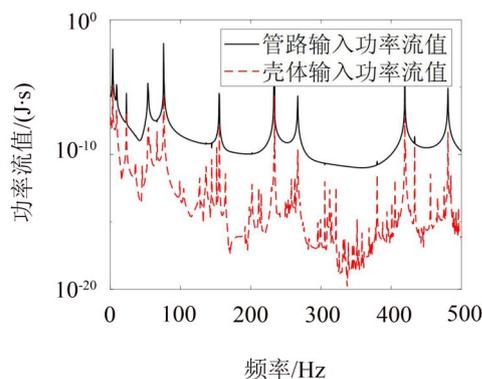


图9 管路与圆柱壳输入功率流

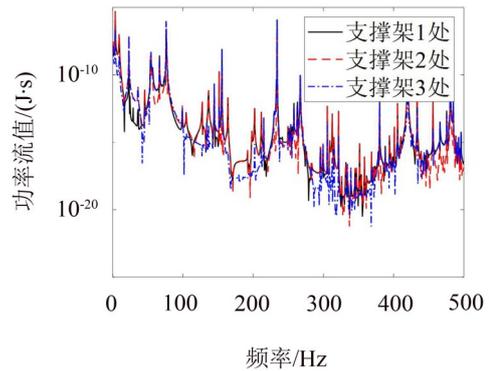


图10 通过3个支撑处圆柱壳的输入功率流

(2) 所提出的频响函数子结构综合法可应用于管路-支撑-壳体耦合系统的动力学建模。

(3) 在垂向激励力下壳体受到的传递力以垂向为主。但考虑到管道传递过程为六向振动传递,仅采用垂向传递力来衡量管路所激励起壳体的振动是不够的,采用功率流可以更全面地反映管路-壳体系统通过多个支撑的振动传递特性。

参考文献:

- [1] ZHU Z, DENG Z. Effect of poisson's ratio on flexural wave propagation in step-beam[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2013, 34(3): 217-225.
- [2] ZANGANEH R, AHMADI, A, KERAMAT A. Fluid-structure interaction with viscoelastic supports during water hammer in a pipeline[J]. Journal of Fluids and Structures, 2015, 54: 215-234.
- [3] LI S, KARNEY B W, LIU G. FSI research in pipeline systems—A review of the literature[J]. Journal of Fluids and Structures, 2015, 57:277-297.
- [4] 顾俊杰, 芮筱亭, 张建新, 等. 基于 Riccati 传递矩阵法的线性树形多体系统特征值求解[J]. 南京理工大学学报, 2018, 42(1):8-17.
- [5] 齐晓燕, 陆清. 基于 ANSYS 的飞机液压管路系统流固耦合分析[J]. 液压与气动, 2015(10): 71-74.
- [6] 赵文俊. 飞机吊挂液压管系振动传递特性研究[D]. 秦皇岛:燕山大学, 2018.
- [7] 刘桂祥. 基于 CFD 和结构有限元双向耦合方法的载流管路流致振动特性研究[J]. 核动力工程, 2016(S2): 24-27.
- [8] 杨庆俊, 董日治, 罗小梅, 等. 泵源与机体共同激励下液压管路振动特性[J]. 液压与气动, 2021, 45(6): 163-170.
- [9] 王晓乐, 孙玲玲, 高阳, 等. 圆柱壳体基础隔振系统导纳功率流特性[J]. 机械工程学报, 2015: 51(11): 48-55.
- [10] 黄修长, 苏智伟, 倪臻, 等. 基于频响函数综合的推进轴系动力学建模与支撑结构参数优化分析[J]. 振动与冲击, 2019, 38(4): 33-39.