

# 含不同速度和密度内流立管横向涡激振动特性研究

段金龙<sup>1</sup>, 周济福<sup>1,2</sup>, 王旭<sup>1,2</sup>, 陈科<sup>3</sup>

(1. 中国科学院流固耦合系统力学重点实验室, 中国科学院力学研究所, 北京 100190,

Email: duanjl@imech.ac.cn)

(2. 中国科学院大学 工程科学学院, 北京 100049)

(3. 上海交通大学 海洋工程国家重点实验室, 上海交通大学, 上海 200240)

**摘要:** 深海油气开发过程中, 海洋立管在输送海洋油气资源的同时, 极易受到海洋内部波流的影响, 从而产生涡激振动现象 (VIV)。本文基于半经验时域预报模型, 建立了含内流海洋立管理论模型, 运用有限元方法对含内流立管控制方程进行离散, 使用 Newmark- $\beta$  逐步积分法求解方程, 并将该模型数值模拟结果与实验结果进行了对比, 验证了模型的准确性, 在此基础上, 研究了含均匀稳定内流海洋立管在不同内流速度和密度下的横向涡激振动响应。结果表明, 随着内流速度和密度的增大, 立管在横向上的最大均方根位移表现出增大的趋势, 特别是当内流速度较大的时候, 横向最大均方根位移明显增大; 立管在横向上的主导振动频率随着内流速度和密度的增大而减小, 并且内流密度的增大会引起模态转换和频率转换。

**关键词:** 半经验时域预报模型; 横向涡激振动响应; 内流; 有限元

## 1 前言

海洋立管作为海洋工程中输送海底油气和矿产混合物的重要部件, 在作业过程中往往会经受波浪和洋流的作用产生涡激振动。随着海洋油气和矿产资源开采不断向深海发展, 立管结构更加长细, 从而导致其在外部环境荷载作用下产生更加复杂的振动响应。近些年来, 对海洋立管在外部环境荷载作用下产生的涡激振动的机理和响应已有大量的研究<sup>[1-3]</sup>。

由于海洋立管在海洋工程中的广泛应用, 因此海洋立管的涡激振动响应引起了国内外学者关注, 特别是针对大长细比的柔性立管<sup>[4-7]</sup>。这些学者主要针对立管涡激振动的振动模态、振动频率以及驻波和行波响应等涡激振动响应进行了充分研究与分析, 并且还运用实验和数值模拟方法对稳定流和剪切流中的海洋柔性立管涡激振动进行研究, 这些研究为我

基金项目: 国家重点基础研究发展规划 (编号: 2017YFC1404200)、国家自然科学基金 (编号: 11972352) 和中国科学院战略性先导科技专项 (编号: XDB22040203, XDA22000000)

们深入理解涡激振动机理和响应奠定了基础。虽然这些研究充分分析了涡激振动机理与响应，但是这些研究主要是针对外流引起的涡激振动响应，而在海洋立管输送海底油气和矿石资源时，内流也会对立管产生重要影响，从而引起更复杂的振动，因此，内流对海洋立管涡激振动的影响不可忽略。

近些年来，考虑内外流共同影响下的海洋立管涡激振动的研究越来越多。当立管内部存在流动的介质，该介质对立管产生作用力，同时影响海洋立管的涡激振动响应。研究证明，内流在一定条件下可以使管道结构失稳<sup>[8]</sup>。因此，一些学者对同时考虑内流和外流的立管涡激振动响应进行了实验和数值模拟研究<sup>[9-13]</sup>，通过这些研究发现，考虑内流的海洋立管涡激振动特性更加复杂，内流的存在可以降低立管涡激振动的频率，改变涡激振动的主导模态等，从而证明了内流对海洋立管涡激振动有着重要影响。

虽然考虑内外流共同作用下的海洋立管涡激振动特性研究已经成为一大研究热点，但是目前仅仅存在少数的对内外流共同作用下海洋立管涡激振动响应的文献报道，因此，对内流影响下的立管涡激振动机理和响应变化的认识还远远不够，所以，本文的目的是研究海洋立管在内流和外流共同作用下的横向涡激振动响应，从而更深入的理解内流影响下的立管涡激振动响应机理，为今后的研究和设计提供给参考。

## 2 数值模拟方法

### 2.1 立管模型

如图 1 所示，立管两端简支并且存在内流 $U_i$ ，同时立管两端受到拉力 $T$ 。因此，考虑内流的立管横向涡激振动控制方程可表示为：

$$(m_r + m_f)\ddot{y} + c\dot{y} + 2m_f U_i \dot{y}' + (m_f U_i^2 - T)y'' + EIy'''' = F_{CF} \quad (1)$$

其中： $m_r$ 和 $m_f$ 为单位长度立管和内流的质量， $c$ 为立管的阻尼系数， $U_i$ 为内流速度， $EI$ 为弯曲刚度， $F_{CF}$ 为外部流体力。

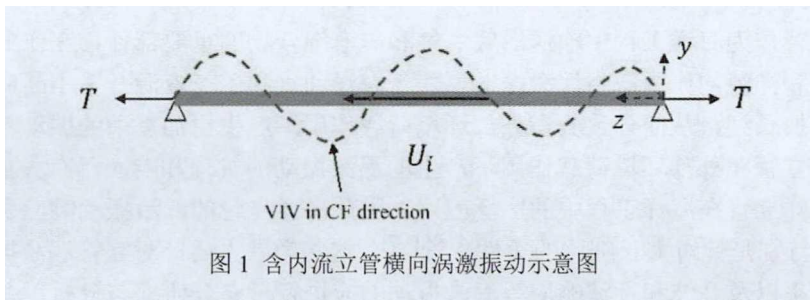


图 1 含内流立管横向涡激振动示意图

### 2.2 水动力模型

水动力模型在横向上可以分解为附加质量力和涡激力：

$$F_{CF} = -m_a \ddot{y} + F_{vor,CF} \quad (2)$$

其中：附加质量 $m_a = C_a m_e$ ，并且附加质量系数 $C_a$ 为 1.0。

在立管上施加外部涡激力之前，首先要先对立管在横向上的激励区和阻尼区进行判定，如图 2，而立管上激励区和阻尼区的判定则是依据无因次激励频率。

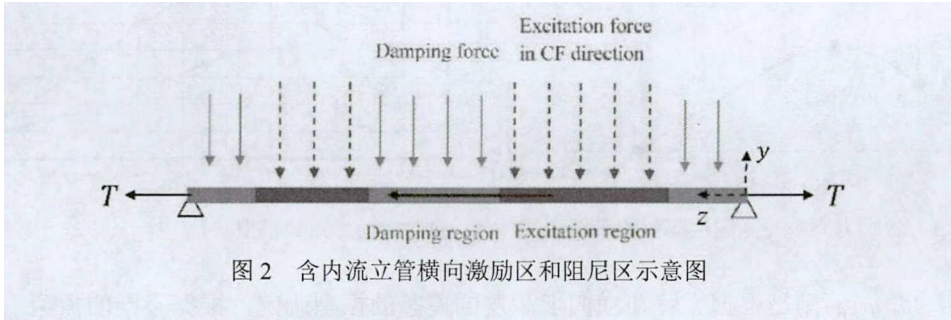


图 2 含内流立管横向激励区和阻尼区示意图

首先建立立管的有限元模型，通过模态分析得到立管的各阶固有频率；结合流场信息，根据方程（3）获得立管各节点在每阶固有频率下的无因次频率。

$$f_{CF,i}^* = \frac{\omega_{CF,i} D_e}{2\pi U_e} \quad (3)$$

其中： $f_{CF,i}^*$ 表示第*i*阶固有频率下的无因次频率， $D_e$ 为立管的水动力直径， $U_e$ 为外部流场流速， $\omega_{CF,i}$ 表示第*i*阶固有圆频率。另外值得注意的是模型中的斯托哈尔数并不是恒定的，因需要根据雷诺数对所用的的斯托哈尔数进行修正<sup>[14]</sup>。

对于立管每阶被激励的固有频率而言，沿立管轴向都存在激励区和阻尼区。涡激振动的半经验频域预报模型 VIVANA 给出了以下判定标准：

$$0.125 \leq f_{CF,i}^* \leq 0.2 \quad (4)$$

可以看出，当立管的第*i*阶无因次激励频率在 0.125~0.2 区间内，立管处于第*i*阶激励频率下的激励区内，相反立管则位于该阶激励频率的阻尼区内。在多频响应情况下，沿立管轴向不同区域内的尾流可以锁定在不同的频率下，然而同一区域内，尾流的锁定频率是唯一的<sup>[15]</sup>。然而，在多频响应下，直接通过式（4）得到的各激励频率的激励区可能发生重叠。针对激励区发生重叠的问题，本文采用等长度退让的方法处理多频响应下激励区发生重叠的问题<sup>[14]</sup>。

在判定立管横向上的激励区和阻尼区之后，其激励区内的第*i*阶激励力可以表示为：

$$F_{ex,CF} = \frac{1}{2} \rho_e D_e U_e^2 C_{L,CF,i} \left[ \frac{A_{CF,i}}{D_e}, f_{CF,i}^* \right] \cos(\omega_{CF,i} \cdot t + \varphi_{CF,i}) \quad (5)$$

其中： $\rho_e$ 为外部流体密度， $C_{L,CF,i} \left[ \frac{A_{CF,i}}{D_e}, f_{CF,i}^* \right]$ 为激励力系数， $\varphi_{CF,i}$ 为相位角。而立管横向激励力系数 $C_{L,CF,i}$ 可以根据同一无因次频率下的激励力系数 $C_L$ 与无因次幅值之间的关系曲线获得（图 3）。关系曲线中 A、B 和 C 的坐标则是基于 Gopalkrishnan(1993)<sup>[16]</sup>刚性圆柱体强迫振荡试验结果获得，如图 4 所示。

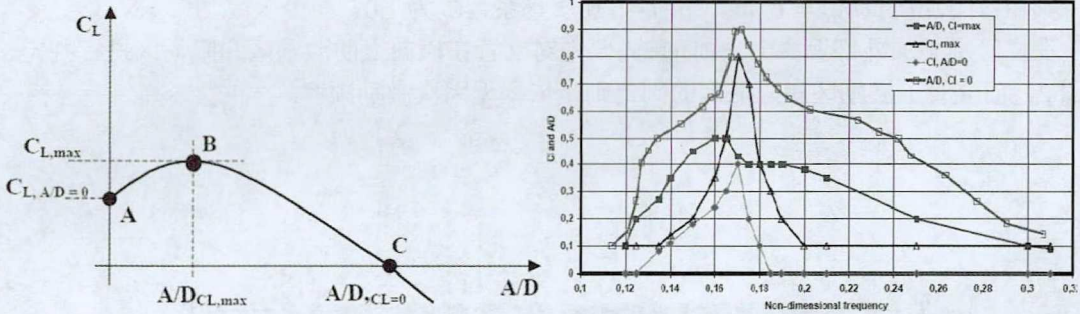


图3 激励力系数与无因次幅值的函数曲线图 4 横向激励力系数模型参数<sup>[14]</sup>

相位角 $\varphi_{CF,i}$ 则是根据立管在横向上激发的模态的振型确定,根据不同的振型,相位角的值可以分别设为0和 $\pi$ 。当立管节点振型的值为正,则 $\varphi_{CF,i} = 0$ ,反之, $\varphi_{CF,i} = \pi$ <sup>[14]</sup>。

立管在阻尼区的阻尼力则采用 Thorsen 等<sup>[17]</sup>提出的水动力阻力模型:

$$F_{damp,CF} = -\frac{1}{2}\rho_e D_e C_1 U_e \dot{y} - \frac{1}{2}\rho_e A_y C_2 \dot{y} |\dot{y}| \quad (6)$$

其中: $F_{damp,CF}$ 为第*i*阶激励频率的阻尼区内的水动力阻力, $C_1$ 和 $C_2$ 为基于实验结果的系数,其值分别为0.485和0.936<sup>[17]</sup>。

本文研究内外流共同作用下的立管涡激振动的基本思路为:在获得立管被激励的各阶频率后,分别模拟计算每阶激励频率下的涡激振动响应,而后将每阶激励频率下响应进行线性叠加,从而得到立管涡激振动的总体响应。本文将采用有限单元法对立管控制方程进行离散,运用 Newmark- $\beta$  逐步积分方法求解方程。

### 3 模型验证

首先,通过将数值计算结果与实验结果进行对比,来研究模型的准确性,本文中选用对比数据为宋磊建的模型实验数据<sup>[18]</sup>,该模型实验的具体参数如表1。并且将不考虑内流立管的横向主导振动频率和位移均方根进行了比较。

表1 模型实验立管参数<sup>[18]</sup>

Parameter	Value
Length $L$ (m)	7.9
Bending stiffness $EI$ ( $N \cdot m^2$ )	1476.76
Outer diameter $D_e$ (m)	0.031
Inner diameter $d_i$ (m)	0.027
Pretension $T$ (N)	3000
Mass per unit $m_r$ (kg)	1.768
Damping ratio $c$ (%)	0.3

如图 5 所示, 在外流流速为 1.6m/s 情况下, 不考虑内流的立管在横向上的位移均方根与实验结果吻合较好, 并且数值模拟和实验中立管涡激振动的主导振动模态都为三阶模态。同时, 数值模拟中立管在横向上的主导振动频率为 8.8Hz (图 6), 而实验中立管在横向上的振动频率为 9.08Hz。由于数值模拟中所选取的附加质量系数和激励系数等原因, 数值模拟结果与实验结果存在一定的误差, 但是误差都在 10%以内, 因此可以说该数值模型模拟立管在横向上的涡激振动特性。

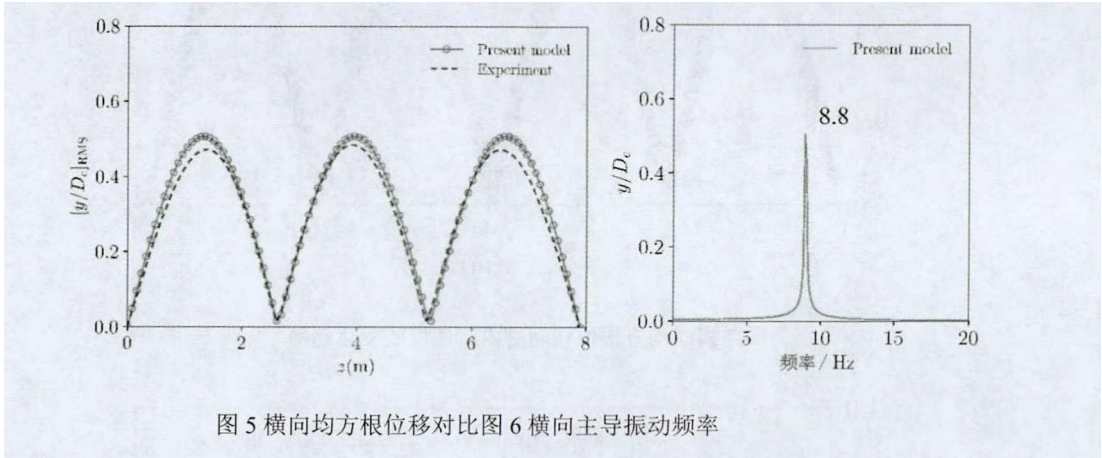


图 5 横向均方根位移对比图 6 横向主导振动频率

## 4 含内流海洋立管横向涡激振动特性

### 4.1 横向均方根位移

首先, 我们来研究立管横向均方根位移随着内流速度增大的变化趋势(图 7)。从图 7 中可以看出, 随着内流速度的增大, 立管在横向上的最大均方根位移是不断增大的, 值得注意的是, 均方根位移的增大在内流速度较大的时候毕竟明显, 而内流速度较小时, 其增大程度一般, 如图 7 所示, 当内流速度从 0m/s 增大到 10m/s 的时候, 立管横向的最大均方根位移是基本不变的, 大约为 0.5, 但是其值是随着内流速度的增大而增大的; 而当内流速度增大到 20m/s 和 40m/s 时, 立管横向的最大均方根位移显著增大, 增大后的值大约分别为 0.58 和 0.65。立管横向最大均方根位移的增大是由于内流对立管涡激振动产生了影响, 当立管内部有流体流动时, 内流的存在和运动导致立管结构系统输入更多的能量, 当立管涡激振动响应达到平衡状态, 立管在横向上以更大的振幅产生振动。

而立管横向上均方根位移随着内流密度的变化如图 8 所示, 从图 8 中可以看出, 立管在横向上的最大均方根位移随着内流密度的增大表现出一个增长趋势, 当内流密度为  $1000\text{kg/m}^3$  时, 立管在横向上的最大均方根位移大约为 0.4, 当立管内流的密度增大到  $3000\text{kg/m}^3$  时, 其值超过 0.6。立管横向上最大均方根位移随着内流密度的增大而增大同样是由于内流密度增大, 输入立管系统的能量增多导致, 最终立管在横向上出现更大振幅的涡激振动响应。



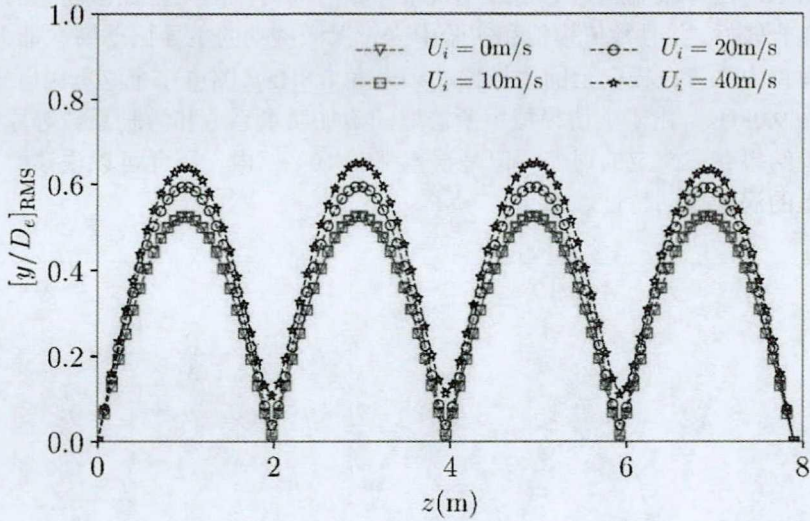


图7 横向均方根位移随着内流速度的变化趋势

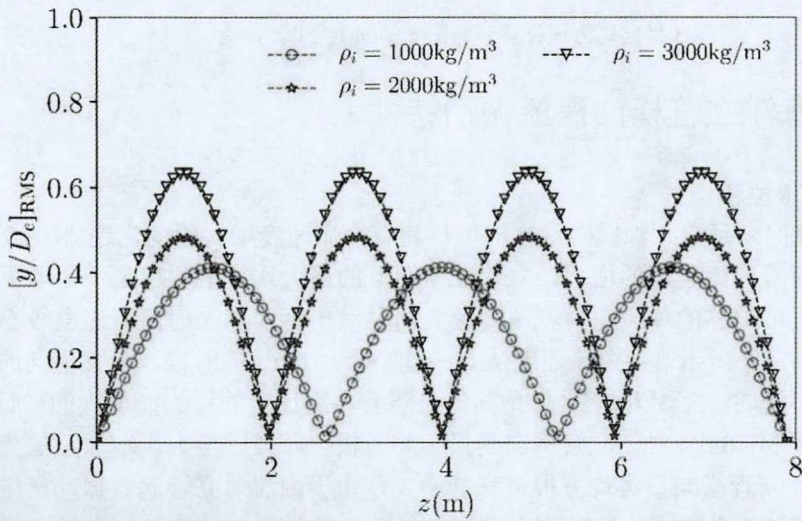


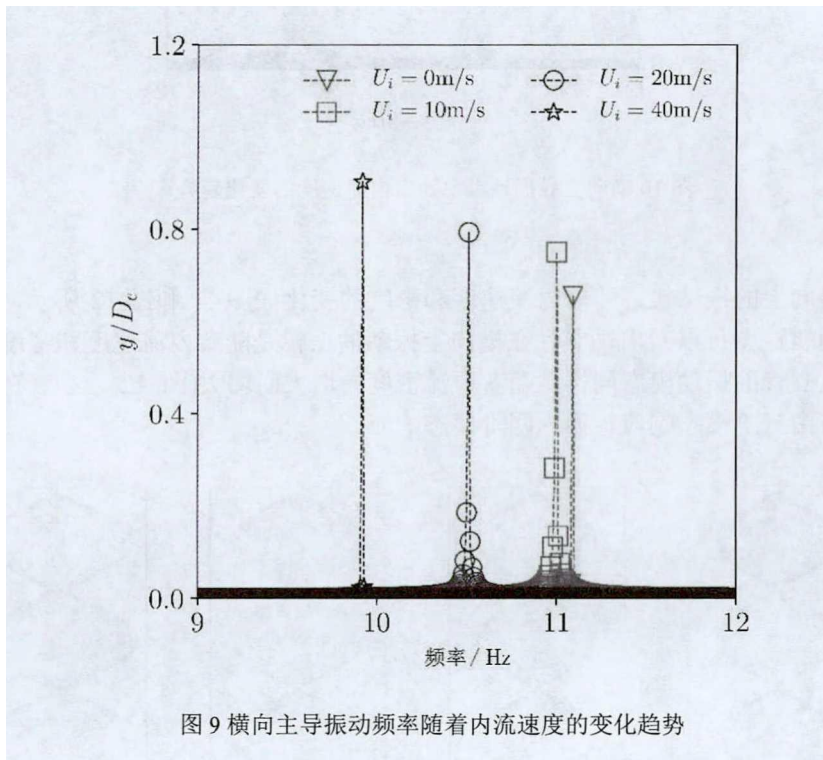
图8 横向均方根位移随着内流密度的变化趋势

另外值得注意的是,在本研究中,立管的主导振动模态在内流速度的影响下并没有改变,Duan等<sup>[10]</sup>证明了随着内流速度的增大,立管在横向上的主导模态是增大的,但是这种模态转换只是在内流速度较大的时候发生,显然,本研究中内流速度还没有引起立管在横向上振动的模态转换。而相反,立管内流的密度增大则容易对立管在横向上的振动主导模态产生影响,如图8所示,当立管内流密度为 $1000\text{kg/m}^3$ 时,立管在横向上的主导模态为三阶振动响应;当立管内流密度增大到 $2000\text{kg/m}^3$ 和 $3000\text{kg/m}^3$ 时,立管在横向上发生振动

模态转化, 变为四阶模态主导响应。发生模态转换的原因是立管内流密度的变化改变了立管结构的刚度, 从而引起模态转换现象。

#### 4.2 主导振动频率

图 9 和图 10 展示了随着内流速度和密度的增大, 立管在横向上主导频率的变化规律。从图 9 可以看出, 立管在横向上的主导振动频率是随着内流速度的增大而减小的。当立管内流速度从 0m/s 增大到 10m/s 时, 立管横向主导振动频率是减小的, 不过其减小的幅度较小; 而当内流速度增大到 20m/s 和 40m/s 时, 立管横向的主导振动频率随着内流速度的增大明显降低, 分别降低到 10.5Hz 和 9.05Hz。出现这种现象的原因是当立管内存在内流时, 立管的固有频率随着内流速度的增大而降低, 立管涡泻频率在特定的内流速度下锁定到新的减低的固有频率, 从而引起在此频率下的涡激振动响应, 因此, 立管的横向主导频率随着内流速度的增大而降低。



而立管横向上的主导振动频率则发生频率转换, 如图 10 所示。当立管内流密度为  $1000\text{kg/m}^3$  时, 立管在横向上的主导振动频率约为 8Hz, 当立管内流密度增大到  $2000\text{kg/m}^3$  时, 其频率转换到 11.5Hz。出现这种现象的原因与固有频率的降低有关, 随着内流密度的增大, 立管固有频率降低, 从而导致内流密度增大的立管的横向涡激振动响应与新的固有频率锁定, 因此, 立管在横向上发现频率转换, 值得注意的是, 立管的频率转换与模态转换时同时发生的。

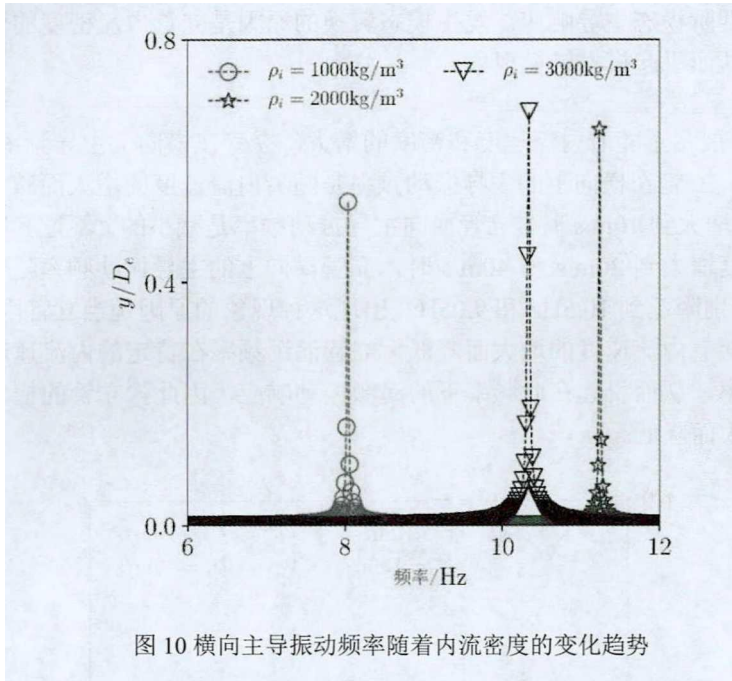


图 10 横向主导振动频率随着内流密度的变化趋势

#### 4.3 振动轨迹

立管在横向上的振动轨迹随着内流速度和密度的变化如图 11 和图 12 所示，从立管在横向上的振动轨迹图可以看出，立管在横向上振动的振幅是随着内流速度和密度的增大而增大的；并且立管的振动模态同样是随着内流密度的增大而增大(图 12)，立管在横向上的主导振动模态由三阶模态响应转换为四阶模态响应。

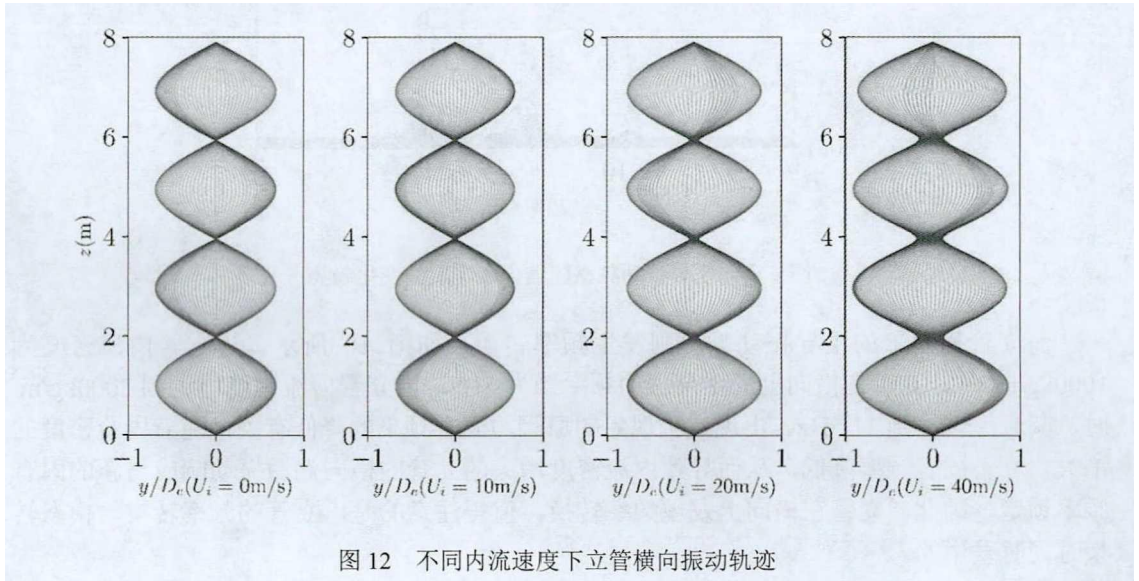
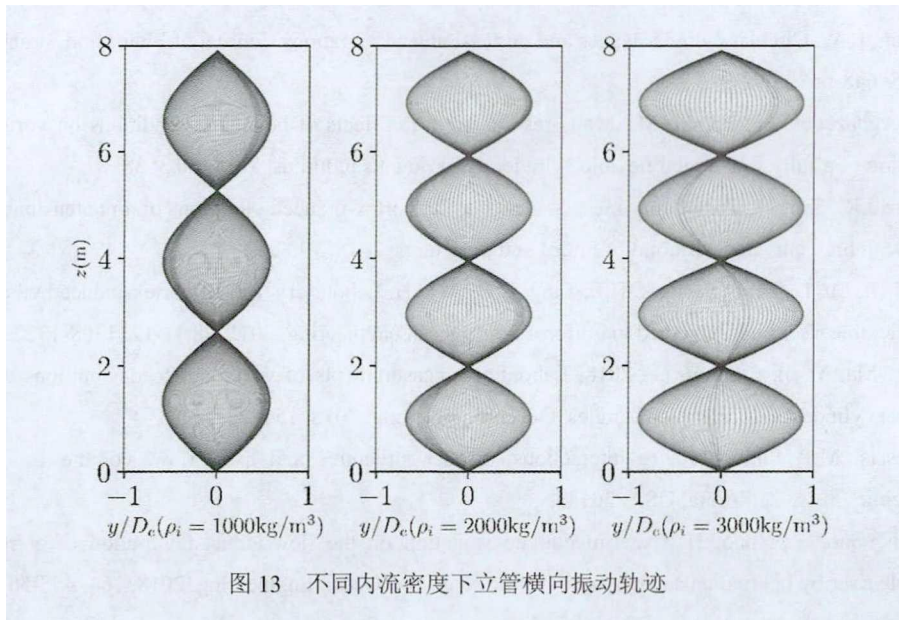


图 12 不同内流速度下立管横向振动轨迹





## 5 结论

基于 Zhang 等<sup>[14]</sup>提出的半经验时域预报模型, 本文研究了含内流海洋立管在稳定流中横向上的涡激振动响应, 并且对一些典型的涡激振动特征随着内流速度和密度的变化规律进行了分析和讨论, 如立管在横向上的均方根位移、主导振动模态和频率以及振动轨迹等。

研究发现, 随着内流速度和密度的增大, 内流对立管系统输入更多的能量, 从而导致立管在横向上的最大均方根位移表现出增大的趋势, 特别是当内流速度较大的时候, 横向最大均方根位移明显增大; 由于立管内流速度和密度增大导致了立管固有频率降低, 所以立管在横向上的主导振动频率随着内流速度和密度的增大而减小, 并且值得注意的是内流密度的增大更容易对立管在横向上的振动模态和振动频率产生影响, 从而引起模态转换和频率转换。

本文研究初步探讨了含内流海洋立管横向涡激振动响应在不同的内流速度和密度下的变化规律, 获得了一些有意义的新的研究成果, 可为今后深入研究内外流耦合作用下海洋立管涡激振动特性机理和变化规律提供参考。

## 参考文献

- 1 Sarpkaya, T. A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. *Journal of fluids and structures*, 2004, 19.4: 389-447.
- 2 Williamson, C. H. K., R. Govardhan. A brief review of recent results in vortex-induced vibrations. *Journal of Wind engineering and industrial Aerodynamics*, 2008, 96.6-7: 713-735.

- 3 Bearman, P. W. Circular cylinder wakes and vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27.5-6: 648-658.
- 4 Seyed-Aghazadeh, B., Edraki, M., Modarres-Sadeghi, Y. Effects of boundary conditions on vortex-induced vibration of a fully submerged flexible cylinder. *Experiments in Fluids*, 2019, 60.3: 38.
- 5 Chaplin, J.R., King, R. Laboratory measurements of the vortex-induced vibrations of an untensioned catenary riser with high curvature. *Journal of Fluids and Structures*, 2018, 79: 26-38.
- 6 Song, J.N., Lu, L., Teng, B., Park, H.I., Tang, G.Q., Wu, H. Laboratory tests of vortex-induced vibrations of a long flexible riser pipe subjected to uniform flow. *Ocean engineering*, 2011, 38.11-12: 1308-1322.
- 7 Xu, W., Ma, Y., Ji, C., Sun, C., 2018. Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a yawed flexible cylinder at different yaw angles. *Ocean Engineering*, 2018, 154: 27-42.
- 8 Paidoussis, M.P. *Fluid-structure interactions, slender structures and axial flow*. volume 1. second ed., Academic Press, California, USA, 2014.
- 9 Zhu, H., Gao, Y., Zhao, H. Experimental investigation on the flow-induced vibration of a free-hanging flexible riser by internal unstable hydrodynamic slug flow. *Ocean Engineering*, 2018, 164: 488-507.
- 10 Duan, J., Chen, K., You, Y., Li, J. Numerical investigation of vortex-induced vibration of a riser with internal flow. *Applied Ocean Research*, 2018, 72: 110-121.
- 11 Meng, S., Zhang, X., Che, C., Zhang, W. Cross-flow vortex-induced vibration of a flexible riser transporting an internal flow from subcritical to supercritical. *Ocean engineering*, 2017, 139: 74-84.
- 12 Jiang, T., Liu, Z., Dai, H., Wang, L., He, F. Nonplanar multi-modal vibrations of fluid-conveying risers under shear cross flows. *Applied Ocean Research*, 2019, 88: 187-209.
- 13 Wang, L., Jiang, T.L., Dai, H.L., Ni, Q. Three-dimensional vortex-induced vibrations of supported pipes conveying fluid based on wake oscillator models. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 422: 590-612.
- 14 Zhang M , Fu S , Song L , et al. A time domain prediction method for the vortex-induced vibrations of a flexible riser[J]. *Marine Structures*, 2018, 59(may):458-481.
- 15 Bourguet R, Karniadakis GE, Triantafyllou MS. Vortex-induced vibrations of a long flexible cylinder in shear flow. *Journal of fluid mechanics*, 2011, 677: 342-382.
- 16 Gopalkrishnan, R. *Vortex-induced forces on oscillating bluff cylinders*. Ph. D thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, USA, 1993.
- 17 Thorsen, M. J., Sævik, S., Larsen, C. M. A simplified method for time domain simulation of cross-flow vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, 49: 135-148.
- 18 宋磊建, 涡激振动状态下的柔性立管水力特研究[D].上海: 上海交通大学, 2016.

## **Cross-flow vortex-induced vibration of a fluid-conveying riser with various internal flow velocities and densities**

DUAN Jin-long<sup>1</sup>, ZHOU Ji-fu<sup>1,2</sup>, WANG Xu<sup>1,2</sup>, CHEN Ke<sup>3</sup>

(1.CAS Key laboratory for Mechanics in Fluid Solid Coupling Systems, Institute of Mechanics, Beijing 100190, China. Email: duanj1@imech.ac.cn)

(2.School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

(3.State Key Laboratory of Ocean Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** Due to the external environmental conditions, vortex-induced vibration (VIV) easily occurs while the riser transports resources during gas and oil exploration. Based on the semi-empirical time domain model, a prediction model for VIV considering internal flow is established. Then the governing equation is discretized and solved by finite element method and Newmark- $\beta$  method. Validation is made to examine the accuracy of our model. Correspondingly, VIV dynamics of a flexible riser with different internal flow velocities and densities is investigated. The results show that with the increase of the internal flow velocity and density, the root mean square (RMS) displacement in CF direction shows an increasing trend, especially for the high internal flow velocity. Furthermore, the CF dominating frequency decreases while the internal flow velocity and density are increased. In addition, mode and frequency transitions are detected with the increase of the internal flow density.

**Key words:** A semi-empirical time domain model; Cross-flow vortex-induced vibration; Internal flow; Finite element method