

上海交通大学硕士学位论文

平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动
数值分析

硕士研究生：王 哲

学 号：116010910108

导 师：邹璐 讲师

申 请 学 位：工学硕士

学 科：船舶与海洋工程

所 在 单 位：船舶海洋与建筑工程学院

答 辩 日 期：2019年1月11日

授予学位单位：上海交通大学

Dissertation Submitted to Shanghai Jiao Tong University
for the Degree of Master

**Numerical Analysis of Vortex-Induced Vibration of
Top-Tensioned Risers under Platform Heave Motions**

Candidate:	Wang Zhe
Student ID:	116010910108
Supervisor:	Lecturer Zou Lu
Academic Degree Applied for:	Master of Science in Engineering
Speciality:	Naval Architecture and Ocean Engineering
Affiliation:	School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering
Date of Defence:	Jan. 11 th , 2019
Degree-Conferring-Institution:	Shanghai Jiao Tong University

平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动数值分析

摘要

海洋油气资源开发技术长期受到大量专家学者的广泛关注。作为海洋油气生产系统的重要部分之一，海洋立管是连接海面平台与海底井口的重要通道，也是平台结构中最薄弱的环节之一。海洋立管在海洋环境载荷作用下，可能会出现涡激振动现象。随着浮式平台的大量采用，顶端平台具有相对较大的运动幅度。平台运动会对立管自身的涡激振动特性产生较大影响。本文从平台垂荡运动入手，在课题组基于开源 CFD 平台 OpenFOAM 自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器基础上引入平台垂荡运动的影响，对顶张力立管的涡激振动响应进行数值分析工作。

本文首先对课题组已有的 viv-FOAM-SJTU 求解器进行扩展，引入平台垂荡的影响。本文将平台垂荡转化为随时间变化的轴向张力，并假设顶张力随时间以正弦形式变化，通过垂荡幅值、垂荡频率和初始相位角三个参数定义轴向张力的变化情况。完成对求解器的扩展之后，本文选取三个标准模型试验，设置与试验相同的工况进行计算。计算结果与试验吻合良好，验证了求解器的准确性。

之后，本文选取典型变张力工况，并通过等效原理选取对应的两个恒定张力工况，分别进行数值模拟，分析立管振动位移、频率成分和振动模态等特性的变化情况，并分别对顺流向和横流向的位移和曲率指标进行结果对比。结果表明，平均位移和平均曲率主要取决于预张力大小，而位移标准差和曲率标准差则决定于平台垂荡。

最后，本文对所研究问题进行参数分析，讨论垂荡幅值和垂荡频率对立管涡激振动的影响。结果表明，平台垂荡显著增强了立管自身涡激振动。振动幅值随垂荡幅值的增大而增大，且平台垂荡的影响随

流速的增大而逐渐减弱。平台低频垂荡可直接控制立管顺流向振动频率，立管呈现出明显的周期性振动，明显放大振动位移。高频激励一定程度上可抑制位移幅值，但会显著放大立管曲率，加剧疲劳损伤的影响。

关键词：涡激振动，平台垂荡运动，计算流体力学，viv-FOAM-SJTU求解器

NUMERICAL ANALYSIS OF VORTEX-INDUCED VIBRATION OF TOP-TENSIONED RISERS UNDER PLATFORM HEAVE MOTIONS

ABSTRACT

The development technology of marine oil and gas resources has long been widely concerned by a large number of experts and scholars. As an important part of the marine oil and gas production system, the marine riser system is an important channel connecting the sea platform and the subsea wellhead, and is also one of the weakest links in the platform structure. Under the action of marine environmental load, the vortex-induced vibration (VIV) may occur in the marine riser. With the large number of floating platforms, the top platform has a relatively larger range of motion. The platform motion has a great influence on the VIV characteristics of the riser itself. This paper focuses on the platform heave motion, and carries out numerical analysis on the vortex-induced vibration of the top tension riser based on the viv-FOAM-SJTU solver, which is developed by the open source CFD framework OpenFOAM.

This paper first expands the existing viv-FOAM-SJTU solver and introduces the influence of platform heave. In this paper, the effect of platform heave motion is transformed as the varying axial tension, which is assumed to change in sinusoidal form with time. The variation of the axial tension is defined by three parameters: the heave amplitude, the heave frequency and the initial phase angle. After completing the expansion of the solver, this paper selects three standard model experiments and sets the same conditions as the experiments for calculation. The calculation results are in good agreement with the experiments, and the accuracy of the solver is verified.

After that, this paper selects a typical condition with variable tension

and two corresponding constant tension conditions through the equivalent principle. Numerical simulations are carried out to analyze the differences of vibration displacement, frequency component and vibration mode. The results are compared from the displacement and curvature in both in-line and cross-flow directions. The results show that the average displacement and the average curvature mainly depend on the pre-tension, while the standard deviation of the displacement and the standard deviation of the curvature are determined by the platform heave.

Finally, this paper analyzes the parameters of the studied problem and discusses the influence of the amplitude and the frequency of the platform heave motion on the VIV of the riser. The results show that the platform heave significantly amplifies the VIV of the riser itself. The amplitude of the vibration increases with the increase of the amplitude of the heave, and the influence of the heave of the platform gradually decreases with the increase of the flow velocity. The low-frequency heave of the platform can directly control the in-line vibration frequency, exhibiting obvious periodic vibration and obviously amplifying the vibration displacement. The high-frequency excitation can suppress the displacement amplitude to a certain extent, but it will significantly enlarge the curvature of the riser and aggravate the influence of fatigue damage.

KEY WORDS: VIV, platform heave motion, CFD, viv-FOAM-SJTU solver

目 录

第一章 绪论	1
1.1 研究背景及意义	1
1.2 国内外研究现状	2
1.2.1 柔性立管涡激振动研究现状	2
1.2.2 平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动试验研究现状	12
1.2.3 平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动数值分析研究现状	16
1.3 本文主要工作	21
1.4 本文主要特色	22
第二章 数值方法	23
2.1 viv-FOAM-SJTU 求解器介绍	23
2.1.1 求解器主要模块及计算流程	23
2.1.2 求解器各部分基本数值方法	24
2.2 平台垂荡作用的引入方法	28
2.2.1 变张力模型介绍	28
2.2.2 施加变张力后结构物的固有频率变化	29
2.2.3 求解器程序扩展	30
2.3 本章小结	31
第三章 标准模型与程序验证	32
3.1 标准模型一：直接对顶端施加垂向位移	32
3.2 标准模型二：对顶端施加轴向变张力	38
3.3 标准模型三：恒定张力盲测试验	40
3.4 本章小结	45
第四章 考虑平台垂荡的立管涡激振动数值模拟	46
4.1 计算模型	46
4.2 考虑平台垂荡的典型工况分析	48
4.3 变张力与恒定张力结果对比	55
4.4 本章小结	56
第五章 不同垂荡幅值作用下顶张力立管涡激振动	58
5.1 计算模型	58

5.2 工况 1~4 不同垂荡幅值结果对比	59
5.3 不同垂荡幅值振动成分分解	64
5.4 不同来流速度工况结果对比	66
5.5 本章小结	69
第六章 不同垂荡频率作用下顶张力立管涡激振动	70
6.1 计算模型	70
6.2 统计结果对比	71
6.3 振动模态转换现象	76
6.4 不同垂荡频率振动成分分解	80
6.5 本章小结	81
第七章 结论与展望	82
7.1 全文结论	82
7.2 展望	83
参 考 文 献	84
致 谢	95
攻读硕士学位期间已发表或录用的论文	97

图 录

图 1-1 不同雷诺数来流作用下圆柱的涡流模式	3
图 1-2 斯特罗哈尔数随雷诺数的变化关系	4
图 1-3 试验设施示意图 (上), 配重 (中) 和垂荡补偿器 (下)	6
图 1-4 沿立管位移与阻力系数分布	7
图 1-5 切片法示意图	11
图 1-6 试验装置原理图	13
图 1-7 试验装置原理图	13
图 1-8 横流向位移响应与张力变化时历曲线	14
图 1-9 试验装置示意图	15
图 1-10 以二倍固有频率激励时, 立管 $0.43 z/L$ 处横流向 (左) 与顺流向 (右) 位移时历曲线和功率谱	15
图 1-11 立管试验模型	16
图 1-12 试验装置原理图	16
图 1-13 稳定图举例: 无阻尼情况 (左) 和有阻尼情况 (右)	18
图 1-14 三种不同失稳机理对应不稳定区区域	19
图 2-1 viv-FOAM-SJTU 求解器框图	23
图 2-2 模型切片分布	26
图 2-3 流固耦合迭代计算流程	28
图 3-1 试验装置示意图	32
图 3-2 工况 1 轴向张力沿管长变化 (a) 和工况 2、3 顶端张力时历变化 (b)	34
图 3-3 工况 2 (a) 和工况 3 (b) 圆柱固有频率变化时历曲线	34
图 3-4 立管切片布置与网格划分	35
图 3-5 三种工况横流向位移幅值包络线	36
图 3-6 三种工况横流向 $0.43 z/L$ 处位移功率谱	38
图 3-7 工况 1 立管中点谱密度和应力时历曲线	39
图 3-8 工况 2 立管中点谱密度和应力时历曲线	40
图 3-9 试验装置布置图	41
图 3-10 立管顺流向和横流向最大位移对比, 标记红色圆圈的连线为计算结果	43
图 3-11 立管顺流向和横流向 RMS 曲率对比, 标记红色圆圈的连线为计算结果	43

图 3-12 立管横流向振动频率和主振模态对比	44
图 4-1 一个周期内立管顶端轴向张力变化曲线	47
图 4-2 第四章立管切片布置与单个切片网格划分	48
图 4-3 工况 1 顺流向振动时历曲线与功率谱密度图	49
图 4-4 工况 1 顺流向振动各截面位置位移功率谱密度图	49
图 4-5 工况 1 顺流向立管涡激振动模态响应	51
图 4-6 横流向振动时历曲线与功率谱密度图	52
图 4-7 工况 1 横流向振动各截面位置位移功率谱密度图	52
图 4-8 工况 1 横流向立管涡激振动模态响应	53
图 4-9 Morlet 小波函数	54
图 4-10 工况 1 立管中点顺流向(a)和横流向(b)位移小波分析云图	54
图 4-11 三个工况顺流向立管涡激振动响应结果对比	55
图 4-12 三个工况横流向立管涡激振动响应结果对比	56
图 5-1 第五章立管切片布置与单个切片网格划分	59
图 5-2 工况 1~4 立管顺流向振动位移振型图	60
图 5-3 工况 1~4 立管顺流向振动位移功率谱	60
图 5-4 工况 1~4 立管顺流向振动模态时历曲线	61
图 5-5 工况 1~4 立管顺流向振动位移功率谱	61
图 5-6 工况 1~4 立管横流向振动位移振型图	62
图 5-7 工况 1~4 立管横流向振动位移功率谱	62
图 5-8 工况 1~4 立管横流向振动模态时历曲线	63
图 5-9 工况 1~4 立管横流向振动模态功率谱	63
图 5-10 工况 1~4 顺流向立管涡激振动响应结果对比	64
图 5-11 工况 1~4 横流向立管涡激振动响应结果对比	64
图 5-12 变张力幅值 500 N, 变张力频率 3.437 Hz 工况下顺流向和横流向位移频谱图	65
图 5-13 工况 1~4 立管振动位移频率成分	66
图 5-14 工况 5~7 顺流向立管涡激振动响应结果对比 (流速: 0.6 m/s)	67
图 5-15 工况 5~7 横流向立管涡激振动响应结果对比 (流速: 0.6 m/s)	67
图 5-16 工况 6~10 顺流向立管涡激振动响应结果对比 (流速: 0.8 m/s)	68
图 5-17 工况 6~10 横流向立管涡激振动响应结果对比 (流速: 0.8 m/s)	68
图 6-1 第六章立管切片布置与单个切片网格划分	71

图 6-2 工况 1~5 顺流向涡激振动统计结果对比	72
图 6-3 工况 2 顺流向位移时空云图	73
图 6-4 工况 3 顺流向位移时空云图	73
图 6-5 工况 5 顺流向位移时空云图	74
图 6-6 工况 1~5 横流向涡激振动统计结果对比	75
图 6-7 工况 2 横流向位移时空云图	75
图 6-8 工况 3 横流向位移时空云图	76
图 6-9 工况 2 横流向立管中点位移功率谱及小波分析计算结果	77
图 6-10 提取四个典型振动位置	78
图 6-11 四个典型位置立管横流向振型图	78
图 6-12 模态转换时空云图	79
图 6-13 工况 2 顺流向立管中点位移功率谱及小波分析计算结果	79
图 6-14 工况 1~5 立管振动位移频率成分	80

表 录

表 2-1 程序中增加的变张力相关参数	30
表 3-1 标准模型一主尺度	33
表 3-2 标准模型一计算工况	33
表 3-3 标准模型二主尺度	38
表 3-4 标准模型二计算工况	39
表 3-5 标准模型三主尺度	42
表 3-6 标准模型三计算工况	42
表 4-1 第四章计算模型主尺度	46
表 4-2 第四章计算工况	46
表 5-1 第五章计算模型主尺度	58
表 5-2 第五章计算工况	59
表 6-1 第六章计算模型主尺度	70
表 6-2 第六章计算工况	70

第一章 绪论

1.1 研究背景及意义

海洋油气资源储量丰富，随着石油和天然气消费量的快速增长，海洋油气资源已成为重要的能源供给来源，海洋油气资源开发技术长期受到大量专家学者的广泛关注。深海油气资源的开发主要依托大型海洋平台，为了能有效开发海洋油气资源，新型开采设备和开采技术层出不穷。作为海洋油气生产系统的重要部分之一，海洋立管是连接海面平台与海底井口的重要通道，也是平台结构中最薄弱的环节之一。随着深海油气资源开发与生产的不断发展，工作水深不断增加，保证海洋立管的安全生产变得日益重要。在所有立管类型中，顶部张紧式立管是一种广泛采用的类型。

在实际工程中，立管在复杂多变的海洋环境载荷下表现出了复杂的动力学特性。在深水开发中，立管结构由于深入水下，因此主要的外载荷为海流，受波浪影响较小。此外，立管还要承受自身重量、浮力和顶端轴向张力的影响。在一定范围流速的海流作用下，立管会发生“涡激振动”现象。

当粘性流体经过圆柱表面时，过流断面的收缩会加快流速并引起压强的减小，从而造成圆柱表面的边界层分离，在圆柱之后形成交替泻涡，即卡门涡街^[1]，这是由于钝体后流动分离的不稳定性而自发形成的^[2,3]。对于柔性或处于弹性支撑状态的柱体，交替泻涡引发的来流方向以及垂直来流方向的脉动压力将会引发柱体振动，并同时受到柱体位移的影响。这种流体和结构物之间相互作用被称为“涡激振动”。若此时的涡激振动频率与立管的固有频率接近，还会发生“锁定”现象，显著增大立管的振动响应，对立管的安全生产和正常工作造成巨大影响。

随着立管工作水深的不断增加，立管的长细比（长度/直径）也随之扩大，可达到 10^3 数量级，立管涡激振动问题变得更加复杂。大长细比的出现直接导致立管的弯曲刚度明显下降，在相同来流作用下会产生明显增大的侧向位移，出现破裂损伤的风险增大。由于立管承受自身重量和浮力，轴向张力沿立管向下逐渐减小，大长细比情况下需要在立管顶端施加更大的预张力，以保证立管底部的轴向张力为正，不会出现负张力而发生屈曲。此时，立管结构在相同激励下产生的振动模态阶数也随之升高，还可能出现振动模态转换和多模态联合振动特性，严重加剧了立管涡激振动造成的疲劳损伤，缩短立管的使用寿命。若没有提前预防，

可能导致立管系统的失效，造成重大的安全事故。

立管涡激振动问题的日益复杂对其预报方法提出了更高的要求，传统的预报方法主要包括试验方法和数值模拟方法。试验方法的主要限制有两方面：试验水池设备的限制和试验结果精确采集的困难。由于立管长细比的增加，试验水池的尺寸成为最直接的限制，难以实现过大长细比立管模型的试验，与真实海洋立管存在差异。同时，在试验中很难达到实际的雷诺数，存在一定的尺度效应。为了准确捕捉大长细比立管高阶模态的振动，需沿立管轴向布置较多传感器，而这又会对流场变化产生影响。这些因素的共同作用为试验方法的施行带来挑战。数值模拟方法通过建立精度可靠的数值预报模型，来计算立管涡激振动情况。但是，预报结果的准确性和计算模型的通用性都存在诸多问题。目前，已有很多研究人员提出了大量的数值预报模型，其计算精度和适用范围也不断提高。深海细长柔性立管涡激振动的流固耦合问题研究已成为国内外关注的热点问题。

在深海油气资源开发时，浮式海洋平台取代传统的固定式海洋平台成为主流。相比于固定式平台，浮式平台在海洋环境载荷作用下会产生相对较大的运动幅度。由于立管上部顶端与海洋平台相连接，平台的六自由度运动都将施加于立管顶端，从而带动立管一起运动，对立管自身的涡激振动特性产生影响。针对平台运动影响这一问题，目前的研究主要可分为两类，即平台水平面内运动的影响（包括纵荡与横荡联合作用）和平台垂荡运动的影响，本课题主要关注垂荡运动。在海洋环境载荷作用下，平台产生周期性的垂荡运动。对于顶部张紧式立管来说，平台垂荡相当于在立管顶端额外施加了一个随时间周期性变化的外载荷，直接影响了立管模型的弯曲刚度和固有特性。平台垂荡的动力效果使得立管在原有涡激振动响应之外表现出了一些新特征。

上述分析表明，有必要对平台垂荡作用下的顶张力立管涡激振动进行研究，说明其振动响应特性及平台垂荡产生影响的机理，为工程实际提供参考。本课题即从平台垂荡运动入手，计算分析在平台垂荡影响下顶张力立管涡激振动响应特性。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 柔性立管涡激振动研究现状

迄今为止，针对涡激振动问题的研究非常丰富，包括振动发生机理、振动特性、受力分布等和能量传递等多个方面。从最基本的二维圆柱绕流，到三维刚性

圆柱涡激振动问题，再到如今对细长柔性圆柱涡激振动问题的研究，许多综述性的论文对已有工作进行总结。其中，Sarpkaya^[4]、Williamson^[5]、Williamson 和 Govardhan^[6,7]、Gabbai 和 Benaroya^[8]总结了刚性圆柱涡激振动的研究进展，Wu 等^[9]、万德成和端木玉^[10]则主要侧重于细长柔性立管的涡激振动问题。

在涡激振动的研究过程中，一些无因次参数对结构物的振动特性产生重要影响，在后续章节的工况定义和现象描述时用到，在此给出定义。

(1) 雷诺数 Re

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (1-1)$$

其中 U 表示来流速度， D 表示圆柱直径， ν 表示运动粘性系数。雷诺数反映了惯性力和粘性力的关系，Sumer 和 Fredsøe^[11]总结了二维圆柱在不同雷诺数来流作用下的二维圆柱的泻涡模式，如图 1-1 所示。

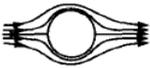
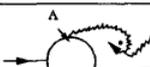
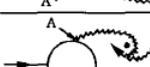
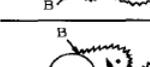
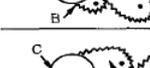
a)		No separation. Creeping flow	$Re < 5$
b)		A fixed pair of symmetric vortices	$5 < Re < 40$
c)		Laminar vortex street	$40 < Re < 200$
d)		Transition to turbulence in the wake	$200 < Re < 300$
e)		Wake completely turbulent. A: Laminar boundary layer separation	$300 < Re < 3 \times 10^5$ Subcritical
f)		A: Laminar boundary layer separation B: Turbulent boundary layer separation; but boundary layer laminar	$3 \times 10^5 < Re < 3.5 \times 10^5$ Critical (Lower transition)
g)		B: Turbulent boundary layer separation; the boundary layer partly laminar partly turbulent	$3.5 \times 10^5 < Re < 1.5 \times 10^6$ Supercritical
h)		C: Boundary layer com- pletely turbulent at one side	$1.5 \times 10^6 < Re < 4 \times 10^6$ Upper transition
j)		C: Boundary layer com- pletely turbulent at two sides	$4 \times 10^6 < Re$ Transcritical

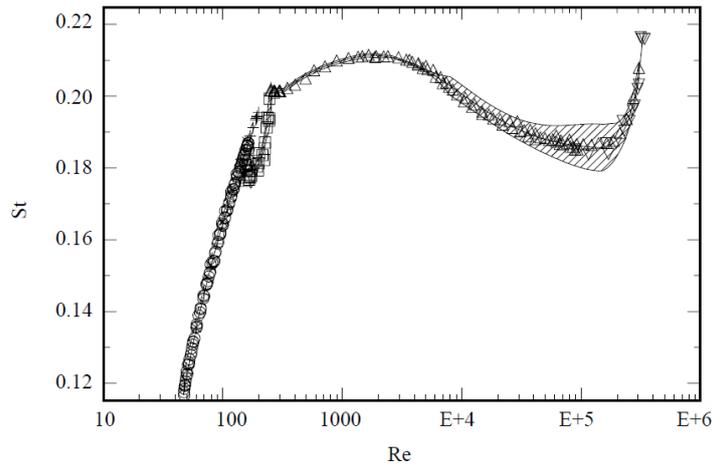
图 1-1 不同雷诺数来流作用下圆柱的泻涡模式

Fig.1-1 Vortex-shedding mode of circular cylinder under flows of different Re

(2) 斯特罗哈尔数 St

$$St = \frac{f_s D}{U} \quad (1-2)$$

其中 f_s 表示涡流频率， U 表示来流速度， D 表示圆柱直径。涡流的频率可以无因次化为斯特罗哈尔数，图 1-2^[12]反映了斯特罗哈尔数随雷诺数的变化关系。在亚临界区，斯特罗哈尔数近似等于 0.2。

图 1-2 斯特罗哈尔数随雷诺数的变化关系^[12]Fig.1-2 St as a function of Re ^[12](3) 长细比 a^*

$$a^* = \frac{L}{D} \quad (1-3)$$

其中， L 表示圆柱长度， D 表示圆珠直径。长细比反映了圆柱的几何特征，常与圆柱的弯曲刚度等参数共同考虑。大长细比圆柱涡激振动时会表现出更高阶的振动模态，表现出多模态和模态转换等复杂的振动特征，更易出现疲劳损伤。

(4) 质量比 m^*

$$m^* = \frac{m}{\frac{1}{4} \rho_f \pi D^2} \quad (1-4)$$

其中， m 表示单位长度圆柱质量， ρ_f 表示流体密度，质量比反映了圆柱的材料属性。质量比较大时，圆柱的振动响应幅值相对较小。

(5) 阻尼比 ζ

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (1-5)$$

其中, c 表示圆柱的结构阻尼系数, k 为系统刚度。

(6) 折合速度 U_r ,

$$U_r = \frac{U}{f_n D} \quad (1-6)$$

其中, f_n 表示圆柱的固有频率, 这一参数反映了来流速度的大小。

对于细长柔性立管涡激振动问题的研究主要有两种方法: 试验研究方法和数值模拟研究方法。数值模拟方法又可分为基于尾流振子模型的模拟方法、基于经验/半经验公式的模拟方法和基于计算流体力学 (CFD) 的数值模拟方法。各种方法具有明显的特点, 适用于各种不同的场合。下面本文将对各类模拟方法进行总结。

1.2.1.1 试验研究方法:

对立管涡激振动研究的试验研究方法由来已久, 很多专家学者开展了丰富的模型试验, 讨论不同工况、不同立管模型涡激振动响应特性。相比之下, 以 Trim 团队和 Chaplin 团队的试验研究尤为系统, 提供了丰富的试验结果。

Trim 等^[13,14]、Frank 等^[15]和 Tognarelli 等^[16]在挪威海洋技术研究所 (Marintek) 系统性地开展了关于细长柔性立管的试验研究, 分别选用 10 米和 38 米长立管模型, 研究立管和带螺旋侧板立管 (设置不同螺旋侧板覆盖范围) 在均匀流和剪切流中顺流向和横流向的涡激振动响应特性。图 1-3 展示了试验设施的设置情况。试验主要从位移响应入手, 分析柔性立管的振动响应特性、模态响应和不同流场剖面的影响。这一试验为后续研究提供了数据支持和参考。在此之后, 很多专家学者基于这些试验数据开展研究这些试验也被很多学者作为标准模型, 验证数值模拟计算的准确性。

Chaplin 等^[17,18]和 Huera Huarte 等^[19,20]在荷兰代尔夫特水力学实验室系统性地开展了阶梯来流下细长柔性立管涡激振动的试验研究。试验选取长细比 467 的细长柔性立管模型, 将模型置于阶梯流场中, 下部 45% 受到均匀流作用, 上部 55% 处于静水中。试验比较了不同顶端张力、不同流速作用下立管涡激振动响应特性, 流速最高可达 1 米/秒, 横流向振动模态最高可达 8 阶。基于试验结果, 作者从位移响应和受力分布两方面讨论。结果表明, 立管受到的阻力系数约为相同工况下静止圆柱的 1.2 倍。沿立管轴向来看, 升力系数和阻力系数的分布于位移均方根

从形状上非常相似，局部节点最大阻力系数可达 4.5，而在位移较小的节点则接近静止圆柱（图 1-4）。

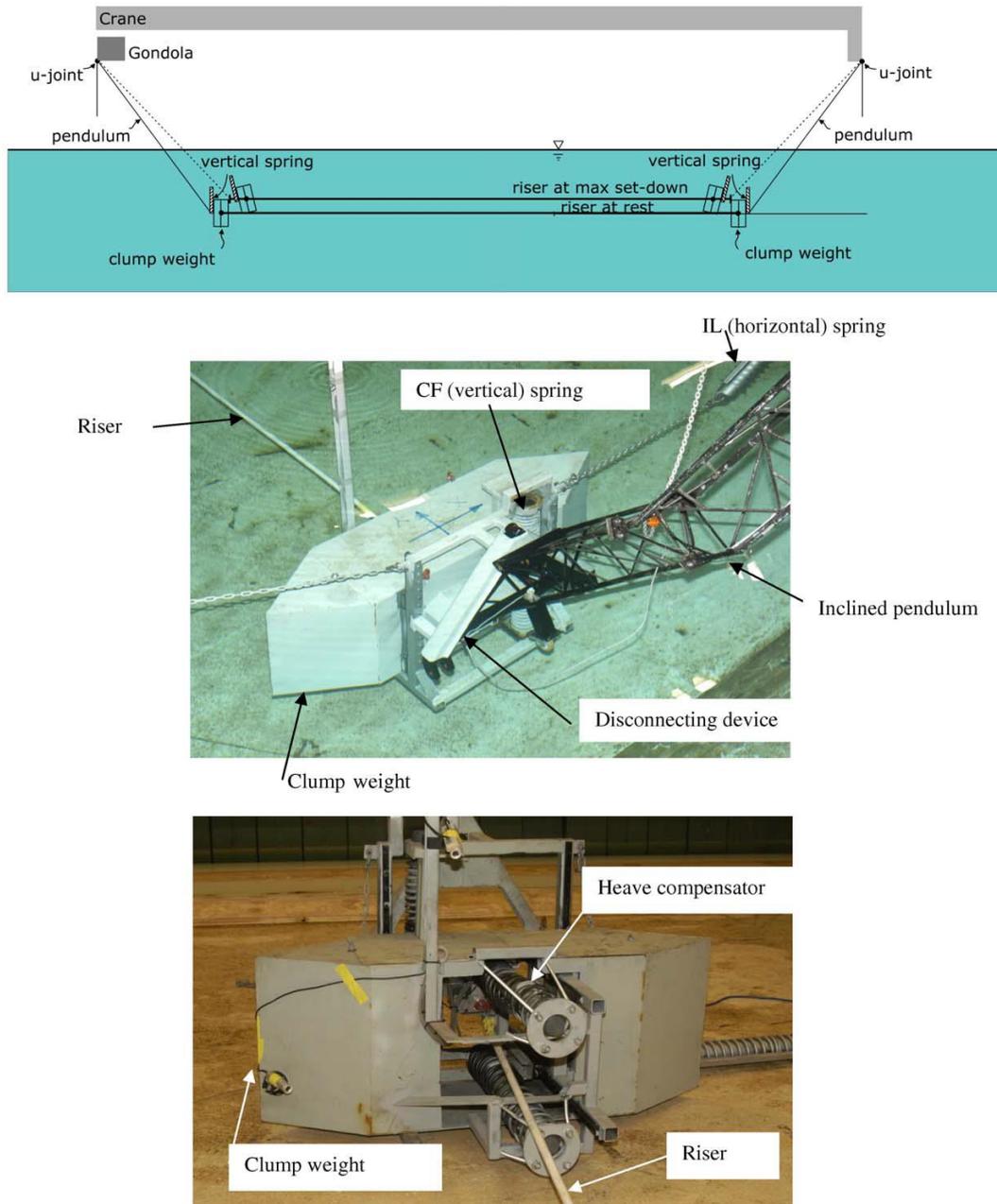
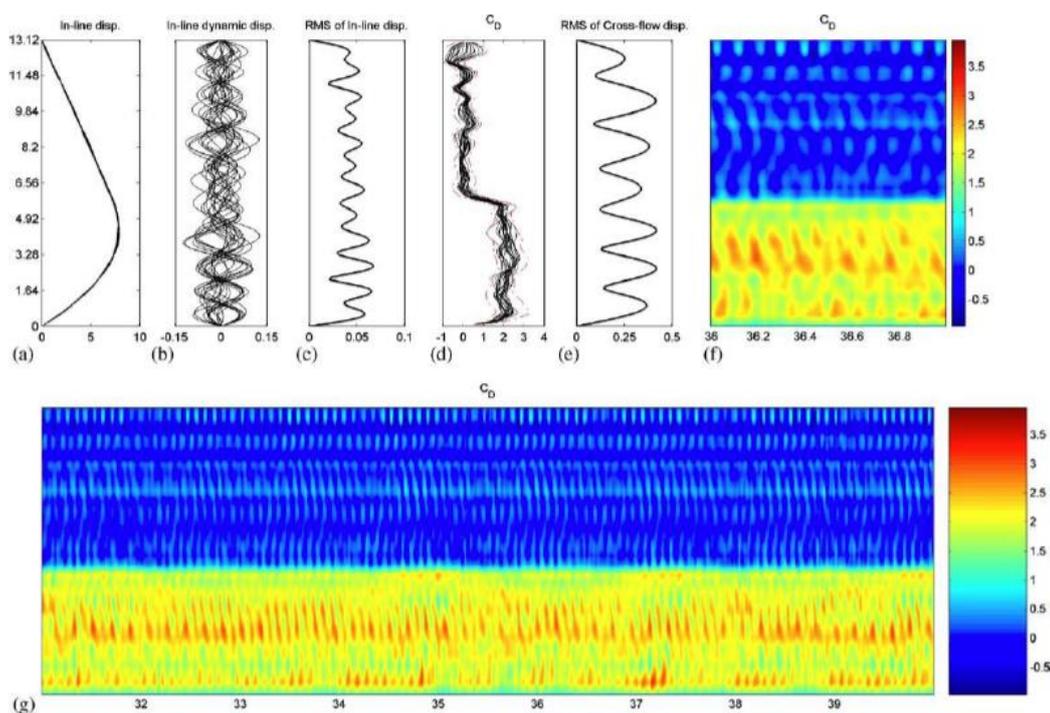


图 1-3 试验设施示意图（上），配重（中）和垂荡补偿器（下）^[14]

Fig.1-3 Test set-up. Upper: schematic of test rig used for VIV model test (vertical view). Middle and lower: photos of clump weights and heave compensator ^[14]

图 1-4 沿立管位移与阻力系数分布^[19]Fig.1-4 Displacement and drag coefficient distribution along the riser model^[19]

Chaplin 等^[18]基于试验数据，与 11 种数值计算软件进行盲测对比计算，包括基于计算流体力学和切片理论的 Norsk Hydro、USP、DeepFlow 和 VIVIC，基于时域模型和尾流振子模型的 Orcina Vortex Tracking 和 Orcina Wake Oscillator，以及通过试验数据预报振动模态和幅值的 VIVA、VIVANA、VICoMo、SHEAR7 和 ABAVIV。文中选取顺流向和横流向的位移幅值、位移均方根、曲率均值、曲率均方根振动频率和振动模态为指标，展示了不同软件的计算结果对比。不同软件分别在某些方面具有优势，但整体精度仍有较大提升空间。该试验为数值模拟研究及后续软件开发提供了有力支持。

之后，Huera Huarte 和 Bearman^[21,22]选取长细比为 92 的柔性立管开展阶梯流作用下柔性立管涡激振动试验，雷诺数在 1200 至 12000 范围内选取。本次试验主要讨论了立管顺流向与横流向位移响应的幅值、运动轨迹、相位角、主振频率与主振模态、受力系数和尾涡模式，试验结果丰富，为数值模拟提供了有力参考。在此基础上，Huera Huarte 和 Bearman^[23]，Huera Huarte 和 Gharib^[24]采用相同的立管模型，开展了串联和并列双立管涡激振动响应的试验研究。试验设置不同的双立管间距（2~4 倍直径），观察立管振动位移响应、主振频率与主振模态，以及双立管涡激振动相互干扰的泻涡模式。

国内关于立管涡激振动的试验研究起步相对较晚，但也取得了丰富的成果。张永波^[25]、李相环^[26]、刘景伟^[27]和李朋等^[28,29,30]对细长柔性立管涡激振动抑制装置开展了大量试验研究。任铁等^[31,32]、王俊高等^[33-39]、宋磊建等^[38-43]和高云等^[44-48]近几年合作开展了柔性立管涡激振动试验研究，涉及顶张力立管和悬链线立管，并基于试验数据详细开展了平台运动对立管涡激振动的影响。Xu 等^[49-54]和 Han 等^[55-57]合作开展了大量试验研究工作，主要关注多立管相互干扰以及涡激振动抑制装置的试验研究。

1.2.1.2 基于尾流振子模型的数值模拟研究方法：

1957 年，Birkoff 和 Zarantanello^[58]第一次提出了非线性振子模型的概念。在 Bishop 和 Hassan^[59]提出使用 Van der Pol 振子方程来模拟尾流作用于圆柱上的流体力之后，Van der Pol 振子模型及其改进形式成为使用最广泛的尾流振子模型。Hartlen 和 Currie^[60]采用弱 Van der Pol 非线性振子来表示升力系数。模型只考虑横流向运动，假设弹簧和为线性，圆柱运动的无量纲化方程可表示为：

$$\ddot{y}_r + 2\xi\dot{y}_r + y_r = a\omega_0^2 c_L \quad (1-7)$$

上式是对时间 $\tau = \omega_n t$ 无量纲化后的微分方程， y_r 是无量纲化位移， ω_0 是 Strouhal 频率与结构固有频率之比， c_L 是升力系数， ξ 是结构阻尼比， a 为无量纲参数。式 (1-7) 右端无量纲化的涡激力满足方程：

$$\ddot{c}_L - \alpha\omega_0\dot{c}_L + \frac{\gamma}{\omega_0}(\dot{c}_L)^3 + \omega_0^2 c_L = b\dot{y}_r \quad (1-8)$$

其中， (α, γ, b) 参数通过对试验数据的归纳总结获取，并同时满足 $c_{L0} = (4\alpha / 3\gamma)^{1/2}$ ， c_{L0} 是静止圆柱的升力幅值。在参数选取合适的情况下，Hartlen 和 Currie^[60]可对诸多试验现象进行定性模拟。

随着更多研究工作的深入开展，更多改进的尾流振子模型逐渐出现。2011 年，Srinil^[61]、Srinil 和 Zanganeh^[12]使用双 Duffing-Van der Pol 振子模型成功预报出顺流向与横流向耦合的立管涡激振动响应。

郭海燕等^[63]通过改进的尾流振子模型对海洋立管的涡激振动响应进行了预报，提出了顺流向和横流向都满足 Van der Pol 方程的多耦合振子模型，考虑管内流体流动和海洋环境载荷的共同作用，预报了顶张力立管的双向涡激振动响应。黄维平等^[64,65]提出的尾流振子模型不仅考虑了立管顺流向与横流向振动的耦合效

应，还加入了非线性阻尼的影响。结果表明，立管涡激振动响应时一个随机过程，涡激力频率同时受到圆柱固有频率、直径和流速的影响。

1.2.1.3 基于经验/半经验公式的数值模拟研究方法：

基于经验/半经验公式的数值模拟方法主要包括频域方法和时域方法两种。频域方法主要关注涡激振动发生“锁定”的状态，立管振动的能量平衡通过“振动响应幅值—振动响应频率—水动力系数”的平衡来获得^[66]。很多商业软件基于频域方法编制，并在实际工程中广泛应用，例如 Shear7^[67]、VIVA^[68,69]和 VIVANA^[68]。其中，应用最广泛的是由美国麻省理工学院 Vandiver 教授组织开发的 Shear7，可模拟实尺度立管模型在不同来流作用下的横流向振动响应，并可进行疲劳损伤的分析。其主要原理是模态叠加法，通过无因次频率比和升力系数的非线性关系插值得到最初的升力系数，在通过能量平衡来校核升力系数，从而得到立管每个节点的升力系数^[67]。尽管这些软件广泛应用于 VIV 问题的理论研究和工程分析中，他们仍有明显的局限性。频域方法类似于稳态模型，难以考虑随时间变化的影响因素，难以将非线性因素加入模型，例如立管轴向张力的变化，以及多频率和多模态振动现象^[66]。此外，这些方法基于已有试验建立数据库，通过对已有数据的统计推断建立模型并确定相关计算参数。当计算问题涉及的工况超出已有试验，则需要更多的试验以扩充数据库来修正模型，否则数值计算的准确性将无法保证，可能出现较大的偏差^[70]。

在此基础上，时域数值预报模型被提出，以弥补频域模型的不足^[66,71-74]。时域模型在预报立管 VIV 振动响应时可提供更多的计算信息。然而，主要的挑战仍存在于计算参数的选取^[40,66]。对于经验/半经验公式中所涉及的计算参数，当前做法仍基于传统模型试验中的结论选取计算参数，但是近期研究表明，对于细长柔性立管，传统刚性圆柱涡激振动的试验结论并不完全适用。相比于刚性圆柱，柔性立管的“柔性”带来更多挑战，并且这些参数在试验中随时间发生变化，选取固定数值的方法是否适用于长细比越来越大的立管模型仍需进一步研究。

1.2.1.4 基于计算流体力学的数值模拟研究方法：

受益于高性能计算技术和计算设备近几年的高速发展，基于计算流体力学（CFD）的数值模拟方法发展迅速。通过数值方法离散控制方程，CFD 方法对整个计算域内的流场进行数值模拟，求解流场流动信息，计算流场与结构物的相互

作用，可以给出丰富的流场信息，揭示涡激振动响应机理。相比于传统的经验公式，CFD 方法更加灵活，不依赖于已有试验数据预报，适用于更多的复杂工况。此外，通过 CFD 方法构建数值水池，可以有效突破尺度限制。传统模型试验与真实海洋立管之间存在较大的尺度效应，而 CFD 方法提供了有效解决这一问题的可能。CFD 方法的局限性也十分明显，其计算精度极大依赖于网格精度，计算结果需要依靠相关模型试验来检验，且需要消耗较大的计算资源，在现有条件下距离大范围的工程应用仍有较大距离。

在使用 CFD 方法进行数值模拟时，常用的处理方法包括直接数值模拟（DNS）、雷诺平均方法（RANS）和大涡模拟法（LES）等。Evangelinos 等^[75]基于 DNS 方法，分别对长细比为 4π 的固定圆柱和长细比为 378 的柔性立管开展数值模拟研究。Lucor 等^[76]使用 DNS 方法，分别计算在线性变化和指数型变化的剪切流作用下，柔性立管涡激振动响应，得到其旋涡泻放和受力分布特征。之后，Lucor 等^[77]又针对刚性圆柱，用 DNS 方法捕捉到了涡激振动的三个相应分支，研究了上端分支与下端分支发生跳转时的折合速度范围。黄智勇^[78]基于 RANS 方法开展细长柔性立管涡激振动的数值模拟研究，对阶梯流和剪切流下柔性立管涡激振动响应进行数值模拟。Schulz 和 Meling^[79,80]在 RANS 模型基础上，使用有限元方法离散立管模型，实现了剪切流作用下柔性立管的流固耦合计算。郭宇^[81]运用 LES 方法，对均匀流和剪切流下的立管涡激振动进行数值模拟，得到在相同流速下，剪切流引起的振动响应明显小于均匀流的结论。韩翔希^[82]同样使用 LES 方法，实现不同来流作用下细长柔性立管涡激振动的数值模拟。

根据对流场的处理方式，又可将模拟方法分为三维数值模拟方法和基于切片理论的计算模型。三维数值模拟容易理解，即在流场计算域中直接建立三维立管模型，对立管周围流场的流动进行数值模拟，计算流场与结构物之间的相互作用力以及旋涡泻放，有效捕捉高雷诺数工况下流场的三维效应。Holmes 等^[83]使用了超过 1000 万网格，进行三维立管涡激振动的数值模拟，与试验结果吻合良好。Constantinides 和 Oakley^[84]运用三维模拟方法对长细比 4200 的柔性立管进行数值模拟，与实测实验 Deepstar-MIT Gulf Stream 结果吻合良好。除自编程序之外，另一种相对容易实现的方法是借助已有商业软件进行二次开发，例如 ANSYS 的多场求解器 MFX，使用这种方法的代表包括 Chen 和 Kim^[85]、Wang 和 Fu^[86]、Wang 和 Xiao^[87]。

使用 CFD 方法直接进行三维模拟需要消耗巨大的计算资源，在现有条件下实现依然较为困难，难以开展大规模的科学实验。对于细长柔性圆柱这一类模型，

由于其长度/直径比较大，模型试验尺寸通常大于 10^2 ，真实海况下一般大于 10^3 ，甚至 10^4 。直接对模型进行三维数值模拟需要沿轴向筒历超大计算域，同时为了准确捕捉尾流场的泻涡变化，需要在尾流方向布置足够大的计算域，网格量可达上千万，对计算资源要求较高，一般情况下难以满足。在此情况下，切片理论被广泛采用。其主要思想是沿立管轴向布置若干切片，在二维切片上进行 CFD 数值模拟，以若干二维切片等效代替三维流场，是一种准三维数值模拟方法。需要指出的是，这一做法是以二维切片代替三维流场，而不是在三维流场中提取若干二维切片进行分析。

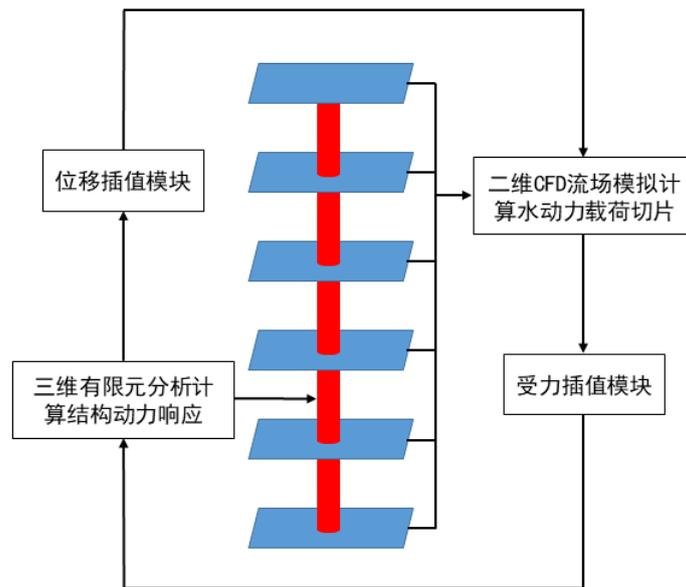


图 1-5 切片法示意图

Fig.1-5 Illustration of strip theory

图 1-5 给出了切片法的计算原理。注意到立管模型沿轴向具有相同的横截面，结构对称，这为切片法的实现带来便利。沿立管轴向等间距设置若干二维切片，在每个切片内部进行二维 CFD 数值模拟，计算流场流动以及立管模型所受水动力载荷。两切片之间立管模型所受水动力根据相邻两切片上水动力数据计算。例如，可假设该部分水动力等于相邻两切片位置水动力的平均值，或假设两切片之间水动力数值线性变化。作出类似假设之后，通过受力插值将水动力传递至结构场，代入结构场模拟计算立管模型涡激振动响应。最后根据计算所得的结构场响应，通过位移插值模块传回流场，更新流场信息，实现流固耦合的计算流程。这是在计算资源与计算精度之间相互平衡的折中做法，在一定程度上牺牲了部分计算精度，但极大节省了计算资源。

基于切片理论开展的细长柔性立管涡激振动数值模拟研究较多，早期比较有代表性的有 Herfjord 等^[88]，Yamamoto 等^[89]，以及 Willden 和 Graham^[90]。Herfjord 等^[88]较早开始使用切片思想进行流固耦合求解，使用 NAVISM 求解流场，USFOS 程序求解结构场，实现对柔性立管的数值模拟。Yamamoto 等^[89]的特点在于，其对流场求解时使用了离散涡（DVM）方法。Willden 和 Graham^[90]采用 CFD 软件 VIVIC 进行立管涡激振动的数值模拟。国内黄智勇^[78]、何长江^[91]和吴浩^[92]也曾基于切片理论开展细长柔性立管涡激振动的数值模拟工作。

上海交通大学万德成教授团队基于 CFD 开源框架 OpenFOAM 开发了适用于细长柔性立管涡激振动的求解器 viv-FOAM-SJTU^[93]。近几年，团队基于该求解器开展了大量数值研究工作，针对不同参数影响进行分析^[94-99]，并开展了平台运动影响下立管涡激振动数值模拟^[100,101]和多立管耦合涡激振动数值模拟^[102,103]。本文研究工作正是基于 viv-FOAM-SJTU 求解器展开，关于求解器的组成模块、计算方法以及各部分功能将在本文第二章作详细介绍。

1.2.2 平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动试验研究现状

对于平台垂荡作用下立管涡激振动的试验研究开展相对困难，困难之处在于平台垂荡运动影响的施加方法。目前，有代表性的试验研究包括 Fujiwara 等^[104]、Franzini 等^[105-108]和唐友刚等^[109]。在海洋工程实际中，顶张力立管在生产状态下处于竖直状态，近似垂直于水平面，立管顶端与平台通过张紧器连接。张紧器的作用实质上相当于弹簧，一方面给立管提供较大的静顶张力，提高结构模型的刚度和稳定性，避免立管长度过大导致底部在自身重力作用下发生屈曲，通常情况下静顶张力约等于立管湿重的 1.2~1.6 倍；另一方面避免平台垂荡运动作用力直接冲击立管，从而产生巨大的时变张力，起到缓和的作用。此时，平台垂荡运动的影响相当于在其顶端施加垂向激励。严格来说，这一垂向激励相当于一小段垂向位移，但相比于立管长度来说，这一位移距离非常小，因此在计算中常常将其简化为随时间变化的轴向张力。在试验中通过施加顶端位移的有 Franzini 等^[105-108]，施加随时间变化的顶张力的有 Fujiwara 等^[104]和唐友刚等^[109]。

在进行模型试验时，一方面受制于试验水池的空间限制，难以安装精准施加顶端激励的试验装置；另一方面，无论是施加顶端位移还是轴向变张力，都会造成模型的拉伸和压缩，对立管模型的轴向延展性提出要求，容易发生模型损坏。尤其是在施加向下运动的顶端位移时，试验仪器可能直接撞击立管模型，容易造成试验仪器的损坏，可能发生危险。

Fujiwara 等^[104]在日本海上技术安全研究所深水试验池开展了变张力作用下顶张力立管涡激振动的试验研究工作，试验装置如图 1-6 所示。试验选取 28.5 米长的柔性立管模型，直径 0.016 米，长细比超过 1700。在试验中，立管模型受到不规则阶梯状来流，来流由一个主要造流器和 4 个小型造流器产生，来流仅覆盖 4.6 米范围，详细流速如图 1-7 所示。

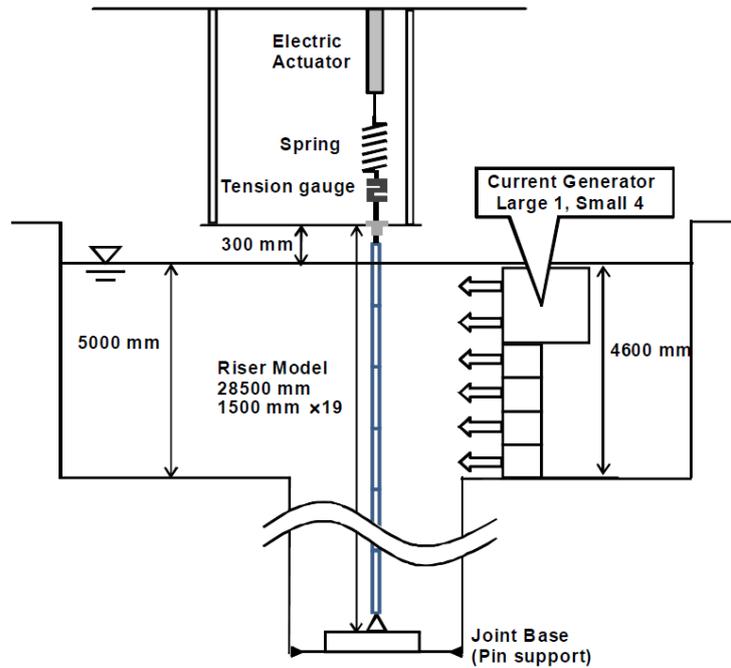


图 1-6 试验装置原理图[104]

Fig.1-6 Configuration of model experiment[104]

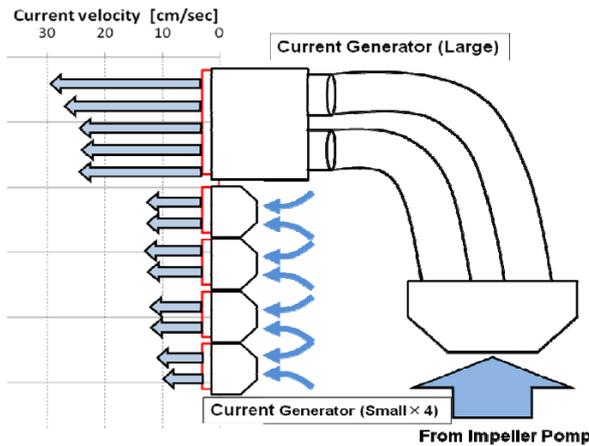


图 1-7 试验装置原理图[104]

Fig.1-7 Configuration of model experiment[104]

试验中，立管模型顶端通过弹簧施加预张力，弹簧顶端与电机相连接，带动弹簧顶端随时间运动，以此产生随时间变化的顶端张力，张力变化周期分别为 2.3、

4.5、6.8 和 9.1 秒。需要指出的是，Fujiwara 等^[104]的试验研究所关注的重点是不同的振动模态下的立管涡激振动，与本文的研究背景不同。该试验通过对模型施加随时间变化的顶端张力以改变振动模态，试验模型恰好与本文所考虑的主题相同。

图 1-8 展示了在变张力周期为 6.8 秒时，横流向位移响应与张力变化的时历曲线。

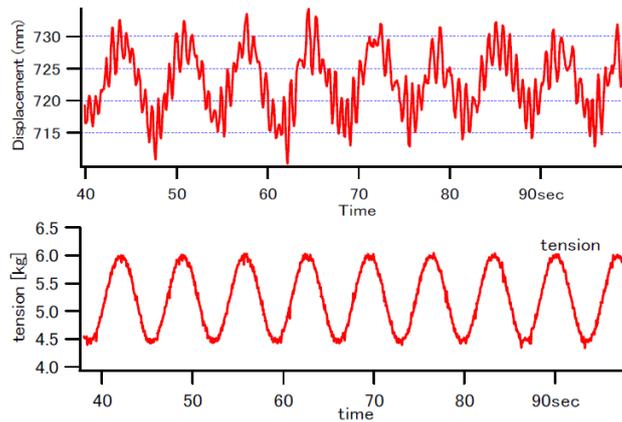
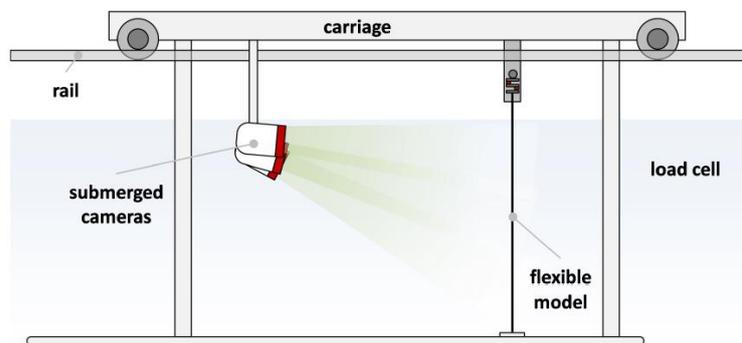


图 1-8 横流向位移响应与张力变化时历曲线[104]

Fig.1-8 Time history curve of displacement and tension [104]

Franzini 等^[105-108]自 2015 年起，详细开展了平台垂荡影响下的顶张力立管涡激振动试验研究，试验原理如图 1-9 所示。试验通过直接在顶端施加垂向位移来改变立管模型的轴向张力，垂向位移等于立管模型长度的 1%。模型处于阶梯来流中，下部 80%浸没于水中，上部处于空气中。作者从位移、功率谱、轨迹、稳定性等多方面衡量施加顶端激励之后对立管涡激振动产生的影响。图 1-10 展示了在以二倍固有频率变张力激励时，立管 $0.43 z/L$ 位置顺流向和横流向涡激振动的位移响应时历曲线和功率谱密度。



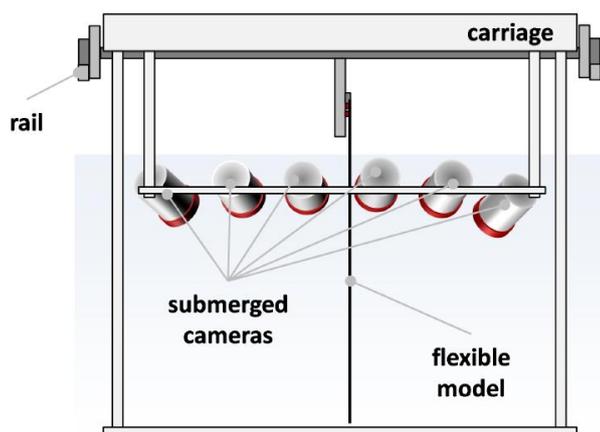


图 1-9 试验装置示意图^[106]

Fig.1-9 Schematic representations of the experimental arrangement^[106]

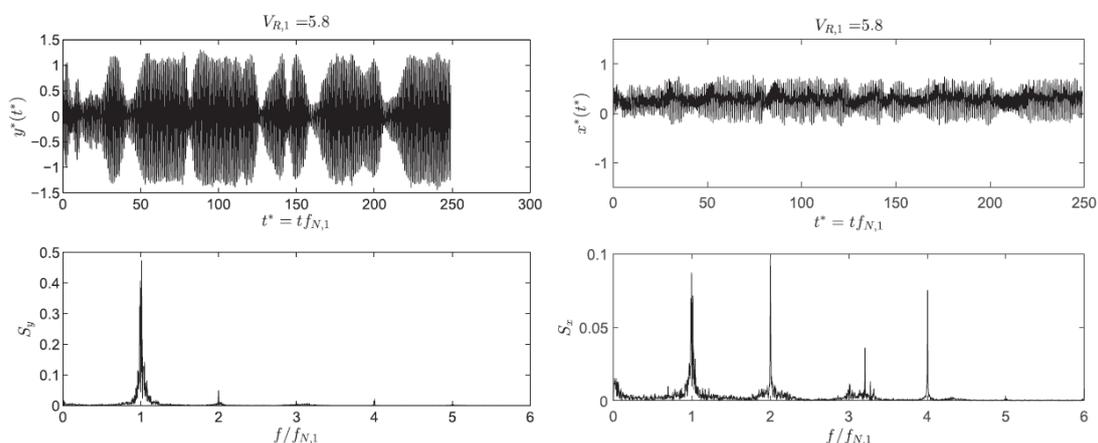
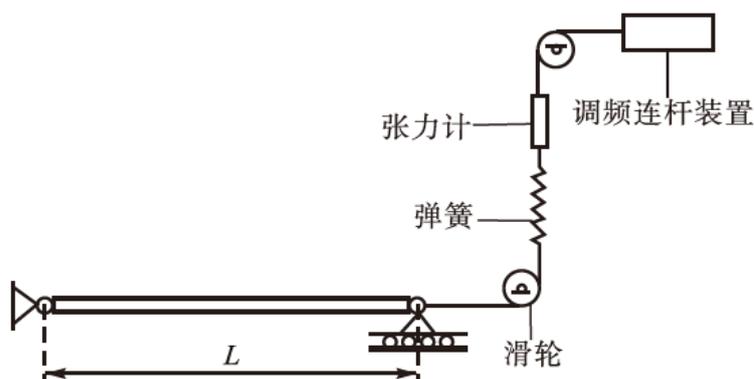


图 1-10 以二倍固有频率激励时，立管 $0.43 z/L$ 处横流向（左）与顺流向（右）位移时历曲线和功率谱^[108]

Fig.1-10 Cross-flow (left) and in-line (right) time history curve of displacements and spectral power density at $0.43 z/L$ when $f_i = 2 f_1$ ^[108]

唐友刚等^[109]采用施加变张力的方法，在天津大学拖曳水池进行试验研究。试验将立管模型水平放置于拖曳水池中，通过拖车的横向拖动模拟均匀来流。立管顶端通过弹簧连接张力计，对立管施加随时间变化的轴向张力。试验装置与试验原理如图 1-11 和 1-12 所示。

通过对不同变张力幅值、不同变张力频率和不同流速工况的试验，唐友刚等^[109]发现，高流速主要影响张力变化，低流速会激发更大的振动位移，施加轴向变张力明显加剧了立管自身涡激振动。

图 1-11 立管试验模型^[109]Fig.1-11 Experiment model of the riser^[109]图 1-12 试验装置原理图^[109]Fig.1-12 Sketch map of the experiment^[109]

1.2.3 平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动数值分析研究现状

相比于试验方法，通过数值分析开展平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动研究工作的数量要更多。如 1.2.2 节所述，考虑平台垂荡影响的方式有两种：直接在顶端施加垂向位移和在顶端施加随时间变化的轴向张力。需要注意的是，本节关注的重点是围绕顶张力立管展开的。事实上，对于不同的立管形式，平台垂荡所产生的影响是不同的。对于顶张力立管来说，由于立管形式本身是垂直状态，平台垂荡运动将导致立管的轴向拉压，从而引起立管结构的水平动力响应，该现象实质上是“参数激励”。所谓参数激励是指一个方向施加的载荷引起另一个自由度的振动响应。参数激励会加剧立管本身的涡激振动响应，引发系统的不稳定性。

在立管设计阶段通过合理设计避开参数共振区域，可以有效提高立管生产的安全性^[110]。则本问题在数学模型上等价于海洋立管同时承受参数激励和涡激振动时的振动响应特性。

而对于其他立管形式，比如钢质悬链线立管，平台垂荡运动虽然也会引起轴向张力的变化，但由于立管与水平面的呈倾斜放置，平台运动会带动立管在水中往复运动，立管与水之间形成了相互往复振荡的“振荡流”问题。这一问题不在本文的研究范围之内。

对于平台垂荡影响下的顶张力立管涡激振动问题，国内外很多专家学者都曾进行研究。早期的研究并不局限于立管结构，围绕海洋细长柔性结构物展开，包括立管与张力腿等海洋结构物。

1975年，Hsu^[111]首先提出需要对参数振动问题开展研究。Haquang等^[112]、Thampi和Niedzwecki^[113]研究立管在同时受到参数激励和外部激励情况下海洋立管的振动响应特性。Ryu和Isaacson^[114]研究了规则波作用下的顶端浮体运动带动立管振动的动力响应特性。Patel和Park^[115]考虑在轴向参激和横向激励联合作用下TBP平台（Tensioned Buoyant Platform）桩腿的振动响应情况和稳定性问题。结果表明，平台在波浪作用下同时产生垂荡运动和横向运动（纵荡、横荡），在平台运动的影响下，桩腿原有振动响应被放大，振动频率受到外激励幅值的影响。2002年，Park和Jung^[116]改进了对结构场的求解方法，通过三维有限元方法对同一模型进行研究，结果表明参激和横向激励的联合作用需要加以考虑，在立管结构设计时需要详细分析。

Chatjigeorgiou和Mavrakos^[117]运用解析方法，在考虑参数激励的情况下求解海洋立管和张力腿的横流向振动，发现考虑横向振动与轴向振动的耦合效应是有必要的。Chatjigeorgiou^[118]进一步讨论了阻尼在参激-涡激耦合振动系统中的作用。结果表明，阻尼能有效减小不稳定区，增强结构的稳定性，有效降低失稳风险。之后，Chatjigeorgiou和Mavrakos^[119]针对变张力频率等于二倍一阶固有频率这一工况，同时运用解析方法（多尺度法）和数值方法对参数激励下的立管涡激振动进行求解，采用Mathieu-Duffing尾流振子模型计算涡激振动响应。计算中采用能量等效的方法将二次阻尼转化为线性阻尼成分。

Brugmans^[120]在硕士毕业论文中做出很大贡献，对深海立管的参激稳定性进行系统性研究，建立了这一问题的整体研究框架，为之后的研究理清思路。论文将研究问题分为三种基本模型，分别为：理想情况下两端简支，具有恒定张力的梁结构；考虑上端支座横向位移，施加轴向变张力的两端简支梁结构；上端刚性固

定、下段全自由的悬臂梁结构。第一个模型对应于理想情况下，处于工作状态下的深海立管结构，第二个模型相当于考虑顶端平台运动的深海立管结构，第三个模型对应于在钻井过程中，钻井设备下探过程中的立管结构。Brugmans^[120]分别推导三种结构模型下固有频率的解析计算公式。此外，Brugmans^[120]还对比分析了三种常用的稳定性分析方法：L-P 小参数法、Floquet 理论和 Hill 方法，并分别应用于三种结构模型，通过稳定图观察结构稳定性，对比三种方法的适用性，并讨论阻尼对稳定性的影响。稳定图的例子如图 1-13 所示，纵坐标表示变张力幅值，图中每个点分别代表一种变张力作用形式。灰色区域代表不稳定区，白色区域代表稳定区。其横坐标表示变张力频率/周期。结果表明，Floquet 理论是相对最合适的求解方法。L-P 小参数法仅适用于激励参数较小的情况，否则无法得到准确结果。Floquet 理论和 Hill 方法相比，Floquet 理论计算过程简单快捷，运用较为广泛，但其局限性在于仅适用于轴向张力以正弦形式变化的情况。而对于轴向张力不以正弦函数形式变化的工况，只能采用 Hill 方法进行求解。

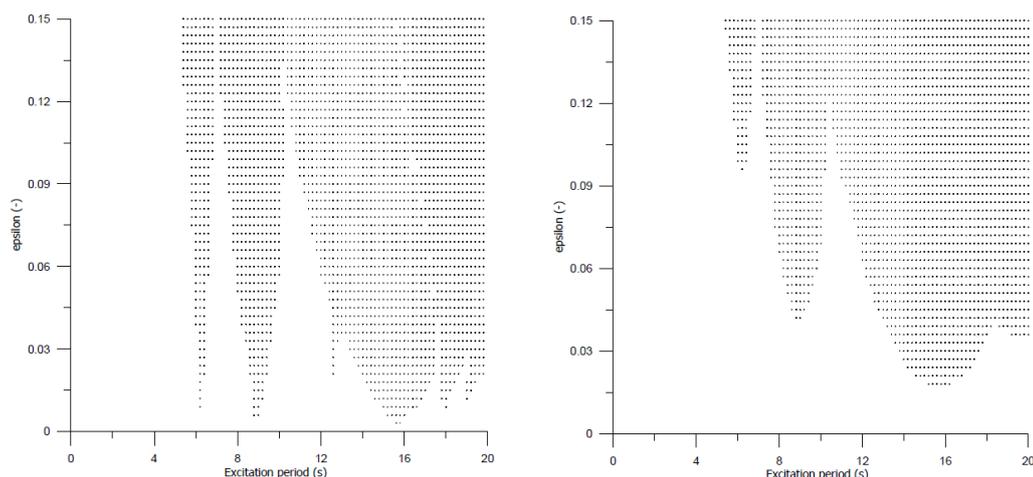


图 1-13 稳定图举例：无阻尼情况（左）和有阻尼情况（右）[120]

Fig.1-13 Example of the stability chart: damped case (left) and damped case (right) [120]

在 Brugmans^[120]的基础上，Kuiper 等^[121]对立管振动的参激稳定性作进一步讨论，通过稳定图，根据失稳机理的不同将其分为三种情况：经典参激共振失稳区域（区域 1）、亚临界局部动力屈曲（区域 2）和超临界局部动力屈曲（区域 3），如图 1-14 所示。区域 1 容易理解，即为传统意义上的参激不稳定区，区域 2 和区域 3 的共同点是具有较大的变张力幅值。由于在立管自身重力的作用下，立管轴向张力沿立管向下逐渐减小。在区域 2 和区域 3，立管底部容易出现由于变张力幅值过大而造成底部出现负张力，出现局部屈曲的情况。区域 2 和区域 3 的区别

在于变张力频率不同，区域 2 相邻周期的振动不会相互叠加，即每个周期变张力的作用充分发展，而区域 3 中不会充分发展，相邻两周期的激励作用会出现叠加。

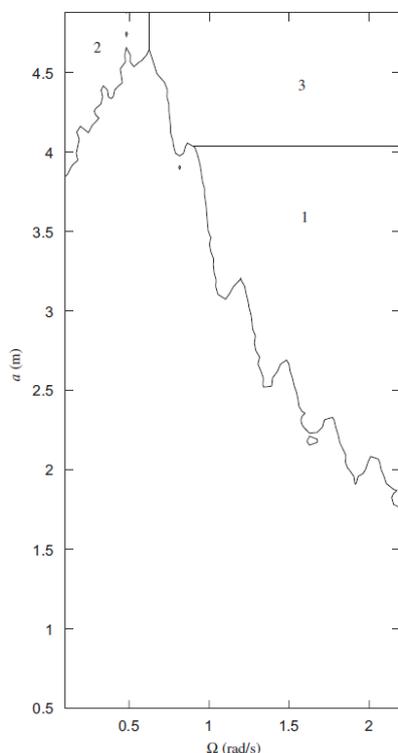


图 1-14 三种不同失稳机理对应不稳定区区域^[121]

Fig.1-14 Three areas of qualitatively different destabilization mechanisms of the riser ^[121]

上述论文从多种方法，深入讨论了参数激励作用下立管结构的失稳机理，从多角度逐步完善了立管模型的稳定性分析方法。国内对参数激励与立管的耦合分析虽然起步较晚，但近几年来也有丰富的研究成果。

杨和振和李华军^[122,123]基于 Floquet 理论讨论顶张力立管的稳定性，并证明阻尼能够有效减小不稳定区域的范围；此外，作者选取四种典型工况加以验证。计算中考虑了模态耦合的影响，探讨了参数激励与平台振幅之间的关系。

冯丽梅^[124]针对立管只受顶端平台垂荡运动激励的纯参激振动，总结了参激振动基本理论以及 Mathieu 方程和不稳定域的推导过程，研究参数不稳定性区域与设计参数之间的关系。研究表明，立管一阶共振发生在平台垂荡运动频率等于一阶固有频率 2 倍的时候，高阶不稳定区在阻尼作用下迅速减小。最后，通过 AQWA 软件进行三维有限元模拟，研究了参激振动和涡激振动共同作用下立管的振动特性。邵卫东和唐友刚等^[125-127]针对两种不同的立管模型：定常轴力、两端铰支的理论分析模型和考虑平台垂荡运动及轴力随水深变化的立管结构模型，分别分析其固有振动特性，确定其振动频率和模态；通过 Floquet 理论分析立管模

型的稳定性；通过数值方法分别计算立管单纯涡激振动和参激-涡激耦合振动情况下的动力响应；应用结构 S-N 曲线及 Miner 损伤理论计算立管的疲劳损伤，研究不同海洋环境参数及立管结构参数对于立管动力响应及疲劳损伤的影响。王丽元^[128]考虑平台随机垂荡运动下对立管涡激振动的影响。论文首先通过 JONSWAP 谱计算波浪载荷，得到 TRUSS-SPAR 平台垂荡运动的时间历程，并以此作为输入项计算在此影响下的立管涡激振动响应。涡激振动采用 Morrison 水动力公式和 Van der Pol 尾流振子模型。之后，论文选取不同顶张力系数、流速等参数分析各参数对立管参激-涡激耦合系统的影响。李杨青^[129]考虑立管几何非线性的影响，建立顶张力立管参激-涡激耦合振动响应系统，通过多尺度法求解微分方程，分别计算系统在仅有参激、仅有涡激和参激-涡激同时作用下的振动响应。结果表明立管在参数激励作用下振动响应明显增大，其包含更多更复杂的频率成分。在横流向一阶模态出现亚谐振动，振动响应频谱出现“拍频”现象。

张杰和唐友刚等基于已有结论作出大量的研究成果，主要包括以下几个方面：

(1) 对立管参激-涡激耦合系统进行数值模拟^[130-132]，结果表明，立管固有频率和振型随时间发生变化，参激振动出现模态耦合效应；同等阻尼下，模态耦合参激振动不稳定区域显著增大，更易发生参激共振；多模态耦合参激振动发生时，小激励也能激起大响应，特别是弯曲应力将显著增大。

(2) 对深海立管的固有特性作深入分析，考虑立管自身重量沿轴向变化的影响，以及参数激励下受到时变顶张力的影响^[132,133]。结果表明，随着顶张力的变化，立管结构的固有特性也随之变化，并且由于平台垂荡运动的动力作用，平台在“上升”和“下降”的过程对结构的影响并不相同，在“下降”过程的影响更大。

(3) 总结了现有的稳定性分析方法，并与立管固有特性的研究相结合^[134]。结果表明：在大长细比情况下，立管的固有频率分布趋于密集，导致立管各阶不稳定区相互重叠；一阶不稳定区是参激失稳的主要区域，在结构设计时应该避免。

(4) 通过 Miner 累积损伤理论和 S-N 曲线分析疲劳损伤^[132,135]。结果表明在低流速、高频激励下的疲劳损伤加剧严重，立管底部的疲劳损伤变得不可忽略。

唐友刚等^[136]对组合参激共振进行数值模拟，考虑和型组合参激共振 $\Omega = \omega_1 + \omega_2$ 的情况。结果表明，立管响应频率中 0.5 倍亚谐振动响应明显；在内共振的影响下，立管 1 阶模态被激发，其幅值远大于 2 阶模态；随着平台垂荡运动的幅值增大，立管横向振动显著增大。

陈伟民等^[137,138]采用有限元方法对立管及平台进行建模，数值模拟立管在参激

-涡激联合作用下的动力响应。结果表明：参激-涡激的联合作用加剧了立管的动力响应；参激-涡激联合作用造成的动力响应大于纯参激和纯涡激的情况，表明二者的联合作用在非线性作用下产生了内共振；立管由于低阶近似存在倍频的情况，在长时间振动后出现模态转换的现象。建议在实际工程中考虑平台运动和涡激振动联合作用下的结构动力响应。

Yuan 等^[139]基于经验公式的受力分解预报方法，从时域角度讨论参数激励作用下柔性立管的涡激振动问题。作者讨论了激励幅值、激励频率和激励初始相位等参数对计算结果的影响，并阐述了参数激励对立管自身涡激振动响应的“振幅调制”现象。

1.3 本文主要工作

基于上述分析可知，很多专家学者针对平台垂荡影响下的顶张力立管涡激振动这一问题做出大量研究工作，尤其是将平台垂荡影响转化为随时间变化的轴向张力这一参数激励之后，现有研究工作主要基于这一简化模型开展。对于立管模型受到参数激励作用之后稳定性问题的研究已相对成熟，有成熟可用的理论展开分析，但对于涡激振动的预报模型发展尚不充分。Yuan 等^[139]给出的预报模型已有较大的改进，从受力分解角度给出时域预报方法。本文从计算流体力学方法入手，结合课题组已有求解器 viv-FOAM-SJTU，在此基础上扩展变张力计算功能，实现对平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动的数值模拟，并基于此求解器开展该问题的数值分析工作，从位移响应、振动频率和模态分解等角度对比在不同垂荡幅值、不同垂荡频率和不同来流速度情况下，平台垂荡对立管涡激振动的影响。

全文主要分为七章，全文各章节主要内容如下：

第一章主要介绍本文研究背景及意义，总结国内外研究现状，尤其是对平台垂荡影响下立管涡激振动这一问题的研究方法和已有工作进行总结。

第二章介绍本文用到的数值方法。本章介绍了文中进行数值模拟时所用的 viv-FOAM-SJTU 求解器的组成模块及计算方法，并详细介绍了将平台垂荡影响的引入方法、对求解器的扩展修改。

第三章选取三个标准模型，使用扩展修改之后的求解器进行数值模拟，通过与试验结果的对比验证求解器的准确性。

第四章选取特定工况，根据能量等效原理选取两个相应的恒定张力工况进行对比分析，说明引入平台垂荡之后立管涡激振动出现的变化。

第五章开展不同垂荡幅值（包含不同流速工况）情况下，顶张力立管涡激振

动的数值分析，对比不同工况得到趋势性规律。

第六章开展不同垂荡频率作用下，顶张力立管涡激振动的数值分析，解释垂荡频率对涡激振动结果的影响。

第七章总结全文工作，给出最终结论，并对未来工作进行展望。

1.4 本文主要特色

本文主要特色包括以下几方面：

(1) 在课题组适用于深海柔性立管涡激振动数值模拟的 viv-FOAM-SJTU 求解器的基础上，引入平台垂荡影响，扩展实现变张力计算功能；

(2) 基于计算流体力学方法，研究平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动问题；

(3) 对本文关注问题开展参数分析，从位移响应、振动频率和模态分解的角度讨论垂荡幅值、垂荡频率和来流速度对本问题的影响。

第二章 数值方法

本文在进行柔性立管涡激振动数值模拟时，采用课题组自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器。求解器中采用计算流体力学方法计算流场，基于结构动力学理论计算结构动力响应，构建插值模块实现流场与结构场之间的信息传递和流固耦合计算。本章首先介绍 viv-FOAM-SJTU 求解器的主要模块、功能和计算流程，之后对平台垂荡运动影响的引入方法进行介绍，说明在程序中的修改方法。

2.1 viv-FOAM-SJTU 求解器介绍

2.1.1 求解器主要模块及计算流程

本文计算基于课题组自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器进行。求解器框架如图 2-1 所示，主要可分为三部分：计算流体力学求解计算、计算结构动力学求解计算和流固耦合插值计算。

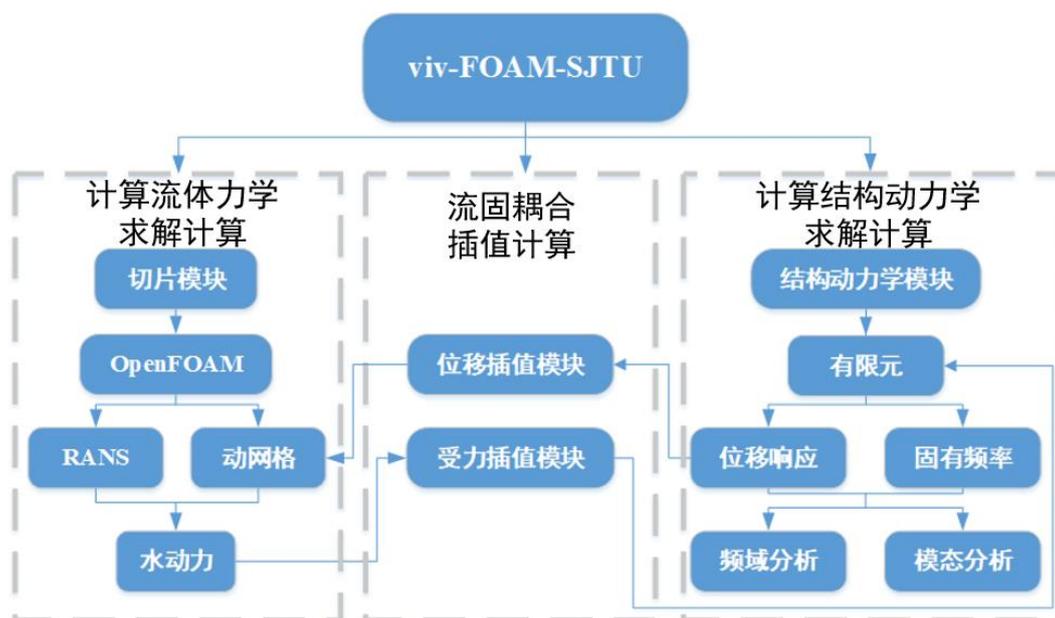


图 2-1 viv-FOAM-SJTU 求解器框图

Fig.2-1 Schematic diagram of viv-FOAM-SJTU

计算流体力学求解计算部分用于流体场的数值模拟工作，求解立管所受水动力。流场模块是在 CFD 开源框架 OpenFOAM 的基础上实现切片理论，关于切片理论的解释已在 1.2.1 节给出。OpenFOAM 是广泛应用于计算流体力学领域

的开源求解器，基于 C++ 语言编写，运行于 Linux 操作系统。流场模块在计算时调用 OpenFOAM 中的 PimpleDyMFOam 求解器求解流场流动信息，调用 OpenFOAM 自带的 dynamicFvMesh 模块下的 dynamicMotionFvMeshSolver 求解动网格。

计算结构动力学求解计算部分主要用于求解立管模型的振动响应。在计算时，立管模型通过有限元理论离散。在已知立管所受水动力的基础上，根据结构动力学理论计算立管的固有频率和结构位移响应。根据计算出的结构响应，求解器可进行后处理工作，进行频域分析和模态分析。

流固耦合插值计算部分主要实现了流场模块和结构场模块之间的信息传递，包括位移插值模块和受力插值模块。在对立管涡激振动进行数值模拟时，在每个时间步求解流场流动情况，得到立管所受水动力。通过受力插值模块将每个切片所受水动力传递变为覆盖整个立管的连续受力。之后，通过结构场模块计算立管动力响应，通过位移插值模块将计算出的位移响应传递至流场，更新动网格。至此完成当前时间步的计算，进入下一个时间步。

2.1.2 求解器各部分基本数值方法

2.1.2.1 计算流体力学求解方法：

假设流体为粘性不可压缩流体，流体动力学计算部分是通过非定常不可压雷诺平均纳维-斯托克斯（RANS）方程进行求解：

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-1)$$

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

其中， ρ 表示流体密度， \bar{p} 表示压力， \bar{u}_i 和 \bar{u}_j 表示不同方向的平均速度， $i, j = 1, 2, 3$ 分别表示笛卡尔坐标系内三个平动方向。 \bar{p} 表示时均压力， \bar{S}_{ij} 表示时均应变率张量，如式 2-3 所示：

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2-3)$$

$-\bar{u}_i' \bar{u}_j'$ 表示雷诺应力张量，由脉动速度产生，代表湍流效应。由于该未知量的引入，需要引入湍流模型来使问题封闭，即雷诺应力模型。粘涡模型基于 *Boussinesq*

假设来将雷诺应力和平均速度梯度关联起来。

$$\tau_{ij} = -\bar{u}_i' \bar{u}_j' = 2\nu_T \bar{S}_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (2-4)$$

其中，湍动能 k 的定义为：

$$k = \frac{1}{2} \bar{u}_i' \bar{u}_j' \quad (2-5)$$

而 ν_T 是运动涡粘性，认为满足各向同性。本文采用 SST $k-\omega$ 湍流模型来封闭模型，因而有式 2-6 等式关系， p_{eff} 表示有效压力， μ_{eff} 表示有效粘性。

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}_{eff}}{\partial x_i} + \frac{\partial (2\mu_{eff} \bar{S}_{ij})}{\partial x_j} \quad (2-6)$$

$$p_{eff} = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (2-7)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T = \mu + \rho \nu_T \quad (2-8)$$

求解器采用有限体积法离散计算域，采用同位网格储存变量信息，动量方程对流项采用有限线性 TVD 格式离散，时间项采用隐式欧拉格式离散，其他项采用中心差分格式离散。

将控制方程离散之后，求解器采用 PIMPLE 算法实现速度与压力解耦，其基本思想是在每个时间步内采用 SIMPLE 稳态算法计算，采用 PISO 算法实现时间步的推进。PISO 算法是一种分离式的压力隐式算法，包含一个预测步和两个校正步。

求解器采用切片理论求解细长柔性立管，关于切片理论的信息已在 1.2.1 节给出详细介绍。对于海洋立管这一类细长柔性结构物，由于其长细比例较大，直接进行三维数值模拟需要建立超大计算域，尤其是在尾流区域需要有足够的计算域捕捉尾流场的涡旋变化。因此，求解器采用切片理论，沿立管展向等间距均匀分布若干二维切片，以二维切片流场代替三维流场数值模拟，如图 2-2 所示。尽管三维圆柱在高雷诺数来流作用下的涡旋具有明显的三维效应，但在“锁定”区间仍保持局部的二维涡旋，使得通过切片理论进行柔性立管涡激振动的数值模拟是可行的^[90]。

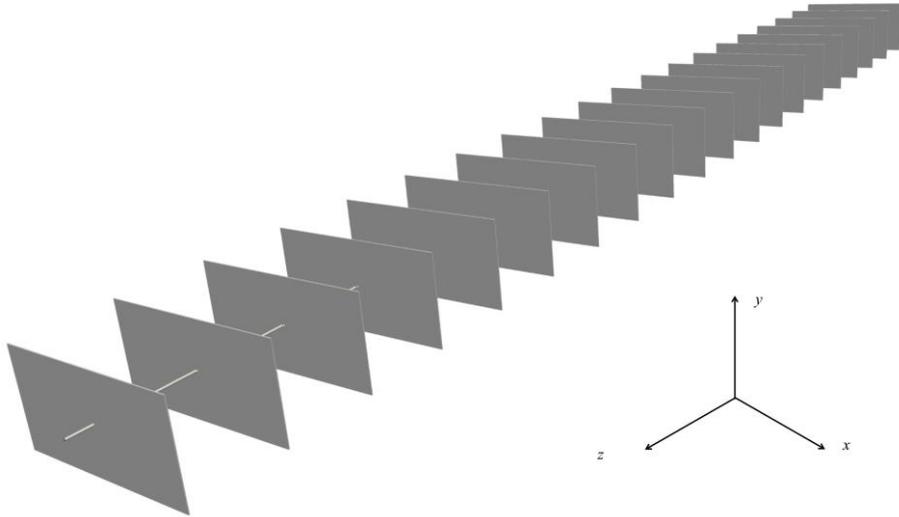


图 2-2 模型切片分布
Fig.2-2 Strip arrangement of the model

在求解控制方程时需预先设定初始条件与边界条件，这对于流场的计算结果可能产生重大影响。由于本文采用切片理论模拟流场，因此初始条件与边界条件的设定针对各个切片进行。

本文中使用如下几种初始条件与边界条件，说明如下：

初始条件：初始条件设定流场内流速为固定值，根据实际工况选取，可取为 0。

入口边界条件：入口处设定流场速度为固定值，压力设置为梯度为 0。

出口边界条件：出口处设定流场速度梯度为 0，压力设置为固定值 0。

对称边界条件：单个切片的上下两侧设定为对称边界条件，即认为流入量与流出量相等。

壁面边界条件：圆柱壁面设定为无滑移边界条件。

2.1.2.2 计算结构动力学求解方法：

计算结构动力学求解基于结构动力学理论和有限元方法展开。流体场与结构场之间的信息传递通过流固耦合插值部分实现，包括由流场向结构场传递流体力的的受力插值模块，和由结构场向结构场传递的位移插值模块。

结构场求解使用小位移欧拉-伯努利弯曲梁模型模拟立管模型，该模型认为梁截面始终与轴线保持垂直。立管两端边界条件为简支，假定弯曲刚度 EI 和线密度 m 沿着展向保持一致。计算过程以结构动力学方程作为控制方程，采用有限元模

型离散立管模型，沿立管轴向划分单元数可根据实际需要选取。则顺来流方向和垂直来流方向有如下等式成立：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F_x\} \quad (2-9)$$

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K]\{y\} = \{F_y\} \quad (2-10)$$

其中， $[M]$ 、 $[C]$ 和 $[K]$ 分别表示结构质量、阻尼和刚度矩阵。 $\{x\}$ 和 $\{y\}$ 分别表示两个方向各个节点的位移向量，符号“ \bullet ”表示对位移对时间的导数。 $\{F_x\}$ 和 $\{F_y\}$ 分别表示两个方向的外载荷向量。

在每个单元，结构单位质量矩阵如式 2-11 所示：

$$M^e = \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

单元刚度矩阵 K^e 包含两部分：单元弹性刚度矩阵 K_E^e 和单元几何刚度矩阵 K_G^e ，定义如下：

$$K_E^e = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad K_G^e = \frac{T}{30l} \begin{bmatrix} 36 & 3l & -36 & 3l \\ 3l & 4l^2 & -3l & -l^2 \\ -36 & -3l & 36 & -3l \\ 3l & -l^2 & -3l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad (2-12)$$

其中， T 表示随时间和空间变化的轴向张力。阻尼矩阵采用 Rayleigh 阻尼模型，如式 2-14 所示。其中，系数 α 和 β 可由模型前两阶固有频率确定， ζ 表示结构阻尼比。

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (2-13)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} = \frac{2\zeta}{f_{n1} + f_{n2}} \begin{bmatrix} 2\pi f_{n1} f_{n2} \\ 1/2\pi \end{bmatrix} \quad (2-14)$$

结构动力学方程采用 Newmark- β 法求解，其基本原理是建立下一时间步和当前时间步位移、速度和加速度响应的递推关系，从而实现时域动力学方程的求解。关于有限元离散和 Newmark- β 法的详细过程可参考 Clough[140]、Reddy[141,142]和 Newmark[143]。

2.1.2.3 流固耦合插值计算流程:

如前文所述, 本文使用切片理论模拟流场, 沿管长等间距设置若干二维切片代替直接三维流场模拟。则在单个时间步内, 流固耦合的计算流程如图 2-3 所示。 \tilde{d}_r^n 和 d_r^n 的统一通过迭代计算实现收敛, 下一时间步的界面网格位移 d_r^{n+1} 与当前时刻位移的关系通过 *Newmark* - β 方法获得。

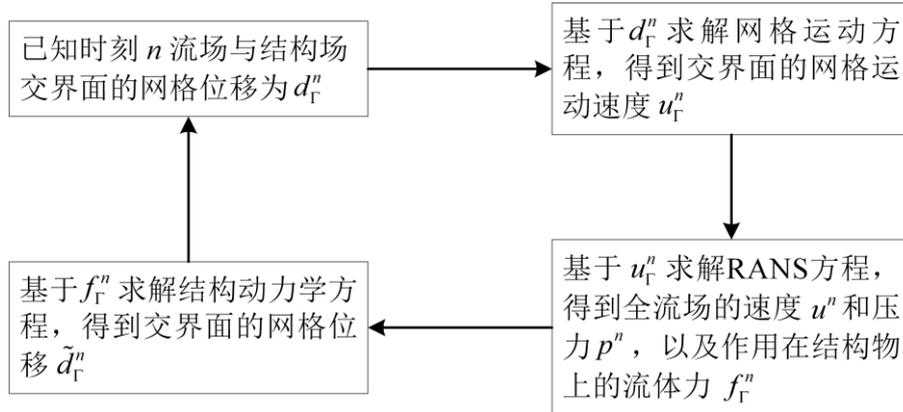


图 2-3 流固耦合迭代计算流程

Fig.2-3 Iterative computation process of the fluid-solid coupling

2.2 平台垂荡作用的引入方法

2.2.1 变张力模型介绍

对于平台垂荡作用的引入方法, 在 1.2.3 节已有介绍, 通常有两种方法: (1) 在立管模型顶端直接施加垂向位移; (2) 对立管施加随时间变化的轴向张力。使用第二种方法的工作数量较多, 本文使用第二种方法, 改变求解器中的结构动力学模块, 修改对轴向张力的定义。本文假设顶端平台的垂荡运动近似为简谐形式, 以正弦函数表示轴向张力随时间变化的规律。因此, 轴向张力的表达式为:

$$T(z, t) = T_t - \omega_s(L - z) + A \sin(2\pi f \cdot t + \varphi) \quad (2-15)$$

其中, T_t 表示预张力, ω_s 表示立管模型线密度, L 表示立管模型长度, z 表示单元垂向坐标。 A 、 f 和 t 分别表示轴向张力随时间变化的幅值、频率和时间, φ 表示轴向变张力的相位角。

注意到轴向张力除随时间变化之外, 还会沿空间变化。轴向张力随空间变化是由于柔性立管在竖直状态下受自身重力和外部浮力的共同作用, 轴向张力沿轴向逐渐变小。

2.2.2 施加变张力后结构物的固有频率变化

如 2.1.2 节所述, 本文将立管模型简化为两端简支的欧拉-伯努利梁模型。对结构顶端施加随时间变化的轴向张力之后, 梁模型的固有频率随之发生变化。在不同大小的轴向张力作用下, 梁模型具有不同的固有频率, 张力变化的动力特性导致其固有频率的变化规律与各时刻对应静张力作用下的固有频率不同。在考虑垂直立管自重、刚度和轴向变张力影响的情况下, 固有频率的变化可由以下公式计算^[133]。

$$\omega_n = n \begin{cases} \omega_1 + A_1 \sin(\Omega t) & kT_h \leq t \leq T_h/2 + kT_h \\ \omega_1 + A_2 \sin(\Omega t) & T_h/2 + kT_h \leq t \leq (k+1)T_h \end{cases} \quad k=0,1,2,\dots \quad (2-16)$$

$$\begin{cases} A_1 = \frac{\pi}{2L\sqrt{\bar{m}}} \left(\left(\sqrt{T_t + A} + \sqrt{T_b + A} \right) - \left(\sqrt{T_t} + \sqrt{T_b} \right) \right) \\ A_2 = \frac{\pi}{2L\sqrt{\bar{m}}} \left(\left(\sqrt{T_t} + \sqrt{T_b} \right) - \left(\sqrt{T_t - A} + \sqrt{T_b - A} \right) \right) \end{cases} \quad (2-17)$$

其中, ω_n 表示第 n 阶固有频率, Ω 表示轴向张力变化的频率, T_h 表示轴向张力变化的周期, t 表示时间。 L 表示圆柱长度, \bar{m} 表示圆柱线密度, T_t 表示轴向预张力, T_b 表示轴向预张力减去圆柱自身重量, A 表示轴向变张力变化的幅值。

对于细长柔性结构物, 其各阶固有频率近似呈倍数关系, 式 2-16 正是基于这一假设推导出来, 因此仅适用于低阶模态固有频率的计算, 在高阶固有频率计算时会出现明显误差, 不再适用。其计算范围已满足海洋立管可到达的振动模态范围。

A_1 和 A_2 分别表示平台垂荡时, 在“上升”和“下降”过程中, 对固有频率造成的影响, 两者不相等。轴向张力随时间连续变化直接导致了柔性圆柱自身固有特性随时间的连续变化。变张力作用下柔性圆柱的涡激振动特性主要受此影响而出现变化。

根据式 2-17, 平台“下降”过程造成的影响严格大于“上升”过程, 这一点可通过式 2-17 证明。证明 $A_1 < A_2$, 等价于证明式 2-18。

$$\Leftrightarrow \left(\sqrt{T_t + A} + \sqrt{T_b + A} \right) - \left(\sqrt{T_t} + \sqrt{T_b} \right) < \left(\sqrt{T_t} + \sqrt{T_b} \right) - \left(\sqrt{T_t - A} + \sqrt{T_b - A} \right) \quad (2-18)$$

$$\Leftrightarrow \left(\sqrt{T_t + A} + \sqrt{T_b + A} \right) + \left(\sqrt{T_t - A} + \sqrt{T_b - A} \right) < 2 \times \left(\sqrt{T_t} + \sqrt{T_b} \right) \quad (2-19)$$

$$\Leftrightarrow \sqrt{T_t + A} + \sqrt{T_t - A} < 2\sqrt{T_t}, \quad \sqrt{T_b + A} + \sqrt{T_b - A} < 2\sqrt{T_b} \quad (2-20)$$

只需分别证明 2-20 中的两个式子即可证明该结论正确, 首先看第一个式子,

对两边取平方，有：

$$2T_i + 2\sqrt{T_i^2 - A^2} < 4T_i \quad (2-21)$$

对 2-21 两边化简取平方，有：

$$T_i^2 - A^2 < T_i^2 \quad (2-22)$$

式 2-22 明显成立，同理可得式 2-20 的第二个式子成立，由此证明了 $A_1 < A_2$ 的正确性，即平台“下降”过程造成的影响严格大于“上升”过程。

2.2.3 求解器程序扩展

为了使实验室已有的 viv-FOAM-SJTU 求解器可进行平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动的数值模拟，对原有程序主要作出三处修改，使其满足计算要求。

第一处修改为输入模块修改。由于本文将平台垂荡的影响转化为随时间变化的轴向张力，因此在输入文件中增加三个标量参数：“变张力幅值”、“变张力频率”和“变张力相位”，并命名为“topTensionAmplitude”、“topTensionFrequency”和“topTensionPhase”如表 2-1 所示。

表 2-1 程序中增加的变张力相关参数
Table 2-1 Parameters related to varying tension that are added in the code

编号	增加的参数名称	增加的参数符号
1	变张力幅值	topTensionAmplitude
2	变张力频率	topTensionFrequency
3	变张力相位	topTensionPhase

在程序“readMechanicalProperties.H”中的对应位置添加语句，在输入文件中自动查询关键字。若已定义参数，则按照定义的数值输入，若未定义，则默认为零。

```

scalar
topTensionAmplitude(mechanicalProperties.lookupOrDefault<scalar>("topTensionAmplitude",0));
scalar
topTensionFrequency(mechanicalProperties.lookupOrDefault<scalar>("topTensionFrequency",0));
scalar
topTensionPhase(mechanicalProperties.lookupOrDefault<scalar>("topTensionPhase",0)

```

));

第二处修改为轴向张力的定义和输出。在定义预张力时增加随时间变化的计算，同时为了方便观察计算过程，在输出部分增加轴向张力的实时输出，并保存在文本中：

```
scalar topTension = topTensionMean + topTensionAmplitude * Foam::sin (2 *  
Foam::contant::mathematical::pi * topTensionFrequency * runtime.value() +  
topTensionPhase);
```

```
OFstream * tensionFile;
```

```
tensionFile = new OFstream("tension.dat");
```

第三处修改为刚度矩阵的更新。由于轴向张力直接作用于刚度矩阵，施加变张力意味着结构刚度矩阵在每个时间步是不同的，因此在计算中的每个时间步，程序需要重新计算组合刚度矩阵。

2.3 本章小结

本章介绍了本文所使用的 `viv-FOAM-SJTU` 求解器以及平台垂荡作用的引入方法。本章首先介绍了求解器的组成模块和计算流程，并简要介绍了各部分的数值方法。求解器基于 `RANS` 方程模拟流场，基于有限元理论和结构动力学方法计算立管振动响应，通过插值模块实现流场与结构场的信息传递，实现流固耦合计算。之后，本章介绍了对平台垂荡作用的引入方法，通过将平台垂荡转化为随时间变化的轴向张力，施加在立管模型顶端，并介绍了变张力对立管固有频率的影响，证明了平台垂荡时“下降”过程比“上升”过程产生的影响大。最后，本章还介绍了对求解器程序的修改，实现变张力的计算功能。

第三章 标准模型与程序验证

本章选取三个标准模型试验，包括 Franzini 等^[105-108]、唐友刚等^[109]和 Chaplin 等^[17-19]，以不同形式施加平台垂荡影响，设置与试验相同的工况进行计算，验证求解器的准确性。

3.1 标准模型一：直接对顶端施加垂向位移

本节选取 Franzini 等^[105-108]的模型试验作为标准模型，选取和试验相同的工况进行数值模拟，验证求解器的准确性。试验开展于巴西圣保罗国家技术研究所 (IPT)，试验装置布置如图 1-9 和 3-1 所示。在试验中，立管模型垂直放置于水池中，受到阶梯来流作用，下部 80% 受到均匀来流作用。

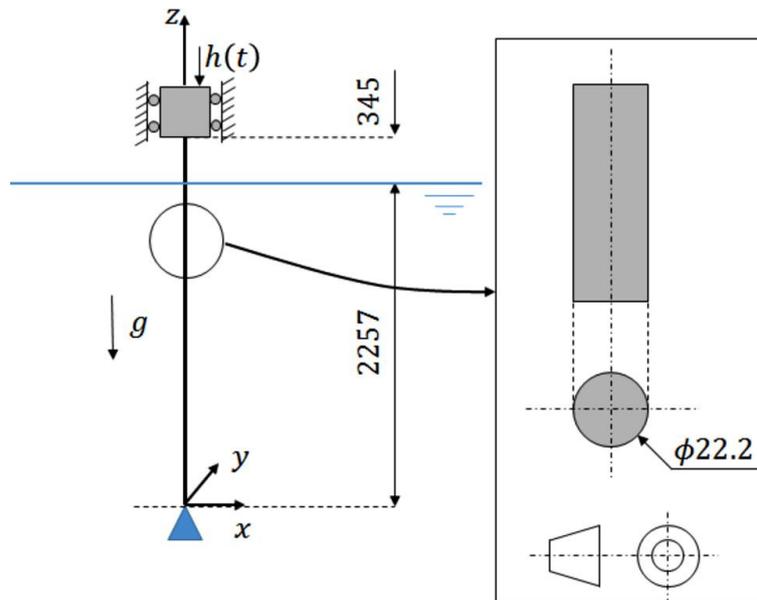


图 3-1 试验装置示意图

Fig.3-1 Sketch of the experimental setup

试验模型选取外径 22.2 mm，内径 15.8 mm 的柔性立管模型。试验模型主要参数如表 3-1 所示。模型具有一定的延展性，轴向刚度 1.2 kN。模型原始长度 2.552 m，在试验装置安装完成施加 40 N 预张力之后，模型长度为 2.602 m。在试验中，作者直接对立管顶端施加以正弦形式随时间变化的轴向位移，以此模拟平台垂荡运动的影响，试验中位移变化幅值等于立管长度的 1%，位移变化频率分别等于立管模型的二阶固有频率和三阶固有频率。

表 3-1 标准模型一主尺度
Table 3-1 Main parameters of the first standard model

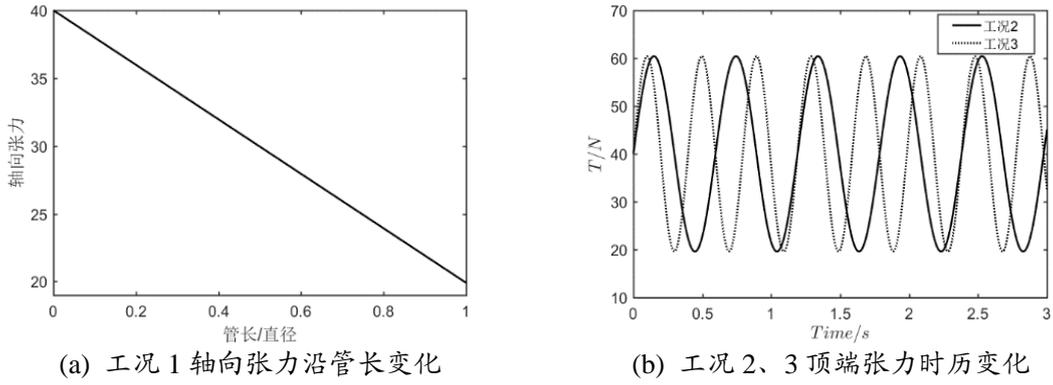
参数名称	数 值	单 位
直径	0.0222	m
原始长度	2.552	m
拉伸长度	2.602	m
轴向刚度	1.2	kN
弯曲刚度	0.056	Nm ²
浸没段重量	7.88	N/m
预张力	40	N

表 3-2 标准模型一计算工况
Table 3-2 Computational cases of the first standard model

工况编号	变张力幅值	变张力频率	折合速度
1	0 N	0 Hz	5.63
2	20.416 N	1.68 Hz	5.8
3	20.416 N	2.52 Hz	5.63

在试验中，作者直接对柔性圆柱顶端施加了约等于管长 1% 的垂向位移，本文则将其简化为随时间变化的轴向张力。由表 3-1 可知，对圆柱施加 40 N 的预张力后，长度增加 50 mm (2602 - 2552 = 50)。假设轴向变形与轴向张力成正比，则 1% 的顶端位移（约为 25.52 毫米）可近似产生 20.416 N 的轴向张力变化。

本节共选取 3 个工况，工况详细参数如表 3-2 所示。图 3-2 分别展示了在恒定张力下轴向张力沿管长的分布情况以及工况 2 和工况 3 变张力作用下顶端张力的时历曲线。在恒定张力下，柔性圆柱的轴向张力在圆柱自身重力和所受浮力的共同作用下从顶端到底端逐渐减小。

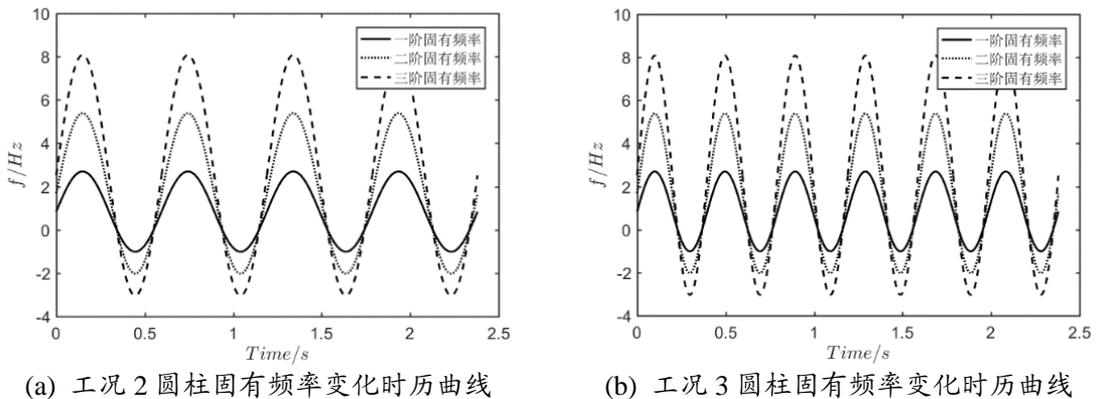


(a) Axial tensions along the cylinder for Case 1 (b) Time history curves of top tensions for Case 2 and 3

图 3-2 工况 1 轴向张力沿管长变化 (a) 和工况 2、3 顶端张力时历变化 (b)

Fig.3-2 Tension variation along the riser in Case 1 (a) and time history curves of top tensions for Case 2 and 3

轴向张力的变化直接导致柔性圆柱的固有频率随时间变化。在考虑垂直圆柱自重、刚度和变轴向张力影响的情况下，固有频率的变化可由式 2-16 计算，工况 1、2 和 3 中柔性圆柱前三阶固有频率变化如图 3-3 所示。结果表明，张力增大和减小过程的影响不同，减小过程的影响大于增加过程。轴向张力随时间连续变化直接导致了柔性圆柱自身固有特性随时间的连续变化。变张力作用下柔性圆柱的涡激振动特性主要受此影响而出现变化。



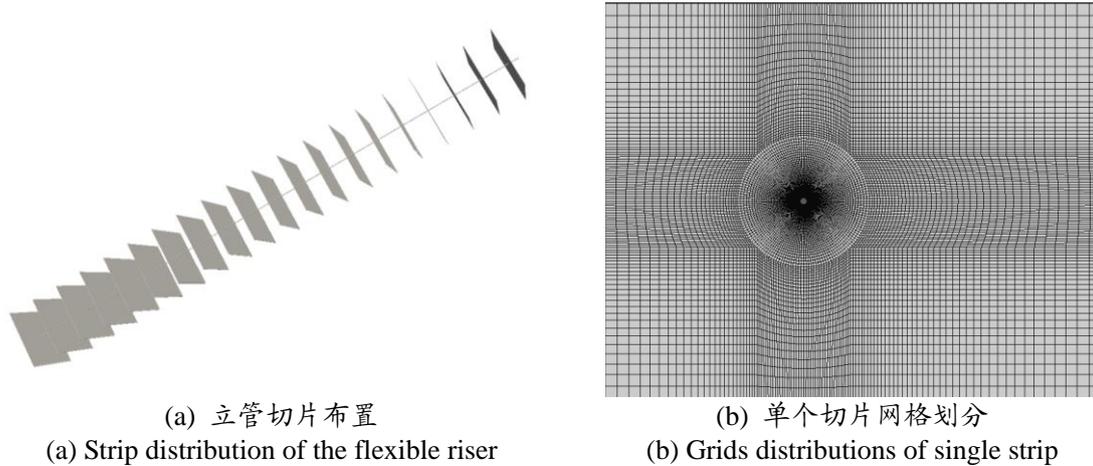
(a) Time history curves of natural frequencies of the flexible cylinder for Case 2 (b) Time history curves of natural frequencies of the flexible cylinder for Case 3

图 3-3 工况 2 (a) 和工况 3 (b) 圆柱固有频率变化时历曲线

Fig.3-3 Time history curves of natural frequencies of the flexible cylinder for Case 2 (a) and Case 3 (b)

对于表 3-1 和表 3-2 所介绍的试验模型和试验工况，本文对其进行数值模拟计算，网格划分及立管切片布置如图 3-4 所示，单个切片的大小为 $-30D \leq x \leq 40D$ 和 $-30D \leq y \leq 30D$ 。环形贴体网格半径为 $10D$ ，沿径向划分 120 份网格，四分之一

周向划分 60 份网格。最终网格数量为 84 万。

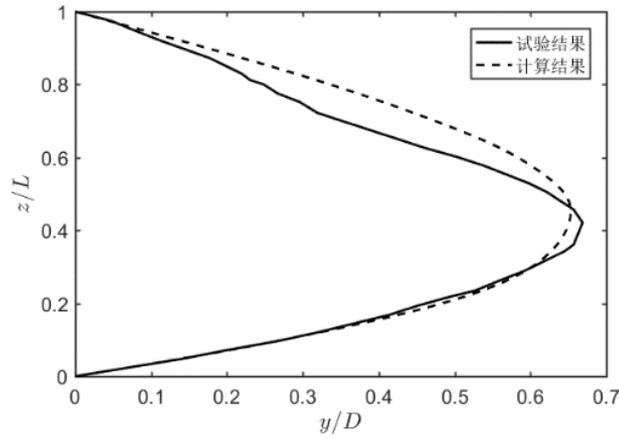


(a) Strip distribution of the flexible riser (b) Grids distributions of single strip

图 3-4 立管切片布置与网格划分

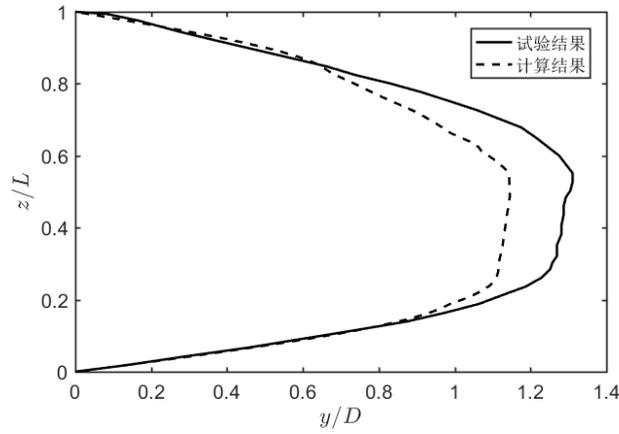
Fig.3-4 Strips and grids distributions of flexible riser

本节 3 个工况的计算结果如图 3-5 和 3-6 所示。图 3-5 展示了三种工况下横流向位移幅值包络线的计算结果，与试验吻合良好。结果表明，柔性圆柱横流向在工况 1 和工况 2 呈一阶模态振动，工况 3 表现为三阶模态。在柔性圆柱顶部施加的变张力在一定程度上激发了更大的振动幅值。对比三种工况，工况 2 的振动响应最剧烈，位移幅值相比于工况 1 增加了 1 倍。这表明，二阶固有频率的激励会显著增强柔性圆柱自身涡激振动响应，这一现象是由于系统振动过程中出现内共振所引起的。变张力作用下的柔性圆柱在横流向涡激振动时会产生 0.5 倍亚谐波振动^[127,136]，恰好等于圆柱一阶固有频率，与涡流频率重合，产生内共振从而激发出较大的振动响应。Chatjigeorgiou 和 Mavrakos^[119]曾专门对这一问题进行解析和数值方法研究。工况 3 的振动响应相比于工况 1 增幅约为 25%，远小于工况 2，这可以从两方面来解释。一方面，柔性圆柱振动由一阶模态上升为三阶模态，模态的上升自身会导致位移幅值减小；另一方面，较大的激励频率使得张力变化的周期较短，对柔性圆柱的激励尚未充分发展就快速变化，从而使得振动发展不充分，因此振动幅值放大的程度小于工况 2。



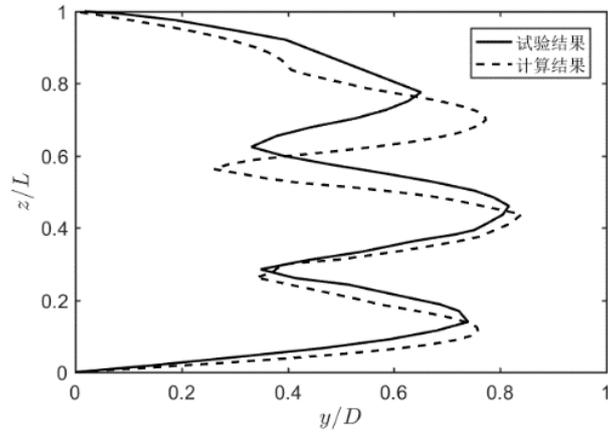
(a) 工况 1 横流向位移幅值

(a) Amplitude envelope of crossflow displacement for Case 1



(b) 工况 2 横流向位移幅值

(b) Amplitude envelope of crossflow displacement for Case 2



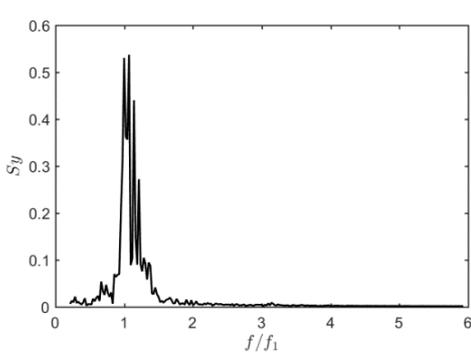
(c) 工况 3 横流向位移幅值

(c) Amplitude envelope of crossflow displacement for Case 3

图 3-5 三种工况横流向位移幅值包络线

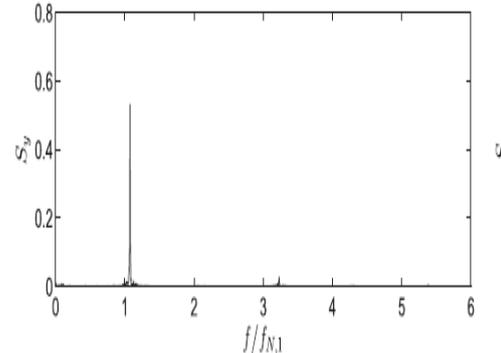
Fig.3-5 Amplitude envelopes of displacements in cross-flow direction for three cases

图 3-6 分别表示三种工况 $0.43 z/L$ 处横流向振动位移功率谱, 与试验结果吻合良好, 各频率成分使用一阶固有频率进行无量纲化。严格来说, 三种工况都不是标准的单一频率振动。工况 1 以一阶固有频率振动, 主振频率成分远强于其他频率, 但同时有其他频率的微小贡献。工况 2 和工况 3 呈现多种频率成分叠加的振动情况, 但有明显的主振频率成分。需要指出, 工况 2 中的一阶固有频率成分远大于二阶固有频率成分, 这一点印证了图 3-5(b) 中工况 2 位移幅值的增大。激励频率的 0.5 倍亚谐波振动等于柔性圆柱自身涡激振动的频率成分产生共振, 从而使得位移振动响应较大。试验结果中二阶固有频率成分 (激励频率) 较弱, 可能是因为 $0.43 z/L$ 恰好处于二阶模态驻点的位置。但在本文数值模拟结果中有明显的体现。工况 3 呈现了明显的多频率振动现象。激励频率 (三阶固有频率) 变成主振频率, 因此工况 3 也表现为三阶模态振动, 与图 3-5 (c) 中的结果一致。



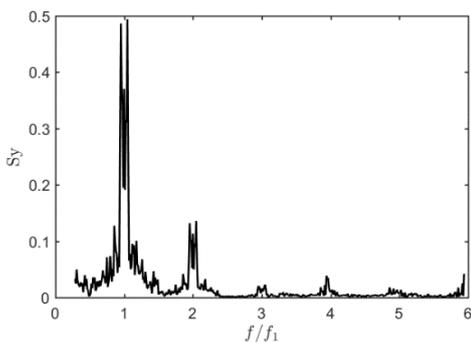
(a) 工况 1 横流向 $0.43 z/L$ 处位移功率谱计算结果

(a) Numerical results of spectral density of $0.43 z/L$ of cross-flow displacement for Case 1



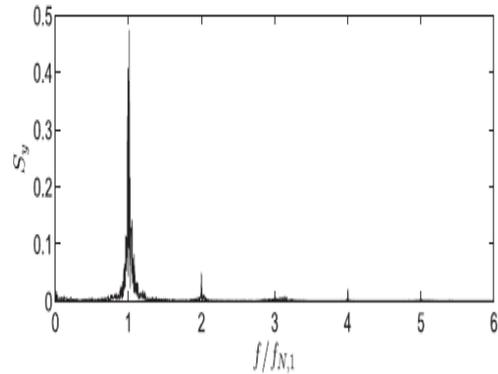
(b) 工况 1 横流向 $0.43 z/L$ 处位移功率谱试验结果

(b) Experimental results of spectral density of $0.43 z/L$ of cross-flow displacement for Case 1



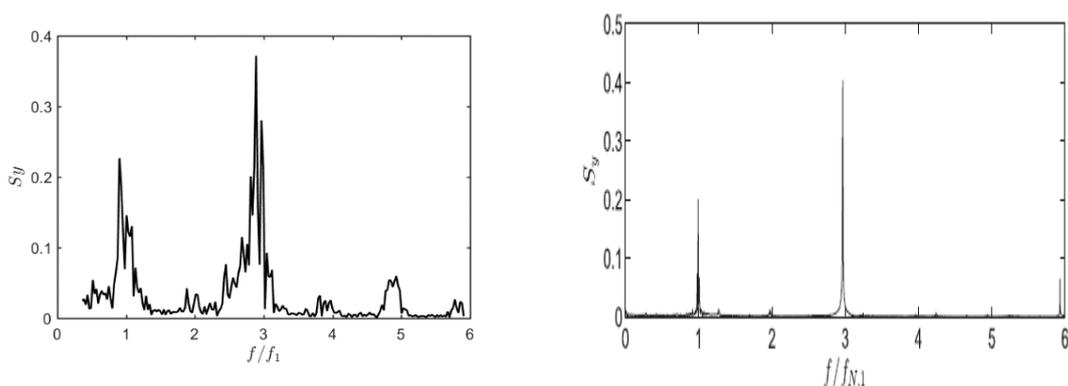
(c) 工况 2 横流向 $0.43 z/L$ 处位移功率谱计算结果

(c) Numerical results of spectral density of $0.43 z/L$ of cross-flow displacement for Case 2



(d) 工况 2 横流向 $0.43 z/L$ 处位移功率谱试验结果

(d) Experimental results of spectral density of $0.43 z/L$ of cross-flow displacement for Case 2



(e) 工况 3 横流向 $0.43 z/L$ 处位移功率谱计算结果 (f) 工况 3 横流向 $0.43 z/L$ 处位移功率谱试验结果

(e) Numerical results of spectral density of $0.43 z/L$ of cross-flow displacement for Case 3 (f) Experimental results of spectral density of $0.43 z/L$ of cross-flow displacement for Case 3

图 3-6 三种工况横流向 $0.43 z/L$ 处位移功率谱

Fig.3-6 Spectral density of $0.43 z/L$ of cross-flow displacement for three cases

3.2 标准模型二：对顶端施加轴向变张力

本节选取唐友刚等^[109]的模型试验作为第二个标准模型，选取和试验相同的工况进行数值模拟，验证求解器的准确性。试验开展于天津大学拖曳水池，试验装置布置如图 1-11 和 1-12 所示。在试验中，立管模型水平放置于水池中，通过拖车带动，以模拟立管所受到的均匀来流作用。立管两端简支，一端通过弹簧连接电机，施加随时间以正弦变化的顶张力。

试验选取长为 5 m ，直径 0.016 m ，长细比 312.5 的 Teflon 管作为立管模型，预张力 100 N 。本节选取两个工况，分别是恒定张力工况和变张力工况，变张力以正弦形式随时间变化，幅值为 20 N ，频率为 3 Hz 。

表 3-3 标准模型二主尺度

Table 3-3 Main parameters of the second standard model

参数名称	数值	单位
直径	0.016	m
长度	5	m
长细比	312.5	-
弯曲刚度	0.982	Nm^2
线密度	0.2566	kg/m
预张力	100	N

表 3-4 标准模型二计算工况
Table 3-4 Computational cases of the second standard model

工况编号	变张力幅值	变张力频率	流 速
1	0 N	0 Hz	0.5 m/s
2	20 N	3 Hz	0.5 m/s

本节网格划分和切片布置形式与 3.2 节相同。计算结果如图 3-7 和 3-8 所示。对于恒定顶张力的 Case1（图 3-7），数值模拟准确预报了立管横流向涡激振动的主振频率 4.84 Hz。对于立管中点应力的计算，尽管时历曲线的形态与试验结果不同，但对应力幅值的预报较为准确。此外，注意到功率谱的试验结果曲线并不光滑，可能原因是试验在测量中所受干扰导致的频率成分。

在施加了幅值 20 N，频率 3 Hz 的轴向参数激励之后，立管振动的频率成分出现了明显的变化，新增加了两个新的频率成分：激励频率成分以及“和频”振动成分。“和频”振动即为振动频率等于激励频率与涡激频率之和的振动成分。

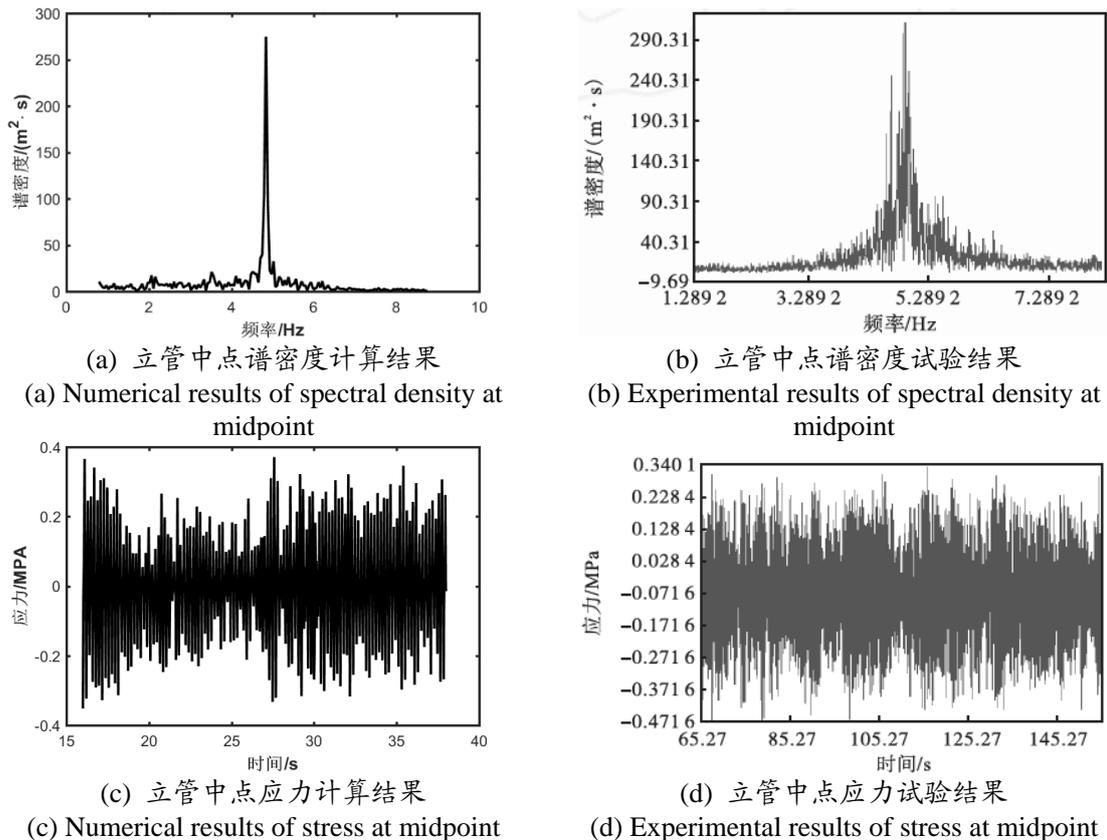


图 3-7 工况 1 立管中点谱密度和应力时历曲线

Fig.3-7 Spectral density and time history curve of stress at midpoint in Case 1

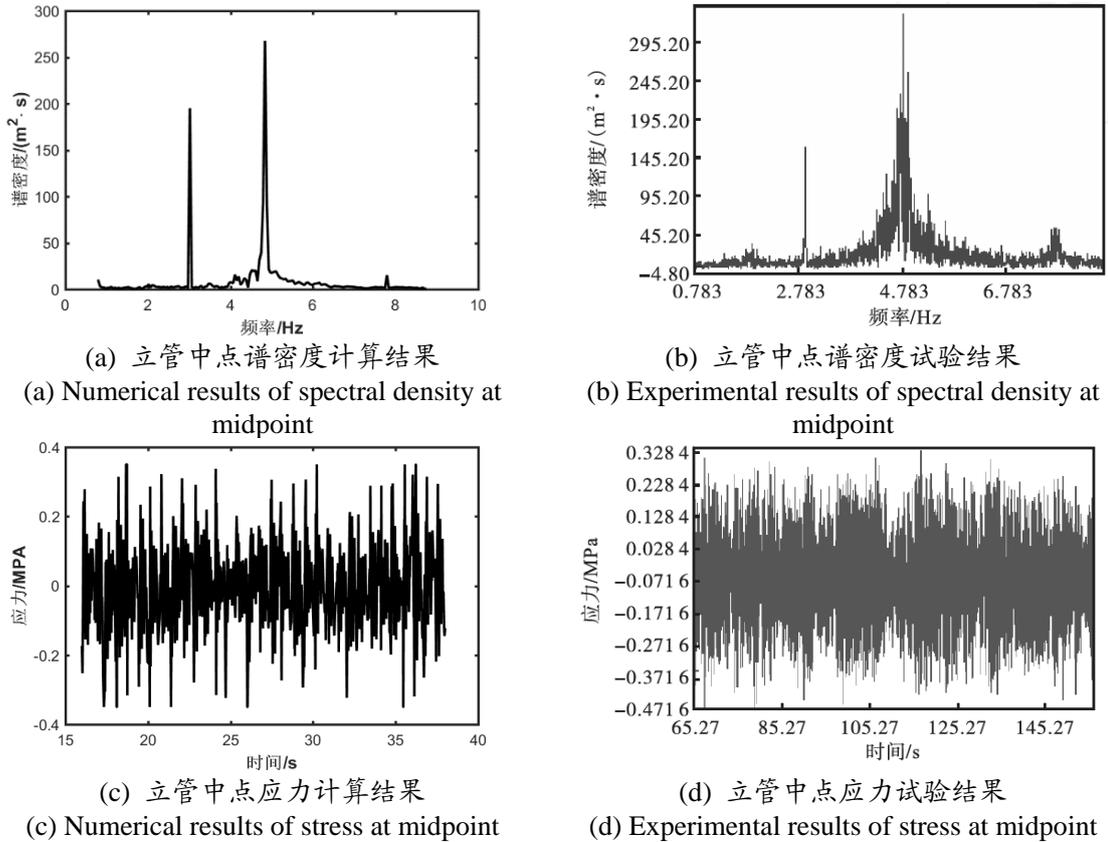


图 3-8 工况 2 立管中点谱密度和应力时历曲线

Fig.3-8 Spectral density and time history curve of stress at midpoint in Case2

3.3 标准模型三：恒定张力盲测试验

本节选取 Chaplin 等^[17-19]的模型试验作为第三个标准试验,以盲测试验的工况为准,并与其他涡激振动预报软件相互对比,以验证求解器的准确性。

试验开展于荷兰代尔夫特水力学实验室,试验装置布置如图 3-9 所示。在试验中,立管模型垂直放置于水池中,下部 45%处于均匀来流中,上部 55%处于静水中。立管长 13.12 m,直径 0.028 m,两端简支连接,立管处于恒定张力状态。

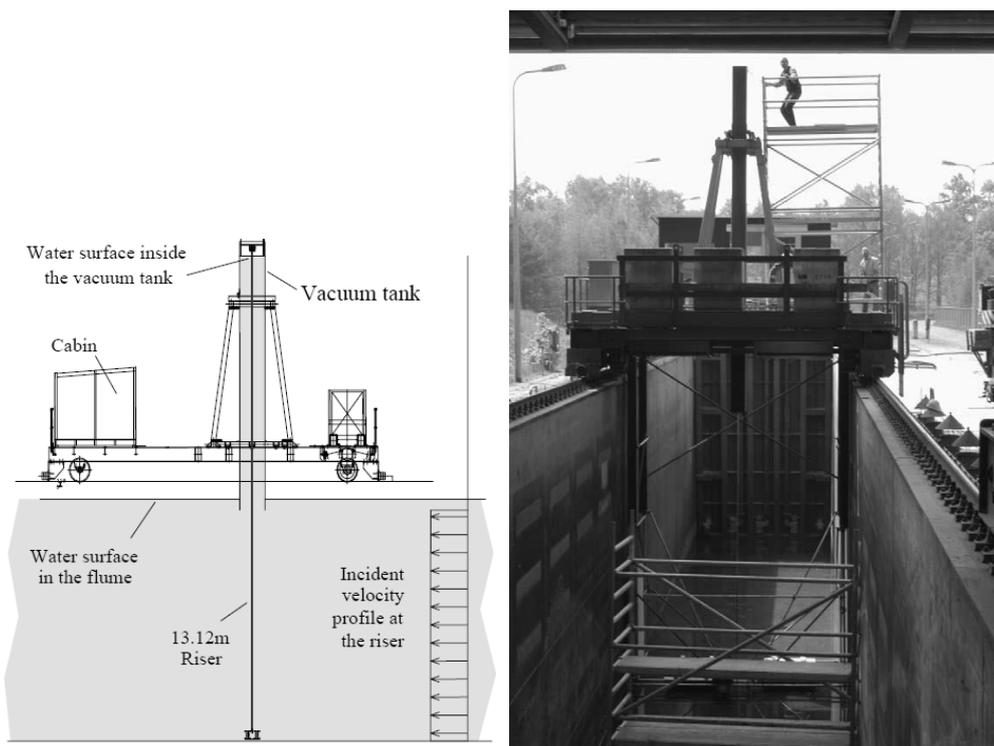


图 3-9 试验装置布置图

Fig.3-9 Lay-out of the experimental device

试验模型主尺度和计算工况如表 3-5。本节共选取 9 个工况进行数值模拟，工况信息如表 3-6 所示。计算中设置不同流速和不同预张力大小。在本节计算中，轴向张力不随时间变化。对于网格划分，切片布置形式和计算域设置与前文相同，单个切片的大小为 $-30D \leq x \leq 40D$ 和 $-30D \leq y \leq 30D$ 。环形贴体网格半径为 $10D$ ，沿径向划分 180 份网格，四分之一周向划分 75 份网格。最终网格数量为 143 万。

本文选取顺流向和横流向最大位移、顺流向和横流向 RMS 曲率、振动频率和主振模态为基准，与试验结果进行对比。其中，振动频率是通过将主振频率转化为斯特罗哈尔数之后进行对比。数值模拟结果如图 3-10、3-11 和 3-12 所示，试验结果和其他商业软件的计算结果截取自 Chaplin 等^[18]的盲测试验，红色实心圆圈连接线表示本文计算结果，黑色实心圆圈表示试验结果，其他标记为其他软件计算结果。本文数值模拟结果共与 11 个其他涡激振动预报软件对比，注意到顺流向的软件计算结果较少，是因为部分基于频域方法开发的计算软件仅能计算横流向的振动响应，不具备顺流向的计算功能，例如 Shear7^[67]。

表 3-5 标准模型三主尺度
Table 3-5 Main parameters of the third standard model

参数名称	数 值	单 位
直径	0.028	<i>m</i>
长度	13.12	<i>m</i>
长细比	469	-
弯曲刚度	29.9	<i>Nm²</i>
质量比	3	-

表 3-6 标准模型三计算工况
Table 3-6 Computational cases of the third standard model

工况编号	预张力	流 速
1	405 N	0.16 m/s
2	407 N	0.21 m/s
3	457 N	0.31 m/s
4	506 N	0.40 m/s
5	598 N	0.54 m/s
6	670 N	0.60 m/s
7	743 N	0.70 m/s
8	923 N	0.85 m/s
9	1002 N	0.95 m/s

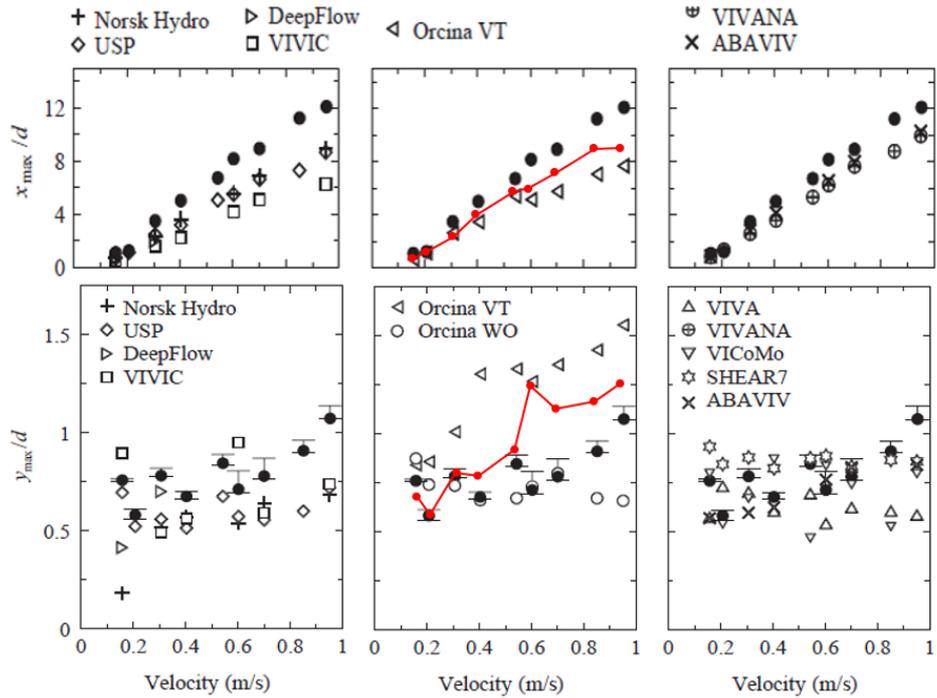


图 3-10 立管顺流向和横流向最大位移对比，标记红色圆圈的连线为计算结果
 Fig.3-10 Comparisons of maximum cross-flow displacement normalized by the diameter (red solid circles connected by red lines are numerical results)

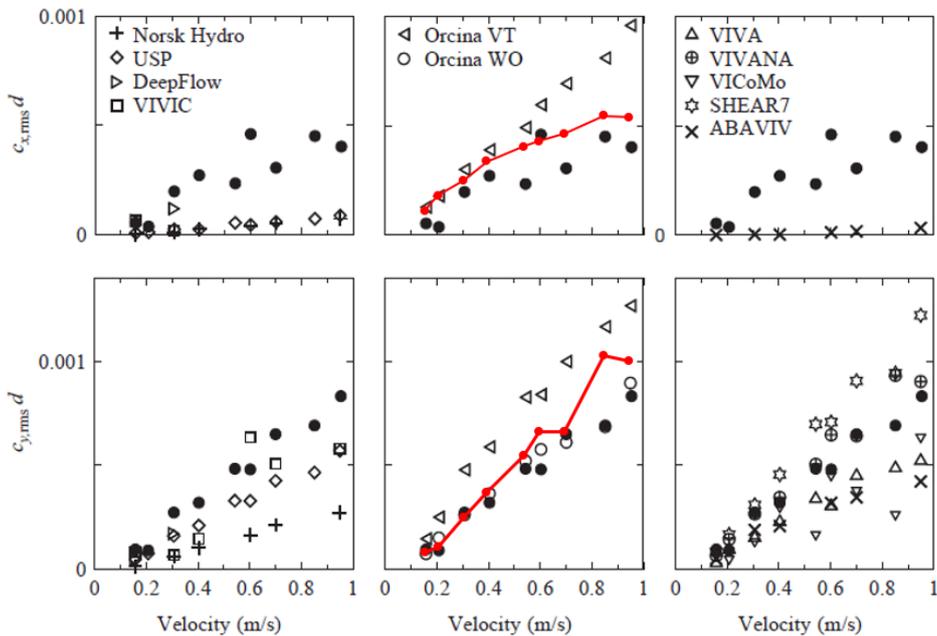


图 3-11 立管顺流向和横流向 RMS 曲率对比，标记红色圆圈的连线为计算结果
 Fig.3-11 Comparisons of RMS curvature in in-line and cross-flow directions (red solid circles connected by red lines are numerical results)

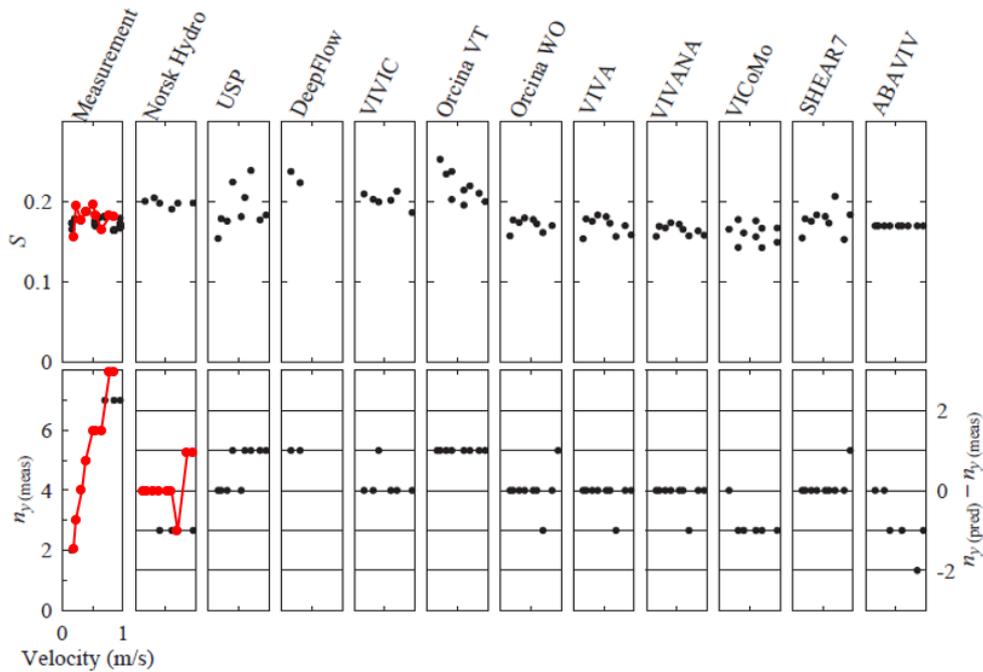


图 3-12 立管横流向振动频率和主振模态对比，标记红色圆圈的连线为计算结果
 Fig.3-12 Comparisons of vibration frequency and vibration mode in cross-flow direction (red solid circles connected by red lines are numerical results)

图 3-10 展示了顺流向和横流向最大位移的数值模拟结果，并与试验结果对比。相比之下，顺流向的计算结果相对准确，整体趋势与试验结果吻合。横流向前三个工况计算结果准确，后续工况整体趋势与试验结果相似，准确度仍有提升空间。图 3-11 展示了横流向与顺流向 RMS 曲率的对比结果，本文基于 viv-FOAM-SJTU 求解器的计算结果准确度较高，整体趋势与试验结果相同且误差较小，数值模拟结果优于大部分其他预报软件。对于这一计算误差，可能是因为 RMS 曲率值本身计算结果较小，相对难以准确计算，尤其是通过直径 D 进行无量纲化之后，微小的误差也会被数倍放大。

图 3-12 对比了数值模拟结果与试验值振动频率和主振模态的差别，本文将主振频率转化为斯特罗哈尔频率，以便与 Chaplin 等^[18]论文中的结果对比。由于文献中的图较小，因此仅能粗略比较计算结果与试验结果的一致性。结果表明，求解器对振动频率预报准确。对于立管主振模态的预报，左侧第一张图纵坐标代表主振模态阶数，右侧 11 张图的纵坐标表示计算结果与试验结果模态阶数的差值，若预报准确则为 0。对于立管主振模态，求解器准确预报了前 6 个工况，第 7 个工况主振模态低了一阶，第 8 和第 9 个工况主振模态高了一阶，整体预报精度良好。

3.4 本章小结

本章选取三个标准模型试验，根据试验设置计算工况，使用 viv-FOAM-SJTU 求解器进行数值模拟，对比计算结果。本章首先选取 Franzini 等^[105-108]在巴西圣保罗国家技术研究所（IPT）开展的垂直立管涡激振动试验，通过在立管顶端直接施加轴向位移模拟平台垂荡作用。第二个标准模型试验是唐友刚等^[109]在天津大学拖曳水池进行的水平立管模型试验，通过对立管顶端施加随时间变化的轴向张力来模拟平台垂荡所产生的影响。最后，本文选取 Chaplin 等^[17-19]在荷兰代尔夫特水力学实验室进行的阶梯流作用下细长柔性立管涡激振动试验，该试验设置立管轴向张力恒定，不随时发生变化。Chaplin^[18]与 11 种商业软件进行盲测对比，本文与其设置相同的计算工况，可与其他软件的准确性进行相互对比。通过对三个标准模型试验的数值模拟，本文验证了本文所使用的 viv-FOAM-SJTU 求解器的准确性，为后续数值分析工作提供基础。

第四章 考虑平台垂荡的立管涡激振动数值模拟

本章及后续两章，针对平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动问题进行数值模拟分析。如前文所述，本文将平台垂荡简化为随时间变化的轴向张力。本章根据能量等效原理，选取一个典型变张力工况，以及其对应的两个恒定张力工况进行数值模拟分析，说明在变张力作用下顶张力立管涡激振动的特点。

4.1 计算模型

本章选取第三章内的第三个标准模型为计算模型，其主要参数如表 4-1 所示。本章设置立管垂直放置，处于 0.4 m/s 的均匀来流作用，计算工况如表 4-2 所示。本章共选取 3 个计算工况，分别是一个变张力计算工况（工况 1）和两个恒定张力工况（工况 2 和工况 3）。对于变张力计算工况，本章设置其预张力为 1610 N，变张力幅值 800 N，变张力频率 2.285 Hz。工况 2 和工况 3 的参数设置选取根据能量等效的原理选取。

表 4-1 第四章计算模型主尺度
Table 4-1 Main parameters of the model in Chapter 4

参数名称	数值	单位
直径	0.028	m
长度	13.12	m
长细比	469	-
弯曲刚度	29.9	Nm ²
质量比	3	-
流速	0.4	m/s

表 4-2 第四章计算工况
Table 4-2 Computational cases in Chapter 4

工况	预张力	变张力幅值	变张力频率
1	1610 N	800 N	2.285 Hz
2	1101.7 N	0 N	0 Hz
3	2119.3 N	0 N	0 Hz

在计算模型中，假设轴向变张力随时间以正弦形式变化，则立管顶端变张力的表达式为：

$$T(t) = T_t + A \sin(2\pi f \cdot t) \quad (4-1)$$

其中， T_t 表示预张力， A 、 f 和 t 分别表示轴向张力随时间变化的幅值、频率和时间。则一个周期内变张力变化曲线如图 4-1 所示。

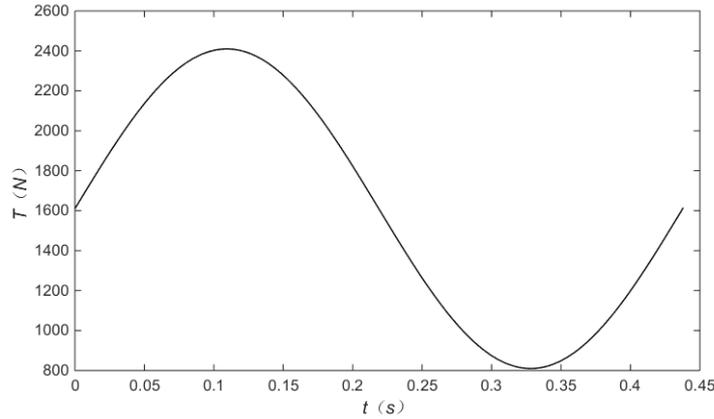


图 4-1 一个周期内立管顶端轴向张力变化曲线

Fig.4-1 Time history curve of axial tensions at the top of the riser in a single period

因此，在半个周期内，变张力等效做功为：

$$\int_0^{1/2f} A \sin(2\pi f \cdot t) dt = \frac{A}{\pi f} \quad (4-2)$$

则半周期内，变张力做功的等效顶张力为：

$$\frac{A}{\pi f} / (1/2f) = \frac{2A}{\pi} \quad (4-3)$$

对于本章的工况 3，变张力幅值取 800 N，代入数据有：

$$\frac{2A}{\pi} = \frac{2 \times 800}{\pi} \approx 509.3N \quad (4-4)$$

因此，从能量等效的角度出发，得到了在半个周期内变张力做功的等效静张力。在原有预张力（1610 N）基础上分别加上和减去这一等效静张力（509.3 N），即为 2119.3 N 和 1101.7 N，由此解释了表 4-2 中两个恒定张力下涡激振动算例的参数设置原因。

如前文所述，本文数值模拟基于实验室自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器展开，通过切片理论取代三维流场数值模拟，以便简化计算。本节计算沿立管均匀划分 20 个切片，每个切片使用相同的网格结构。立管切片布置与单个切片的网格划分如图 4-2 所示。

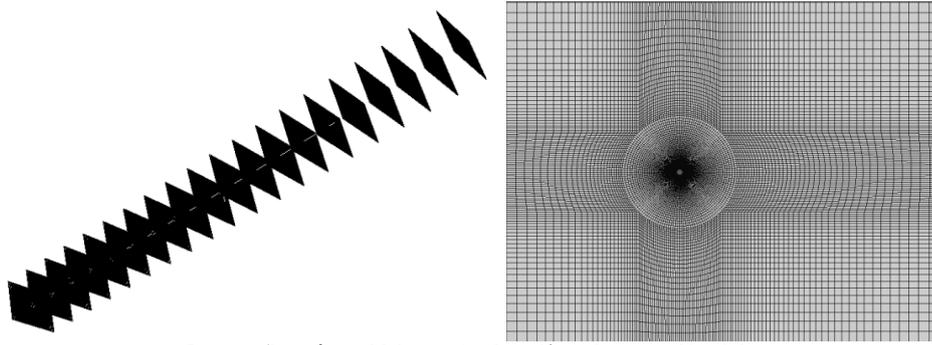


图 4-2 第四章立管切片布置与单个切片网格划分
Fig.4-2 Strip distributions and grids in single strip in Chapter 4

在本章后续两节中，本文将首先介绍在平台垂荡作用下（变张力作用下），立管涡激振动的响应特性，之后通过与两个静张力工况进行结果对比，以此说明变张力作用所带来的影响。

4.2 考虑平台垂荡的典型工况分析

本节展示立管在正弦变化的变张力作用下涡激振动响应特性。变张力幅值 800 N，频率 2.285 Hz，等于立管二阶固有频率。

图 4-3(a)和(b)分别展示了立管中点在顺流向振动的时历曲线和功率谱密度，功率谱密度是通过对时历曲线进行傅里叶变换得到。尽管功率谱的展现形式忽略了振动的相位信息，但在多数情况下十分有效。傅里叶变换的积分形式如式 4-5 所示，其中， ξ 表示任意频率。

$$\hat{f}(\xi) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-2\pi i t \xi} dt \quad (4-5)$$

由图 4-3(a)可知，立管顺流向振动的平衡位置超过两倍直径。立管在顺流向由于受到来流作用会产生弯曲，整体呈弧形。在此基础上，立管在来流作用下出现泻涡而在顺流向产生的涡激振动。因此，立管在顺流向的位移可包含在来流作用下的弯曲和泻涡造成的涡激振动两部分。由图 4-3(b)可知，立管在顺流向振动主要体现了变张力的激励频率，而自身的涡激振动频率成分体现不明显。说明在这一工况下，对立管顶端施加的随时间变化的轴向变张力起绝对的控制作用。

沿立管轴向等间距提取 9 个切面，分别提取其顺流向位移时历曲线，做傅里叶变换，结果如图 4-4 所示。相比于图 4-3(b)，延展向绘制多个位置的位移功率谱，可用于分析振动的频域特性沿展向的分布情况。由图 4-4 可知，立管中部的振动能量最大，向立管两端依次减弱，结果合理。注意到在频谱图中仍仅有激励频率的成分得以体现，说明在这一工况下，平台垂荡所产生的影响起决定性作用。

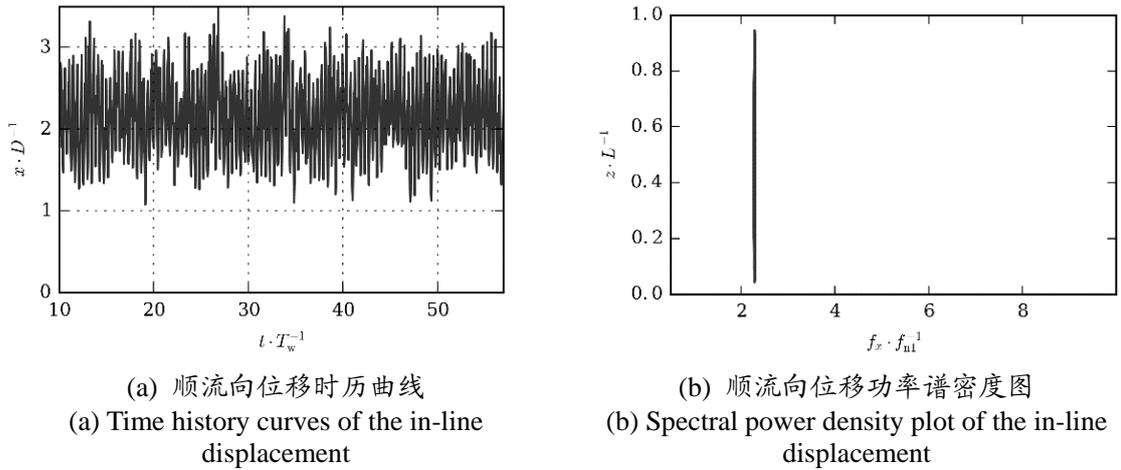


图 4-3 工况 1 顺流向振动时历曲线与功率谱密度图

Fig.4-3 Time history curves and spectral power density plot of the in-line displacement in Case1

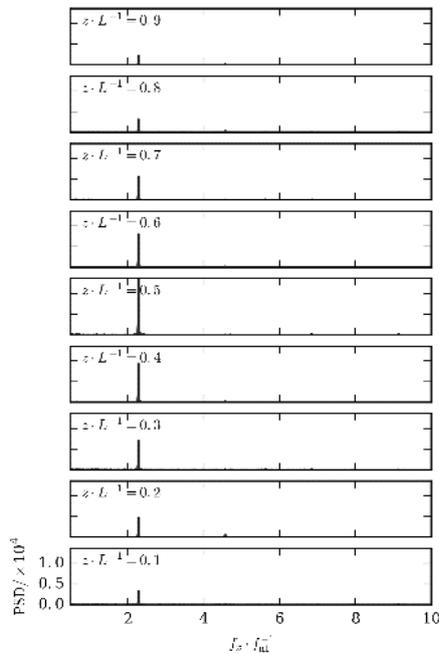


图 4-4 工况 1 顺流向振动各截面位置位移功率谱密度图

Fig.4-4 Spectral power density plot of the in-line displacement at different locations along the span of the riser in Case1

在振动频率分析的基础上，本文进一步采用模态分析的方法讨论这一问题。对于大长细比柔性圆柱或立管，其振动位移通常情况下并不是规律的周期性振动，常包含多种频率成分叠加。可将其位移响应根据梁模型的振动模态进行分解，得到不同振动模态的参与程度，分析其主振模态。不同模态的参与程度以及变化规律，如式 4-6 和 4-7 所示。

$$x(z,t) = \sum_{m=1}^M \phi^m(z) \omega_x^m(t) \quad (4-6)$$

$$y(z,t) = \sum_{m=1}^M \phi^m(z) \omega_y^m(t) \quad (4-7)$$

其中, $x(z,t)$ 和 $y(z,t)$ 分别表示顺流向与横流向的振动位移, ω_x^m 和 ω_y^m 表示顺流向与横流向位移的模态权重, $\phi = (\phi^1, \phi^2, \dots, \phi^M)$ 表示振型矩阵, M 表示结构放开的自由度个数。该方法的本质上体现了分离变量的思想, 将空间分布参数 z 和时间分布参数 t 分离开, 有助于进行更深入的机理性分析。对于振型矩阵, 目前通用的做法是选取标准的三角函数作为柔性圆柱或立管的振型^[14,90,144]:

$$\phi^m(z,t) = \sin\left(\frac{m\pi z}{L}\right) \quad (4-8)$$

由此, 可将位移表示为:

$$x(z,t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N a_{mn} \sin\left(\frac{m\pi z}{L}\right) \sin(n\omega t + \psi) \quad (4-9)$$

由此可将模态权重表示成傅里叶级数的形式:

$$\omega_x^m = \sum_{n=1}^N a_{mn} \sin(n\omega t + \psi) \quad (4-10)$$

$$\omega_y^m = \sum_{n=1}^N b_{mn} \sin(n\omega t + \theta) \quad (4-11)$$

对顺流向振动做模态分析, 结果如图 4-5 所示。图 4-5(a)、4-5(b)和 4-5(c)分别展示了立管在顺流向振动的位移振型图、模态权重时历曲线与模态功率谱密度图。模态权重时历曲线和模态功率谱密度的含义可类比振动以时历曲线及其功率谱密度。

结果显示, 立管在顺流向呈 7 阶模态, 这一点在图 4-5 的三张子图中体现出相同的结论。注意到在图 4-5(b)的模态权重时历曲线中, 权重出现了明显的准周期性变化特征。对于图 4-5(c)中的模态权重功率谱, 七阶模态出现了四个峰值。其中, 第一个峰值是变张力的激励频率, 后三个则是正常的涡激振动顺流向振动的频率成分, 出现多个峰值是由于变张力的作用造成的。轴向张力的变化实际上改变了立管的弯曲刚度, 也改变了立管的固有频率。随时间周期性变化的轴向顶张力实质上造成了立管固有频率的周期性变化。因此, 在来流速度不变的情况下, 立管涡激振动的主振频率同样随时间变化, 激发同一阶模态所需的频率成分不同, 这就造成了立管振动在同一阶模态中出现了多个峰值。此外, 注意到 5 阶模态同

样出现了峰值，这一点同样是由于变张力的影响造成的。

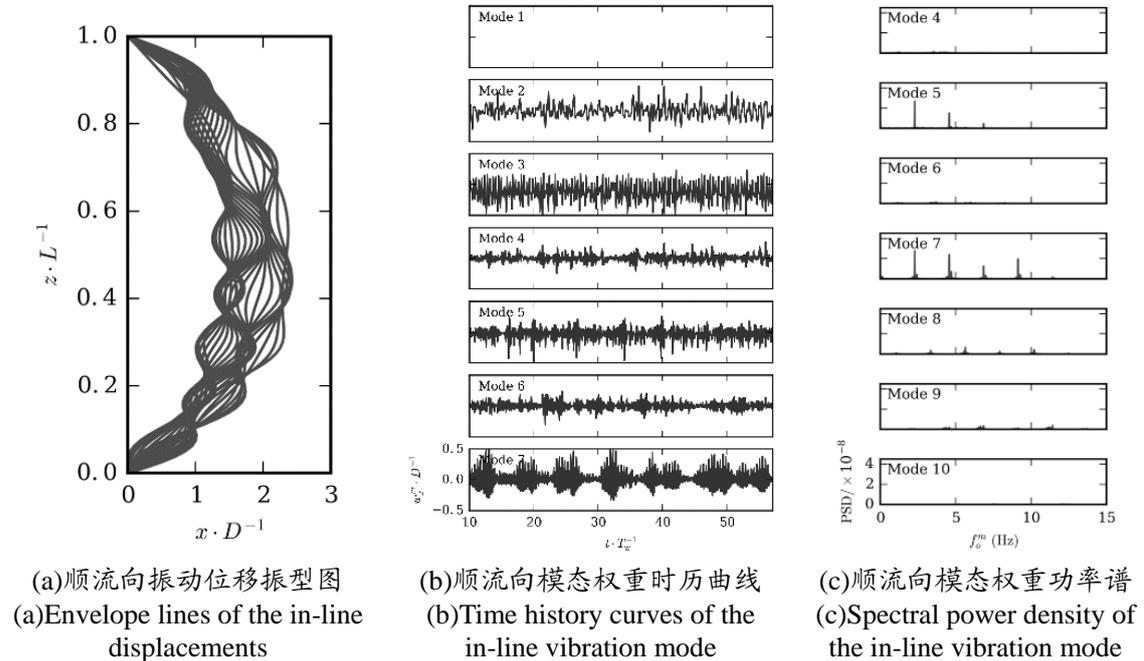
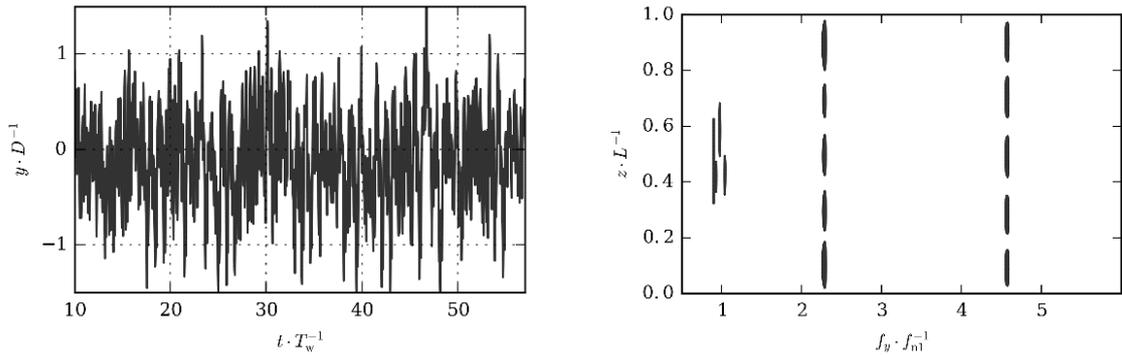


图 4-5 工况 1 顺流向立管涡激振动模态响应
Fig.4-5 Modal response of Case 1 in in-line direction

图 4-6(a)和(b)分别展示了立管中点在横流向振动的时历曲线和频谱图，可以看出立管横流向振动的平衡位置基本上在坐标轴，与顺流向振动沿水流方向的偏斜不同。且横流向振动的振动幅值要明显大于顺流向振动结果，横流向振动是立管涡激振动的主要成分。从频谱图（图 4-6(b)）中可以看出，横流向振动主要体现出三个频率成分，最小的是出现在横流向的 0.5 倍亚谐振动，其频率大小等于激励频率的一半，这是参激振动非线性特性的典型特征。中间的是变张力的激励频率成分，最大的是立管自身横流向涡激振动的固有成分。

沿立管轴向提取 9 个切面，分别提取时历曲线，做傅里叶变换，结果如图 4-7 所示，完整展现了三个频率成分沿立管轴向的分布情况。立管横流向的亚谐振动主要集中在立管中部，向立管两端以此减弱，表明变张力参数激励的影响主要体现在立管中部，与顺流向计算结果一致。其余两个频率成分沿管长方向出现 5 个峰值，表明立管的横流向振动呈 5 阶模态，这是立管自身涡激振动频率成分的体现，符合涡激振动的固有属性。



(a) 横流向位移时历曲线
(a) Time history curves of the cross-flow displacement
(b) 横流向位移功率谱密度图
(b) Spectral power density plot of the cross-flow displacement

图 4-6 横流向振动时历曲线与功率谱密度图

Fig.4-6 Time history curves and spectral power density plot of the cross-flow displacement

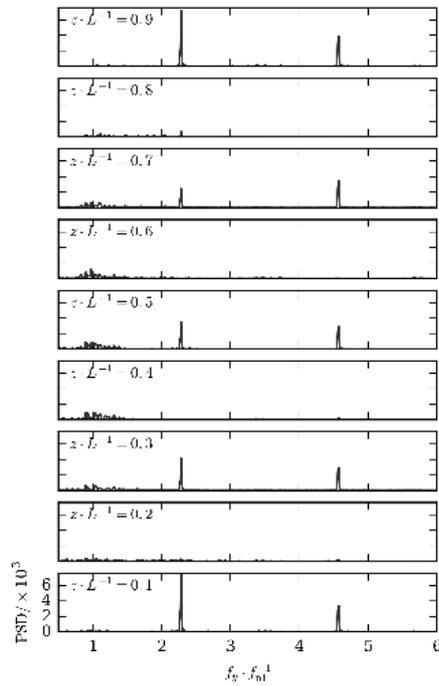


图 4-7 工况 1 横流向振动各截面位置位移功率谱密度图

Fig.4-7 Spectral power density plot of the cross-flow displacement at different locations along the span of the riser in Case1

对横流向振动进一步做模态分析，图 4-8 展示了立管在横流向振动的位移振型图、模态权重图与模态功率谱密度图。结果显示，立管横流向振动呈 5 阶模态，观察振型权重的时历曲线可以发现，5 阶模态的模态权重有明显的优势，与振型包络线相符合。注意到 1 阶模态的模态权重也较为突出，明显高于除 5 阶模态之外的模态权重。从横流向振动的功率谱密度可以看出，最高峰值出现在 5 阶模态

中，与前两张图相符合。5 阶模态中出现两个峰值，第一个峰值正好出现在激励频率的位置，第二个峰值表示立管 5 节固有频率，是 5 阶模态所对应的振动频率。注意到功率谱密度图中，1 阶模态出现了频率大小等于激励频率一半的频率成分，这是参激振动中典型的“亚谐波振动”现象，是参数激励下结构物非线性振动的体现，并且亚谐波振动主要出现在 1 阶模态振动中。

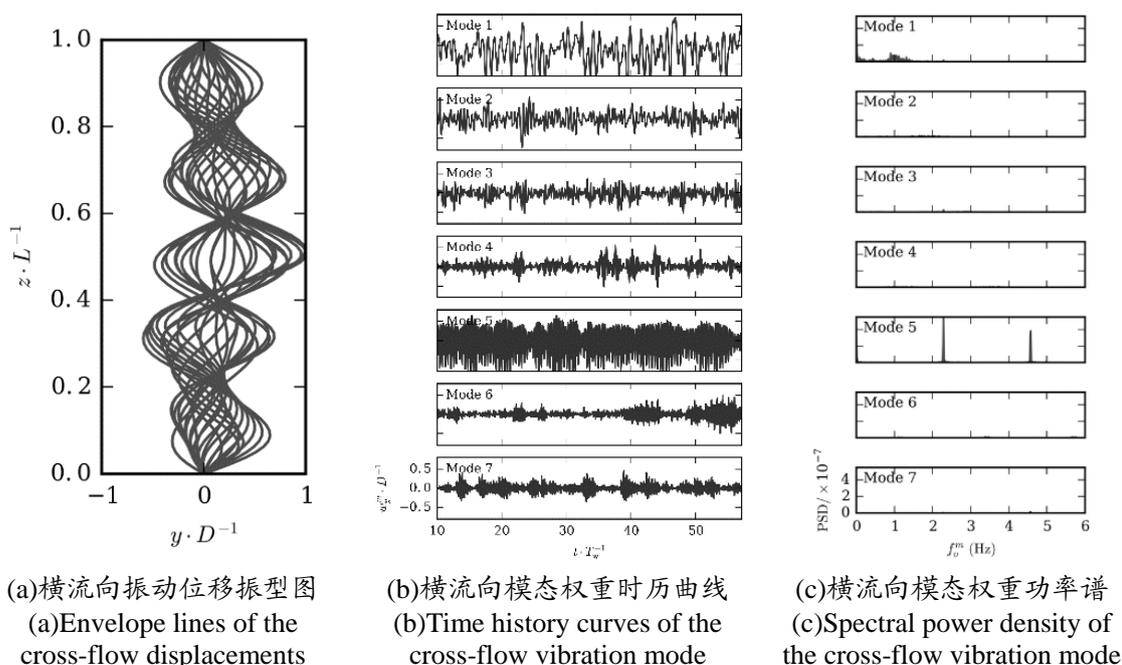


图 4-8 工况 1 横流向立管涡激振动模态响应

Fig.4-8 Modal response of Case 1 in cross-flow direction

在模态分析和频率分析的基础上，本文进一步引入小波分析。传统的傅里叶变换仅能给出时间段内整体的振动频率分布，而连续小波变换可以计算出局部时刻的振动频率信息，得到频率随时间的变化规律。相比于传统的傅里叶变换，小波分析明显可以反映更多的信息。小波变换函数可表示为：

$$X_{\omega}(a,b) = \frac{1}{|a|^{1/2}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \bar{\psi} \left(\frac{t-b}{a} \right) dt \quad (4-12)$$

其中， $\psi(t)$ 表示小波母函数，在时域和频域上都是连续的， $\bar{\psi}(t)$ 表示其共轭函数。本文所使用的小波母函数均为 Morlet 小波函数，如图 4-9 所示。对小波母函数进行缩放平移后得到小波函数，与其它信号 $x(t)$ 做内积即可得到对应的小波变换结果。对于一般函数，做内积的过程即为相乘后积分。

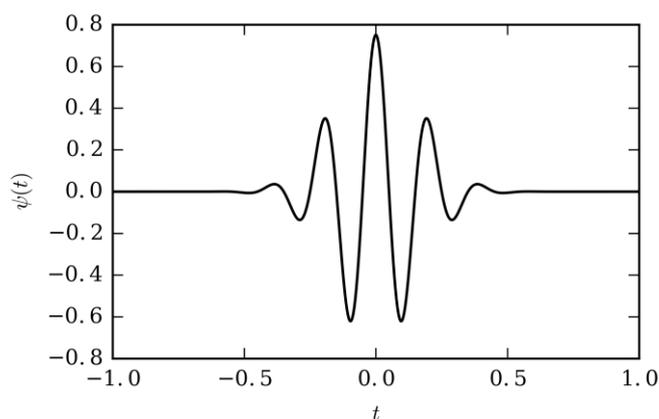
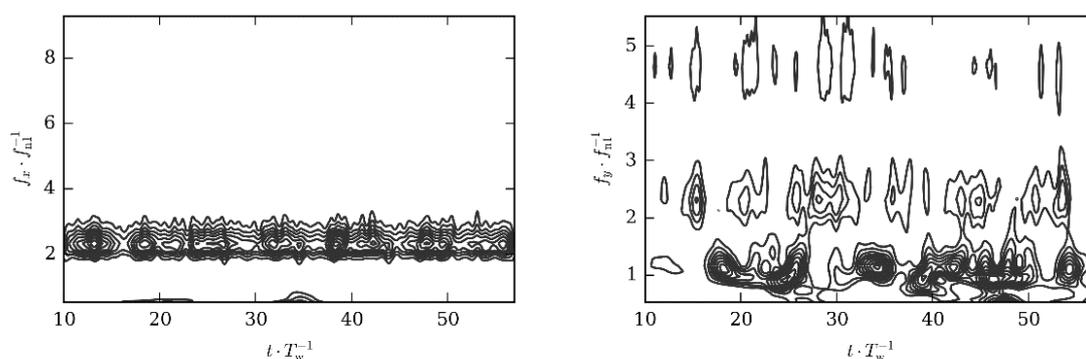


图 4-9 Morlet 小波函数
Fig.4-9 Morlet wavelet function



(a) 工况 1 立管中点顺流向位移小波分析云图 (b) 工况 1 立管中点横流向位移小波分析云图
(a) Wavelet analysis contour of the in-line displacement in Case 1 (b) Wavelet analysis contour of the cross-flow displacement in Case 1

图 4-10 工况 1 立管中点顺流向(a)和横流向(b)位移小波分析云图

Fig.4-10 Wavelet analysis contour of the in-line(a) and cross-flow(b) displacement in Case 1

对立管中点处位移时历变化做小波分析，顺流向和横流向的计算结果分别如图 4-10(a)和(b)所示。图 4-10(a)代表顺流向的计算结果，图 4-10(b)代表横流向的计算结果。可以看到顺流向的结果表明，立管顺流向持续呈单一频率振动，且振动频率等于变张力的激励频率。这是因为在振动过程中，立管顺溜向呈弯曲状，平衡位置在水流冲击作用下存在弧度，弯曲刚度较小，平台垂荡运动在顺流向上的振动频率存在明显的控制力。而在横流向，由于其振动关于中轴对称，平衡位置位移约等于 0，所以变张力对其振动特性不体现为明显的控制力，仍然存在多个频率成分，主要影响在于变张力作用下造成的固有频率变化，从而导致立管呈现多频率下的振动特性。观察图 4-10(b)可知，振动中体现最多的是一阶模态的亚谐振动。

4.3 变张力与恒定张力结果对比

如前文所述，本章通过能量等效的原理选取了三个工况，一个变张力的计算工况和两个恒定张力的计算工况，并说明了工况参数选取的原因，以及变张力工况的计算结果和原理分析。本节对比三个工况的计算结果，说明变张力的参数激励对立管涡激振动的影响。图 4-11 给出了顺流向振动计算结果的对比，四幅图分别表示顺流向振动的平均位移、平均曲率、位移标准差和曲率标准差。观察可知，三个工况下的计算结果有明显区别，主要发现前两个平均统计参数主要受静张力影响，而后两个标准差统计参数则主要受变张力的影响。

前两幅图（图 4-11(a)和(b)）表示顺流向振动的两个平均统计参数，可以看到，这两个结果主要受静张力大小的影响，尤其在平均位移的计算结果有明显的体现。对于顺流向的平均位移，三条曲线按其静张力的数值大小依次排列三条线（变张力工况下的预张力是 1610 N）。平均曲率同样体现这一点，虽然变张力工况的波动较大，但平均大小同样在两个恒定张力工况之间。注意到在这两幅图中，计算结果均按照预张力大小进行排列，且对于预张力较小的工况，其计算结果大于预张力较大的工况，这一结果是合理的。因为预张力的大小直接影响了立管的刚度特性，尤其是本文将立管模型处理为两端简支的欧拉-伯努利梁模型。预张力越大则立管刚度越大，因此计算结果符合常理。

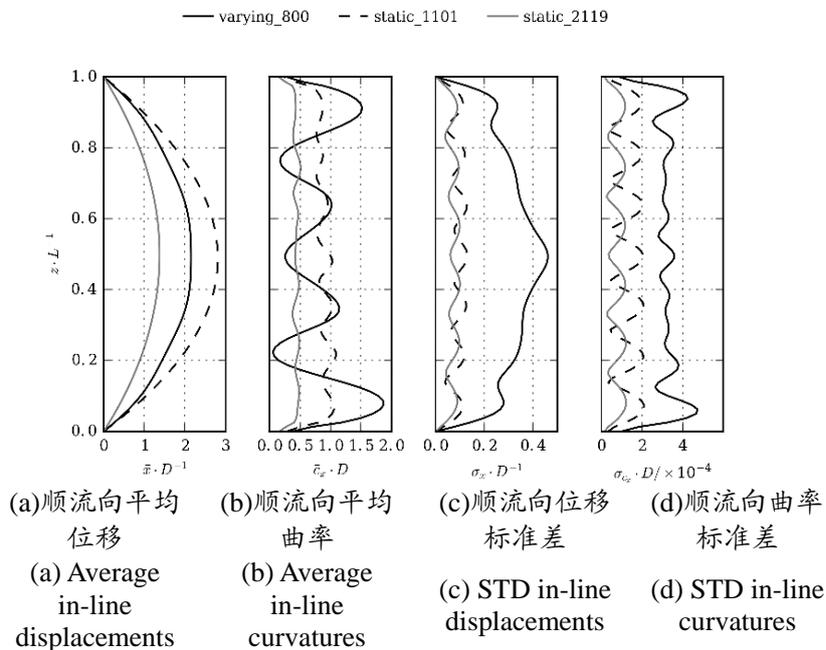


图 4-11 三个工况顺流向立管涡激振动响应结果对比

Fig.4-11 Results comparisons of VIV response for three cases in in-line direction

后两幅图（图 4-11(c)和(d)）分别展示了顺流向振动的两个标准差统计参数，可以看到变张力工况的计算结果远大于两个恒定张力的工况。由于标准差这一参数本身表示了波动性，标准差越大则表示波动越大。结果表明在变张力作用下，立管顺流向振动虽然平均响应程度变化不明显，但振动明显变得更加剧烈。

图 4-12 给出了横流向振动的计算结果对比，分别表示横流向振动的位移标准差（图 4-12(a)）与曲率标准差（图 4-12(b)）。首先说明由于横流向振动的平衡位置在坐标轴，基本为 0，所以计算结果的平均位移与平均曲率也同样为 0，所以不存在比较的意义，所以这里没有给出，这一点在 4.2 节的介绍中也已说明。观察结果可知，横流向的结论与顺流向一致。在变张力参数激励的作用下，立管涡激振动变得更加剧烈，统计参数的均方根远大于两个恒定张力工况的计算结果。

综上所述，变张力参数激励加剧了立管涡激振动响应，且主要体现在统计参数的均方根上。平均统计参数主要由立管的静顶张力决定，即主要决定于立管的弯曲刚度。

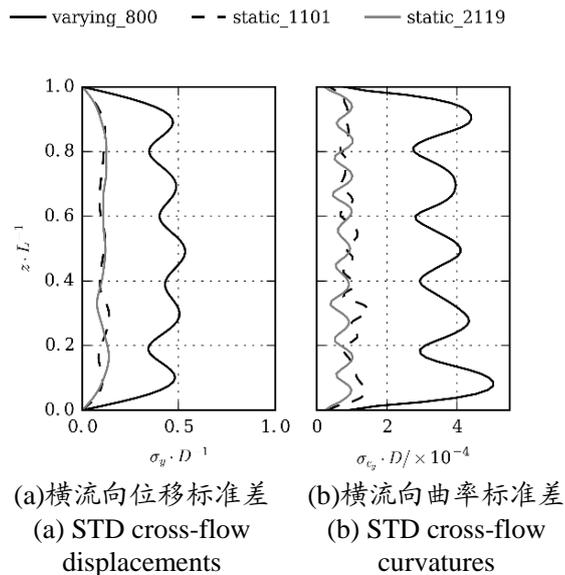


图 4-12 三个工况横流向立管涡激振动响应结果对比

Fig.4-12 Results comparisons of VIV response for three cases in cross-flow direction

4.4 本章小结

本章对顶张力立管施加平台运动影响，将其转换为随时间变化的轴向张力，选取标准模型，讨论平台垂荡运动对立管涡激振动的影响。本章共选取三个计算工况，分别是一个变张力工况和两个恒定张力工况，恒定张力工况根据能量等效原则确定参数。本章首先给出变张力工况的计算结果，说明在施加顶端平台运动

之后所出现的振动响应特性，之后通过三个工况的对比，说明顶端平台垂荡运动所产生的影响。在施加平台垂荡运动影响之后，立管自身涡激振动响应被显著放大。立管整体顺流向呈现七阶模态振动，横流向呈现五阶模态振动。对于顺流向振动，平台垂荡频率体现的最为强烈。而对于横流向振动，立管体现出三种不同振动成分，分别是立管中段的 0.5 被亚谐振动、平台垂荡频率和自身涡激振动频率。亚谐振动是参数激励系统的典型特征之一。经过对三个工况的对比，结果表明立管平均振动位移和平均曲率主要受预张力大小的影响，而变张力主要影响了振动的剧烈程度。预张力直接影响立管刚度，预张力越大，平均位移和平均曲率越小。施加变张力之后，立管涡激振动明显变得更加剧烈，位移标准差和曲率标准差明显变得更大。

第五章 不同垂荡幅值作用下顶张力立管涡激振动

本章选取不同工况，对不同垂荡幅值作用下的顶张力立管涡激振动进行数值分析，说明在不同垂荡幅值作用下顶张力立管涡激振动的变化规律。如前文所述，本文将平台垂荡简化为随时间变化的轴向张力，因此通过对立管顶端施加不同幅值的变张力来改变垂荡幅值。本文首先选取 0.4 m/s 均匀流，改变不同垂荡运动幅值进行对比计算。之后改变流速，对比不同变张力幅值情况下的涡激振动响应。计算结果将从振动位移、振动频率和振动模态等方面进行。

5.1 计算模型

本章选取的计算模型与第四章相同，设置立管垂直放置，处于均匀来流中，其主要参数如表 5-1 所示。本章共设置 10 个工况，包含 1 个恒定张力工况和 9 个变张力工况。10 个工况设定预张力 1610 N，恒定张力工况（工况 1）处于 0.4 m/s 的均匀来流中，9 个变张力工况分别处于 0.4、0.6 和 0.8 m/s 的均匀来流中。9 个变张力工况对立管顶端施加频率为 2.285 Hz，以正弦形式变化的轴向张力，变张力幅值分别为 200、500 和 800 N。各工况的详细参数设置如表 5-2 所示。

如前文所述，本文数值模拟基于实验室自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器展开，通过切片理论取代三维流场数值模拟，以便简化计算。本节计算模型中的切片布置和网格设置与第四章相同，立管切片布置与单个切片的网格划分如图 5-1 所示。

表 5-1 第五章计算模型主尺度
Table 5-1 Main parameters of the model in Chapter 5

参数名称	数 值	单 位
直径	0.028	m
长度	13.12	m
长细比	469	-
弯曲刚度	29.9	Nm ²
质量比	3	-

表 5-2 第五章计算工况
Table 5-2 Computational cases in Chapter 5

工况	预张力	变张力幅值	变张力频率	流速
1	1610 N	0 N	0 Hz	0.4 m/s
2	1610 N	200 N	2.285 Hz	0.4 m/s
3	1610 N	500 N	2.285 Hz	0.4 m/s
4	1610 N	800 N	2.285 Hz	0.4 m/s
5	1610 N	200 N	2.285 Hz	0.6 m/s
6	1610 N	500 N	2.285 Hz	0.6 m/s
7	1610 N	800 N	2.285 Hz	0.6 m/s
8	1610 N	200 N	2.285 Hz	0.8 m/s
9	1610 N	500 N	2.285 Hz	0.8 m/s
10	1610 N	800 N	2.285 Hz	0.8 m/s

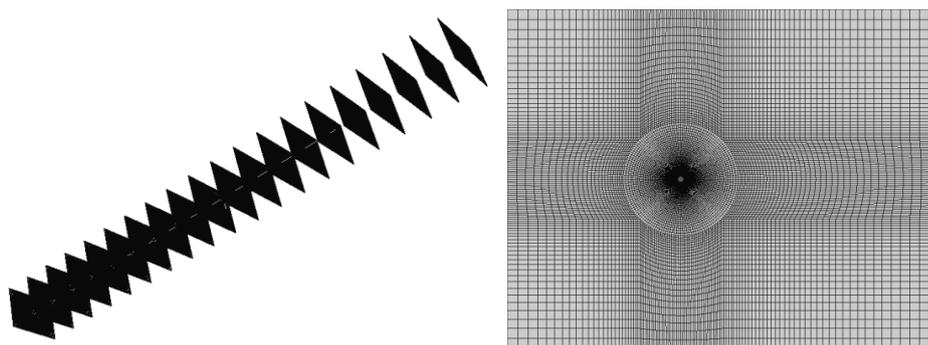


图 5-1 第五章立管切片布置与单个切片网格划分
Fig.5-1 Strip distributions and grids in single strip in Chapter 5

在本章后续两节中，本文将首先选取工况 1~4，对比说明不同垂荡幅值情况下立管涡激振动的变化趋势，之后综合比较工况 2~10，说明这一变化规律在不同来流速度情况下的不同体现。

5.2 不同垂荡幅值作用下结果对比

图 5-2 展示了前四个工况下立管的顺流向振型图。如前文所述，立管顺流向的位移包含两部分：受来流作用其平衡位置发生弯曲产生的位移和泻涡作用引起的顺流向涡激振动。结果表明，四个工况的平衡位置基本一致，有微小的增大趋势。但其偏离平衡位置的振动幅度明显随垂荡幅值的增大而增大，并且同时变得

“杂乱”。这一点可将平台垂荡的影响理解为一种“扰动”。之前已经提到，平台垂荡通过变张力作用施加于立管顶端，轴向张力的变化导致了立管固有频率随时间的连续变化。因此，立管自身的涡激振动无法像恒定张力（工况 1）作用下，以恒定的振动频率周期变化，也无法清晰地体现出振动模态。变张力幅值的增大显著加剧了立管涡激振动响应，使其变得“杂乱”。

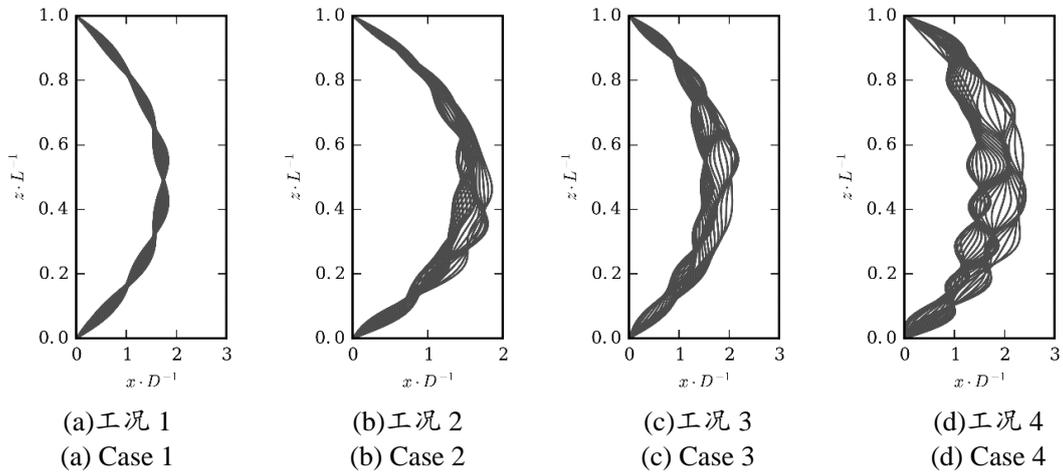


图 5-2 工况 1~4 立管顺流向振动位移振型图

Fig.5-2 Envelope lines of the in-line displacement in Case 1~4

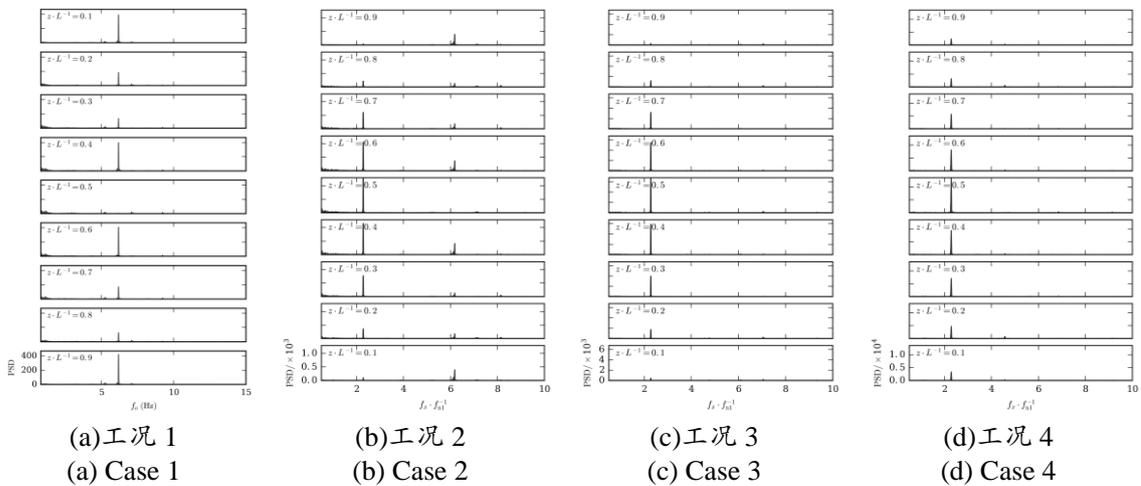


图 5-3 工况 1~4 立管顺流向振动位移功率谱

Fig.5-3 Spectral power density of the in-line displacement in Case 1~4

图 5-3 展示了四个工况下沿立管轴向各处顺流向振动的频谱图。可以看到，立管自身的涡激振动频率为 6 Hz，在图 5-3(a)中可以明显看到。在图 5-3(b~d)中，随着垂荡幅值的增加，垂荡频率（2.285 Hz）成分出现在了频谱图中。当变张力幅值为 200 N 时，两种频率成分同时体现，在更大变张力幅值下，仅有参数激励的频率成分出现，并且能量越来越大，涡激振动自身的频率成分逐渐消失。并且，

垂荡频率主要体现在立管中部，垂荡频率完全控制振动响应频率，与第四章的结论相同。

更进一步，本节对顺流向振动进行模态分析，各阶模态的振动时历曲线和模态频率分布如图 5-4 和 5-5 所示。结果表明，工况 1 时立管顺流向呈 6 阶模态，工况 2~4 立管顺流向的主振模态分别为 6、7 和 5 阶。在施加平台垂荡影响之后，立管顺流向的主振模态没有体现出明显的趋势性规律。可能的原因在于，施加于立管顶端的平台垂荡运动使得立管的固有频率随时间发生连续变化。尤其是当平台垂荡幅值较大时，固有频率的变化范围也较大，无法形成确定的主振模态。在传统的恒定张力工况，立管的振动模态根据来流速度和立管固有频率的大小相互确定。

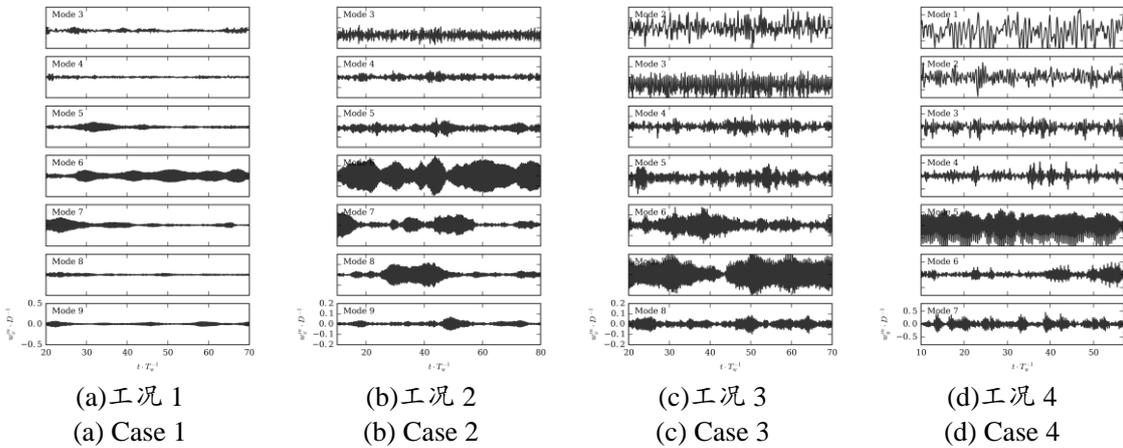


图 5-4 工况 1~4 立管顺流向振动模态时历曲线

Fig.5-4 Time history curves of the in-line vibration mode in Case 1~4

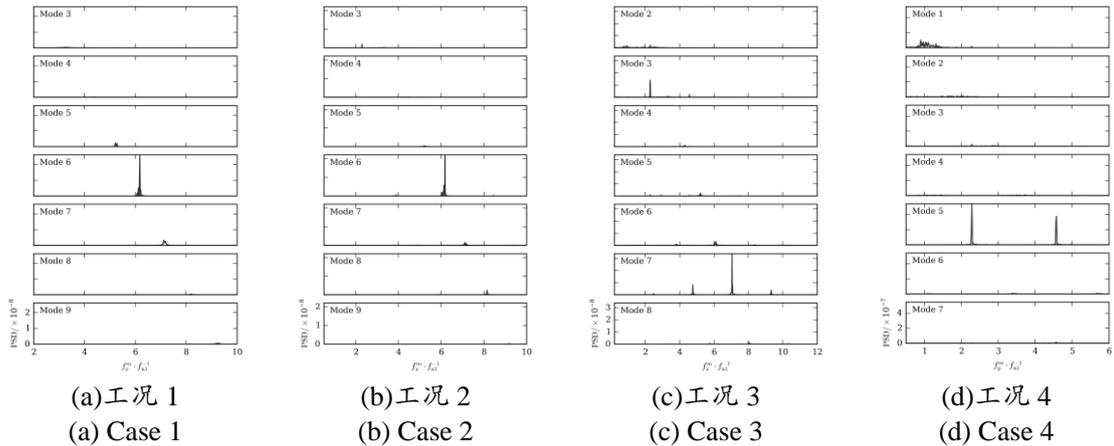


图 5-5 工况 1~4 立管顺流向振动位移功率谱

Fig.5-5 Spectral power density of the in-line vibration mode in Case 1~4

图 5-6 展示了四种工况下立管横流向振动的位移振型图。横流向位移的平衡位置约等于零，随着变张力幅值的增加，振动幅度逐渐增大。此外，变张力的扰动作用体现的非常明显，工况 1 表现出标准的四阶模态振动，工况 2~4 的分别体现出 3、4 和 5 阶模态，同时体现出多种成分的叠加。

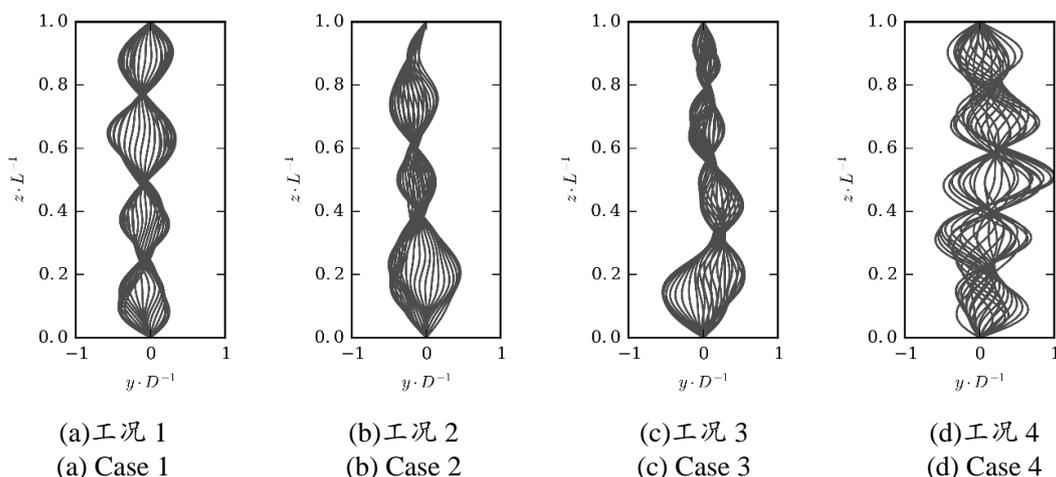


图 5-6 工况 1~4 立管横流向振动位移振型图

Fig.5-6 Envelope lines of the cross-flow displacement in Case 1~4

图 5-7 展示了四个工况下振动的频谱图，观察可知，图中体现出三种频率成分，立管中部出现的亚谐振动频率成分、激励频率成分和自身涡激振动频率成分。在工况 1 和工况 2 中，立管自身的涡激振动频率为 3 Hz。在工况 3 和工况 4，涡激振动频率逐渐增大为 4 Hz 和 4.6 Hz。平台垂荡的频率成分只有在垂荡幅值较大的时候才得以清晰体现，在幅值较小时被自身涡激振动的频率成分掩盖。

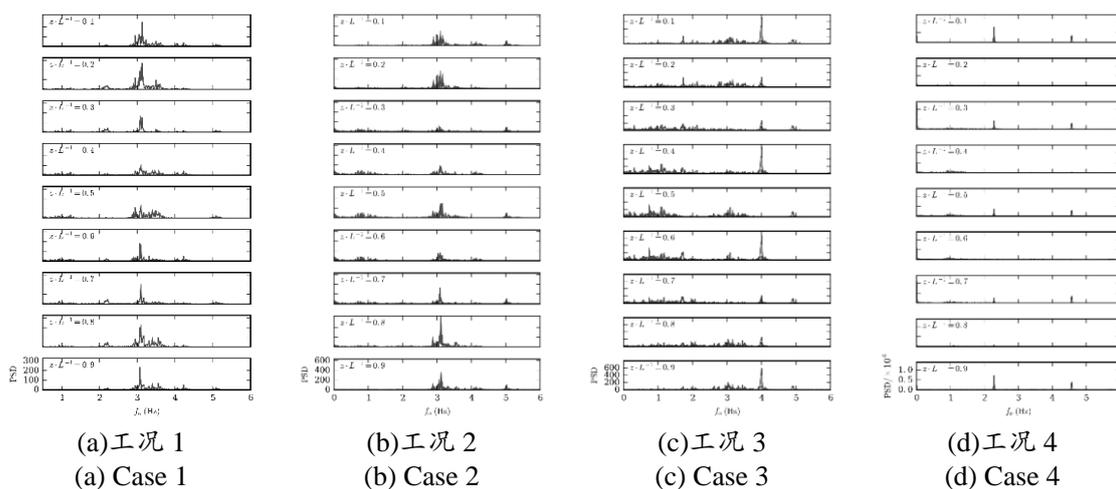


图 5-7 工况 1~4 立管横流向振动位移功率谱

Fig.5-7 Spectral power density of the cross-flow displacement in Case 1~4

图 5-8 和图 5-9 分别展示了横流向振动模态的时历曲线和频谱图。工况 1 同时体现了三阶和四阶振动模态，工况 2~4 分别体现了三阶、四阶和五阶的振动模态，具有一定的规律性。工况 2~4 具有一定的规律性，但与工况 1 无法形成统一的规律。可能的原因与顺流向的结果相同，平台垂荡的影响对立管的固有频率产生连续变化，且垂荡幅值越大所造成的影响越大，无法形成确定的振动模态结果。

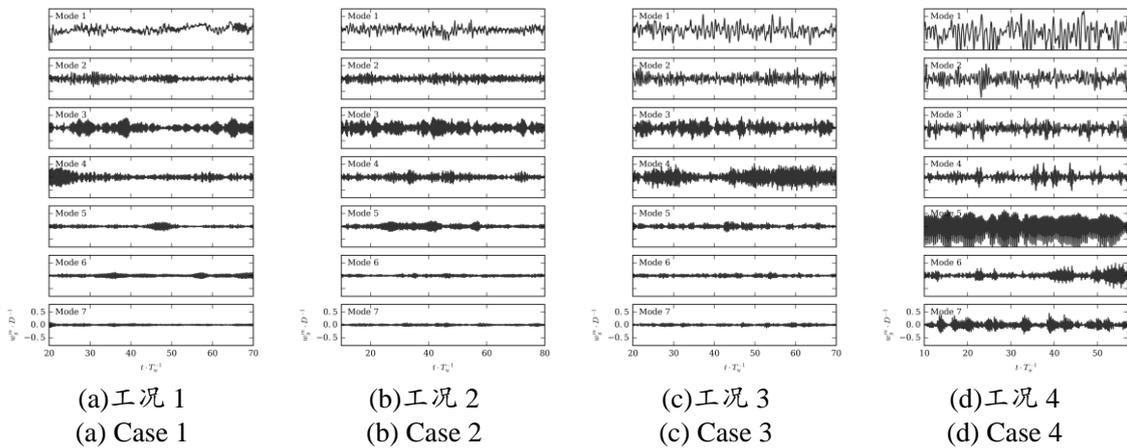


图 5-8 工况 1~4 立管横流向振动模态时历曲线

Fig.5-8 Time history curves of the cross-flow vibration mode in Case 1~4

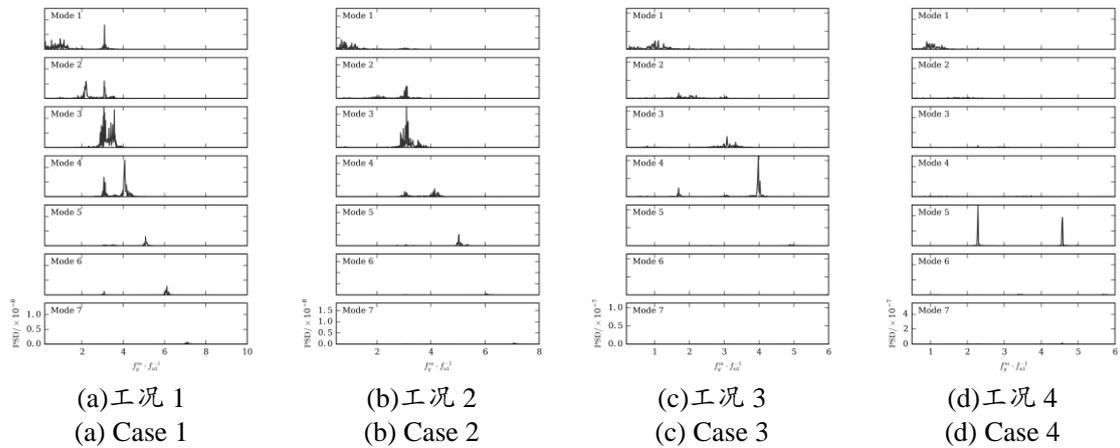


图 5-9 工况 1~4 立管横流向振动模态功率谱

Fig.5-9 Spectral power density of the cross-flow vibration mode in Case 1~4

图 5-10 和图 5-11 分别展示了前四个工况顺流向和横流向的统计结果对比。图 5-10 的四幅图分别表示立管顺流向平均位移、平均曲率、位移标准差和曲率标准差的结果对比。图 5-11 的两幅图分别表示了立管横流向的位移标准差和曲率标准差。与第四章结论相似的是，平均统计参数主要受预张力的影响，而标准差统计参数则在平台垂荡的影响下明显增大。并且，标准差统计参数随垂荡幅值的增大而增大。结果表明，平台垂荡运动使得立管涡激振动变得更加剧烈，且振动剧烈

程度随垂荡幅值的增大而增大。

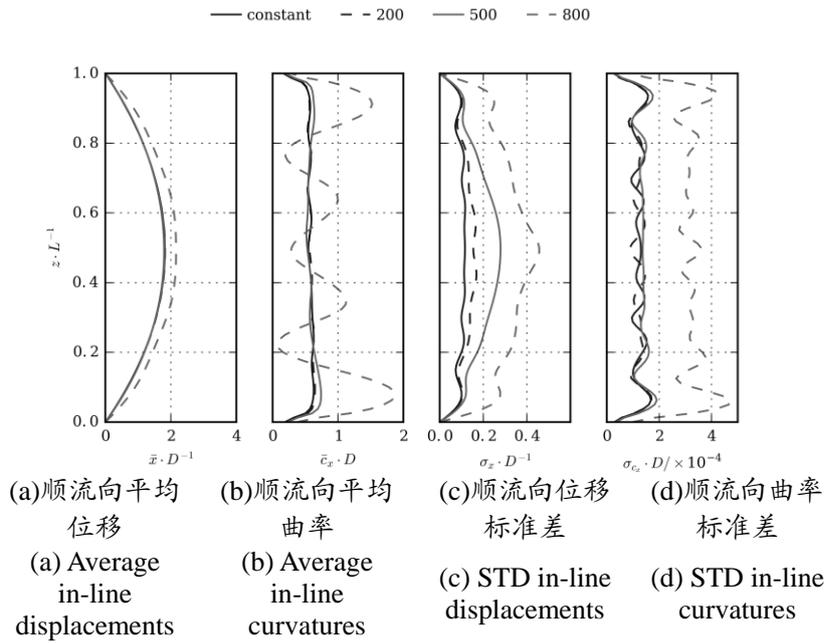


图 5-10 工况 1~4 顺流向立管涡激振动响应结果对比
Fig.5-10 Results comparisons of in-line VIV response in Case 1~4

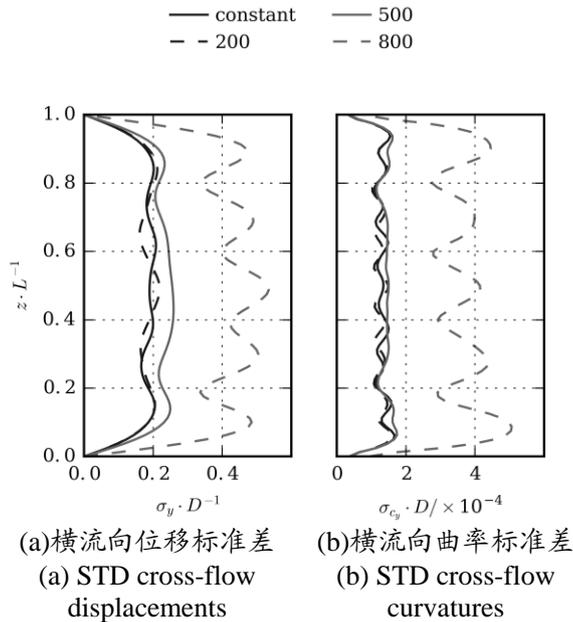


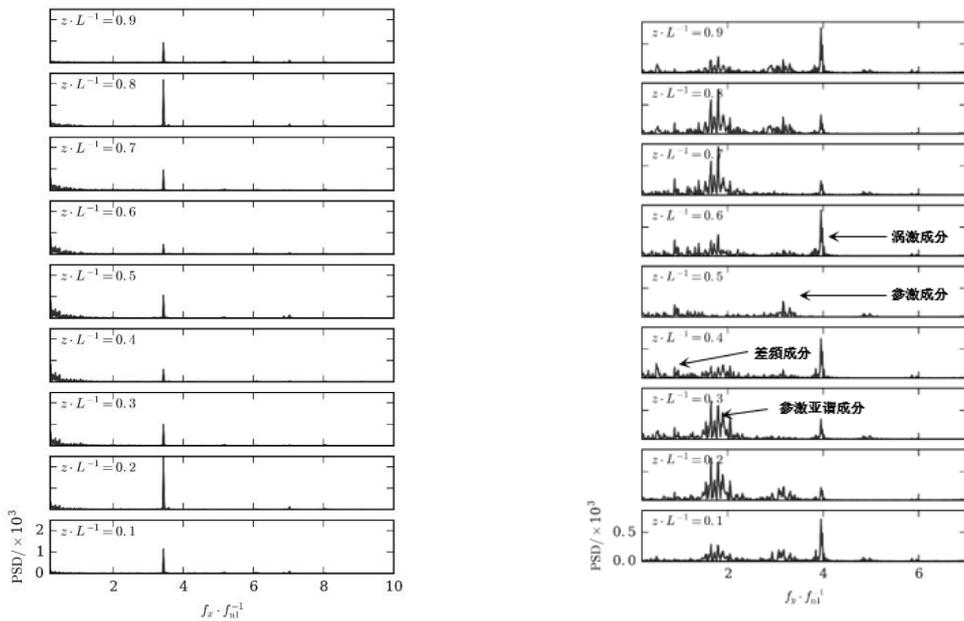
图 5-11 工况 1~4 横流向立管涡激振动响应结果对比
Fig.5-11 Results comparisons of cross-flow VIV response in Case 1~4

5.3 不同垂荡幅值振动成分分解

本节从涡激振动位移功率谱出发，通过比较各频率成分在功率谱上的能量大

小，对比各工况中不同频率成分的相对强弱变化关系。本节首先选取特定工况说明振动成分分解的过程，之后对本章工况 1~4 进行对比，说明其变化规律。

图 5-12 给出了在 $A = 500N$ 、 $f = 3.44Hz$ 的工况下，顺流向与横流向振动位移的频谱图。由图 5-12(a)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（7 Hz）。图 5-12(b)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。



(a)顺流向位移频谱图

(a) Spectral power density of the in-line displacement

(b)横流向位移频谱图

(b) Spectral power density of the cross-flow displacement

图 5-12 变张力幅值 500 N，变张力频率 3.437 Hz 工况下顺流向和横流向位移频谱图
Fig.5-12 Spectral power density of the in-line and cross-flow displacement with 500 N varying tension amplitude and 3.437 Hz varying tension frequency

图 5-13 对比了在不同垂荡幅值作用下各频率成分的变化规律。图 5-13(a)展示了顺流向不同工况之间的结果对比，由于部分工况顺流向呈现多频率涡激振动，因此在图例中注明“涡激 1”和“涡激 2”。结果表明，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。而两种涡激振动的频率成分则基本保持不变，没有受到变张力幅值变化的影响。相比于顺流向的计算结果，横流向（图 5-13(b)）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。“差频”成分是指涡激频率与参激频率之间的差值。

比较不同幅值变张力作用下的振动成分（图 5-13 (b)），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。

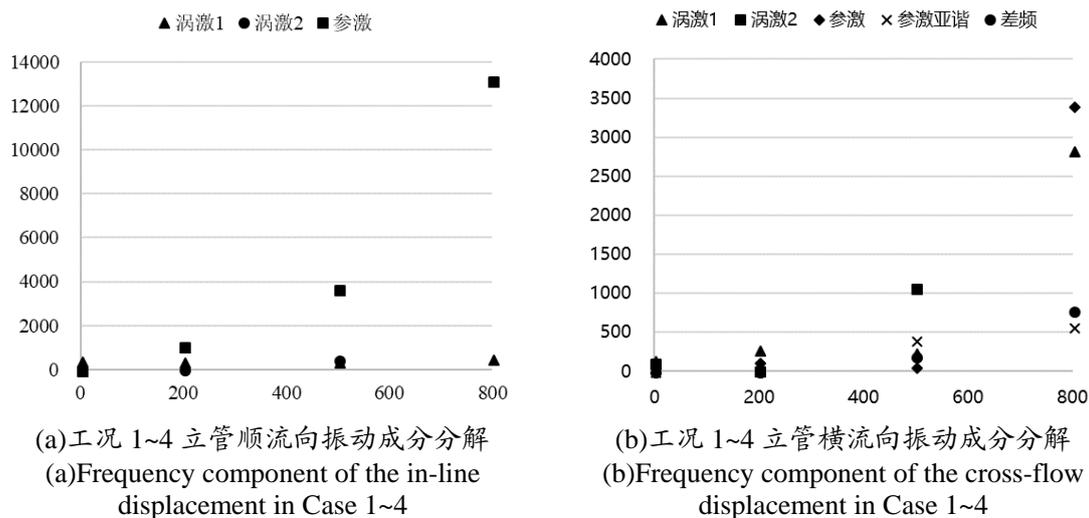


图 5-13 工况 1~4 立管振动位移频率成分

Fig.5-13 Frequency component of the VIV displacement in Case 1~4

5.4 不同来流速度工况结果对比

本章所选取的前四个工况均处于 0.4 m/s 均匀来流作用，本章前三节已对工况 1~4 进行讨论。在此基础上，本节针对不同来流速度的情况进行讨论，各工况的定义和详细参数已在表 5-2 中给出。工况 5~7 处于来流速度 0.6 m/s 均匀来流中，工况 8~10 处于 0.8 m/s 均匀来流中。图 5-14 和图 5-15 分别展示了工况 5~7 顺流向和横流向的统计结果对比。图 5-16 和图 5-17 分别展示了工况 8~10 顺流向和横流向的统计结果对比。在同一流速下，其对比规律与工况 1~4 的结论相同：平均统计参数主要决定于预张力的大小，变张力幅值主要影响标准差统计参数。对于标准差统计参数，变张力幅值越大则位移标准差和曲率标准差越大。对比不同流速的工况，立管涡激振动响应随流速的增大而增大。

综合不同流速来看，立管顺流向平均位移和平均曲率随流速的增大而增大，但不同变张力幅值工况之间无明显区别。对于顺流向位移标准差和曲率标准差，同样存在当流速较大时幅值越大，但在流速较大时（图 5-16(d)），不同变张力幅

值工况之间较为接近，变张力产生的影响较小。而在流速较小时（图 5-10(d)和图 5-14(d)），变张力幅值较大的工况有明显较大的曲率标准差。对于横流向位移和曲率标准差，同样可以看出变张力的影响在流速较小时体现地更强烈。上述现象可以解释为当流速较大时，立管自身涡激振动的能量变得更强，相比之下变张力所造成的影响逐渐变弱。

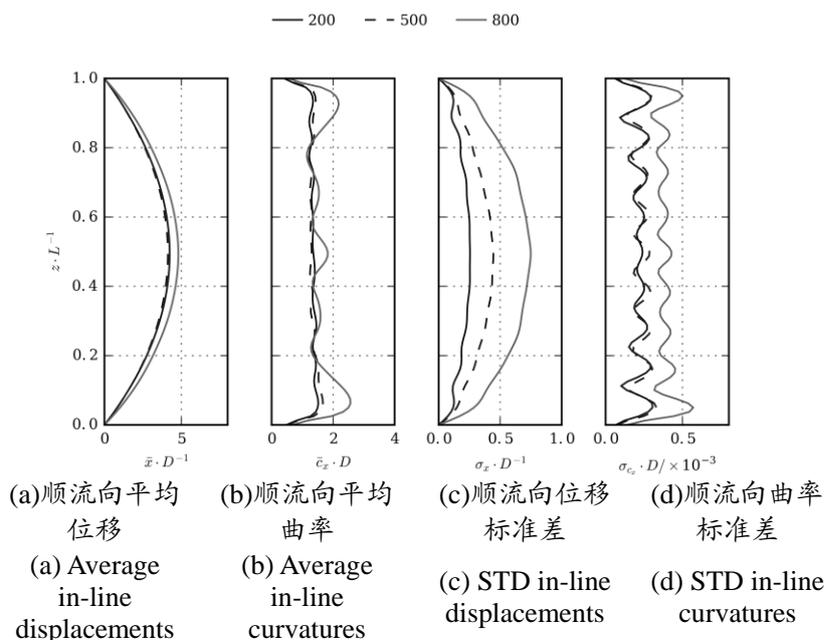


图 5-14 工况 5~7 顺流向立管涡激振动响应结果对比 (流速: 0.6 m/s)

Fig.5-14 Results comparisons of in-line VIV response in Case 5~7 (Flow Speed: 0.6 m/s)

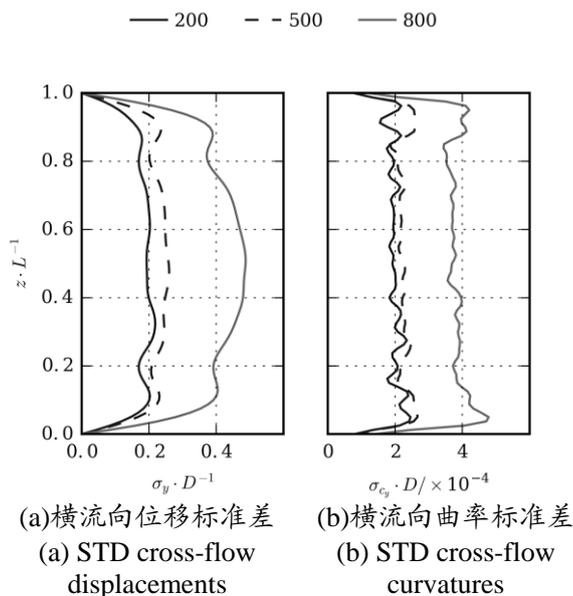


图 5-15 工况 5~7 横流向立管涡激振动响应结果对比 (流速: 0.6 m/s)

Fig.5-15 Results comparisons of cross-flow VIV response in Case 5~7 (Flow Speed: 0.6 m/s)

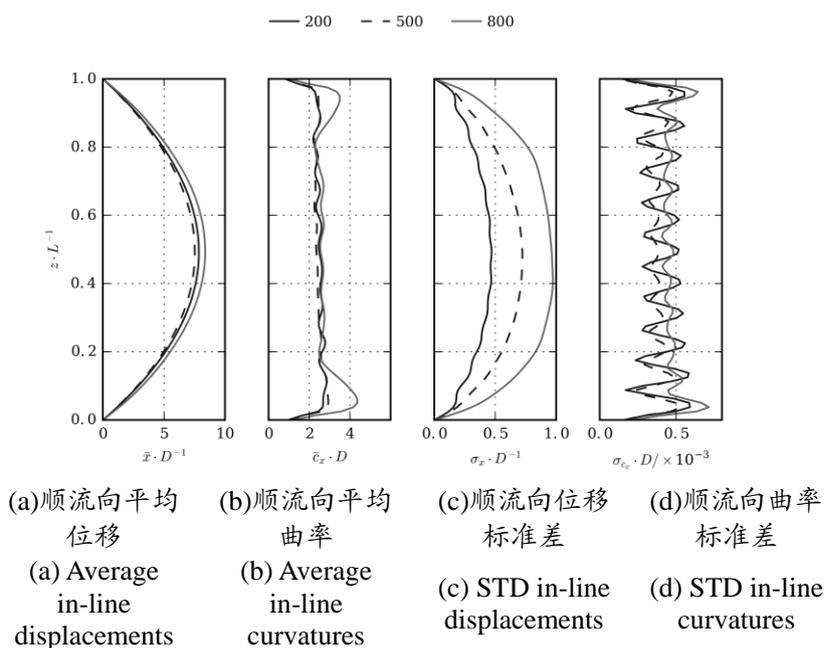


图 5-16 工况 6~10 顺流向立管涡激振动响应结果对比 (流速: 0.8 m/s)
Fig.5-16 Results comparisons of in-line VIV response in Case 6~10 (Flow Speed: 0.8 m/s)

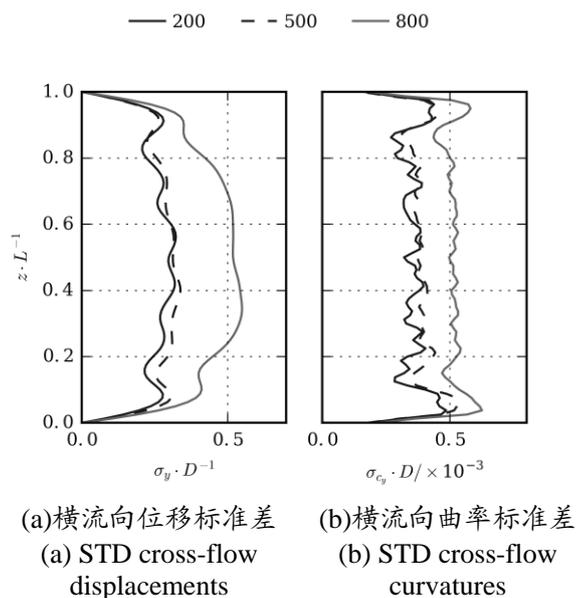


图 5-17 工况 6~10 横流向立管涡激振动响应结果对比 (流速: 0.8 m/s)
Fig.5-17 Results comparisons of cross-flow VIV response in Case 6~10 (Flow Speed: 0.8 m/s)

5.5 本章小结

本章选取 10 个工况，对不同来流速度作用下，不同平台垂荡幅值作用下立管涡激振动进行数值模拟。首先对于工况 1~4（均处于 0.4 m/s 均匀来流中），对于顺流向振动，平台垂荡运动对其振动频率的控制作用明显。当平台垂荡幅值变大之后，立管自身顺流向涡激振动成分逐渐被掩盖。对于横流向振动，其自身涡激振动成分随着平台垂荡幅值的增大而增大，且逐渐被垂荡频率成分所掩盖。对于振动模态，顺流向和横流向振动的主振模态没有体现出明显的趋势性规律。可能的原因是随着平台的垂荡运动，其固有频率随时间连续变化，无法形成固定的振动模态。综合工况 1~4 来看，垂荡幅值越大，立管涡激振动变得逐渐剧烈。之后，本文对工况 1~4 进行振动成分分解，顺流向振动和横流向振动均体现出，变张力幅值越大则相应的频率成分能量越高。最后，本章对不同来流速度情况下的工况进行分析，分别处于 0.6 m/s（工况 5~7）和 0.8 m/s（工况 8~10）的均匀来流中。结果表明，顺流向平均位移和位移标准差均体现出变张力幅值越大则幅值越大的规律，在不同流速情况下没有明显差别。对于顺流向平均曲率和曲率标准差，当流速较大时，不同变张力幅值工况之间的差别逐渐减小，可以解释为当流速较大时，立管自身涡激振动的能量增大。对于横流向位移和曲率标准差，同样体现出当流速较大时，不同变张力幅值工况之间差异减小的规律。

第六章 不同垂荡频率作用下顶张力立管涡激振动

本章选取不同工况，对不同垂荡频率作用下的顶张力立管涡激振动进行数值分析，说明在不同垂荡频率作用下顶张力立管涡激振动的变化规律。如前文所述，本文将平台垂荡简化为随时间变化的轴向张力，因此通过对立管顶端施加不同频率的变张力来改变垂荡频率。

6.1 计算模型

本章选取的计算模型与第四章相同，立管垂直放置，处于均匀来流中，流速为 0.4 m/s，其主要参数如表 6-1 所示。本章共设置 5 个工况，包含 1 个恒定张力工况和 4 个变张力工况。5 个工况设定预张力 1610 N，四个变张力工况的激励频率分别为 1.141、2.285、3.437 和 4.571 Hz。各工况的详细参数设置如表 6-2 所示。

表 6-1 第六章计算模型主尺度
Table 6-1 Main parameters of the model in Chapter 6

参数名称	数值	单位
直径	0.028	m
长度	13.12	m
长细比	469	-
弯曲刚度	29.9	Nm ²
质量比	3	-

表 6-2 第六章计算工况
Table 6-2 Computational cases in Chapter 6

工况	预张力	变张力幅值	变张力频率	流速
1	1610 N	0 N	0 Hz	0.4 m/s
2	1610 N	500 N	1.141 Hz	0.4 m/s
3	1610 N	500 N	2.285 Hz	0.4 m/s
4	1610 N	500 N	3.437 Hz	0.4 m/s
5	1610 N	500 N	4.571 Hz	0.4 m/s

如前文所述，本文数值模拟基于实验室自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器展

开，通过切片理论取代三维流场数值模拟，以便简化计算。本节计算模型中的切片布置和网格设置与第四章相同，立管切片布置与单个切片的网格划分如图 6-1 所示。

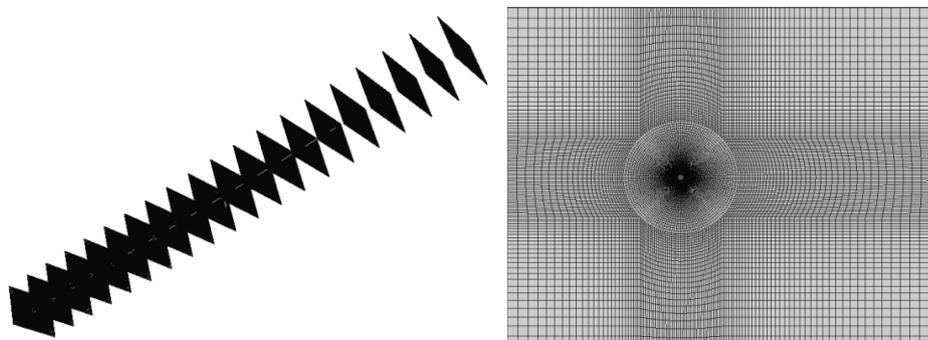


图 6-1 第六章立管切片布置与单个切片网格划分
Fig.6-1 Strip distributions and grids in single strip in Chapter 6

在本章后续几节中，本文将首先对工况 1~5 的统计结果进行对比，说明不同垂荡频率情况下立管涡激振动的变化趋势；之后结合时空云图，说明平台垂荡作用西啊的周期性振动规律；最后，本文从频率成分分解的角度，说明不同工况下各振动频率成分的强弱变化关系。

6.2 统计结果对比

经过对本章五个工况的数值模拟，本文对计算结果进行统计分析。图 6-2 展示了本节 5 个工况顺流向涡激振动的统计结果，四个子图分别表示立管顺流向振动的平均位移、平均曲率、位移标准差和曲率标准差。结果表明，平台垂荡运动显著加剧了立管自身的涡激振动。

对于前两张图（图 6-2(a)和(b)），结果与第四章和第五章结论相同，平均位移和平均曲率的计算结果主要决定于预张力的大小，各工况之间结果相似，区别较小。相比之下，低频激励作用下立管的平均位移较大，高频激励作用下立管的平均曲率较大。

对于第三幅图（图 6-2(c)），结果表明平台垂荡运动对立管顺流向位移标准差有增大作用，且随着垂荡频率的减小而增大。尤其是一阶固有频率平台垂荡作用下，增大尤其明显，与图 6-2(a)相似，结果合理，这一现象可从两个方面解释。一方面，由于立管在顺流向上的整体变形主要来自于水流的冲击，前文已说明立管在顺流向的平衡位置是沿顺流方向弯曲的。而这一弯曲形状与立管一阶振型是相符合的，因此施加以一阶固有频率变化的变张力正好与顺流向立管变形相符合，

因此出现了明显的共振。而立管自身的涡激振动仅是在整体形变基础上围绕平衡位置的振动，幅度远小于水流作用下的整体形变。另一方面，当平台垂荡频率较低时，每一周期内外激励所造成的影响，可以充分发展。随着频率的增加，平台垂荡的变化速度越来越快，每一周期内对立管自身涡激振动的影响还未充分发展，就已进入下一个周期的变化，因此高阶频率变化的变张力对其影响较小，计算结果合理。

第四幅图（图 6-2(d)）表示的是立管曲率的标准差，注意到在这一情况下，以四阶固有频率作垂荡运动的工况响应最大，同时观察到了明显的模态阶数升高。这是因为变张力频率较大的情况下，对立管系统的输入能量变得更大。在同样激励下立管振动模态升高，从而导致曲率均方根的升高。均方根代表了振动的剧烈程度，由于曲率与立管的弯曲应力成正比，表明在高阶频率作用下，立管受弯曲应力的影响变得明显。而弯曲应力是立管疲劳破坏的主要来源，在立管结构设计时需要避免受到这一问题的影响。

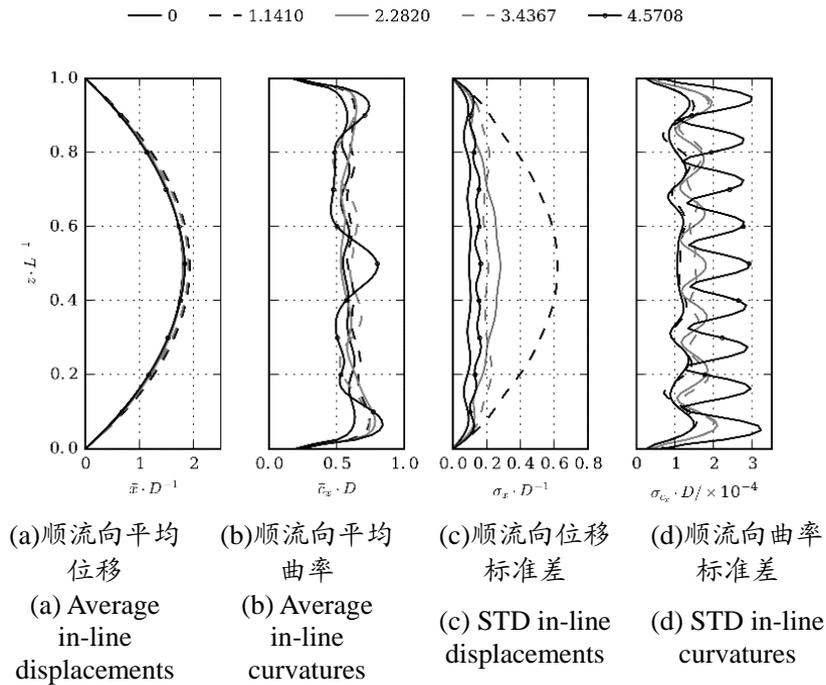


图 6-2 工况 1~5 顺流向涡激振动统计结果对比
 Fig.6-2 Statistical results comparison of in-line VIV in Case 1~5

图 6-3 展示了平台以一阶固有频率垂荡运动时的顺流向时空云图。时空云图横坐标表示时间，纵坐标表示立管轴向位置，颜色的深浅表示立管位移响应的大小。时空云图反映了立管位移随时间的变化规律，可观察到立管整体振动随时间的变化情况，还可观察立管某一特定位置振动位移随时间的变化情况。由图可知，

立管驻波的振动特性，呈现一阶模态振动。将时空云图和变张力的时历曲线放在一起进行比较可以发现，在低频变张力作用下，平台垂荡直接控制了立管的振动频率，顺流向振动出现了明显的振动周期。并且注意到，平台下降过程的影响要大于上升过程。

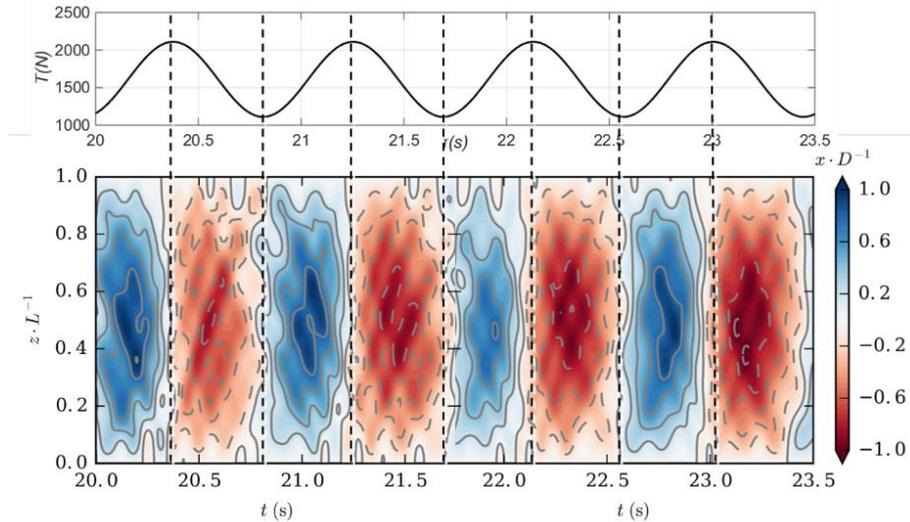


图 6-3 工况 2 顺流向位移时空云图

Fig.6-3 Spatial-temporal contour of in-line displacement in Case2

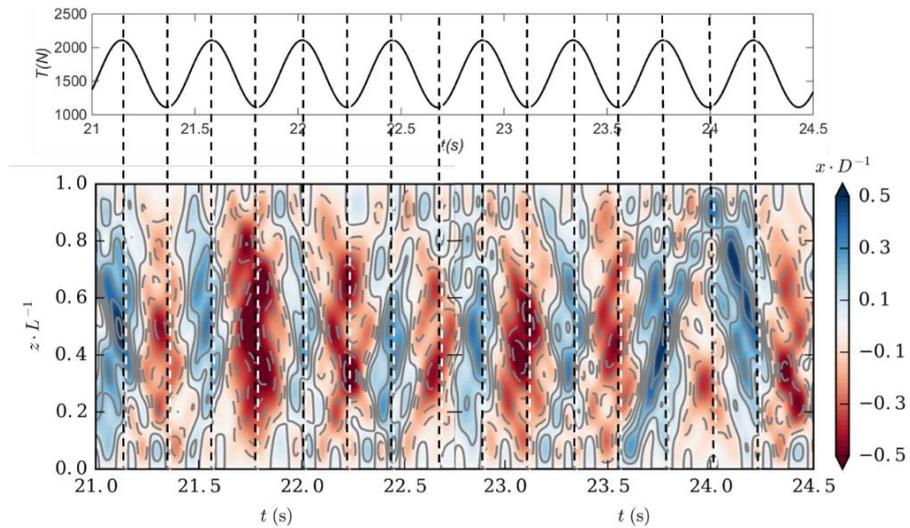


图 6-4 工况 3 顺流向位移时空云图

Fig.6-4 Spatial-temporal contour of in-line displacement in Case3

图 6-4 展示了平台以立管二阶固有频率发生垂荡运动时的顺流向时空云图，此时的周期性特征明显变弱，平台垂荡对立管顺流向振动频率的控制作用变弱，但是更明显的体现了下降过程的影响大于上升过程。此外，位移相比于平台垂荡

存在明显的滞后性。

随着变张力频率的进一步提高，变张力对振动频率的控制作用逐渐减弱，被自身涡激振动的成分掩盖，在时空云图中没有明显体现。图 6-5 表示平台以立管三阶固有频率作垂荡运动时的立管涡激振动响应时空云图。振动的周期性特性减弱，振动由完全的驻波转变为驻波/行波交替振动。

发生变化的原因在之前已讨论过，可能是在高频激励作用下，由于张力的变化速度过快，其影响还未充分传递发展就已发生变化，因此对振动频率的影响不明显。经分析发现，变张力影响下的行波大多是从立管端部产生，逐渐向另一端传递。传递至另一端之后，可能反向传回，直至这一轮能量耗散完全之后恢复一段时间的驻波振动，能量累积一段时间之后重新产生行波振动。

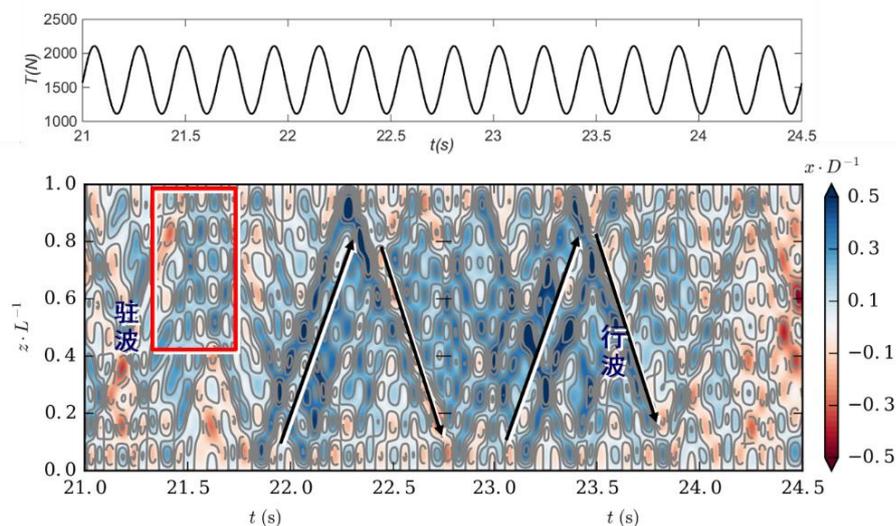


图 6-5 工况 5 顺流向位移时空云图

Fig.6-5 Spatial-temporal contour of in-line displacement in Case5

图 6-6 展现了不同频率变张力作用下横流向的统计结果，两幅图分别表示立管横流向位移标准差和曲率标准差。横流向位移标准差（图 6-6(a)）没有表现出明显的趋势性变化规律，注意到随着振动频率的升高，主振模态出现了下降。并且出现了明显的“倍频”振动特性，比如在位移均方根图中，以 3.4367 Hz 振动的曲线虽然有四个峰值，但是明显存在整体的两个峰值，并在每个峰值上有两个小的峰值。曲率标准差（图 6-6(b)）结果与顺流向相同，高频激励作用下的结果较大。注意到高阶变张力频率造成立管振动曲率均方根的增大，显著提高弯曲应力，加剧了立管振动的疲劳损伤。这一点在之前顺流向的论述中也曾提到。

图 6-7 和图 6-8 分别展示了平台以一阶固有频率和二阶固有频率作垂荡运动情况下横流向的时空云图，可以发现在横流向振动中，平台垂荡对振动频率不存在

控制作用，其自身固有的涡激振动特性得以充分体现。注意到在横流向振动中，时空云图较好的体现了行波与驻波交替出现的现象。

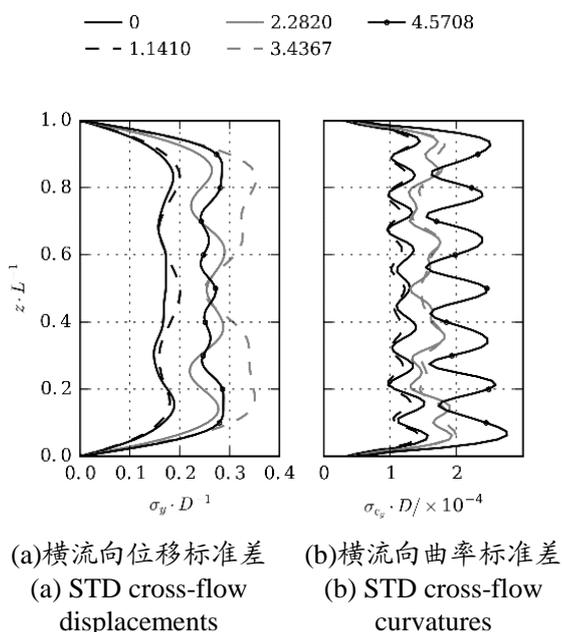


图 6-6 工况 1~5 横流向涡激振动统计结果对比

Fig.6-6 Statistical results comparison of cross-flow VIV in Case 1~5

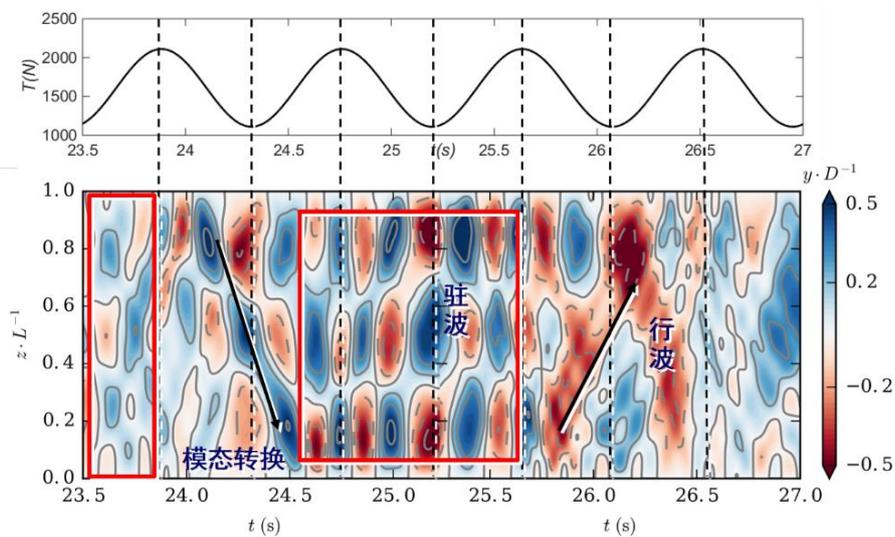


图 6-7 工况 2 横流向位移时空云图

Fig.6-7 Spatial-temporal contour of cross-flow displacement in Case2

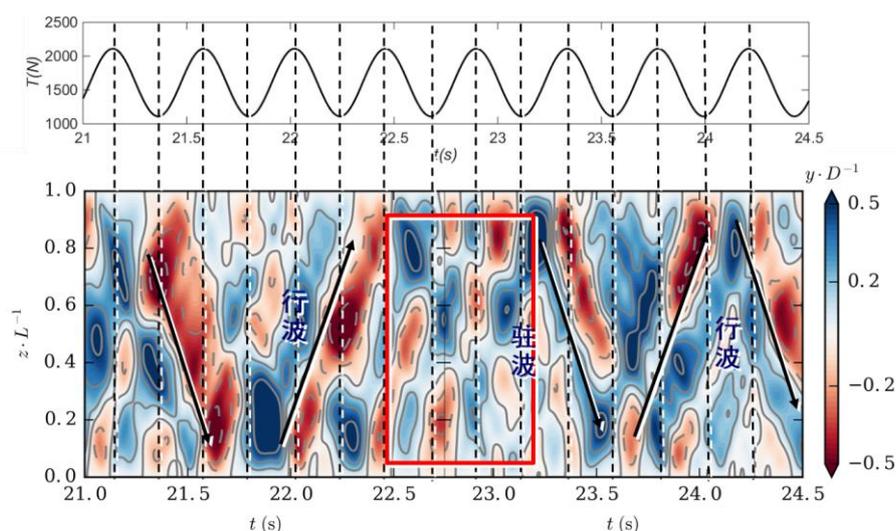


图 6-8 工况 3 横流向位移时空云图

Fig.6-8 Spatial-temporal contour of cross-flow displacement in Case3

6.3 振动模态转换现象

如前文所述，本文将平台垂荡做产生的影响转化为随时间变化的轴向张力，将立管模型简化为两端简支的欧拉-伯努利梁模型。随时间变化的轴向张力相当于参数激励。由于立管模型的固有属性与轴向张力直接相关，随时间变化的轴向张力造成了立管的固有频率随时间连续变化，由此造成了立管主振模态随时间的变化。变张力参数激励作用下立管涡激振动出现的模态转换现象是这一问题的典型特征。

一般来说，在传统涡激振动问题中，立管的主振模态是通过斯特罗哈尔频率和自身固有频率来确定的。斯特罗哈尔频率体现了外部输入能量的大小，自身固有频率反映了自身的刚度和振动特性。一般认为，斯特罗哈尔频率大于的最高阶固有频率的阶数，即为主振模态的阶数。当固有频率发生变化时，主振模态自然也随之改变。因此，在变张力作用下，立管的主振模态也随时间发生连续变化。立管的振动频率可通过对时历曲线的傅里叶变换和小波分析得到。傅里叶变换只能得到振动整体的频率成分，而小波分析的优势在于可以得到振动过程中每一时刻的振动频率，观察到振动频率随时间的变化情况。

本节选取变张力幅值 500 N，变张力频率 1.141 Hz 的算例（工况 2），对立管中点位移做傅里叶变换和小波变换，结果如图 6-9 所示。图 6-9 的三张子图分别表示立管横流向振动各模态功率谱（图 6-9(a)）、横流向位移小波分析云图（图 6-9(b)）和主振频率（图 6-9(c)）。其中，图 6-9(c)是在图 6-9(b)的基础上，提取每个时间步

的主振频率绘制而成。

在变张力作用下，频谱图中（图 6-9(a)）出现了多个频率成分和多阶模态，包含了横流向亚谐振动频率和自身横流向振动频率成分，这一点与之前的分析结果一致。观察小波分析（图 6-9(b)）的结果，图中画出了前四阶固有频率的位置，可以发现在振动过程中，立管的振动频率覆盖了前四阶模态，并且第三阶固有频率位置的能量最大，与图 6-9(a)的结果一致，这表明立管横流向振动在大部分时刻同时包含多各模态叠加，呈现出多模态振动的过程。在提取各时刻主振频率（图 6-9(c)）之后，各模态之间的变化关系得以清晰体现。立管横流向的主振频率主要在 0.5 倍一阶固有频率和三阶固有频率之间变化，表明横流向的 0.5 倍亚谐振动和自身涡激振动频率是主要的振动成分，与图 6-9(a)的结果一致。

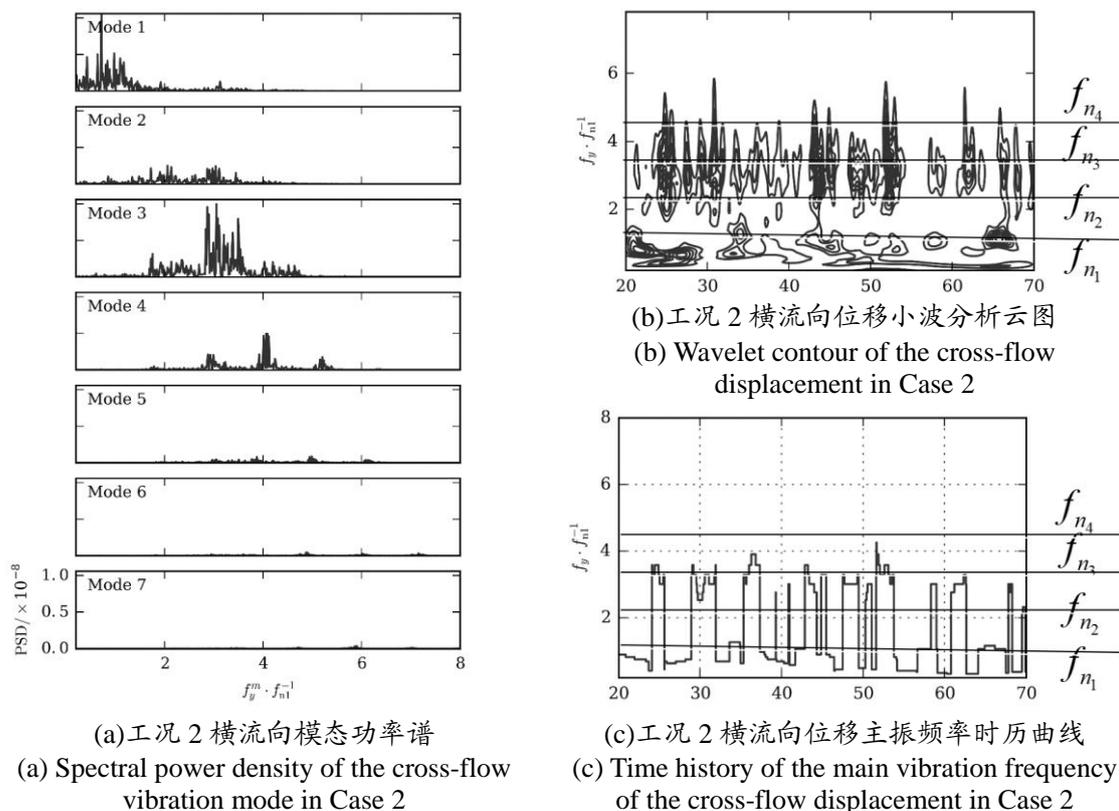


图 6-9 工况 2 横流向立管中点位移功率谱及小波分析计算结果

Fig.6-9 Spectral power density and wavelet analysis result of cross-flow displacement at midpoint of the riser in Case2

虽然主振频率主要体现为 0.5 倍一阶固有频率和三阶固有频率，但从横流向位移来看，其主振模态无法与频率一样发生突变，在变化过程中出现了明显的明显的模态转换过程。从图 6-9(b)中提取四个典型位置进行更进一步的细节讨论，提取的位置如图 6-10 所示，四个位置立管的振型如图 6-11 所示。

在前三个位置，横流向位移的能量同时覆盖前四阶模态，而第四个位置仅覆盖第三阶模态。对应的振型图也可以清楚地观察到模态转换现象，前三个位置模态振型无法体现出任何一阶标准的振动模态。但在提取的第四个典型位置，其对应的振型图也清晰地体现了三阶模态的特征。

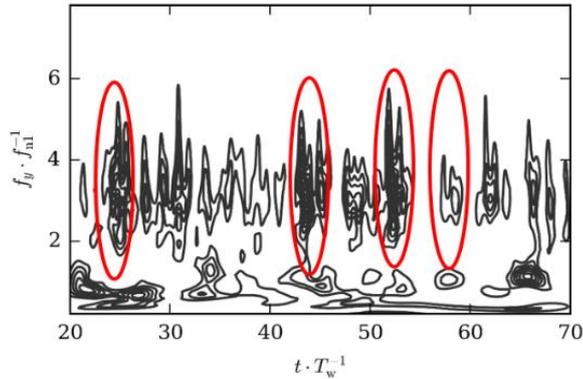


图 6-10 提取四个典型振动位置

Fig.6-10 Four typical time

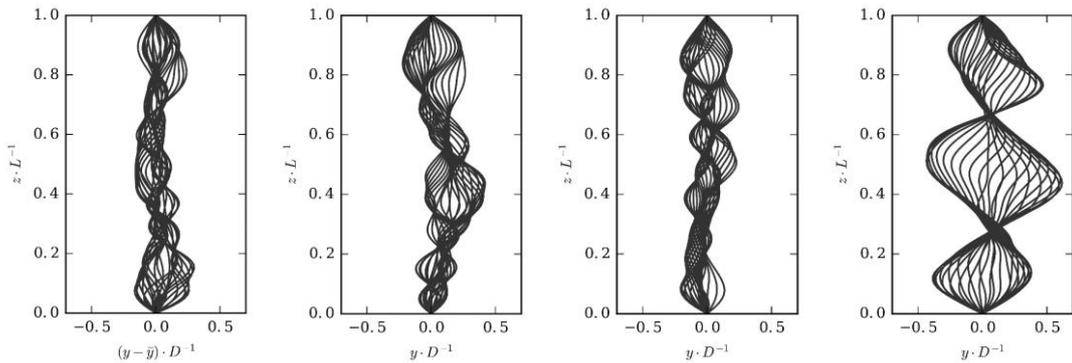


图 6-11 四个典型位置立管横流向振型图

Fig.6-11 Cross-flow displacement curves at four typical time

图 6-12 给出了立管振动的时空云图，更加清晰地表现横流向振动每一时刻的振动模态，直接体现了模态转换的过程。在图 6-12 中，从起始位置（23.5 秒位置）开始立管呈现五阶模态振动，之后转变为四阶模态振动（23.7 秒位置），之后转变为三阶模态振动（24 秒之后）。尤其是在 24.5 秒之后，横流向振动转变为三阶驻波振动。对于振动过程中出现高阶振动模态的现象，可能的原因是立管在模态转换过程中并不能体现出标准的某一阶模态形态，正如图 6-11 中前三个位置的振型图所示，立管在模态转换的过程中没有清晰的模态体现。

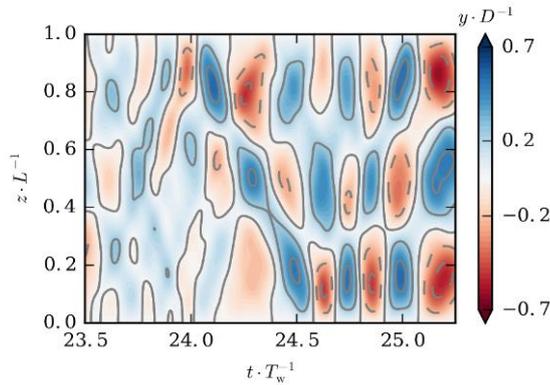
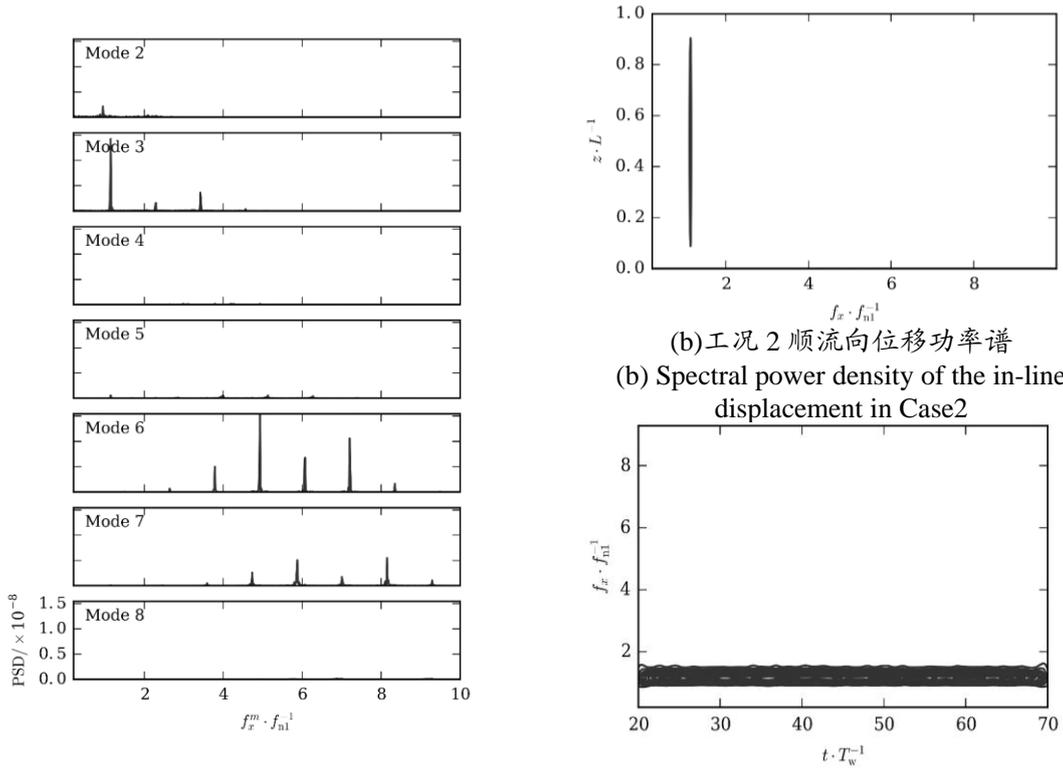


图 6-12 模态转换时空云图

Fig.6-12 Spatial-temporal contour of the mode transition

对于顺流向振动，图 6-13 分别展示了除一阶模态之外的模态功率谱（图 6-13(a)）、整体位移功率谱（图 6-13(b)）和小波分析云图（图 6-13(c)）。结果表明，平台垂荡的影响控制了顺流向的振动频率，与 6-2 节时空云图（图 6-3）结果一致。平台垂荡频率掩盖了其他各阶模态的频率成分。



(a) 工况 2 顺流向模态功率谱（除一阶模态）

(a) Spectral power density of the in-line vibration mode in Case 2 (without 1st mode)

(b) 工况 2 顺流向位移功率谱

(b) Spectral power density of the in-line displacement in Case 2

(c) 工况 2 顺流向位移小波分析云图

(c) Wavelet contour of the in-line displacement in Case 2

图 6-13 工况 2 顺流向立管中点位移功率谱及小波分析计算结果

Fig.6-13 Spectral power density and wavelet analysis of in-line displacement at midpoint in Case 2

基于上述分析，回顾之前计算中所提到的现象。虽然在计算中施加的是随时间变化的变张力，而没有直接施加顶端的垂向位移，但变张力的作用仍然体现了行波特性。经分析后认为，行波的产生可能是由于模态转换。由于不同振动模态的振型不一致，立管在振动过程中的振型也随之发生连续变化，因而产生行波特性。

6.4 不同垂荡频率振动成分分解

本节依照 5.3 节的方法，对不同工况的振动频率根据其位移功率谱的能量大小进行对比，说明不同振动成分的强弱变化规律，结果如图 6-14 所示。对比不同变张力频率的顺流向计算结果，如图 6-14 (a) 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。

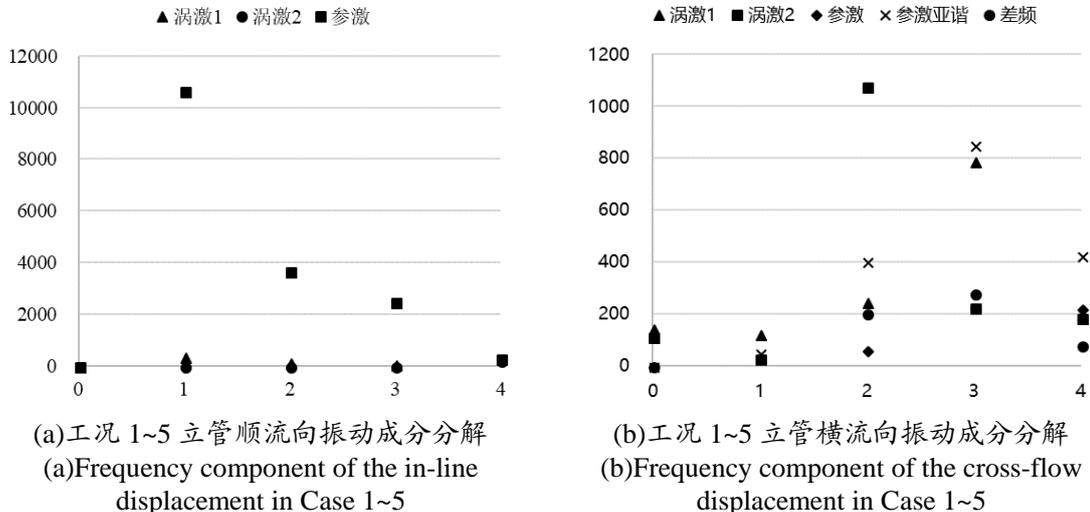


图 6-14 工况 1~5 立管振动位移频率成分

Fig.6-14 Frequency component of the VIV displacement in Case 1~5

比较不同频率变张力作用下的横流向振动成分（图 6-14 (b)），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。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。

6.5 本章小结

本章选取 5 个工况，对不同垂荡频率作用下立管涡激振动进行数值模拟。与第五章相似的是，平均统计参数主要受预张力的影响，平台垂荡主要影响标准差统计参数。在平台垂荡运动的影响下，立管涡激振动呈现出明显的周期性振动特性，尤其是在顺流向振动中，垂荡频率越小则周期性振动现象越明显。当垂荡频率较小时，平台垂荡的产生的影响可以充分发展，立管涡激振动响应显著扩大。对于横流向振动，周期性振动的特征相对不明显，立管自身涡激振动特性得以充分体现，并体现出驻波和行波相互转换的振动过程。低频振动显著增大了振动位移，当垂荡频率较大时，虽然振动幅值减小，但曲率标准差显著放大。曲率的扩大直接体现了立管受到的疲劳损伤明显增大。更进一步，本章对立管涡激振动过程中的模态转换过程进行讨论。对于横流向振动，本章通过小波分析云图识别振动模态能量覆盖范围，通过各时刻振型图和时空云图展现振动模态转换的过程。最后，本章对不同振动频率成分进行区分，比较各工况之间的变化规律。

第七章 结论与展望

7.1 全文结论

本文针对平台垂荡作用下的顶张力立管涡激振动问题，将平台垂荡影响简化为随时间变化的轴向张力，在课题组基于 CFD 开源框架 OpenFOAM 自主开发的 viv-FOAM-SJTU 求解器的基础上，扩展实现变张力计算功能，对这一问题进行数值模拟分析。本文选取不同工况，从振动位移、曲率、振动频率成分和振动模态等角度，讨论施加平台垂荡影响之后立管涡激振动特性的变化规律。本章对全文主要内容进行总结，并给出结论，内容如下：

(1) 实现对平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动的数值模拟：本文将平台垂荡运动所产生的影响简化为随时间变化的轴向张力，在课题组已有 viv-FOAM-SJTU 求解器的基础上进行扩展，实现变张力计算功能，引入平台垂荡运动的影响。本文首先在求解器输入模块添加读取变张力幅值、频率和初始相位角参数的部分，之后在计算模块将轴向张力定义为以正弦形式随时间变化，并在每一时间步内更新张力信息，最后在输出模块实时输出当前时刻的轴向张力信息，便于计算结果的监控。

(2) 通过标准模型试验验证求解器的准确性：本文选取三个标准模型试验，分别是 Franzini 等^[105-108]、唐友刚等^[109]和 Chaplin 等^[17-19]。本文设置与试验相同的计算工况进行数值模拟，计算结果与试验吻合良好，验证了求解器的准确性。本文通过多个模型试验的多组工况进行计算，验证了扩展后的 viv-FOAM-SJTU 求解器可以有效进行平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动的数值模拟工作，为之后的数值分析奠定基础。

(3) 选取典型工况，说明平台垂荡对立管涡激振动的具体影响：本文选取考虑平台垂荡作用的典型工况，并根据能量等效原理选取与之对应的两个普通工况进行对比分析，结果表明平台垂荡对立管自身涡激振动有明显放大作用。由于本文将平台垂荡转化为变张力，而轴向张力直接影响了立管模型的固有属性，这一影响造成了立管固有频率随时间发生连续变化。注意到此时平台垂荡的影响实质上是参数激励。因此，施加平台垂荡之后，立管涡激振动出现了明显多频率振动特性，且每一振动模态出现多频率特性。此外，立管在横流向立管中部体现出 0.5 倍亚谐振动频率成分，是参数激励系统的典型特征之一。对比变张力和恒定张力

工况发现，立管涡激振动的平均位移和平均曲率主要决定于预张力大小，平台垂荡使得位移标准差和曲率标准差显著放大。

(4) 对比不同垂荡幅值和频率作用下立管涡激振动特性的变化规律：本文对研究问题进行参数分析，讨论施加不同垂荡幅值和垂荡频率之后顶张力立管涡激振动的变化规律。结果表明，立管涡激振动位移随平台垂荡幅值的增大而增大。立管自身涡激振动频率成分逐渐减弱，被平台垂荡激励的频率所掩盖。对于不同垂荡频率，低频激励可以完全控制顺流向振动频率，显著放大了顺流向振动位移，使立管顺流向呈现标准的周期性振动。高频激励可以在一定程度上抑制涡激振动位移幅值，但会显著放大立管曲率标准差，增大立管所受疲劳损伤的影响。

7.2 展望

本文将平台垂荡简化为随时间变化的轴向张力，基于课题组已有的viv-FOAM-SJTU求解器实现了对平台垂荡作用下顶张力立管涡激振动的数值模拟工作，并基于此开展数值分析，说明平台垂荡所产生的具体影响。限于时间有限，本问题还有如下工作可作为今后的研究方向，继续开展更深入的研究工作：

(1) 在现有计算中，流场部分使用切片理论，将三维流场简化为若干二维切片以减小计算量，忽略了尾流场泻涡的三维效应。后续工作可将二维切片改为带有一定厚度的局部三维切片，在改善计算准确性的同时仍可兼顾计算效率。

(2) 本文将平台垂荡运动简化为随时间变化的轴向张力，忽略了平台垂荡的位移。后续工作可对求解器结构场计算部分进行扩展，在完成(1)的前提下实现立管结构的三维振动模拟，直接对立管顶端施加垂向位移，并讨论平台垂荡从顶端向下的能量传递过程，更真实的模拟这一问题。

(3) 本文假设平台随时间以正弦形式变化，真实环境下这一假设显然不成立，后续可对海洋立管与顶端平台整体建模，对平台施加环境载荷，实现平台运动与立管涡激振动的耦合计算。

(4) 在本文研究工作之前，求解器已实现了对平台水平运动（横荡和纵荡）影响的考虑，今后可在同时考虑平台水平运动和垂荡运动的情况下进行数值分析，讨论立管涡激振动特性的变化规律。

(5) 本文工作针对顶张力立管展开，今后可对求解器进行更多扩展工作，实现对悬链线立管和缓坡型立管等更多模型的数值模拟分析。

参 考 文 献

- [1]. Gerrard J.H. The mechanics of the formation region of vortices behind bluff bodies [J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1966, 25: 401-413.
- [2]. Koch W. Local instability characteristics and frequency determination of self-excited wake flows [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1985, 99(1): 53-83.
- [3]. Huerre P., Monkewitz P.A. Local and global instabilities in spatially developing flows [J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1990, 22(1): 473-537.
- [4]. Saprkaya T. A Critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2004, 19(4): 389-447.
- [5]. Williamson C.H.K. Vortex dynamics in the cylinder wake[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1996, 28(1): 477-539.
- [6]. Williamson C.H.K., Govardhan R. Vortex-induced vibrations[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2004, 36(1): 413-455.
- [7]. Williamson C.H.K., Govardhan R. A brief review of recent results in vortex-induced vibrations[J]. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 2008, 96(6-7): 713-35.
- [8]. Gabbai R.D., Benaroya H. An overview of modeling and experiments of vortex-induced vibration of circular cylinders[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 282(3-5): 575-616.
- [9]. Wu X., Ge F, Hong Y. A review of recent studies on vortex-induced vibrations of slender cylinders[J]. *Journal of Fluids and Structure*, 2011, 28(1): 292-308.
- [10]. 万德成, 端木玉. 深海细长柔性立管涡激振动数值分析方法研究进展[J]. *力学季刊*, 2017, 38(2): 179-196.
- [11]. Sumer B.M., Fredsøe J. *Hydrodynamics Around Cylindrical Structures (Revised Edition)* [M]. USA, World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2006: 2-2.
- [12]. Norberg C. Fluctuating lift on a circular cylinder: review and new measurements [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2003, 17(1): 57-96.
- [13]. Trim A.D., Braaten H., Lie H., Herfjord K., King R., Makrygiannis C.M., Meling T.S. Experimental investigation of vortex-induced vibration of long marine risers[C]. FIV2004 (Flow Induced Vibration) Conference, Ecole Polytechnique, Paris, France, 2004.
- [14]. Trim A.D., Braaten H., Lie H., Tognarelli M.A. Experimental investigation of vortex-induced vibrations of long marine risers [J]. *Journal of Fluids and Structures*,

- 2005, 21: 335-361.
- [15]. Frank W.R., Tognarelli M.A., Slocum S.T., Campbell R.B., Balasubramanian S. Flow-induced vibration of a long, flexible, straked cylinder in uniform and linearly sheared currents[C]. OTC 16340, Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, 2004.
- [16]. Tognarelli M.A., Slocum S.T., Frank W.R., Campbell R.B. VIV response of a long flexible cylinder in uniform and linearly sheared currents[C]. OTC 16338, Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, 2004.
- [17]. Chaplin J.R., Bearman P.W., Huera Huarte F.J., Pattenden R. Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a vertical tension riser in a stepped current [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2005, 21: 3-24.
- [18]. Chaplin J.R., Bearman P.W., Cheng Y, Fontaine E, et al. Blind predictions of laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a tension riser [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2005, 21: 25-40.
- [19]. Huera Huarte F.J. Multi-mode vortex-induced vibrations of a flexible circular cylinder [D]. The University of London, 2006.
- [20]. Huera Huarte F.J., Bearman P.W., Chaplin J.R. On the force distribution along the axis of a flexible circular cylinder undergoing multi-mode vortex-induced vibrations [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2006, 22: 897-903.
- [21]. Huera Huarte F.J., Bearman P.W. Wake structures and vortex-induced vibrations of a long flexible cylinder—Part 1: Dynamic response [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2009, 25: 969-990.
- [22]. Huera Huarte F.J., Bearman P.W. Wake structures and vortex-induced vibrations of a long flexible cylinder—Part 1: Drag coefficients and vortex modes [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2009, 25: 991-1006.
- [23]. Hueta Huarte F.J., Bearman P.W. Vortex and wake-induced vibrations of a tandem arrangement of tow flexible circular cylinders with near wake interference [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27: 193-211.
- [24]. Huera Huarte F.J., Gharib M. Flow-induced vibrations of a side-by-side arrangement of two flexible circular cylinders [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2011, 27: 354-366.
- [25]. 张永波. 深海输液立管涡激振动预报及抑振装置研究[D]. 中国海洋大学, 2011.
- [26]. 李相环. 海洋立管涡激振动抑制装置的试验研究[D]. 中国海洋大学, 2012.
- [27]. 刘景伟. 海洋立管绕流的数值模拟及涡激振动抑振试验[D]. 中国海洋大学, 2013.

- [28]. 李朋, 郭海燕, 李效民, 张永波. 干涉对海洋立管涡激振动影响实验研究[J]. 船舶力学, 2015, 19 (10): 1227-1234.
- [29]. 李朋, 郭海燕, 刘景伟, 张永波. 阶段流下大长细比深海立管抑振敏感性试验研究[J]. 山东科技大学学报 (自然科学版), 2015, 34 (4): 93-101.
- [30]. 李朋, 郭海燕, 张莉, 张永波, 王飞. 新型深水海洋输液立管涡激振动抑振装置试验研究[J]. 中国海洋大学学报 (自然科学版), 2015, 45 (9): 109-115.
- [31]. 任铁. 实尺度雷诺数复杂来流条件下的立管涡激振动试验研究[D]. 上海交通大学, 2011.
- [32]. 任铁, 高云, 付世晓, 杨家栋, 赵勇. 剪切来流下柔性立管涡激振动抑制装置试验研究[J]. 船舶力学, 2016, 20 (4): 497-507.
- [33]. Wang J, Fu S. Vortex-Induced Vibration of Steel Catenary Riser Under Vessel Motion[C]. OMAE2014-23584. San Francisco, USA, June 9-13, 2014.
- [34]. 王俊高, 付世晓, 许玉旺, 宋磊建. 振荡来流下柔性立管涡激振动“分时特性”试验研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33 (21): 1-7.
- [35]. 王俊高, 付世晓, 许玉旺, 宋磊建. 正弦振荡来流下柔性立管涡激振动发展过程[J]. 力学学报, 2014, 46 (2): 173-182.
- [36]. Wang J, Fu S, Baarholm R, Wu J, Larsen C.M. Out-of-plane vortex-induced vibration of a steel catenary riser caused by vessel motions[J]. Ocean Engineering, 2015, 109(15): 389-400.
- [37]. Wang J, Xiang S, Fu S, Cao P, Yang J, He J. Experimental investigation on the dynamic responses of a free-hanging water intake riser under vessel motion[J]. Marine Structures, 2016, 50: 1-19.
- [38]. 王俊高, 付世晓, 许玉旺, 宋磊建. 振荡来流下柔性立管涡激振动响应特性试验研究[J]. 船舶力学, 2016, 20 (4): 419-429.
- [39]. Wang J, Fu S, Larsen C.M., Baarholm R, Wu J, Lie H. Dominant parameters for vortex-induced vibration of a steel catenary riser under vessel motion[J]. Ocean Engineering, 2017, 136: 260-271.
- [40]. Song L, Fu S, Cao J, Ma L, Wu J. An investigation into the hydrodynamics of a flexible riser undergoing vortex-induced vibration[J]. Journal of Fluids and Structures. 2016, 63: 325-350.
- [41]. 宋磊建, 付世晓, 于大鹏, 任铁, 张萌萌. 剪切流下发生涡激振动的柔性立管阻力特性研究[J]. 力学学报, 2016, 48 (2): 300-306.
- [42]. Song L, Fu S, Ren T, Lu Z. Phase angles of the vibrations and hydrodynamic forces of the flexible risers undergoing vortex-induced vibration[J]. Journal of

- Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2017, 139, 031803.
- [43]. 宋磊建, 付世晓, 任铁, 于大鹏, 张萌萌. 均匀流下柔性立管涡激振动响应及涡激力载荷特性研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36 (22): 14-21.
- [44]. Gao Y, Fu S, Wang J, Song L, Chen Y. Experimental study of the effects of surface roughness on the vortex-induced vibration response of a flexible cylinder[J]. Ocean Engineering, 2015, 103(15): 40-54.
- [45]. 高云, 任铁, 付世晓, 熊友明, 赵勇. 柔性立管涡激振动响应特性试验研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34 (17): 6-11.
- [46]. Gao Y, Fu S, Xiong Y, Zhao Y, Liu L. Experimental study on response performance of vortex induced vibration on a flexible cylinder[J]. Ships and Offshore Structures, 2017, 12(1): 116-134.
- [47]. 高云, 付世晓, 熊友明, 杨家栋, 王盟浩. 剪切来流下柔性圆柱体涡激振动响应试验研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35 (20): 142-148.
- [48]. 高云, 刘黎明, 付世晓, 宗智, 邹丽. 柔性立管涡激振动响应轨迹特性研究[J]. 船舶力学, 2017, 21 (5): 563-575.
- [49]. Xu W, Zhang S, Liu B, Wang E, Bai Y. An experimental study on flow-induced vibration of three and four side-by-side long flexible cylinders[J]. Ocean Engineering, 2018, 169: 492-510.
- [50]. Xu W, Ma Y, Cheng A, Yuan H. Experimental investigation on multi-mode flow-induced vibrations of two long flexible cylinders in a tandem arrangement[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018, 135: 261-278.
- [51]. Xu W, Yu Y, Wang E, Zhou L. Flow-induced vibration (FIV) suppression of two tandem long flexible cylinders attached with helical strakes[J]. Ocean Engineering, 2018, 169: 49-69.
- [52]. Xu W, Ma Y, Ji C, Sun C. Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a yawed flexible cylinder at different yaw angles[J]. Ocean Engineering, 154: 27-42.
- [53]. Xu W, Cheng A, Ma Y, Cao X. Multi-mode flow-induced vibrations of two side-by-side slender flexible cylinders in a uniform flow[J]. Marine Structures, 2018, 57: 219-236.
- [54]. Xu W, Luan Y, Han Q, Ji C, Cheng A. The effect of yaw angle on VIV suppression for an inclined flexible cylinder fitted with helical strakes[J]. Applied Ocean Research, 2017, 67: 263-276.
- [55]. Han Q, Ma Y, Xu W, Lu Y, Cheng A. Dynamic characteristics of an inclined flexible cylinder undergoing vortex-induced vibrations[J]. Journal of Sound and

- Vibration[J]. 2017, 394: 306-320.
- [56]. Han Q, Ma Y, Xu W, Zhang S. An experimental study on the hydrodynamic features of two side-by-side flexible cylinders undergoing flow-induced vibrations in a uniform flow[J]. *Marine Structures*, 2016, 61: 326-342.
- [57]. Han Q, Ma Y, Xu W, Fan D, Wang E. Hydrodynamic characteristics of an inclined slender flexible cylinder subjected to vortex-induced vibration[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2018, 148: 352-365.
- [58]. Birkoff G, Zarantanello E.H. *Jets, wakes and cavities*[M]. New York: Academic Press, 1957.
- [59]. Bishop R.E.D., Hassan A.Y. The lift and drag forces on a circular cylinder oscillating in a flowing fluid[J]. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physics*, 1964, 277(1368): 51-75.
- [60]. Hartlen R.T., Currie I.G. Lift-oscillator model of vortex-induced vibration[J]. *Journal of the Engineering Mechanics*, 1970, 96(5): 577-591.
- [61]. Srinil N. Analysis and prediction of vortex-induced vibrations of variable-tension vertical risers in linearly sheared currents[J]. *Applied Ocean Research*, 2011, 33(1): 41-53.
- [62]. Srinil N., Zanganeh H. Modelling of coupled cross-flow/in-line vortex-induced vibrations using double Duffing and Van der Pol oscillators[J]. *Ocean Engineering*, 2012, 53(3): 83-97.
- [63]. 郭海燕, 傅强, 娄敏. 海洋输液立管涡激振动响应及其疲劳寿命研究[J]. *工程力学*, 2005, 22 (4): 220-224.
- [64]. 黄维平, 王爱群, 李华军. 海底管道悬跨段流致振动实验研究及涡激力模型修正[J]. *工程力学*, 2007, 24 (12): 153-157.
- [65]. 黄维平, 刘娟, 唐世振. 考虑流固耦合的大柔性圆柱体涡激振动非线性时域模型[J]. *振动与冲击*, 2012, 31 (9): 140-143.
- [66]. Zhang M., Fu S., Song L., Tang X., He Y. A time domain prediction method for the vortex-induced vibrations of a flexible riser. *Marine Structures*, 2018, 59: 458-481.
- [67]. Vandiver J.K. *User Guide for SHEAR7 Version 4.9b*, 2016, USA.
- [68]. Larsen C.M., Yttervik R., Passano E., Vikestad K. *VIVANA theory manual. Version 3.1*. 2001. Trondheim, Norway.
- [69]. Triantafyllou M., Triantafyllou G., Tein Y.S., Ambrose B. *Pragmatic riser VIV analysis*. 1999. OTC 1999.
- [70]. Vandiver J.K., Jaiswal V., Jhingran V. *Insights on vortex-induced, traveling waves*

- on long risers. *Journal of Fluids and Structures*, 2009, 25(4):641-653.
- [71]. 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(8): 135–48.
- [72]. Thorsen M.J., Sævik S., Larsen C.M. Time domain simulation of vortex-induced vibrations in stationary and oscillating flows. *Journal of Fluids and Structures*. 2016, 611–19.
- [73]. Thorsen M.J., Sævik S., Larsen C.M. Non-linear time domain analysis of cross-flow vortex-induced vibrations. *Marine Structures*. 2017, 51:134–51.
- [74]. Wang K., Tang W., Xue H. Time domain approach for coupled cross-flow and in-line VIV induced fatigue damage of steel catenary riser at touchdown zone. *Marine Structures*. 2015, 41:267–287.
- [75]. Evangelinos C., Lucor D., Karniadakis G.E. DNS-derived force distribution on flexible cylinders subject to vortex-induced vibration[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2000, 14:429-440.
- [76]. Lucor D., Imas L., Karniadakis G.E. Vortex dislocations and force distribution of long flexible cylinders subjected to sheared flows[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2001, 15:641-650.
- [77]. Lucor D., Foo J., Karniadakis G.E. Vortex mode selection of a rigid cylinder subject to VIV at low mass-damping[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2005, 20:483-503.
- [78]. 黄智勇. 柔性立管涡激振动时域响应分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2008.
- [79]. Schulz K.W., Meling T.S. Multi-strip numerical analysis for flexible riser response[C] OMAE2004-51186. Vancouver, British Columbia, Canada, June 20–25, 2004.
- [80]. K.W. Schulz, T.S. Meling. VIV analysis of a riser subjected to step and multi-directional currents[C]. OMAE2005-67144. Halkidiki, Greece, June 12–17, 2005.
- [81]. 郭宇. 深海立管涡激振动的大涡模拟与涡振疲劳累积损伤分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [82]. 韩翔希. 柔性立管流固耦合特性数值模拟研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2014.
- [83]. Holmes S., Oakley H., Constantinides Y. Simulation of riser VIV using fully three dimensional CFD simulations[C]. OMAE2006-92124, Hamburg, Germany, June 4-9, 2006.
- [84]. Constantinides Y., Oakley O.H. Numerical prediction of VIV and comparison with field experiments[C]. OMAE2008-57215, Estoril, Portugal, June 15-20, 2008.

- [85]. Chen Z., Kim W.J. Numerical investigation of vortex shedding and vortex-induced vibration for flexible riser models[J]. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 2010, 2(2): 112-118.
- [86]. Wang J., Fu S., Baarholm R., Wu J., Larsen C.M. Fatigue damage of a steel catenary riser from vortex-induced vibration caused by vessel motions[J]. *Marine Structures*, 2014, 39: 131-156.
- [87]. Wang E., Xiao Q. Numerical simulation of vortex-induced vibration of a vertical riser in uniform and linearly sheared currents[J]. *Ocean Engineering*, 2016, 121: 492-515.
- [88]. Herfjord K., Drange S.O., Kvamsdal T. Assessment of vortex-induced vibrations on deepwater risers by considering fluid-structure interaction[J]. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 1999, 121(4): 207-212.
- [89]. Yamamoto C.T., Meneghini J.R., Saltara F., Fregonesi R.A. Ferrari J.A. Numerical simulations of vortex-induced vibration of flexible cylinders[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2004, 19: 467-489.
- [90]. Willden R.H.J., Graham J.M.R. Multi-modal Vortex-Induced Vibration of a vertical riser pipe subject to a uniform current profile[J]. *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 2004, 23(1): 209-218.
- [91]. 何长江. 柔性立管涡激振动试验与数值模拟[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- [92]. 吴浩. 多根控制杆对细长柔性立管涡激振动抑制作用的实验及数值研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2013.
- [93]. 万德成. 深海柔性立管涡激振动流固耦合求解器软件 viv-FOAM-SJTU: 2017SR051978[P]. 2017.
- [94]. 端木玉. 细长柔性立管涡激振动数值计算软件开发与应用研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2017.
- [95]. Duan-Mu Y., Zou L., Wan D. Numerical analysis of multi-modal vibrations of a vertical riser in step currents[J]. *Ocean Engineering*, 2018, 152: 428-442.
- [96]. Duan-Mu Y., Wan D., Xue H., Prediction of response for vortex-induced vibrations of a flexible riser pipe by using multi-strip method[C]. *Proceedings of the Twenty-Sixth International Ocean and Polar Engineering Conference*. Rhodes, Greece, June 26-July 1, 2016: 1065-1073.
- [97]. Duan-Mu Y., Zou L., Wan D. Numerical simulations of vortex-induced vibrations of a flexible riser with different aspect ratios in uniform and shear currents[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2017, 29(6): 1010-1022.

- [98]. Fu B., Zou L., Wan D.. Numerical study on the effect of current profiles on vortex-induced vibrations in a top-tension riser[J]. *Journal of Marine Science and Application*, 2017, 16(4): 1-7.
- [99]. 端木玉, 付博文, 万德成. 阶梯来流下流速对细长柔性立管涡激振动的参数分析[J]. *江苏科技大学学报 (自然科学版)*, 2017, 31(5): 586-591.
- [100]. Fu B., Zou L., Wan D. Numerical study of vortex-induced vibrations of a flexible cylinder in an oscillatory flow[J]. *Journal of Fluids and Structures*. 2018, 77: 170-181.
- [101]. Fu B., Wan D. Numerical study of vibrations of a vertical tension riser excited at the top end[J]. *Journal of Ocean Engineering and Science*. 2017, 22(4): 268-278.
- [102]. Deng D., Fu B., Wan D. Modal vibrations of side-by-side and tandem vertical riser pipes experiencing a stepped current[C]. *Proceedings of the twenty-seventh International Ocean and Polar Engineering Conference*. San Francisco, America, June 25-June 30, 2017: 1213-1220.
- [103]. 武磊, 邓迪, 万德成. 阶梯流中不同来流方向对柔性双立管涡激振动影响 CFD 分析[C]. *第二十九届全国水动力学研讨会论文集*, 江苏镇江, 2018.08.24-24: 607-621.
- [104]. Fujiwara T., Uto S., Kanada S. An Experimental Study of Effects that Change the Vibration Mode of the Riser VIV[C]. *OMAE2011-49677*, Rotterdam, the Netherlands, June 19-24, 2011.
- [105]. Franzini G.R., Pesce C.P., Salles R., Goncalves R.T., Fajarra A.L.C., Mendes P. Experimental analysis of a vertical and flexible cylinder in water response to top motion excitation and parametric resonance[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2015, 137: 031010.
- [106]. Franzini G.R., Pesce C.P., Goncalves R.T., Fajarra A.L.C., Mendes P. Experimental investigations on vortex-induced vibrations with a long flexible cylinder. Part I: Modal-amplitude analysis with a vertical configuration[C]. *Proceedings of the 11th International Conference on Flow-Induced Vibration*. Hague, the Netherlands, July 4th-6th, 2016.
- [107]. Franzini G.R., Pesce C.P., Goncalves R.T., Fajarra A.L.C., Mendes P. Experimental investigations on vortex-induced vibrations with a long flexible cylinder. Part II: Effect of axial motion excitation in a vertical configuration[C]. *Proceedings of the 11th International Conference on Flow-Induced Vibration*. Hague, the Netherlands, July 4th-6th, 2016.
- [108]. Franzini G.R., Pesce C.P., Goncalves R.T., Fajarra A.L.C., Mendes P. An experimental investigation on concomitant vortex-induced vibration and axial top-motion excitation with a long flexible cylinder in vertical configuration[J].

- Ocean Engineering, 2018, 156: 596-612.
- [109]. 唐友刚, 潘悦然, 张杰, 王宾. 深海立管参激-涡激联合振动试验[J]. 天津大学学报 (自然科学与工程技术版), 2016, 49 (1): 58-64.
- [110]. 张杰, 唐友刚, 黄磊. 深海立管参激振动研究综述[J]. 船舶工程, 2012, 34(6): 1-4+19.
- [111]. Hsu C.S. The response of parametrically excited hanging string in fluid[J]. Journal of Sound and Vibration, 1975, 39(3): 305-316.
- [112]. Haquang N., Mook D.T., Plaut R.H.A. A nonlinear analysis of the interactions between parametric and external excitations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1987, 118(3):425-439.
- [113]. Thampi S.K., Niedzwecki J.M. Parametric and external excitation of marine risers[J]. Journal of Engineering Mechanics, 1992, 118(5):943-960.
- [114]. Ryu C.S., Isaacson M. Dynamic response analysis of slender maritime structure under vessel motion and regular waves[J]. Journal of Korean Society of Costal and Ocean Engineering, 1998, 10(2):64-72.
- [115]. Patel M.H., Park H.I. Combined axial and lateral responses of tensioned buoyant platform tethers[J]. Engineering Structures, 1995, 17(10): 687-695.
- [116]. Park H.I., Jung D.H. A finite element method for dynamic analysis of long slender marine structures under combined parametric and forcing excitations[J]. Ocean Engineering, 2002, 29(11): 1313-1325.
- [117]. Chatjigeorgiou I.K., Mavrakos S.A. Bounded and unbounded coupled transverse response of parametrically excited vertical marine risers and tensioned cable legs for marine applications[J]. Applied Ocean Research, 2002, 24(6): 341-354.
- [118]. Chatjigeorgiou I.K. On the parametric excitation of vertical elastic slender structures and the effect of damping in marine applications[J]. Applied Ocean Research, 2004, 26(1-2): 23-33.
- [119]. Chatjigeorgiou I.K., Mavrakos S.A. Nonlinear resonances of parametrically excited risers—numerical and analytic investigation for $\Omega = 2\omega_1$ [J]. Computers and Structures, 2005, 83(8-9): 560-573.
- [120]. Brugmans J. Parametric Instability of Deep-Water Risers[D]. Delft: Delft University of Technology, 2005.
- [121]. Kuiper G.L., Brugmans J., Metrikine A.V. Destabilization of deep-water risers by a heaving platform[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 310(3): 541-557.
- [122]. 杨和振, 李华军. Instability assessment of deep-sea risers under parametric excitation[J]. China Ocean Engineering, 2009, 23(4): 603-612.

- [123]. 杨和振, 李华军. 参数激励下深海立管动力特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(9): 65-69+78.
- [124]. 冯丽梅. 深海顶张力立管参激振动研究[D]. 天津: 天津大学, 2010.
- [125]. 邵卫东. 深海顶张力立管参激-涡激耦合动力响应分析[D]. 天津: 天津大学, 2011.
- [126]. 邵卫东, 唐友刚, 樊娟娟, 张若瑜. 考虑浮体升沉及张紧环运动深海立管固有振动特性研究[J]. 海洋工程, 2012, 30 (2): 8-13.
- [127]. 唐友刚, 邵卫东, 张杰, 王丽元, 桂龙. 深海顶张力立管参激-涡激耦合振动响应分析[J]. 工程力学, 2013, 30 (5): 282-286.
- [128]. 王丽元. 平台随机垂荡及涡激引起的深海立管动力响应分析[D]. 天津: 天津大学: 2012.
- [129]. 李杨青. 深海顶张力立管非线性振动特性研究[D]. 天津: 天津大学, 2013.
- [130]. 张杰, 唐友刚, 黄磊, 李伟. 参数激励下深海立管多模态耦合振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32 (19): 51-56.
- [131]. Zhang J., Tang Y. Parametric instability analysis of deepwater top-tensioned risers considering variable tension along the length[J]. Journal of Ocean University of China, 2015, 14(1): 59-64.
- [132]. 张杰. 深海立管参激_涡激联合振动与疲劳特性研究[D]. 天津: 天津大学, 2014.
- [133]. 张杰, 唐友刚. 深海立管固有振动特性的进一步分析[J]. 船舶力学, 2014, 18 (1-2): 165-171.
- [134]. Zhang J., Tang Y. Mathieu instability analysis of deepwater Top-tensioned risers[J]. Journal of Ship Mechanics, 2014, 18(9): 1142-1150.
- [135]. Zhang J., Tang Y. Fatigue analysis of deep-water risers under vortex-induced vibration considering parametric excitations[J]. Journal of Coastal Research, 2015, 73:652-659.
- [136]. 唐友刚, 朱龙欢, 李杨青. 深海顶张式立管组合参激共振的非线性振动分析[J]. 天津大学学报 (自然科学与工程技术版), 2015, 48 (9): 811-816.
- [137]. Chen W., Li M., Guo S., Gan K. Dynamic analysis of coupling between floating top-end heave and riser's vortex-induced vibration by using finite element simulations[J]. Applied Ocean Research, 2014, 48: 1-9.
- [138]. 陈伟民, 李依伦, 姜春晖, 郭双喜. 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[J]. 海洋工程, 2016, 34 (3): 1-9+79.

- [139]. Yuan Y., Xue H., Tang W. A numerical investigation of vortex-induced vibration response characteristics for long flexible cylinders with time-varying axial tension[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2018,77: 36-57.
- [140]. Clough R.W., Penzien J. *Dynamics of structures*[M]. McGraw-Hill International Editions, 1975.
- [141]. Reddy J.N. *Finite element method: an introduction*[M]. McGraw Hill International Editions, 1993.
- [142]. Reddy J.N. *An introduction to non-linear finite element analysis*[M]. Oxford University Press, 2005.
- [143]. Newmark N.M. A method of computation for structural dynamics[J]. *Journal of Engineering Mechanics Division, ASCE*, 1959, 85(1): 67-94.
- [144]. Lie H., Kaasen K.E. Modal analysis of measurements from a large-scale VIV model test of a riser in linearly sheared flow[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2006, 22(4): 557-575.

致 谢

两年半的硕士学习时间接近尾声，也意味着我的学生时代接近尾声。完成这篇毕业论文，算是对我硕士阶段工作的总结。值此时刻，要向曾经帮助过我的老师和同学们表达感谢。

首先要感谢我的导师万德成教授，万老师严谨的治学态度、认真的工作作风深深地影响着我。从研究方向的确定，到每一次组会的指导，万老师对我的研究进展和研究方法都给出了丰富的建议。万老师的悉心指导是我能顺利完成毕业论文的重要前提。万老师鼓励我们与外界交流，支持我们参加学术会议。与国内外学者的广泛交流开阔了我们的眼界，为我们自身的工作提供了广泛的思路，我受益很多。万老师为我们提供了一流的学术环境，特别是一流的计算资源，为我们的工作提供了坚实的保障。万老师勤奋认真的工作态度和在工作投入每天都在激励着我，每次收到万老师深夜回复的邮件，我都深受感动。作为我们父辈的学者，每天依然保持着如此长时间的工作状态。我们作为年轻人，有什么借口可以偷懒，有什么理由不去努力奋斗。

其次要感谢我的父母，他们一直以来在背后默默支持我，为我提供了生活保障，让我可以专心于自己的学习工作，无需考虑生活压力。他们长期以来为我树立了良好的榜样，为我树立了正确的人生观和价值观。父母的支持使我一直以来可以保持充足的信心，有勇气面对学习和生活中的困难，是我顺利完成学业的重要保障。

之后要感谢与我相同研究方向的同学，感谢你们与我一起讨论问题，帮助我解决困难。感谢已经毕业的端木玉师姐，师姐在这一研究方向开创性的工作为我提供了成熟的计算平台，使我可以便捷地实现自己所需的计算目标。感谢已经毕业的付博文师兄，师兄耐心为我讲解组内的工作，带我熟悉求解器的使用和程序的流程，为我传授自己的研究经验，同时感谢师兄开发地后处理框架和网格生成脚本，为我节省了很多时间，使我的工作变得更加快速高效。感谢与我同年入学的邓迪博士，在我遇到困难时和我一起讨论，帮助我解决遇到的问题，为我提供了诸多支持，祝愿你今后在科研路上顺利前行，顺利毕业。感谢后来加入的武磊，给我的学习工作提供了诸多支持。感谢今年新加入的张钰祺和李敏，为我们团队注入了新的活力。

还要感谢同一课题组的所有成员，感谢你们在我学习过程中对我的帮助。感

谢已经毕业的夏可师兄和艾勇师兄，两位师兄丰富的经历和毫无保留的传授对我在职业方向的选择和秋招求职过程带来极大的帮助。感谢同样在 A-704 的刘正浩师兄、缪爱琴师姐、已毕业的何东亚师兄，还有谢康迪、李奇、王帝、许璐荣、陈泰文、漆小舟、武磊、余安正、王晋楷、王秋雯和郭浩，感谢你们的每日陪伴，为我带来了诸多欢乐，感谢你们在我的硕士学习生活中给予我的帮助。此外，还要感谢实验室的其他同学，在我这两年半的求学期间对我的帮助和鼓励。

硕士学习的两年半十分短暂，转瞬即逝。我也即将正式结束我的学生生涯，踏上工作岗位，这将是崭新阶段的开始。最后，祝愿自己在未来的道路上一直走下去。

攻读硕士学位期间已发表或录用的论文

- [1]. 王哲, 邓迪, 万德成. 基于 CFD 方法的变张力柔性圆柱数值模拟[J]. 水动力学研究与进展 A 辑. (已录用, 中文核心)
- [2]. Wang Z., Deng D., Wan D. Modal Analysis of a Top-Tensioned Riser Experiencing Vortex-Induced Vibration and Varying Axial Tensions[C]. Proceedings of the Twenty-eighth (2018) International Ocean and Polar Engineering Conference Sapporo, Japan, June 10-15, 2018, pp.971-978. (已发表, EI 会议)
- [3]. 王哲, 邓迪, 万德成. 变张力作用下张紧式立管涡激振动的数值模拟[C]. 第二十九届全国水动力学研讨会论文集, 2018 年 8 月 24-27 日, 江苏镇江, pp.598-606. (已发表)
- [4]. 王哲, 付博文, 万德成. 平台垂荡运动对深海立管涡激振动的影响分析[C]. 第十八届中国海洋(岸)工程学术讨论会论文集, 2017 年 9 月 22 日-25 日, 中国舟山, pp.617-622. (已发表)