

变张力作用下张紧式立管涡激振动的数值模拟

王哲, 邓迪, 万德成*

(上海交通大学, 海洋工程国家重点实验室, 船舶海洋与建筑工程学院, 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海, 200240, Email: dcwan@sjtu.edu.cn)

摘要: 深海柔性立管的涡激振动问题一直以来广受关注, 顶端平台的垂荡运动会对立管自身的涡激振动响应产生较大影响。本研究将立管简化为两端简支梁, 将平台垂荡运动简化为随时间变化的顶端张力, 基于开源 CFD 软件 OpenFOAM 自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器, 对不同幅值和频率变张力作用下立管的振动成分进行分解, 并与恒定张力工况进行比较。结果表明, 顺流向变张力的频率成分随激励幅值的增大而增大, 随激励频率的增大而减小, 涡激振动成分不受影响。在横流向, 结构振动响应除变张力与自身涡激振动之外, 还体现出亚谐振动和差频振动。涡激振动成分在二阶固有频率激励下达到峰值, 亚谐振动在三阶固有频率激励下产生共振。

关键词: 涡激振动; 变张力; viv-FOAM-SJTU 求解器; 切片法

1 引言

深海立管是连接水面平台与海底井口的重要通道, 深海立管的涡激振动问题长期受到海洋工程领域的关注。在一定来流作用下, 立管两侧产生周期性的漩涡泻放, 从而产生周期性的脉动压力, 引发立管结构的剧烈振动。在复杂多变的海洋环境载荷作用下, 深海立管表现出复杂的动力学特性。尤其是与深海浮式平台相连接的立管结构, 顶端平台的大幅晃动与自身涡激振动相互耦合, 对立管的安全生产造成了严重影响。本研究着眼于平台垂荡运动的影响, 将其简化为轴向变化的顶张力, 同时以欧拉—伯努利梁模型模拟立管结构, 数值模拟研究变张力作用下的立管涡激振动问题。在结构动力学领域, 这一问题也成为参激振动。

深海立管与顶端平台通常通过张紧环连接, 起到弹簧的作用, 一方面便于施加轴向顶张力, 另一方面也避免平台垂向运动直接撞击立管结构。由于弹簧刚度远小于立管轴向刚

度，因此在模型尺度下通常近似忽略轴向变形，将其简化为随时间变化的轴向张力，计算模型如图 1 所示。

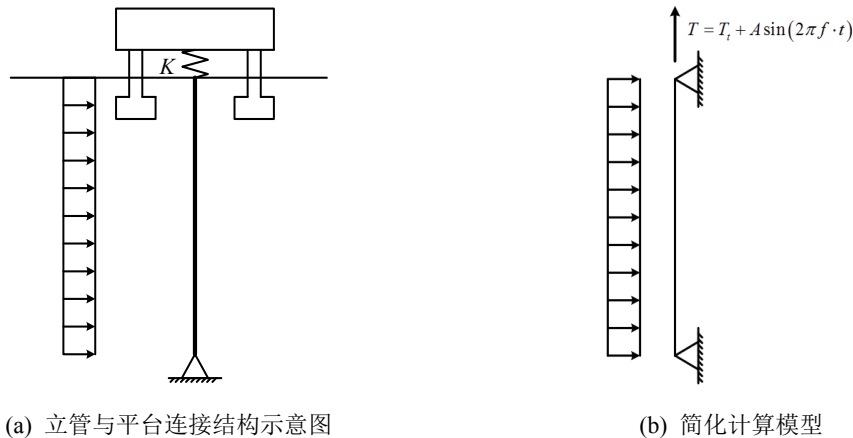


图 1 计算模型示意图

平台垂荡运动诱发立管系统的内共振，加剧了结构自身的涡激振动响应，出现了新的激励频率成分。针对这一问题，国内外很多专家学者都曾作出讨论，尤其是对于结构稳定性的研究相对完善。Chatjigeorgiou 和 Mavrakos^[1-3]分别采用多尺度方法和数值方法分析细长柔性结构的稳定性问题，并讨论阻尼对稳定性的影响。结果表明，细长柔性结构失稳主要出现在一阶不稳定区，高阶失稳可能性较小，阻尼可以显著减小不稳定区的大小。Kuiper 等^[4]采用 Floquet 理论，分别讨论了一般的参激振动稳定性问题和剧烈海况下，立管底部出现负张力从而产生局部屈曲而导致的失稳问题。除稳定性问题之外，唐友刚等^[5]建立柔性立管参激-涡激耦合振动计算模型，计算剪切流下立管振动响应特性。结果表明，参数激励对立管振动产生周期性影响，横流向振动出现 0.5 倍亚谐振动频率成分。陈伟民等^[6]考虑参激-涡激耦合激励，采用有限元方法离散立管模型。结果表明，立管振动响应幅值随振动模态阶数的降低而增大，同时出现模态转换现象。

可以看出，上述研究通过简支梁模型模拟柔性立管，运用有限元模型离散结构并求解结构动力学方程，对变张力（参数激励）作用下立管涡激振动问题作出大量讨论。但是，上述研究通过经验公式计算的流体力存在诸多简化，对立管结构所受随时间变化的非线性升/阻力的模拟存在误差，不能很好地反映来流与立管间复杂的非线性相互作用关系。此外，从研究内容上来看，关于细长柔性立管的参激稳定性问题已得到充分讨论，同时对于振动响应特性的频域分析也有较多成果。但是，对于变张力作用下振动成分分解的机理性研究较少。

基于上述分析，本研究采用课题组基于开源 OpenFOAM 自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器，运用 CFD 方法计算流体力以及流体与结构物的相互作用关系，在一定程度上减少

了经验公式的局限性。第 2~3 节将对本文所用的数学模型和计算模型进行介绍，第四从不同振动频率成分的能量大小关系讨论变张力作用下的结构内共振。最后，第五节对本文得到的结论进行总结。

2 数学模型

2.1 流场计算模型

流场采用黏性不可压缩流体，通过雷诺平均 N-S 方程 (RANS) 和 SST $k-\omega$ 湍流模型求解流场。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu \bar{S}_{ij} - \rho \bar{u}_i' \bar{u}_j') \quad (2)$$

2.2 结构场计算模型

立管结构简化为两端简支的梁模型，使用有限元方法离散模型，并通过 Newmark- β 法分别在顺流向和横流向求解结构动力学方程。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (3)$$

结构阻尼使用瑞利阻尼模型^[7]表示， f_{ni} 为立管固有频率， ζ 为阻尼比，取 0.03。

$$C = \alpha M + \beta K \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} = \frac{2\zeta}{f_{n1} + f_{n2}} \begin{bmatrix} 2\pi f_{n1} f_{n2} \\ 1/2\pi \end{bmatrix} \quad (5)$$

K 表示刚度矩阵。顶张力 T 在顶端平台垂荡运动的影响下随时间变化，同时受重力和浮力的作用沿立管轴向空间变化：

$$T(z, t) = T_t - \omega_s(L - z) + A \sin(2\pi f \cdot t) \quad (6)$$

2.3 切片模型与流固耦合求解

考虑到立管模型大长细比的特性，直接求解三维流场需要耗费较大的计算资源，因此采用切片模型简化计算。沿立管轴向等间距设置若干二维切片，每个切片的网格结构相同。在每个时间步，通过 CFD 方法求解每个切片中的流体力，通过插值模块传递至结构场。通过求解结构动力学方程计算立管模型的位移响应，传递至切片流场更新网格变形，求解流体力，实现时间步的推进。由此，实现了流场与结构场的流固耦合求解过程。

该方法是求解该类问题的一种简化模型，计算效率更高，该方法的有效性已有论述^[8]，

这里不再赘述。切片模型求解流程与网格划分如图 2 所示。

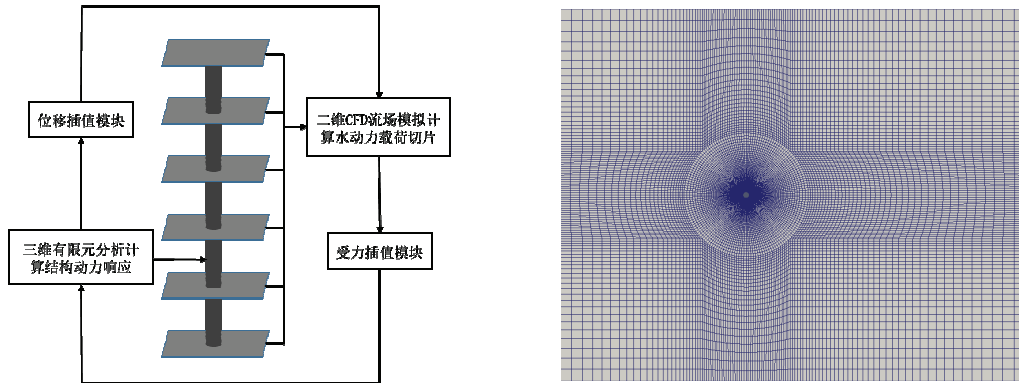


图 2 切片法流固耦合计算模型（左）与单个切片网格划分（右）

基于上述数学模型，运用课题组自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器，对变张力作用下的顶张力立管涡激振动问题进行数值模拟研究。求解器的可靠性验证在之前的论文中已有介绍^[9-10]，在此不再进行。

3 计算模型

本研究数值计算采用的立管模型及工况主要参数如表 1 所示。

表 1 立管模型结构参数表

参数	符号	数值	单位
长度	L	14	m
直径	D	0.028	m
弯曲刚度	EI	29.88	$N \cdot m^2$
顶张力均值	\bar{T}	1610	N
变张力	A	$\pm 0, \pm 200, \pm 500, \pm 800$	N
平台垂荡频率	f	1.14, 2.29, 3.44, 4.57	Hz

本研究设置均匀来流，流速 0.4m/s，轴向张力以正弦形式变化，共设置 8 个算例，分别是恒定张力下纯涡激振动；在变张力幅值 500N 的情况下以 1.14Hz、2.29Hz、3.44Hz 和 4.57Hz 三种频率变化；在 2.29Hz 变化的情况下，分别以 200Hz、500Hz 和 800Hz 3 种幅值变化。所选 4 种频率代表立管前四阶固有频率。

4 计算结果

4.1 变张力作用下的振动成分分解

本文首先选取典型工况，说明通过频谱图分解振动成分的过程。对于大长细比的柔性结构物，参数激励与结构物自身的涡激振动产生共振，衍生出更多的振动频率成分。

图 3 给出了在 $A = 500\text{N}$ 、 $f = 3.44\text{Hz}$ 的工况下，顺流向与横流向振动位移的频谱图。由图 3（左）可知，立管在顺流向的振动成分相对单一，以参数激励的成分为主，涡激振动的频率成分几乎无法体现（ 7Hz ）。图 3（右）给出了立管在横流向的振动频谱图，体现了较多的振动成分，除参激成分和涡激成分之外，还包括差频成分和 0.5 倍亚谐振动成分。由于自身的多模态振动特性，自身涡激振动体现出两种频率成分。立管的涡激振动频率成分通过恒定张力算例得到。

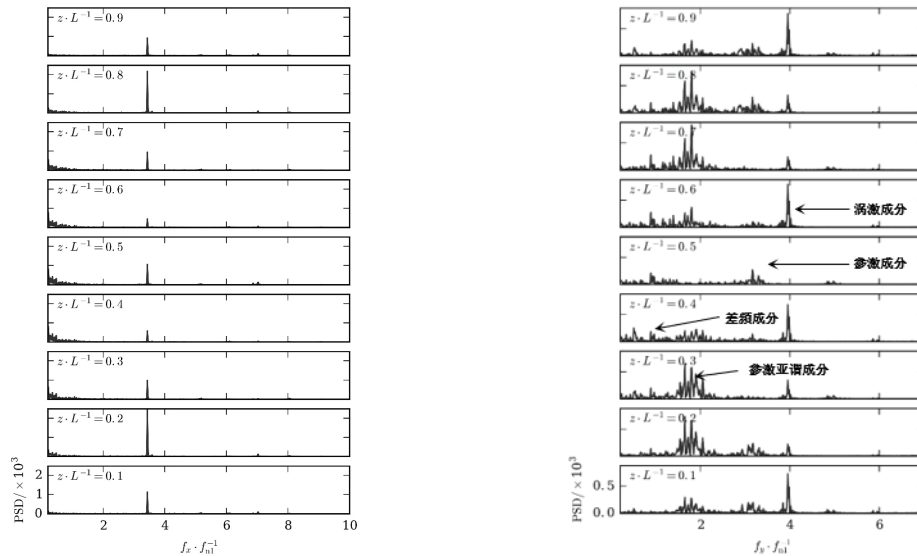


图 3 $A = 500\text{N}$ 、 $f = 3.44\text{Hz}$ 工况下顺流向（左）与横流向（右）位移频谱

4.2 不同工况结果对比

顺流向计算结果相对清晰，没有出现复杂的振动成分，结果如图 4 所示。两幅图分别代表不同幅值（N）和不同频率（Hz）变张力作用下的计算结果。横坐标表示不同参数，纵坐标表示能量。图中涡激 1 和涡激 2 表示涡激振动的不同振动频率。在恒定张力计算时，立管由于长细比较大出现多模态振动特性，顺流向振动频率存在多个峰值。

由于沿立管轴向总计 20 个切片，不同切片上同一频率成分的能量可能不同。例如，在图 3（右）中， 1.7Hz 、 3.44Hz 和 4Hz 的振动成分在不同切片明显不同，这是由于立管结构的振动模态所致，能量分布小的位置为模态的驻点。因此，在比较不同频率成分的能量大

小时，仅考虑单一切片的能量分布是不合理的。本研究考虑所有切片，对于某一频率成分，取所有切片中能量最大的一个参与比较。

由图 4（左）可知，参激振动（即变张力）的频率成分随激励幅值的增大而增大，这与经验相符合。同时注意到，自身涡激振动的频率成分不受影响。对比不同变张力频率的计算结果，如图 4（右）所示，以立管 1 阶固有频率激励时，参激的能量最大，同时自身的涡激振动成分不受影响。变张力与一阶固有频率发生共振的原因可作如下解释：立管在来流作用下顺流向本身存在弯曲，降低了结构物在垂直方向的刚度。当施加一阶固有频率的变张力时，可以想象对一个弯曲的梁施加垂直方向的作用力，会对结构物本身产生显著影响，这是低阶频率激励产生的必然现象。而高阶频率激励由于张力变化较快，所产生的影响尚未充分发展张力已经改变，因而没有产生较大的振动响应。

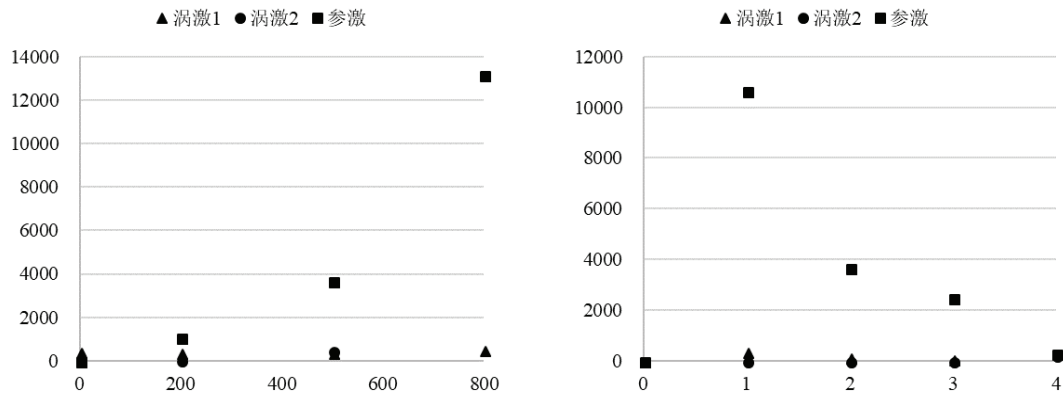


图 4 不同变张力幅值（左图）、频率（右图）下顺流向振动频率成分分解

图 5 展示了在不同幅值和不同频率变张力作用下，横流向振动的计算结果。相比于顺流向的计算结果（图 4），横流向产生了更丰富的频率成分。除了施加的变张力和自身涡激振动的频率成分之外，还出现了 0.5 倍亚谐振动和差频振动。图中“涡激 1”和“涡激 2”与顺流向相同，分别表示多模态涡激振动下不同的涡激频率成分。

比较不同幅值变张力作用下的振动成分（图 5（左）），变张力引起的参激成分随幅值的增大而增大，同时注意到，自身涡激振动的能量同样在增大，与顺流向的计算结果不同。变张力作为一种“扰动”，当外激励变大之后，立管结构变得不稳定，使得自身涡激振动成分能量增大。

比较不同频率变张力作用下的振动成分（图 5（右）），比较明显的特征是“参激”的能量成分变得不突出，而“涡激 1”、“涡激 2”和“参激亚谐”的能量变得非常突出，尤其是在以二阶和三阶固有频率变化的激励下。二阶固有频率作用下的“涡激 2”能量最高，振动响应最大，这与 Chatjigeorgiou 等^[3]的结论相符合。同时，亚谐振动是参数激励中的典型现象，尤其是在横流向振动中，是不可忽视的一部分。在三阶固有频率达到峰值，是因为三阶固有频率

的亚谐振动与自身涡激振动频率接近，产生共振。

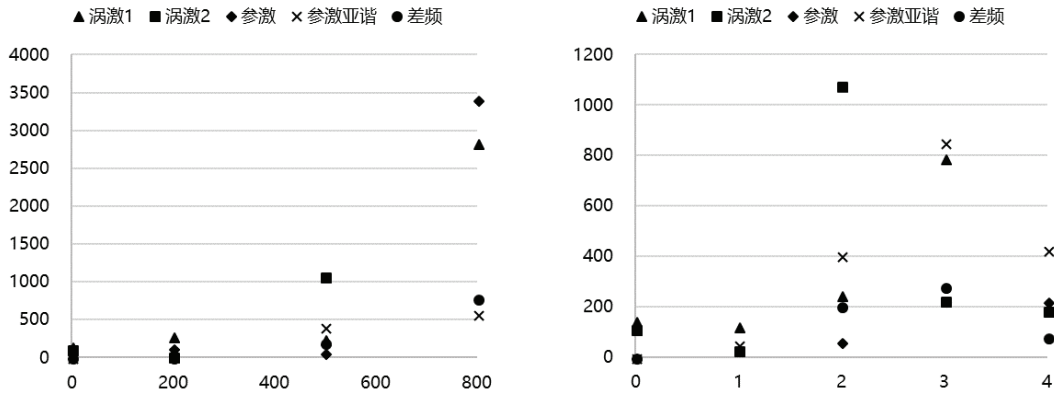


图5 不同变张力幅值（左图）、频率（右图）下横流向振动频率成分分解

5 结论

本研究基于自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器，研究变张力作用下立管涡激振动不同频率成分能量的变化规律。首先以变张力幅值 500N、变张力频率 3.44Hz 的工况为例，说明变张力作用下，顶部张紧式柔性立管除原有涡激振动之外，会产生更丰富的振动频率成分，尤其是在横流向会出现 0.5 倍亚谐振动和差频振动。之后，选取不同幅值和不同频率的变张力，比较不同工况下的振动响应。相比之下，顺流向的计算结果相对清晰，除自身涡激振动成分之外仅出现了变张力的频率成分。变张力的成分随激励幅值的增大而增大，随频率的增大而减小。横流向出现多种频率成分，变张力的成分随幅值的增大而增大。在不同频率的工况中，变张力激发了系统内共振，使得涡激振动自身的振动变得更加剧烈。涡激振动成分在二阶固有频率变张力作用下达到峰值，参激亚谐振动在三阶固有频率变张力作用下达到峰值。

对变张力作用下，顶部张紧式柔性立管的振动频率分解，可以更有效的识别计算结果中不同频率成分的来源，以及在不同工况下振动响应的大小。在工程设计中，可以更有效的避开不同振动频率成分，避免产生共振从而威胁海洋结构物的安全工作。

致谢

本工作获得国家自然科学基金项目(51490675, 11432009, 51579145)、长江学者奖励计划(T2014099)，上海高校东方学者特聘教授岗位跟踪计划(2013022)，上海市优秀学术带头人计划(17XD1402300)，以及工信部数值水池创新专项 VIV/VIM 项目(2016-23/09)资助。在此一并表示衷心感谢。

参 考 文 献

- 1 Chatjigeorgiou I.K, Mavrakos S A. Bounded and unbounded coupled transverse response of parametrically excited vertical marine risers and tensioned cable legs for marine application. *Applied Ocean Research*, 2002, 24(6): 341-354.
- 2 Chatjigeorgiou I.K. On the parametric excitation of vertical elastic slender structures and the effect of damping in marine applications. *Applied Ocean Research*, 2004, 26(1): 23-33.
- 3 Chatjigeorgiou I.K., Mavrakos S.A. Nonlinear resonances of parametrically excited risers-numerical and analytical investigation for $\Omega=2w_1$. *Computers and Structures*, 2008, 83(8): 560-573.
- 4 Kuiper G.L., Brugmans J., Metriknie A.V. Destabilization of deep-water risers by a heaving platform. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 310(3): 541-557.
- 5 唐友刚, 邵卫东, 张 杰, 等. 深海顶张力立管参激-涡激耦合振动响应分析. *工程力学*, 2013,30 (5): 282-286.
- 6 陈伟民, 李依伦, 姜春晖, 等. 深水浮式平台垂荡运动与水下柔性立管涡激振动的动力耦合. *海洋工程*, 2016, 34 (3): 1-9+79.
- 7 Clough, R.W., Penzien, J. *Dynamics of Structures*. Berkeley , Computers & Structures, Inc., 3rd Ed., 2013.
- 8 Willden R.H.J., Graham. J.M.R. Multi-modal Vortex-Induced Vibrations of a vertical riser pipe subject to a uniform current profile. *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 2004, 23: 209-218.
- 9 Muyu Duan, Decheng Wan, Hongxiang Xue. Prediction of response for vortex-induced vibrations of a flexible riser pipe by using multi-strip method. *Proceedings of the Twenty-sixth (2016) International Ocean and Polar Engineering Conference*. Rhodes, Greece, June 26-July 1, 2016.
- 10 Bowen Fu, Lu Zou, Decheng Wan. Numerical study of vortex-induced vibrations of a flexible cylinder in an oscillatory flow. *Journal of Fluids and Structures*. 2018, 77: 170-181.

Vibration decomposition of vortex induced vibration of top tensioned riser under variable tension

WANG Zhe, DENG Di, WAN De-cheng*

(State Key Laboratory of Ocean Engineering, School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai, 200240. Email: dcwan@sjtu.edu.cn)

Abstract: Vortex-induced vibration of deep-sea flexible risers has long been a concern. Heave motions of the top platform have a significant impact on the VIV of the riser. In this paper, the riser model is simplified as a beam simply supported at both ends. The heave motion of the

platform is simulated as the time-varying tension. Numerical simulations are based on the in-house CFD code viv-FOAM-SJTU solver, which is developed based on OpenFOAM. The variable tension varies in amplitude and frequency. The vibration component of the riser is decomposed and compared with a constant tension case. The results show that the frequency component of the variable tension in the in-line direction increases with the increase of the excitation amplitude and decreases with the increase of the excitation frequency, while the VIV component is not affected. In the cross-flow direction, the structural vibration response, in addition to the variable tension and VIV, also exhibits sub-harmonic vibration and differential-frequency vibration. The VIV component peaks at the second-order natural frequency excitation, and the sub-harmonic vibration resonates at the excitation of the third-order natural frequency.

Key words: VIV; Variable tension; viv-FOAM-SJTU solver; Strip method.