

上海交通大学

SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY

学士学位论文

BACHELOR'S THESIS



论文题目：深海多立管涡激振动相互作用特性数值模拟分析

学生姓名：林鸿俊

学生学号：5130109073

专 业：船舶与海洋工程

指导教师：万德成

学院(系)：船舶海洋与建筑工程学院

深海多立管涡激振动相互作用特性数值模拟分析

摘要

在陆地资源匮乏和国际资源价格的不断上升的情况下,人们开始把目光投向海洋,进行海洋油气的开采。随着科学技术的不断发展,人们不仅仅局限于进行浅海开发,而且开始向深海进发。由于开采地方海洋深度的增加,以及开采进度的加快,立管的长宽比、数量以及种类逐渐增加。在海流激励的作用下,多立管之间的涡激振动相互作用对立管结构疲劳损伤造成的影响不容忽视。但目前实物模型试验性价比低,存在较多难题。因此对多立管之间的相互影响的进行的数值模拟分析具有重要意义。而且由于立管在横流向的振动比在顺流向的振动更加剧烈,对立管疲劳破坏起主要作用,这里主要探讨立管横流向的涡激振动特性。本文对 4 个不同中心距的串联双立管建立数值模拟模型,使用 RANS 方法中 Navier-Stokes 方程和有限元中梁单元的运动方程,联立 SST $k-\omega$ 湍流模型两方程,运用 viv-SJTU-FOAM 求解器,对流固耦合的、变形较大的大柔度立管在横流向上进行数值模拟。通过跟单立管进行对比,分析立管在单独存在以及串联存在与计算域内时的差异,着重对比分析中心间距对串联双立管横流向的涡激振动的相互作用特性,包括分析间距对双立管横流向的响应振动幅值、主振模态以及主振频率等的影响。

关键词: viv-SJTU-FOAM, VIV, 串联立管, 数值模拟

NUMERICAL SIMULATION ANALYSIS OF INTERACTION CHARACTERISTICS OF VORTEX-INDUCED VIBRATION OF DEEP-SEA RISERS

ABSTRACT

With the lack of the land resources and the rising international resource prices, because of the development of science and technology, people can gradually carry out the exploitation of marine oil and gas, and begin to proceed to the deep sea. The aspect ratio, the number and the type of the risers gradually increase, due to the increase of the depth of the mining area and the pursuit of efficiency on the offshore operating platform. Under the action of the current, the effect of the vortex-induced vibration interaction between the risers on the fatigue damage of the riser structure can not be neglected. At present, the cost-effective of the physical model test is too low. Also, there are many problems in the physical test. So, it is of great significance for us to analyze the result of the numerical simulation analysis of the interaction between the multi-riser. In this paper, a numerical simulation model is established for four pairs of tandem risers with different center distances. Moreover, since the vibration of the riser in the cross-flow direction, which is the main role of the fatigue failure of the riser, is more intense than that in the in-line direction. The vortex-induced vibration characteristics of the cross-flow of the riser are mainly discussed here. By solving the simultaneous equations among RANS Navier-Stokes equations, the equations of motion of the beam elements in the finite element method and two equations of the SST $k-\omega$ turbulence model, the numerical simulation of the flexible riser with fluid-structure coupling and large deformation is made, using viv-SJTU-FOAM solver. By comparing with the single riser, it is to analyze the difference of the cross-flow motion between the existence of the single riser and the existence of the tandem risers. This paper focuses on the interaction between the center spacing and the cross-flow motion of vortex-induced vibration of the tandem risers, including the analysis of the spacing between the response vibration amplitude, the main vibration mode and the main vibration frequency of the cross-flow motion of the risers and so on.

Key words: viv-SJTU-FOAM, VIV, tandem riser, numerical simulation

目 录

第一章 绪论	1
1.1 课题背景及研究意义	1
1.2 国内外研究的成果和现状	2
1.2.1 实验方法	2
1.2.2 经验模型	3
1.2.3 数值模拟	3
1.3 本文的主要研究工作	3
第二章 数值方法	5
2.1 基本参数	5
2.1.1 雷诺数	5
2.1.2 质量比和阻尼比	5
2.1.3 响应振幅	6
2.2 流场控制方程	6
2.2.1 RANS 方程	6
2.2.2 控制方程的离散	7
2.3 结构控制方程	7
2.4 流固耦合	7
2.5 求解器 viv-SJTU-FOAM	8
2.6 本章小结	9
第三章 问题描述	10
3.1 单立管数值模拟计算模型	10
3.1.1 立管主要参数	10
3.1.2 单立管数学模型	10
3.2 串联双立管数值模拟计算模型	12
3.2.1 立管主要参数	12
3.2.2 串联双立管数学模型	12
3.3 立管数值模拟计算模型的边界条件	13
3.4 本章小结	14
第四章 结果与分析	15
4.1 单立管数值模拟结果与分析	15
4.2 串联双立管数值模拟结果与分析	16
4.2.1 间距为 2D 时串联双立管	16
4.2.2 间距为 3D 时串联双立管	18
4.2.3 间距为 4D 时串联双立管	21
4.2.4 间距为 5D 时串联双立管	24
4.3 单立管和串联双立管数值模拟结果与分析	27
4.4 本章小结	29
第五章 全文总结和研究展望	30
5.1 全文总结	30
5.2 研究展望	31



参考文献-----	33
致谢-----	36

第一章 绪论

1.1 课题背景及研究意义

随着人口的急剧增加和生活水平的不断提高,人们对资源的需求和依赖愈发严重,陆地资源已逐渐满足不了人们日益增长的资源使用需要,因此人们需要另辟蹊径——海洋。由于现代科学技术的不断发展,让人们有条件、有能力将目光投向蕴藏丰富资源的海洋。海洋储藏着十分丰富的石油和天然气资源在陆地资源有限的今天,如何高效开发和有效利用海洋资源,成为现在各国人民十分重视的问题。自从上个世纪 20 年代委内瑞拉在马开波湖上用木结构搭建的平台进行钻井以来,海洋石油和天然气资源的开发已将近一个世纪。世界各国越来越重视海上油气的勘探、开发和利用,油气的勘探开发也从原来的近海开发逐渐向深海推进,深海的油气开发也将成为以后长期发展的必然趋势。

目前,海洋石油开发工程设备一般包括海洋钻井设备及其配套的采油设备和储油设备等一系列设备。这一些工程设备就是获取海洋石油和天然气的重要手段。而海洋立管是从平台或者钻井船等海上作业平台连接至海底石油和天然气资源的钢质管状结构,是海洋油气开采设备中不可或缺的一部分。由于海上的油气勘探与开发已逐渐向深海进发,所需要的立管长度也变得越来越长。随着立管的长度变得越来越大,立管的长宽比就变得越来越小,从原来的刚性结构变成柔性结构,固有周期也变得越来越长,在海洋流体激励的作用下,产生涡激振动,在空间上进行三维立体运动,对立管结构的疲劳损伤产生严重影响。涡激振动,也就是由交替脱落的漩涡激励激发而导致的物体的振动。由于海流的激励,柔性管体就会发生弹性变形,脉动流体力就会激发立管结构体的在三维空间内的振动,圆柱结构体的响应振动又会反作用于流场。这种流体作用于结构体,结构体反过来作用于流体的相互作用的问题被称作“涡激振动”。柔性立管的涡激振动是一个流固耦合问题,而且,立管所处的海洋作业环境对应的流体流动状态往往非常复杂,处于湍流状态,雷诺数比较大。从本质上看,湍流是一种三维尺度的、非定常的、随机的流动状态,流体状态非常复杂。因此,湍流复杂的流体状态也加剧了研究柔性立管涡激振动的难度。而且在实际开采作业中,为了加快开采速度,往往采用多根立管同时作业。跟单根立管的涡激振动相比,由于多立管间的涡激振动会相互影响,某些立管可能浸没在前面立管的流场之中,因此多立管间的海流流动情况将更加复杂多变,作用在立管上的力和方向也变得异常复杂,产生的涡激振动也同样变得非常复杂,影响立管结构体在三维空间里的运动,可能会加剧立管的疲劳损伤。多立管外部环境荷载的作用下,会发生严重的疲劳损伤,甚至会发生碰撞以及断裂失效,不仅会导致开采作业无法正常进行,工程装置被破坏,而且还可能引起油气泄露、污染海洋环境等次生灾害。

在今天的海洋油气开发中,出于经济利益的考虑,经常会一个平台连接多根立管,致使立管之间的涡激振动相互的耦合影响,可能会加速立管的疲劳损伤,降低立管的使用寿命,甚至危害平台的安全。由于科技不断地发展、制造技艺不断提高、平台功能不断增强以及石油和天然气开发的海洋深度不断加深,立管的长宽比和数量也逐渐增加,了解多立管间涡激振动的相互作用特性,以及减缓柔性立管的疲劳损坏,成为深海油气开发亟需解决的问题。因此对深海多根柔性立管的涡激振动相互作用特性的研究具有重要意义。

尽管实物实验结果可信度较高,但是由于大柔度立管的实物实验对实验装置的要求较高,长宽比较大,大柔度立管不容易进行实物模拟,因此大柔度多立管的实验造价高、成效低、性价比不高。相对而言,数值模拟就能解决实物实验面临的问题。只要模型建立正确,

边界条件选取合理,就会得出一个比较合理的数值模拟结果,相对于实物实验来说,性价比比较高。由于横流向响应振动幅值约为顺流向响应振动幅值的2倍,在疲劳损伤中占主要地位,所以对深海多根柔性立管横流向的涡激振动相互作用特性的数值模拟研究具有更加重要的意义。

1.2 国内外研究的成果和现状

在设定来流的情况下,流体对大柔度结构物体激发的涡激振动响应幅值一直是学者们关心的热点。振动响应振幅的幅值大小将影响到柔性结构体的疲劳破坏,从而影响到结构体的使用寿命。能影响到涡激振动的振动响应振幅的参数有很多,如何准确地已在已知的关键参数的情况下利用已知的关键参数对相应幅值进行预报一直是很多研究人员的研究目标。

1.2.1 实验方法

Feng(1968)对质量比为 $m^*=248$ 的圆柱结构体在横流向上的响应振动进行了研究,发现横流向上的响应振动振幅展示出初始分支和下端分支两个响应分支。在对前人的实验数据的总结下,Griffin(1975)发现并尝试用一条函数曲线来对流体在圆柱体处激发的涡激振动横流向响应振动幅值进行拟合,并因此提出了 S_G 数, $S_G=2\pi^3 St^2 m^* \zeta$ (St 是Strouhal数,表征的是固定柱体的涡脱频率, ζ 是阻尼比)。但是,这条拟合曲线虽然总结了Strouhal数、质量比和阻尼比产生的影响,却不能给出各自参数对响应振动幅值产生的影响,且 S_G 数仅仅只是考虑了质量比以及阻尼比对横向振动响应振幅的影响,并没有考虑到如雷诺数、附加质量等相关参数的影响。Sarpkaya(2004)提出在 m^* 远大于1的时候,振动响应幅值可以看作 S_G 数的单调函数;但当质量比逐渐趋近于 $O(1)$ 量级的时候,就必须考虑附加质量系数对振幅响应幅值的影响。对于那些截面形状和边界条件不同的结构物,Sarpkaya用无量纲因子对Griffin拟合曲线进行了修正。Klamo, et al(2005)对质量阻尼比相同的条件下的横向振动响应幅值进行了研究,在研究中发现原本一直被忽略的雷诺数对横向振动响应幅值的影响不可忽视,成为近十余年各国专家学者研究的热点。Williamson等人在1996年、1999年、2000年、2002年进行了低质量比 $m^*\approx 10$ 量级的振动系统实验,实验结果显示,在质量比逐渐减小时,横向振动响应振幅将表现出三个响应分支,由文献[6、7、8、9]可知。Govardhan&Williamson(2006)整合了许多在实验中获得的数据,并在归纳的基础上对Griffin拟合曲线进行修正。在考虑了雷诺数对振动响应振幅产生的影响后,用质量阻尼比参数 $\alpha(\alpha=(m^*+1)\zeta)$ 代替 S_G 数来对振动响应幅值进行预报,由于考虑了雷诺数影响,Govardhan&Williamson的修正函数能对在实验中得到的振动响应幅值进行比较准确的预测。

上述所阐述到的在实验方面的研究都是针对单根立管的涡激振动特性进行探讨的,除此之外,两个及以上的圆柱体之间的涡激振动相互作用的重要性逐渐被人们意识到,也成为各国研究人员比较关心的研究热点。海洋多立管主要的排列方式有串联、并列以及错列。Ting, et al 在1998年,Gu&Sun在1999年,Sumner, et al 在2000年、2003年、2004年、2004年和Price, et al在2007年等通过改变两圆柱连线与来流方向的夹角,对串联、并联和错列三种不同排列方式对圆柱体的涡激振动特性的影响做了一系列的研究,由文献[11、12、13、14、15、16、17]可知。Karunakaran, et al(2007)研究了横向排列的四立管间的涡激振动相互作用,在来流方向不同的情况下分析立管的拖曳力变化情况。浙江大学黄钰期,邓见,任安禄(2003)对粘性非定常圆柱绕流的升阻力进行了研究,通过新的求解方法——分块耦合,来对单圆柱和不同间距下的串联双圆柱的绕流情况进行数值模拟,分析了双圆柱两中心间距对圆柱升、阻力系数以及脉动频率所产生的影响。浙江大学陈文曲(2005)在低雷诺数的条件下,对二维串并列的双圆柱绕流和涡激振动问题进行了研究,通过数值模拟的方法来预计圆柱振动响应振幅等动力学特性,还分析了圆柱在振动之后对流场的影响。上海交通大学顾罡(2007)对层流状态下二维非定常的刚性圆柱绕流问题进行了研究,采用数值模拟分析了漩涡的运动和脱落,

以及升、阻力系数值的变化,并与吴国雄教授的正确解进行比较,验证了数值求解的有效性。李椿萱,彭少波,吴子牛(2003)研究了两直径不相等的圆柱体的相互作用,当直径较小的圆柱处于大直径圆柱尾流的一定区域之内,能明显减少流体作用在直径较大的那根圆柱体上的升力。

1.2.2 经验模型

Hartlen and Curie(1970)将Bishop & Hassan(1964)的思想进行完善,提出振子模型的数学表达式。Iwan & Blevins(1974)提出的尾流振子模型成为广泛应用的模型,在这个模型的基础上,Iwan(1981)进一步提出预测非均匀流的涡激动力响应方法。Turnbull & Currie(1984)通过使用尾流振子模型,解决了圆柱体的纵向振动问题。Facchinetti, et al(2004)为了完善前人的尾流振子模型,在以前的尾流振子模型的基础上,对圆柱结构体的位移、速度以及加速度进行了考虑,考虑了这三者对升力系数产生的影响。他们还成功地利用经过修正以后的、新的尾流振子模型正确地对缆线在流体中所激发的涡激振动响应特性进行预测,与在实验中所得到的缆线的实际涡激振动响应特性匹配较好。Mathelin & Langre(2005)对缆线在流体为剪切流的情况下所激发的涡激振动特性进行预测。Violette, et al(2007)也利用了尾流振子模型,计算了在流体为非均匀流、均匀流以及线性剪切流三种不同的流体条件下缆线的预应力。在国内,郭海燕等人(2005)改进了各种类型的尾流振子模型,以便考虑其内部流体流动对立管涡激振动特性产生的影响。

1.2.3 数值模拟

在计算机功能不断地增强和算法的逐渐完善所给予的条件许可下,计算流体动力学模型对准确预测大柔度立管在流体中所激发的涡激振动响应特性提供了另一条途径。CFD 模型最大的好处是可以在时域内同时对流体在沿圆柱立管结构轴向分布上的作用力进行计算,在求解得出流体对结构体的作用力之后,就可以求解圆柱立管的响应振动特性。CFD模型对柔性立管涡激振动响应特性的计算分为二维计算模型和三维计算模型。三维的计算模型主要是通过直接数值模拟方法,对流体和结构物的耦合振动响应特性进行直接求解计算。在直接数值模拟方法的求解计算里面,网格质量要求十分高,需要捕捉到流体湍流下微观尺寸的漩涡。而且,由于结构物的振动响应会使得流场和结构体两者的网格一同发生变形,如何把流场网格和结构体网格的耦合变形体现在程序算法中也是问题所在。相对于三维计算模型而言,专家、学者们更偏向于使用基于切片法的二维计算模型。跟三维计算模型相比,二维计算模型不仅计算时间较短,对资源需求较低,网格质量也不需要十分精细,而且在二维平面上流体网格和结构体网格的耦合变形也相对更加容易实现。但在三维模型上进行二维切片模型的建立就成为二维计算模型的难点。

1.3 本文的主要研究工作

本文使用上海交通大学自主开发的深海柔性立管涡激振动的数值求解器viv-FOAM-SJTU,主要的研究工作可以归纳为四个部分,共六章:

第二章描述了与海洋结构物涡激振动有关系的主要参数,详细阐述了整个数值模拟的数值模拟方法及具体流程,对雷诺平均法的流体控制方程和结构控制方程进行详细的阐述,并介绍了湍流模型的控制方程,为进一步进行联立求解打下基础。其中,介绍了控制方程的离散,包括有限体积法、数值离散格式等,便于求解控制方程中的偏微分方程;介绍了流固耦合的求解过程,便于处理在两相交界面处的边界条件问题。最后还介绍了我院自主研发的、适用于大柔度圆柱立管结构物的流固耦合问题的求解器——viv-SJTU-FOAM,并给出了求解器的工作流程以及结构流程。

第三章对单立管的实验模型进行数值模拟计算模型的建立,并在此基础上,对4个间距不同的串联双立管的数值模拟计算模型进行搭建,给出数值模拟模型中立管的主要参数、整

个多切片计算模型的示意图、以及每个切片的平面网格详细信息。详细阐述了单立管与串联双立管的数值模拟模型的边界条件,并给出了流体场和结构场在两相交界面处的流固耦合条件,为求解单立管的涡激振动数值模拟结果和串联双立管涡激振动相互作用数值模拟结果提供了边界条件。

第四章对单立管的横流向响应振动数值模拟计算模型的结果以及串联双立管的数值模拟模型的结果进行详细阐述,并对立管横流向的涡激振动特性进行详细分析,着重分析立管在横流向的振动响应特性。由于在横流向响应振动幅值约为顺流向响应振动幅值的2倍,因此横流向响应振动在立管由于涡激振动而产生的疲劳破坏中占主要地位。为了简化问题,本文只考虑横流向上的涡激振动响应特性。先单独分析单立管横流向的涡激振动特性和4个不同间距下串联双立管横流向的涡激振动相互作用特性,再把这几个模型结果合并到一起,一同分析,研究其涡激振动特性的变化规律。对立管在横流向涡激振动下的振动时历曲线、振动响应幅值、主振模态、涡量图等特性进行详细阐述。

本文最后一章对全篇总结和进行研究展望。

第二章 数值方法

2.1 基本参数

2.1.1 雷诺数

雷诺数表示作用在流体的惯性力和粘性力之比：

$$Re = \frac{\text{Inertia force}}{\text{Viscous force}} = \frac{\rho UL}{\mu} = \frac{UL}{\nu} \quad (2-1)$$

其中 ρ 、 U 、 μ 以及 ν 表征的是与流体相关的参数，表示分别流体的密度、流体的来流速度、流体的动力学粘性系数、流体的运动学粘性系数。 L 表征的是与结构物相关的参数，为结构物的特征长度。

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 completely turbulent at one side	$1.5 \times 10^6 < Re < 4 \times 10^6$ Upper transition
i)		C: Boundary layer completely turbulent at two sides	$4 \times 10^6 < Re$ Transcritical

图 2.1 均匀流流经表面光滑的圆柱体的情况

2.1.2 质量比和阻尼比

质量比 m^* 和阻尼比 ζ 是与结构物相关的主要参数：

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

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}} = \frac{c}{2m\omega_m} \quad (2-3)$$

其中 ρ_m 为结构物的密度, ρ_f 为流体的密度, m 为单位长度的结构物质量, 在这表示立管的线密度。 k 为弹簧刚度, ω_n 和 c 是与振动系统相关的参数, 分别表示振动系统的固有频率和阻尼。

2.1.3 响应振幅

结构物（立管）的响应振幅的无量纲参数形式为：

$$A_x^* = \frac{A_x}{D}, A_y^* = \frac{A_y}{D} \quad (2-4)$$

其中 A_x 和 A_y 分别表示流向和横向的响应振幅幅值。

2.2 流场控制方程

2.2.1 RANS 方程

RANS 方法是将瞬态的流体变量分解为一个时间均值和相应的脉动量：

$$u_i(x, t) = \overline{u_i}(x_i) + u_i'(x_i, t) \quad (2-5)$$

其中 $\overline{u_i}(x_i)$ 是流体速度的时间均值, $u_i'(x_i, t)$ 为瞬态的脉动值（或振荡值）。

因此, RANS 方程中的 Navier-Stokes 方程作为控制方程的形式如下：

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (2-6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i u_j}) = \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(2\mu \overline{S_{ij}} - \rho \overline{u_j' u_i'}) \quad (2-7)$$

雷诺应力张量 $\tau_{ij} = -\rho \overline{u_j' u_i'}$, 相应的平均应变率张量为 $\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right)$,

$-\rho \overline{u_j' u_i'}$ 是由于脉动速度场而产生的附加应力。

在 RANS 方法的方程组中一共包含有 $\overline{u_x}$, $\overline{u_y}$, $\overline{u_z}$, p , μ_t 和 k 六个未知的独立变量, 而相对应的方程的个数只有四个, 至少还需要多添加两个方程, 因此需要通过建立更多的模型得到另外两式方程来使得整个方程组封闭可解。

在这里, 使用的模型是 SST $k-\omega$ 两方程湍流模型, 其控制方程主要有：

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \quad (2-8)$$

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \overline{u_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma^* \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2-9)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \overline{u_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \gamma \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \beta \rho k \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ &+ 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (2-10)$$

2.2.2 控制方程的离散

由于雷诺平均法的 N-S 方程以及 SST $k-\omega$ 湍流方程都属于偏微分方程，因此需要对偏微分方程进行离散处理，以便对 RANS N-S 方程和 SST $k-\omega$ 湍流方程在计算域内进行联立求解。

为此，这就需要引入有限体积法。有限体积法即使在网格较粗的情况下，也可以表现出准确地积分守恒。有限体积法不仅可以求解得到节点的值，而且考虑网格点之间值的分布。有限体积法可以对每个变量信息采用同位网格进行储存。

至于数值离散格式，对动量方程中的对流项的离散采用二阶限制性 TVD 格式 (limited Linear)，时间的离散采用隐式欧拉格式，对其他项采用中心差分格式，压力与速度耦合选用 PISO 算法。

2.3 结构控制方程

结构动力学的求解过程的基础是用一个与梁元素一致的质量矩阵公式来表示其结构单元特性。每个结构生成的运动方程是一组二阶常微分方程：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K - K_g]\{x\} = \{F_x\} \quad (2-11)$$

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C]\{\dot{y}\} + [K - K_g]\{y\} = \{F_y\} \quad (2-12)$$

在求解结构控制方程时，通过使用 Newmark- β 法，结构运动的动力学方程的时间集成在时域上已进行完全。在计算的初始准备阶段时，先形成刚度矩阵 $[K]$ 、质量矩阵 $[M]$ 和阻尼矩阵 $[C]$ 以及确定开始时刻的状态参量 $y_0, \dot{y}_0, \ddot{y}_0$ 。接着是选择合适的步长 Δt 以及参数 β, γ ，计算下列有关常数：

$$a_0 = \frac{1}{\beta \Delta t^2}, a_1 = \frac{\gamma}{\beta \Delta t}, a_2 = \frac{1}{\beta \Delta t}, a_3 = \frac{1}{2\beta} - 1, a_4 = \frac{\gamma}{\beta} - 1,$$

$$a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\gamma}{\beta} - 2 \right), a_6 = \Delta t (1 - \gamma), a_7 = \gamma \Delta t$$

然后，形成变化后的“刚度”矩阵：

$$\bar{K} = K + a_0 M + a_1 C \quad (2-13)$$

最后对 $\bar{K}$ 做三角分解：

$$\bar{K} = LDL^T \quad (2-14)$$

2.4 流固耦合

由于立管浸没在流场中，与流体一同运动，成为一个流固耦合问题。流固耦合问题的计算域包括柔性立管的固体域 Ω^S 以及流场的流体域 Ω^F 两个没有重叠的区域。在这两个不重叠的计算域之间拥有一个共同的边界 Γ 。

在交界面处需满足运动和动态连续性：

$$\vec{u}_r = \frac{d\vec{d}_r}{dt} \quad (2-15)$$

$$\sigma_{\Gamma}^S \cdot \vec{n} = \sigma_{\Gamma}^F \cdot \vec{n} \quad (2-16)$$

2.5 求解器 viv-SJTU-FOAM

viv-SJTU-FOAM 是我院自主研发的、专门用于求解细长柔性管线的涡激振动问题的求解器。图 2.2 是切片法流固耦合的示意图。

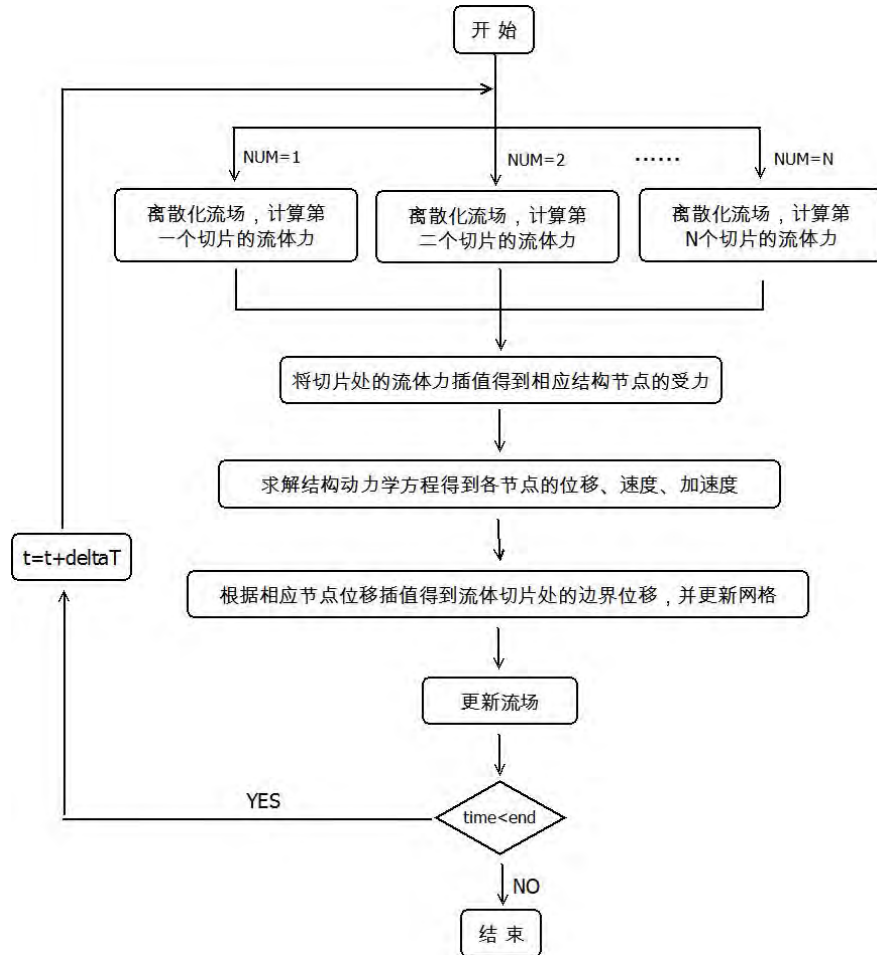


图 2.2 切片法的流固耦合示意图

下面给出程序结构图，见图 2.3 以及程序模块示意图，见图 2.4。

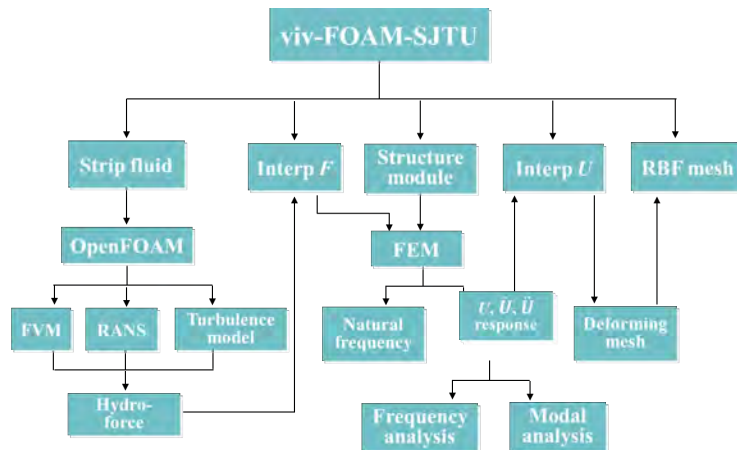


图 2.3 程序结构图

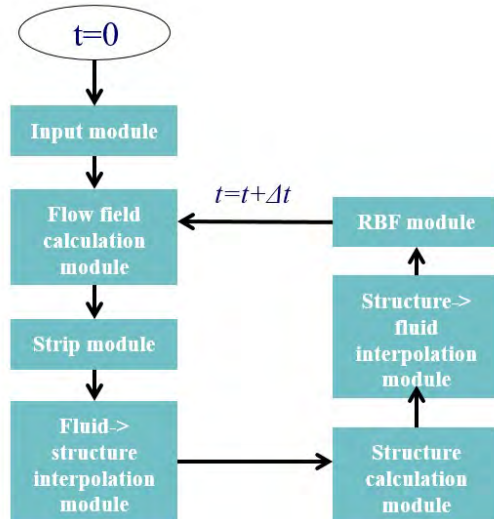


图 2.4 程序模块示意图

输入模块的主要作用是从求解器文件中导入各参数，包括结构体参数、流体切片参数以及结构有限元分析的参数。结构体参数有立管线密度（用 m 表示）、抗弯刚度（用 EI 表示）、立管直径（用 D 表示）、顶张力（用 T 表示）、立管总长（用 $riserLen$ 表示）等。流体切片参数有切片数量（用 NF 表示）、切片轴向长度（用 LZ 表示）、流体密度（用 $\rho Value$ 表示）、每个切片的来流速度（用 U 表示）。结构有限元分析的参数有结构体单元数量（用 NN 表示）、构成阻尼矩阵的相关参数（用 $Calpha$, $Cbeta$ 表示）。

流场计算模块的主要作用是通过调用 OpenFOAM 内置的单向不可压缩的求解程序 pimpleDyMFOAM 来对流场进行求解计算。然后，就可以得到计算流域中的速度场以及压力场。

切片模块的主要作用是基于上面流域计算模块得出的速度场和压力场，计算出流体力。在计算流体力之后，会输出一个包括全部切片升力系数和阻力系数的文件。

流体往结构体插值模块的主要作用是将切片模块中得到的流体力转化为作用于每一个切片的均匀载荷，然后将均匀载荷插入到立管的相应部分。

结构体计算模块的主要作用是计算结构场所有节点的位移。这里用到 **Newmark- β** 方法来求解结构场控制方程。然后会得到一个包含每一个时刻的横流向位移、速度以及加速度的涡激振动响应文件。

结构体往流体插值模块的主要作用是获得每个切片移动网格的位移，然后更新整个计算域。

RBF 模块的主要作用是针对多柔度、大变形的网格位移，完成网格变形。

为了提高计算效率，对占用计算计算较多的流场切片采用并行计算，在并行化过程中，将流场切片信息进行重新编号和有效分块，并利用 MPI 将每块的插值信息传递给对应进程。

2.6 本章小结

本章主要介绍了本文中数值模拟的数值方法进行了一定的介绍，对基本参数、RANS 方程、结构控制方程、流固耦合进行了阐述，并简单介绍了所用的求解器的工作流程以及程序结构示意图。

第三章 问题描述

3.1 单立管数值模拟计算模型

本文中单立管的数值模拟模型是根据 Fransico et al 在 2006 年所做的实验, 实验装置如图 3.1^[38]。这实验装置的布置跟 Chaplin et al 在 2005 年做的实验中的实验装置的布置是一模一样的^[39]。

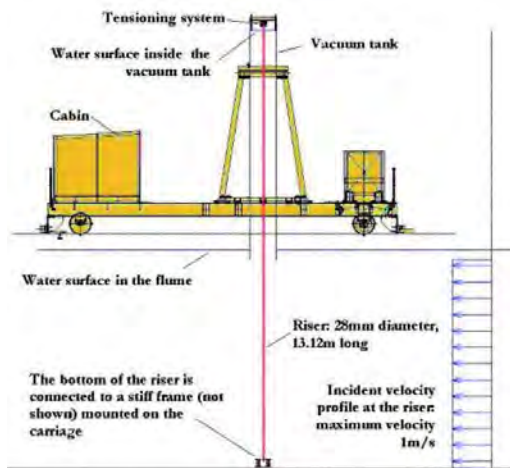


图 3.1 Fransico et al (2006) 的实验布置

3.1.1 立管主要参数

立管总长 13.12m, 直径为 28mm, 长宽比 $L/D \approx 469$ 。立管处于阶梯流中, 立管下部 45% 放置在均匀流中, 其余部分置于静水中。顶部张力作用在立管的顶端。立管在顶部和底部有固定装置, 在沿顺流方向和沿横流向方向可以自由运动。立管的详细参数见表 3-1。

表 3-1 单立管模型的主要参数

项目	符号	数值	单位
外直径	D	0.028	m
长度	L	13.12	m
长宽比	L/D	469	
浸没长度	L_s	5.94	m
抗弯刚度	EI	29.88	Nm^2
顶张力	T_t	1610	N
流速	V	0.605	m/s
质量比	m^*	3	
雷诺数	Re	16940	

3.1.2 单立管数学模型

基于此实验模型, 把结构单元划分为沿立管长度的均匀分布, 共划分为 91 个节点, 90 个单元, 所以最高能展示 90 阶模态。流场切片只划分在底部长度为 45% 范围内, 该流场切片一共划分了 20 个切片, 如图 3.2 所示。在实验模型中, 立管处于阶梯流中, 立管下部 45% 放置在均匀流中, 上部 55% 的部分置于静水中。顶部长度为 55% 的范围内由于不需要求解流体力, 所以没有划分切片。在进行计算的时候, 这些切片是同时进行运算的。

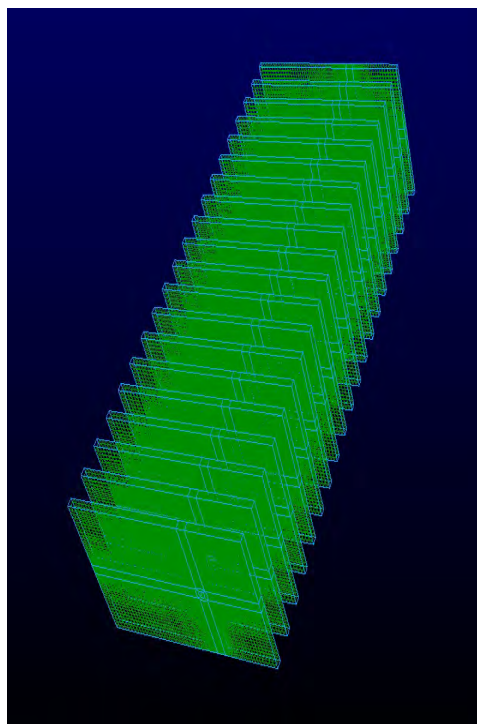


图 3.2 多切片模型的结构示意图

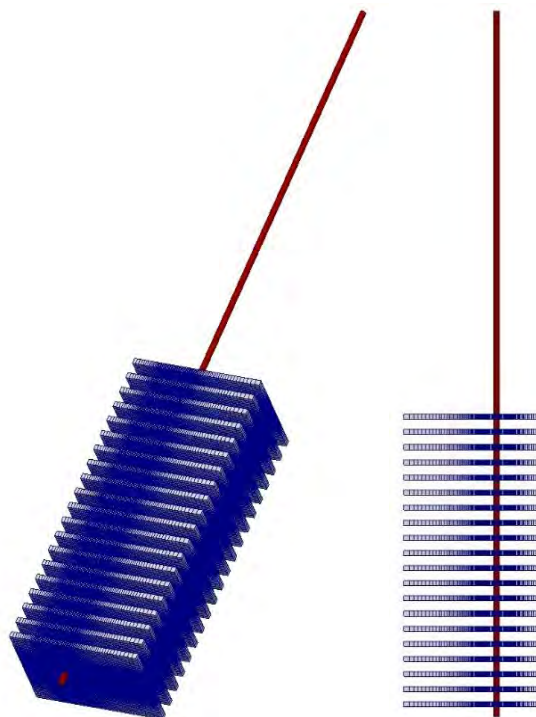


图 3.3 沿立管切片划分示意图

在图 3.3 中，展示了沿立管长度方向的切片布置情况，网格沿轴向布置。因为在实验模型中，立管处于阶梯流中，处于静止流场内的立管部分不划分网格。采用轴向布置网格的方式更便于后期展示沿立管方向尾涡脱落的情况。

由于计算域内的网格变形不一致，因此不需要也不可能使整个计算域内的网格均匀分布。圆柱在涡激振动的时候，会由于有位移而挤压一部分网格。为了在挤压网格的时候不至于把网格挤压得过小而导致数值模拟结果发散，在网格变形比较小的地方，密度较小，在网格变形较大的地方，密度较大。所以周围网格变形比较小，四周的网格布置得比较稀疏，而靠近圆柱附近，圆柱位移比较大，网格变形较大，再加上要对边界层进行捕捉和计算，网格布置得相对比较密，详细的网格布置见图 3.4。立管附近的网格布置详见图 3.5。这样的网格布置不仅可以保证计算结果的收敛，而且可以在较短时间内就完成数值模拟，比较合理。

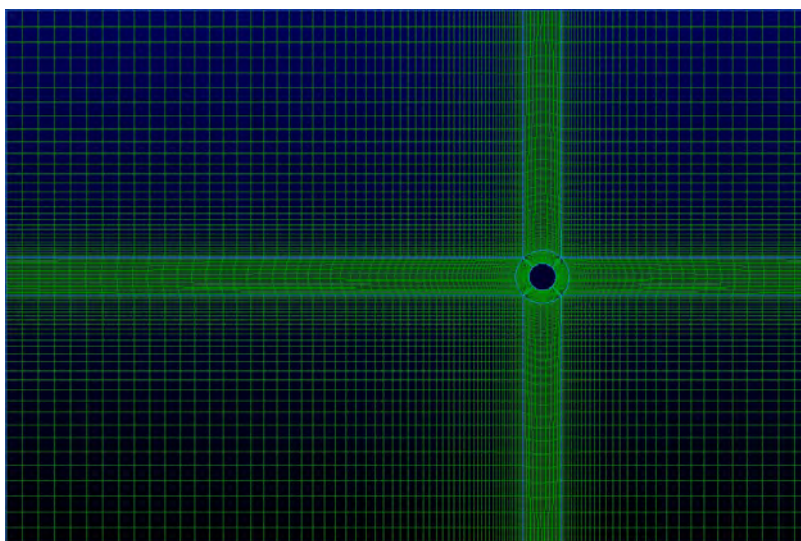


图 3.4 切片模型的平面网格布置示意图

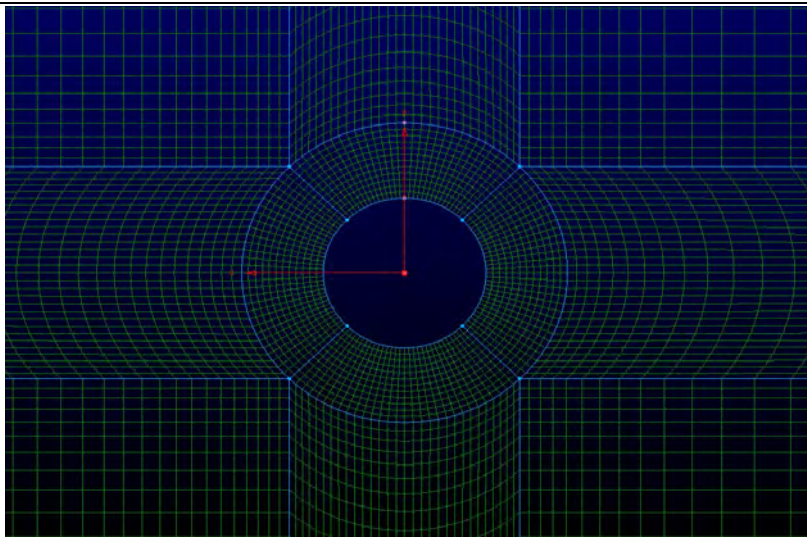


图 3.5 立管附近平面网格布置示意图

在这个计算域（图 3.4）里，立管的右侧为入流域，长度为 $10D$ ，立管的左侧为出流域，长度为 $20D$ ，立管上下两侧长度都为 $10D$ ， D 为立管外直径。所以，整个计算域的长度为 $30D$ ，宽度为 $20D$ 。

3.2 串联双立管数值模拟计算模型

3.2.1 立管主要参数

为了便于比较单立管的涡激振动特性与串联双立管的涡激振动相互作用特性，串联双立管的数值模拟模型是参照单立管的计算模型来建立，因此，立管参数不变。立管总长 13.12m ，直径为 28mm ，长宽比 $L/D \approx 469$ 。立管处于阶梯流中，立管下部 45% 放置在均匀流中，其余部分置于静水中。顶部张力作用在立管的顶端。立管在顶部和底部有固定装置，在沿顺流方向和沿横流向方向可以自由运动。两立管的详细参数见表 3-2。

表 3-2 立管模型的主要参数

项目	符号	数值	单位
外直径	D	0.028	m
总长	L	13.12	m
长宽比	L/D	469	
浸没长度	L_s	5.94	m
抗弯刚度	EI	29.88	Nm^2
顶张力	T_t	1610	N
流速	V	0.605	m/s
质量比	m^*	3	
雷诺数	Re	16940	

3.2.2 串联双立管数学模型

串联双立管的数值模拟模型是根据单立管的切片模型来进行建立的，在顺流向方向多布置了一根立管，并使得两立管中心连线与流向夹角为 0° ，形成串联双立管。两根立管间距为 $2D$ 、 $3D$ 、 $4D$ 和 $5D$ ， D 为立管的外直径，图 3.6 是其中间距为 $4D$ 时的计算域内平面网格布置的示意图，图 3.7 是其中间距为 $4D$ 时立管周围网格布置的详细示意图。在串联双立

管的计算模型里，沿轴向方向划分了 10 个流体切片。

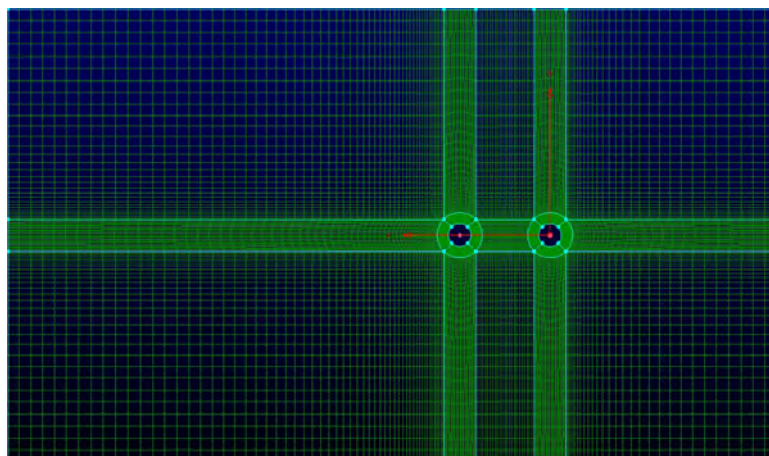


图 3.6 间距 $4D$ 时平面网格布置示意图

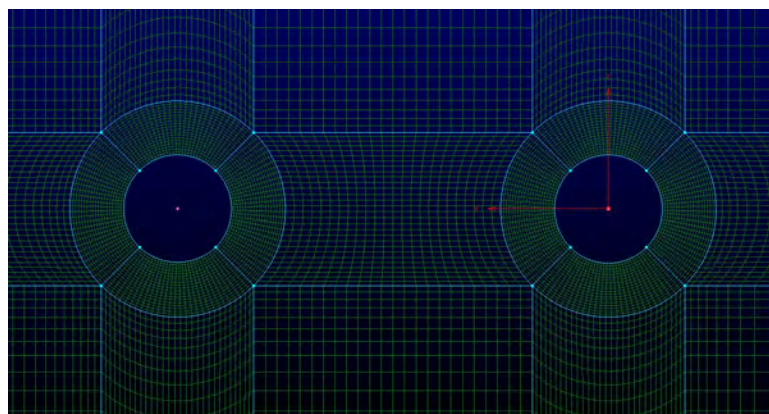


图 3.7 间距 $4D$ 时立管附近平面网格布置示意图

在这个计算域（图 3.6）里，右侧立管标为第一根立管，它靠近入流域，可称为上游立管，在它的右侧就是入流域，长度为 $10D$ ，左侧立管标为第二根立管，靠近出流域，可称为下游立管，在它的左侧就是出流域，长度为 $20D$ ，立管上下两侧长度都为 $10D$ 。所以，整个计算域的长度为 $30D+L$ ，宽度为 $20D$ 。其中， D 为立管外直径， L 为串联双立管圆心连线的距离。

3.3 立管数值模拟计算模型的边界条件

在这整个计算域的右侧，是来流面，流场从这里开始。在这个面里面，压力值 p 设定为 0，速度值设定为来流速度 0.605m/s ，也就是 $p=0$ ， $u_t=V=0.605\text{m/s}$ 。在整个计算域的左侧，是流体流出面，流场在这里结束。在这个面里面，压力梯度和速度梯度都设定为 0，也就是 $\dot{p}=0$ ， $\dot{u}_t=0$ 。计算域的上下两侧则设为对称面，压力梯度和速度值都设定为 0，也就是 $\dot{p}=0$ ， $u_t=0$ 。在圆柱立管结构物的表面，是流场流体与圆柱立管结构体的两相交界面，需要满足在 2.4 节介绍的流固耦合的条件，也就是 2.4 节的式 2-16——

$\vec{u}_r = \frac{d\vec{d}_r}{dt}$ 以及式 2-16—— $\sigma_\Gamma^S \cdot \vec{n} = \sigma_\Gamma^F \cdot \vec{n}$ 。于是，立管数值模拟计算模型的边界条件详见表 3-3。

表 3-3 立管计算模型的边界条件

边界平面	名称	边界条件
右侧平面	来流面	$p = 0, u_t = V = 0.605m / s$
左侧平面	出流面	$\dot{p} = 0, \dot{u}_t = 0$
上下两侧平面	对称面	$\dot{p} = 0, u_t = 0$
立管表面	两相交界面	$\vec{u}_r = \frac{d\vec{d}_r}{dt}, \sigma_\Gamma^S \cdot \vec{n} = \sigma_\Gamma^F \cdot \vec{n}$

3.4 本章小结

本章主要介绍了根据的实物模型建立的单立管数学模型、串联双立管模型、相关立管参数、以及计算模型的边界条件。

第四章 结果与分析

通过有限元法计算得到立管的固有频率以及模态振动形状。立管的前十阶振动的固有频率的详细信息见表 4-1。立管的前五阶振动模态振型的示意图详见图 4.1。在这里，顶张力 $T_t=1610\text{N}$ 。这些固有频率和振动模态振型为接下来研究分析立管横流向的涡激振动响应特性奠定基础。

表 4-1 前十阶固有频率

$f_1(\text{Hz})$	$f_2(\text{Hz})$	$f_3(\text{Hz})$	$f_4(\text{Hz})$	$f_5(\text{Hz})$
1.1257	2.2550	3.3914	4.5385	5.6998
$f_6(\text{Hz})$	$f_7(\text{Hz})$	$f_8(\text{Hz})$	$f_9(\text{Hz})$	$f_{10}(\text{Hz})$
6.8786	8.0783	9.3021	10.553	11.834

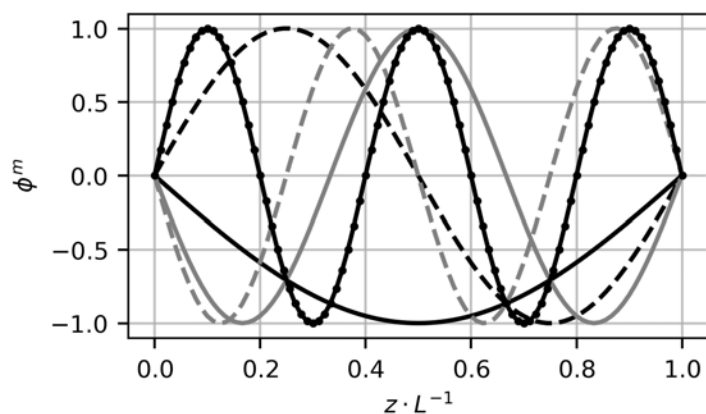


图 4.1 前五阶振动模态振型

4.1 单立管模型数值模拟结果及分析

单立管的数值模拟作为求解器的标准算例，并且与对应的实验结果进行了详细的对比。这里只是引用 Duan^[40]结果，作为后续串联双立管的分析比较的对象。

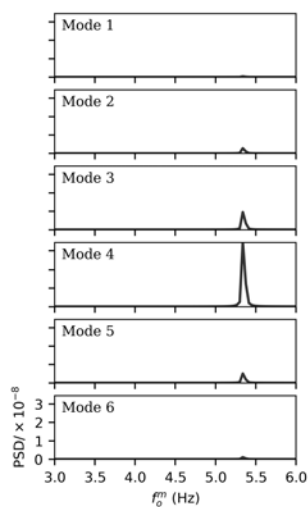


图 4.2 横流向振动的频谱图

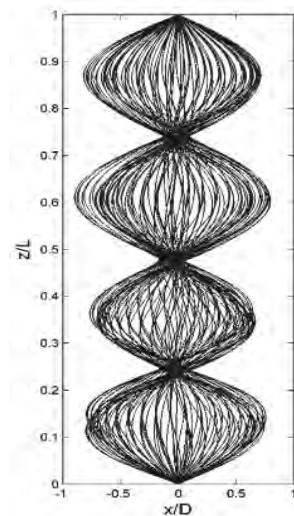


图 4.3 立管的振型图

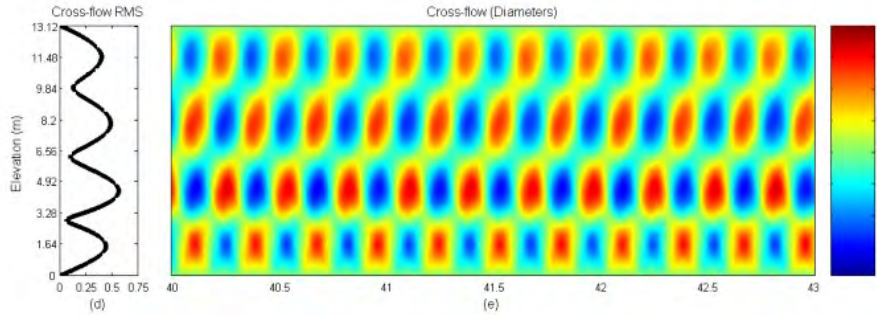


图 4.4 Huarte F J H^[38]2006 年实验结果中横流向响应的无量纲化时空图

在横流向方向，单立管的振动模态振型中占主要地位的是第四阶模态，详见图 4.2、图 4.3 和图 4.4。图 4.2 是单立管在横流向方向上振动响应的频谱图，纵坐标是功率谱密度，横坐标是频率，从图中可以看出第四阶模态对立管涡激振动在横流向方向上产生的影响远大于其他各阶模态产生的影响，从功率谱密度的大小上可以看出第四阶模态在整个横流向振动响应上占据主要地位。图 4.3 是单立管在横流向上的振动模态的振型图^[40]，纵坐标是无量纲化后沿轴向的位置坐标，横坐标是无量纲化后的横流向位移，从图 4.3 中也可以直观地看出立管在横流向上的振动响应为第四阶模态振动，而且从该图中可以看出，虽然横流向上振动响应振幅比较大，但是立管的位移最大不会超过一倍的立管直径。Francisco 在 2006 年做过此单立管模型的实物实验，实验结果的横流向响应的无量纲化时空图见图 4.4。结合图 4.1、图 4.3 和图 4.4，观察图 4.3，由于是第四阶模态占立管响应振动振型的主要地位，在总长范围内有两个完整的正弦波，大约在总长的 25%处为一个不动点，且每相邻的总长 25%的部分的振动会在平衡位置的不同一侧，所以在图 4.4 中，相隔的部分为正，呈蓝色，则另外两部分就为负，呈红色。因此在图 4.4 中，在同一个时刻内，总长范围内就呈现一蓝一红相隔，共四部分，为第四阶模态。若观察图 4.4 中总长上的某一点，除去那些不动点，随着该点平衡位置左右移动的振动，在时间的推移下，呈现红蓝相隔，代表在平衡位置两侧运动。经过与 Francisco 在 2006 年做的实验结果对比，发现此单立管的数值模拟结果较为准确。

4.2 串联双立管模型数值模拟结果及分析

4.2.1 间距为 $2D$ 时串联双立管

首先分析第一根立管。在横流向方向上，第一根立管，也就是上游立管，它的响应振动模态振型中占主要地位的是第四阶模态，详见图 4.5、图 4.6、图 4.7 以及图 4.8。在中心距为 2 倍直径的时候，上游立管的响应振动与单立管时的响应振动十分相似，占主导地位的都是第四阶模态，没有受到下游立管流场的影响。

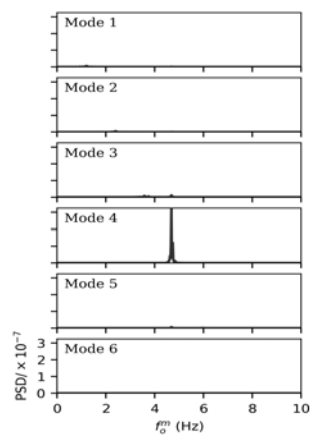


图 4.5 上游立管横流向振动的频谱图

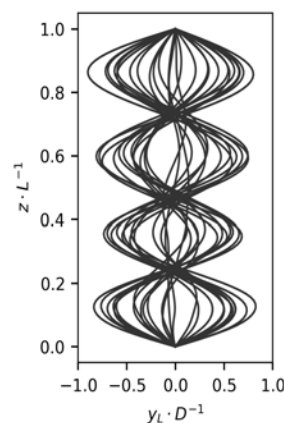


图 4.6 上游立管的振型图

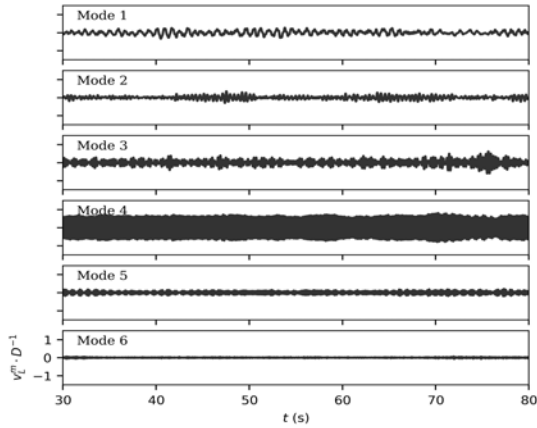


图 4.7 上游立管横流向振动模态权重时历曲线图

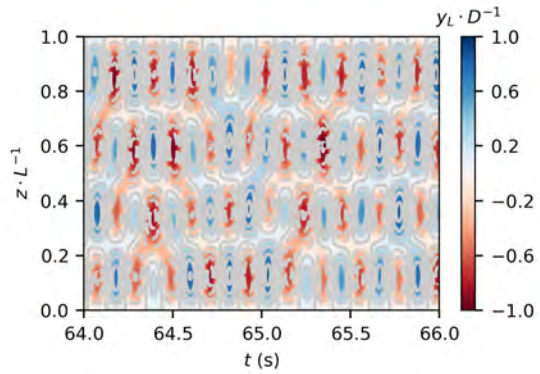


图 4.8 上游立管横流向响应的无量纲化时空图

现在分析横流向方向上，第二根立管，也就是下游立管，它的响应振动模态振型中占主要地位的是第三阶模态，详见图 4.9、图 4.10、图 4.11 以及图 4.12。从图 4.10 中可以发现，在下游立管横流向方向上的响应振动振型中，第二阶模态虽然占的比重不及第三阶模态，但也占了许多比重。再观察图 4.11，就会发现，虽然在极大部分时间第三阶模态会占据主要地位，响应振动呈现第三阶模态，但是在某些时候，第二阶模态会占据主要地位，影响响应振动振型。

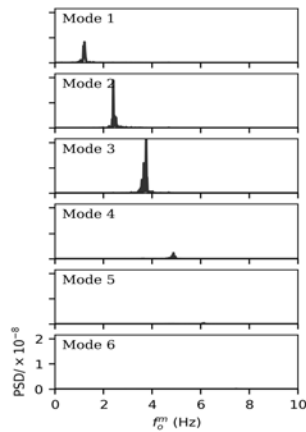


图 4.9 下游立管横流向振动的频谱图

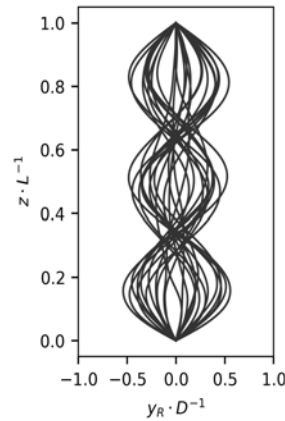


图 4.10 下游立管的振型图

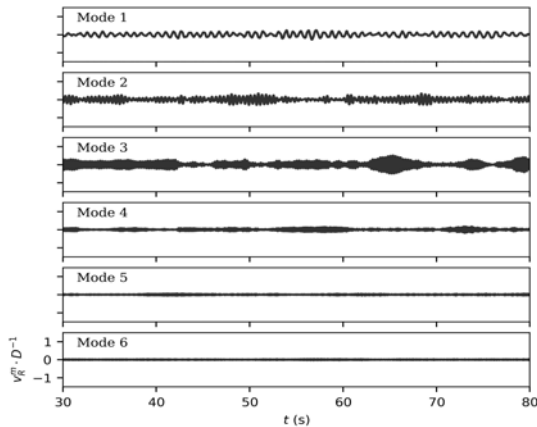


图 4.11 下游立管横流向振动模态权重时历曲线图

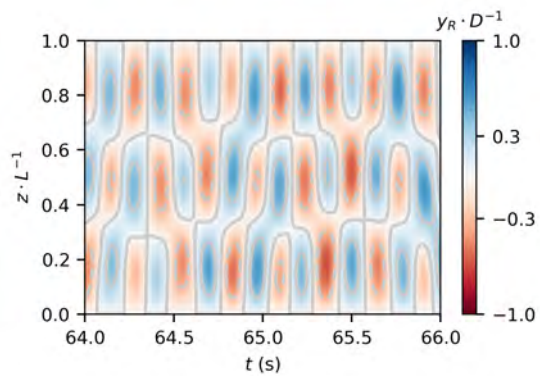


图 4.12 下游立管横流向响应的无量纲化时空图

在图 4.13 中，可以看到上游立管脱落的漩涡大部分是在下游立管上下两侧经过，没有对下游立管的振动产生影响。只是在某些时刻，上游立管脱落的漩涡会作用于下游立管。因此，影响下游立管的涡激振动特性的主要是经过上游立管、能量耗散了一部分的尾流作用。在两立管后脱落的漩涡呈发散状。

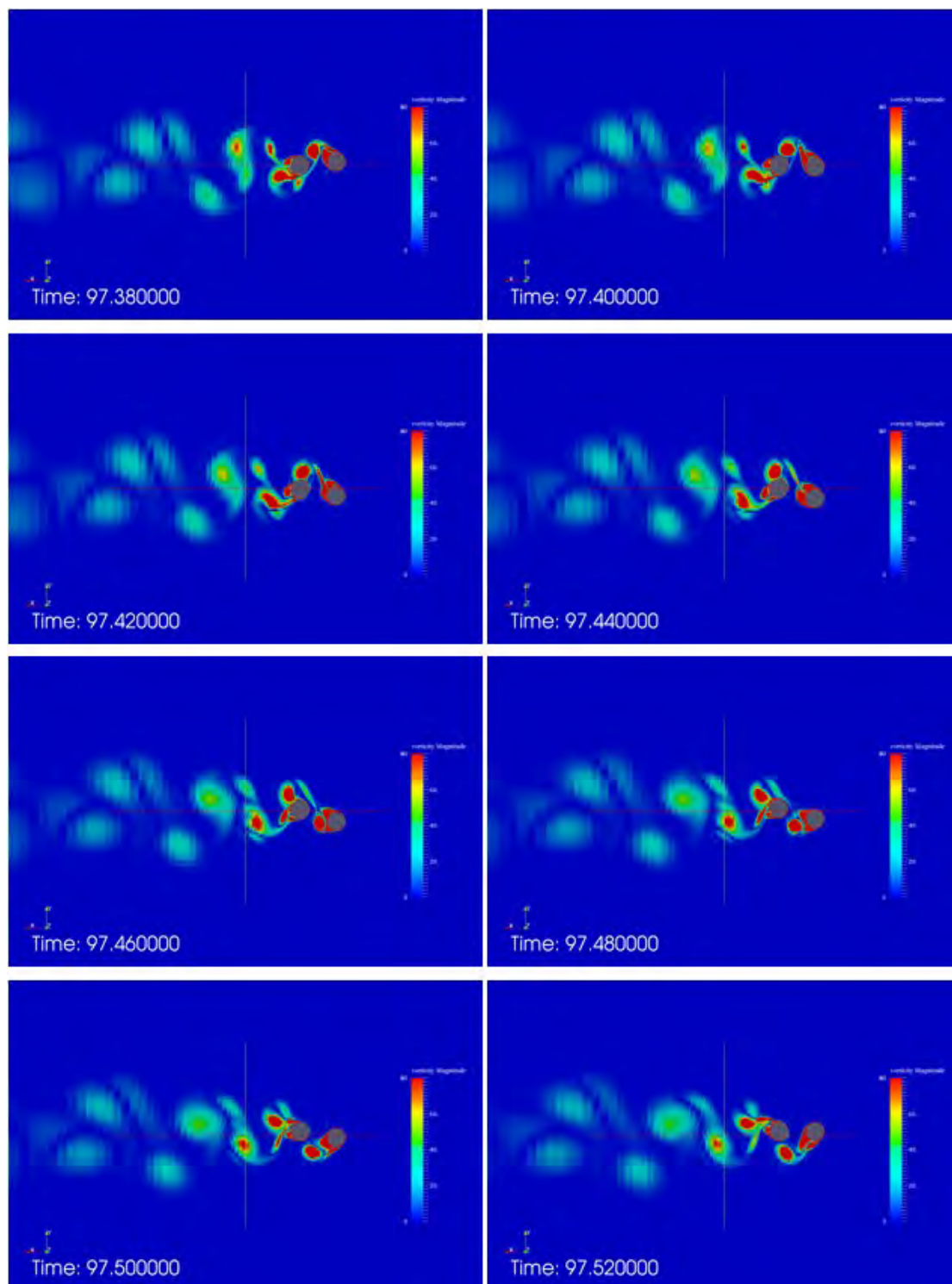


图 4.13 中心距为 $2D$ 时 8 个连续时刻的涡量云图

4.2.2 间距为 $3D$ 时串联双立管

同样，首先分析上游立管。当中心距距离达到 3 倍直径的时候，上游立管在下游立管流场的影响下，响应振动的模态振型中占主要地位的变成第五阶模态，详见图 4.14、图 4.15、

图 4.16 以及图 4.17。此时，观察图 4.14 可以发现第六阶模态在上游立管响应振动模态振型中占了不少比重。在图 4.16 中，会发现在 30 秒到 40 秒左右的时间内，第五阶模态占据绝对的比重，但到了 40 多秒以后，第五阶和第六阶的影响都有波动，且当第五阶影响较大的时刻，第六阶的影响几乎为零，当第五阶模态几乎不影响上游立管响应振动模态振型的时刻，第六阶的影响几乎达到最大，也就是说第五阶模态以及第六阶模态在这段时间内交替影响上游立管响应振动模态振型。

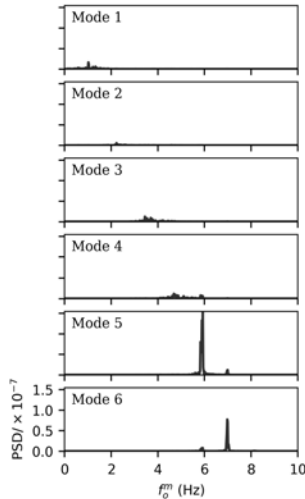


图 4.14 上游立管横流向振动的频谱图

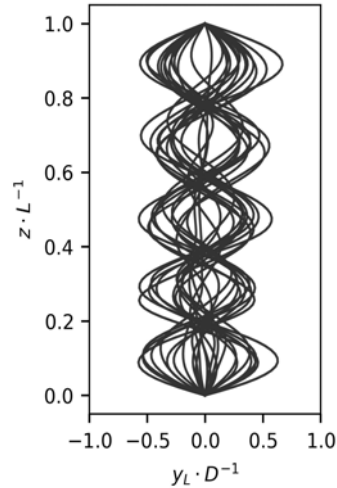


图 4.15 上游立管的振型图

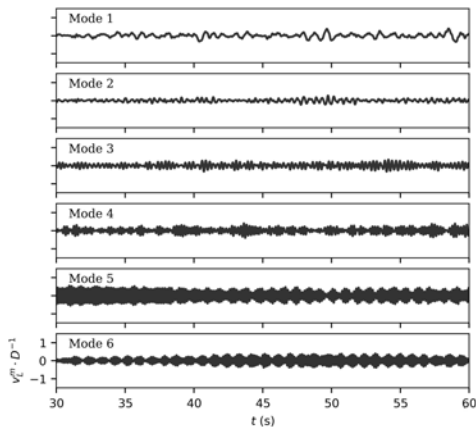


图 4.16 上游立管横流向振动模态权重时历曲线图

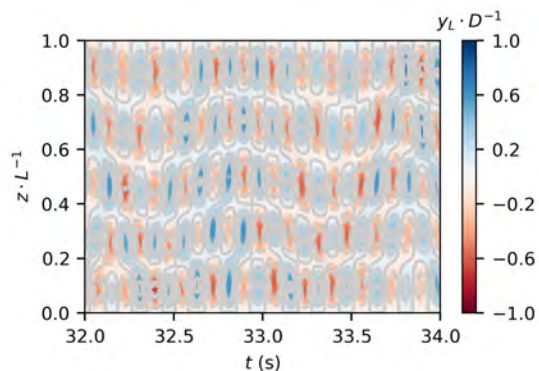


图 4.17 上游立管横流向响应的无量纲化时空图

接着分析下游立管，下游立管横流向的响应振动是多模态振动。当中心距离为 3 倍直径的时候，在上游立管漩涡脱落的流场的影响下，下游立管响应振动模态振型中占据主要地位的是第三阶模态，其次是第四阶模态，详见图 4.18、图 4.19、图 4.20、图 4.21、图 4.22 以及图 4.23。在图 4.18 中，第三阶模态占据下游立管响应振动模态振型的主要地位，第四阶模态占据次要地位，都极大程度地影响到下游立管的相应振动模态振型。从图 4.21 中可以看出，虽然整个响应振动模态振型在大部分时间都是第三阶模态，但是在一些时候，第四阶模态的影响会大于第三阶模态的影响，使得下游立管响应振动模态振型在大部分时候呈现如图 4.19 和图 4.22 所示的第三阶模态，而在某些时候就会呈现如图 4.20 和图 4.23 所示的第四阶模态。结合图 4.21、图 4.22 以及图 4.23，可以看到在 45 秒以前，大约在 43 秒左右，在图 4.21 中，第三阶模态占主要地位，影响下游立管相应振动模态振型的主要是第三阶模态，而在 45 秒以后，接近 50 秒的时候，在图 4.21 中，第四阶模态占据主要地位，下游立管的

振型为第四阶模态，因此有了图 4.22 和图 4.23，分别在第 43 秒附近和第 49 秒附近的横流向响应振动的无量纲化时空图。

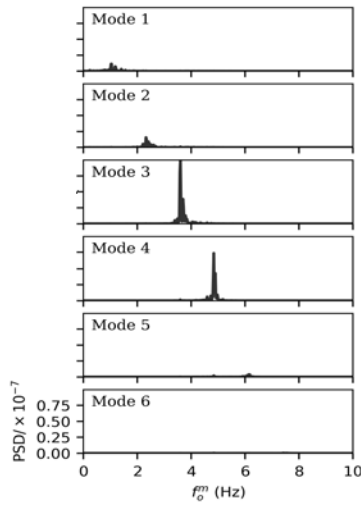


图 4.18 下游立管横流向振动的频谱图

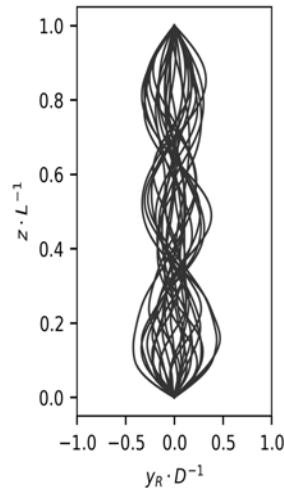


图 4.19 下游立管的振型图

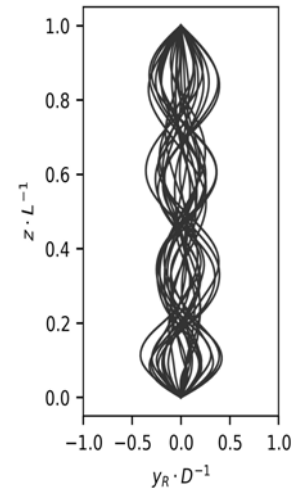


图 4.20 下游立管的振型图

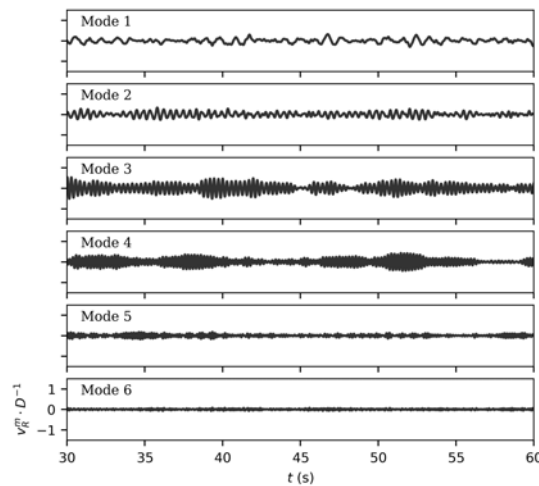


图 4.21 下游立管横流向振动模态权重时历曲线图

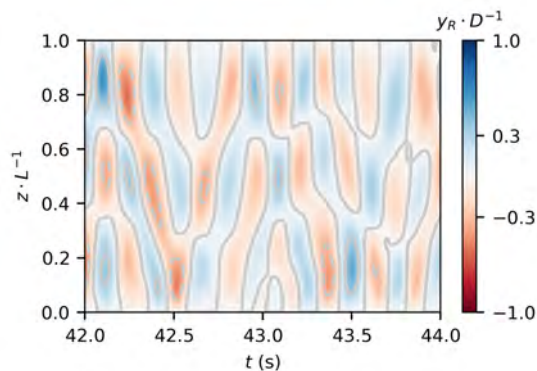


图 4.22 下游立管某段时间横流向响应的无量纲化时空图

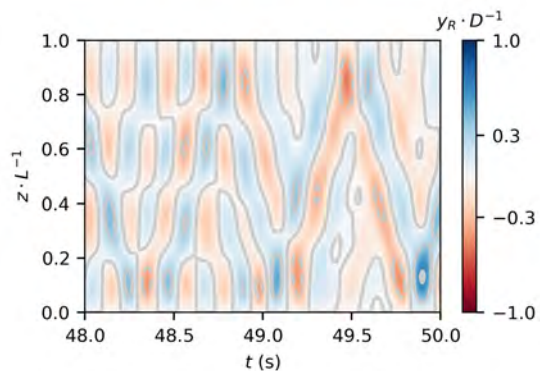


图 4.23 下游立管另一段时间横流向响应的无量纲化时空图

在图 4.24 中，可以看到上游立管脱落的漩涡大部分是作用在下游立管上，较大程度上影响到下游立管的涡激振动特性。因此，影响下游立管的涡激振动特性的是经过上游立管、

能量耗散了一部分的尾流作用以及上游立管脱落的漩涡在下游立管上造成的升力作用。在下游立管后脱落的漩涡同样呈发散状。

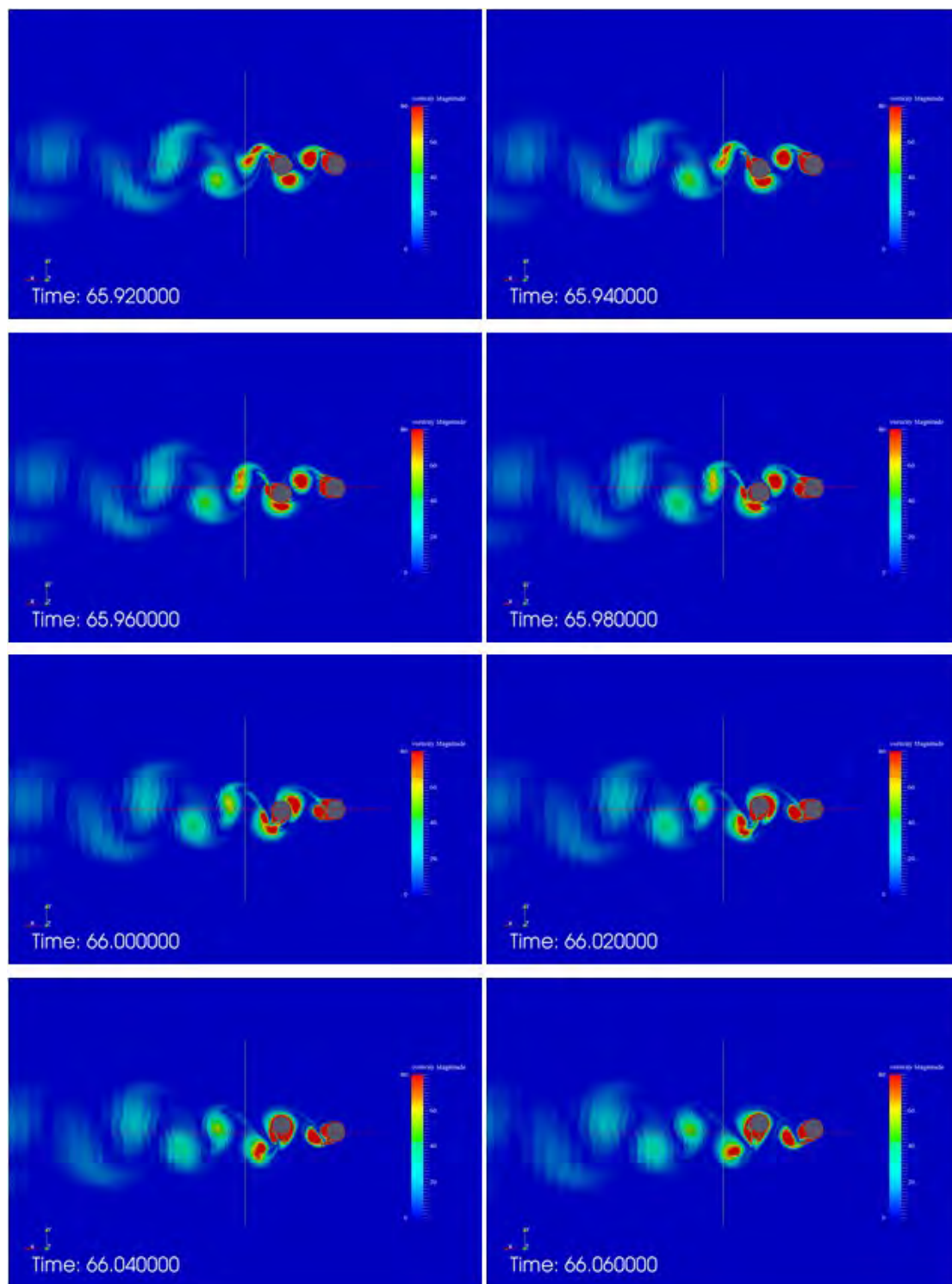


图 4.24 中心距为 $3D$ 时 8 个连续时刻的涡量云图

4.2.3 间距为 $4D$ 时串联双立管

先分析上游立管。当两立管中心距为 4 倍直径的时候，上游立管的响应振动模态振型，在下游立管的涡激振动的影响下，变成由第六阶模态主导，详见图 2.25、图 2.26、图 2.27 以及图 2.28。在图 4.25 中可以清楚看到第六阶模态占上游立管响应振动模态振型的最主要地位，上游立管呈现第六阶模态的振型，如图 4.26 所示。从图 4.27 可以知道，在这一段时

间,上游立管的响应振动模态振型都是由第六阶模态主导,虽然第五阶模态的影响也比较大,但不足以影响到第六阶模态的主导地位。

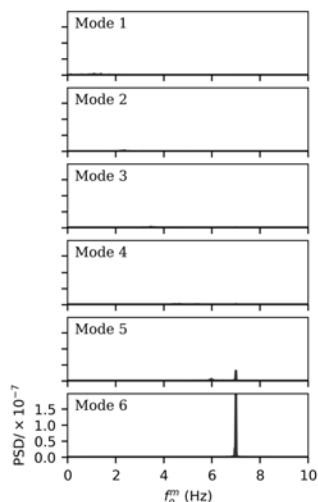


图 4.25 上游立管横流向振动的频谱图

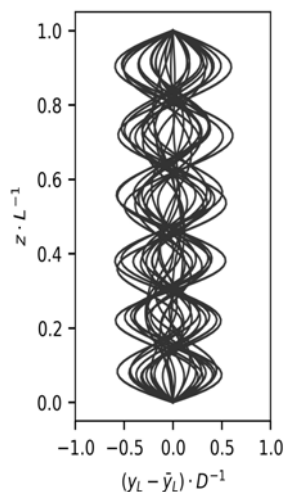


图 4.26 上游立管立管的振型图

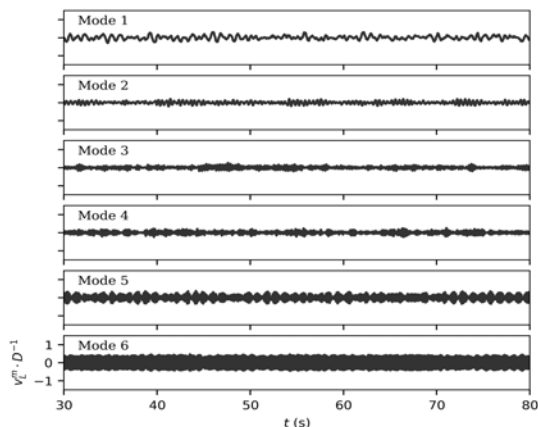


图 4.27 上游立管横流向振动模态权重时历曲线图

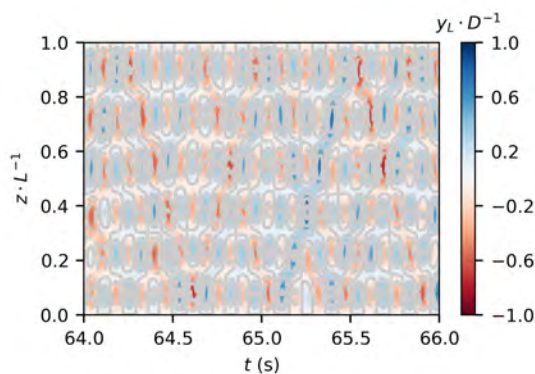


图 4.28 上游立管横流向响应的无量纲化时空图

接着分析下游立管,下游立管横流向的响应振动是多模态振动。当中心距离为 4 倍直径的时候,在上游立管漩涡脱落的流场的影响下,下游立管响应振动模态振型中占据主要地位的是第三阶模态,其次是第四阶模态,详见图 4.29、图 4.30、图 4.31、图 4.32、图 4.33、图 4.34 以及图 4.35。在图 4.29 中,第三阶模态占据下游立管响应振动模态振型的主要地位,第二阶模态占据次要地位,都极大程度地影响到下游立管的相应振动模态振型,第四阶模态的影响都比第二阶和第三阶模态的影响要小。但是并没有找到下游立管的偏转形状为第二阶的时候,只找到比较明显的第三阶和第四阶模态的偏转形状,如图 4.30 和图 4.31 所示。从图 4.32 中可以看出,虽然第二阶、第三阶和第四阶模态对整个响应振动模态振型都有较大影响,但较在大部分时间是第三阶模态,其次是第四阶模态,使得下游立管响应振动模态振型在大部分时候呈现如图 4.30 和图 4.34 所示的第三阶模态,在某些时候就会呈现如图 4.31 和图 4.35 所示的第四阶模态,而在一些特定时候,呈现如图 4.33 所示的第二阶模态。结合图 4.32、图 4.33、图 4.34 以及图 4.35,可以看到在第 50 秒以前,大约在第 49 秒左右,在图 4.32 中,第三阶模态占主要地位,影响下游立管相应振动模态振型的主要是第三阶模态,但在大约第 44 秒左右,第二阶模态的影响应该超过了第三阶模态的影响,占据主导地位,下游立管的偏转形状应该为第二阶模态,而在第 70 秒左右,在图 4.32 中,第四阶模态占据

主要地位，下游立管的振型为第四阶模态，因此有了图 4.33、图 4.34 和图 4.35，分别在第 43 秒附近、第 49 秒附近和第 71 秒附近的下游立管横流向响应振动的无量纲化时空图。

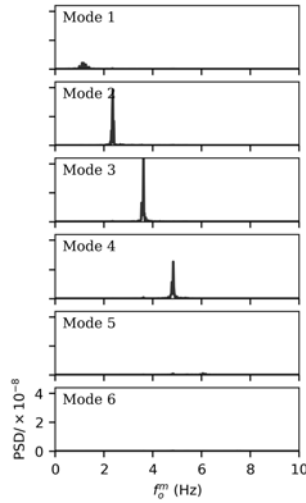


图 4.29 下游立管横流向振动的频谱图

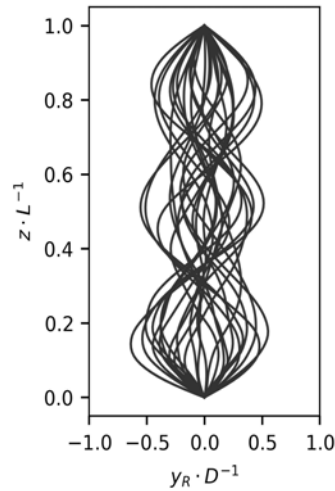


图 4.30 下游立管的振型图

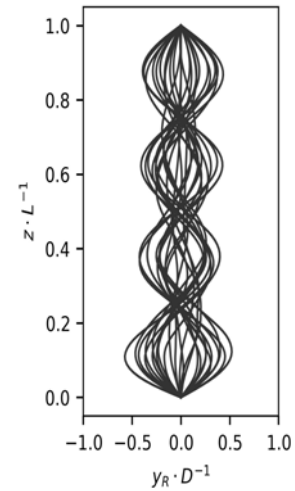


图 4.31 下游立管的振型图

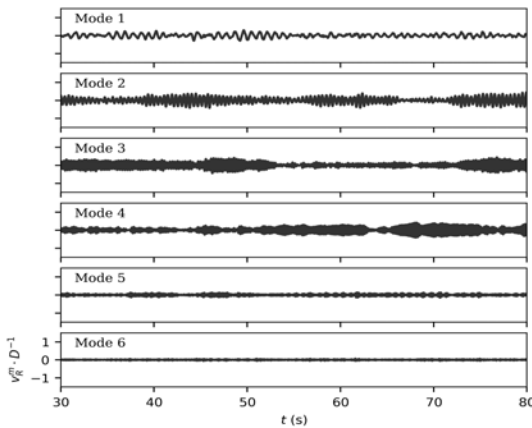


图 4.32 下游立管横流向振动模态权重时历曲线图

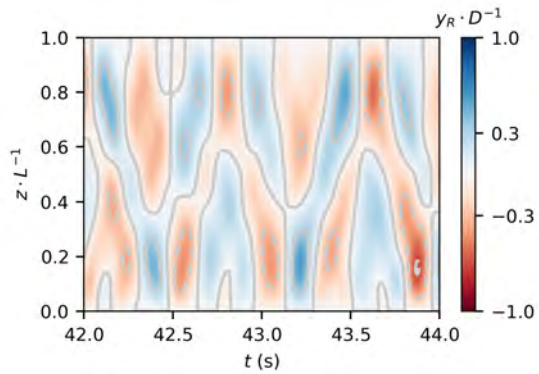


图 4.33 下游立管横流向响应的无量纲化时空图

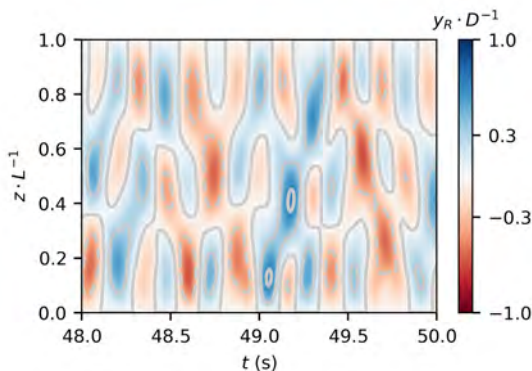


图 4.34 下游立管横流向响应的无量纲化时空图

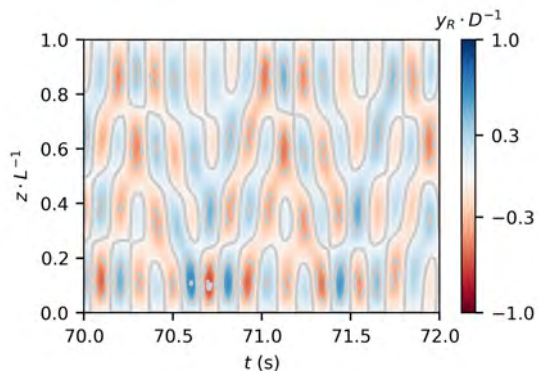


图 4.35 下游立管横流向响应的无量纲化时空图

在图 4.36 中，可以看到上游立管脱落的漩涡大部分也是作用在下游立管上，较大程度上影响到下游立管的涡激振动特性。但是由于两立管中心距离得增加，使得漩涡能量耗散

掉一部分，而且能量没有像之前中心距为 $2D$ 和 $3D$ 时那样集中，这时上游立管脱落的漩涡对下游立管造成的影响变小了。因此，影响下游立管的涡激振动特性的主要是经过上游立管、能量耗散了一部分的尾流作用，其次是上游立管脱落的漩涡在下游立管上造成的升力作用。在下游立管后脱落的漩涡开始趋于平行。

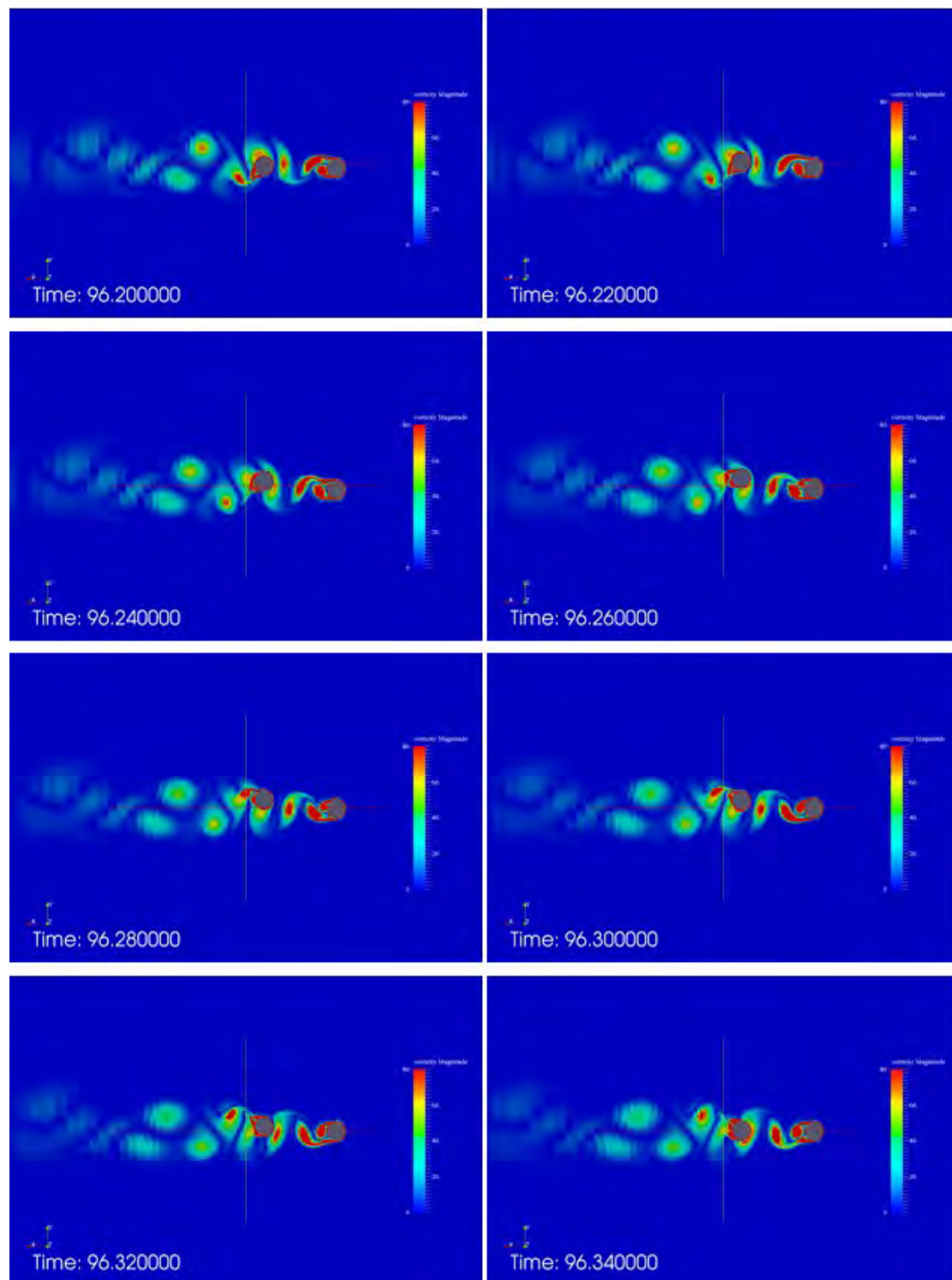


图 4.36 中心距为 $4D$ 时 8 个连续时刻的涡量云图

4.2.4 间距为 $5D$ 时串联双立管

先分析上游立管。当两立管中心距为 5 倍直径的时候，上游立管的响应振动模态振型，在下游立管的涡激振动的影响下，由第六阶模态主导，详见图 2.37、图 2.38、图 2.39 以及

图 2.40。在图 4.37 中可以清楚看到第六阶模态占上游立管响应振动模态振型的最主要地位，上游立管呈现第六阶模态的振型，如图 4.38 所示。从图 4.39 可以知道，在这一段时间，上游立管的响应振动模态振型都是由第六阶模态主导，虽然第五阶模态的影响也比较大，但不足以影响到第六阶模态的主导地位。因此，在这一整段时间内，上游立管的振型都是第六阶模态。

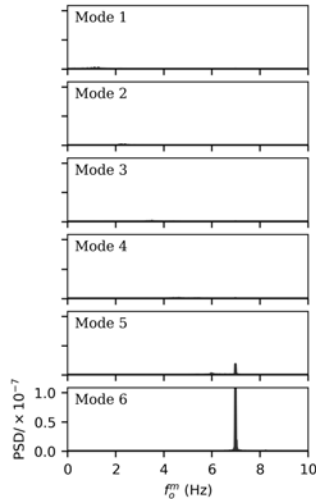


图 4.37 上游立管横流向振动的频谱图

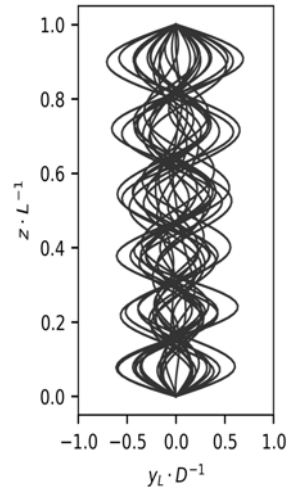


图 4.38 上游立管立管的振型图

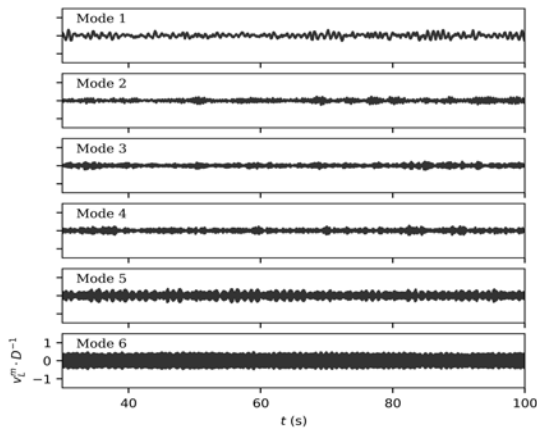


图 4.39 上游立管横流向振动模态权重时历曲线图

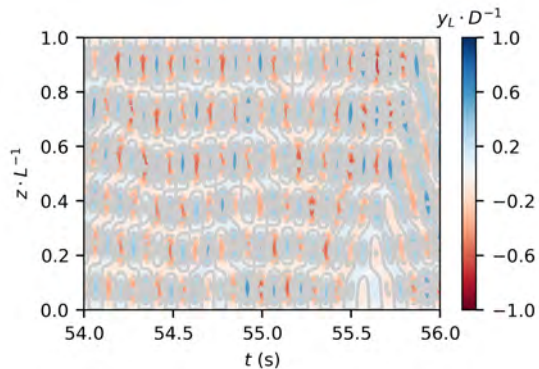


图 4.40 上游立管横流向响应的无量纲化时空图

接着分析下游立管，下游立管横流向的响应振动是多模态振动。当中心距离为 5 倍直径的时候，在上游立管漩涡脱落的流场的影响下，下游立管响应振动模态振型中占据主要地位的是第三阶模态，其次是第四阶模态，详见图 4.41、图 4.42、图 4.43、图 4.44、图 4.45、以及图 4.46。在图 4.41 中，第三阶模态占据下游立管响应振动模态振型的主要地位，第二阶模态和第四阶模态占据次要地位，两者不相上下，都较大幅度地影响到下游立管的相应振动模态振型，但是并没有找到下游立管的振型为第二阶的时候，只找到比较明显的第三阶和较明显的第四阶模态的振型，如图 4.42 和图 4.43 所示。从图 4.44 中可以看出，虽然第二阶、第三阶和第四阶模态对整个响应振动模态振型都有较大影响，但较在大部分时间是第三阶模态，其次是第四阶模态，使得下游立管响应振动模态振型在大部分时候呈现如图 4.42 和图 4.45 所示的第三阶模态，在某些时候就会呈现如图 4.43 和图 4.46 所示的第四阶模态，而在一些特定时候，虽然第二阶模态的影响比较大，但都会被第三阶或者第四阶模态的影响所覆盖，因此没有找到第二阶模态在下游立管相应振动模态振型中占主导地位的时候。

候。结合图 4.44、图 4.45 以及图 4.46，可以看到在第 60 秒以前，大约在第 47 秒左右，在图 4.44 中，第三阶模态占主要地位，影响下游立管相应振动模态振型的主要是第三阶模态，但在大约 53 秒和 79 秒左右，第二阶模态的影响比较大，但没有超过第三阶模态或者第四阶模态的影响，没有占据主导地位，因此，没有找到下游立管的偏转形状为第二阶模态的时候，而在第 80 秒左右，大约在第 77 秒附近，在图 4.44 中，第四阶模态占据主要地位，下游立管的振型为第四阶模态，因此有了图 4.45 和图 4.49，分别在第 47 秒附近和第 77 秒附近的下游立管横流向响应振动的无量纲化时空图。

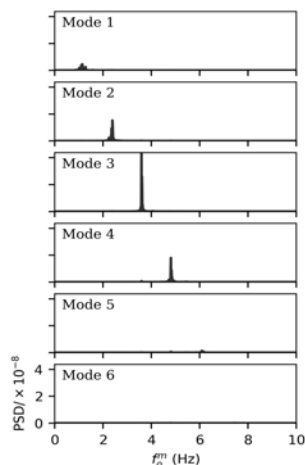


图 4.41 下游立管横流向振动的频谱图

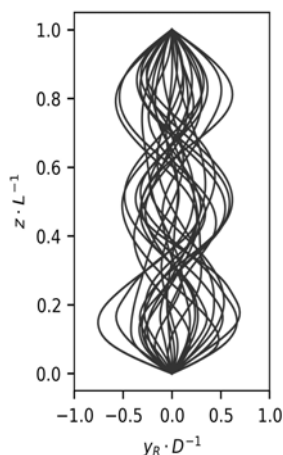


图 4.42 下游立管的振型图

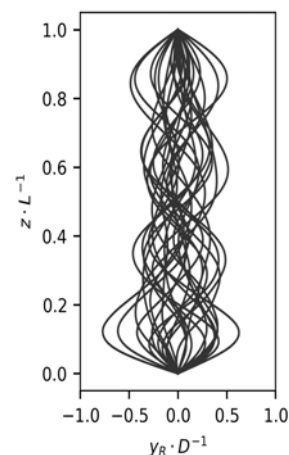


图 4.43 下游立管的振型图

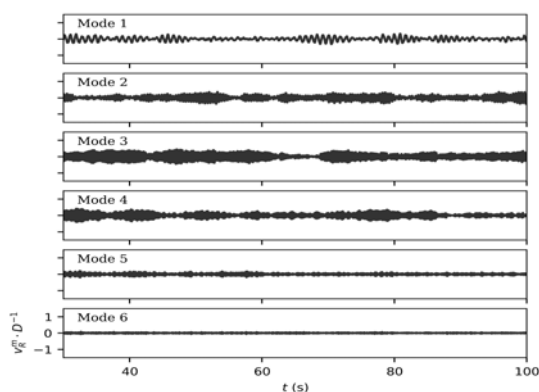


图 4.44 下游立管横流向振动各模态振动时历曲线图

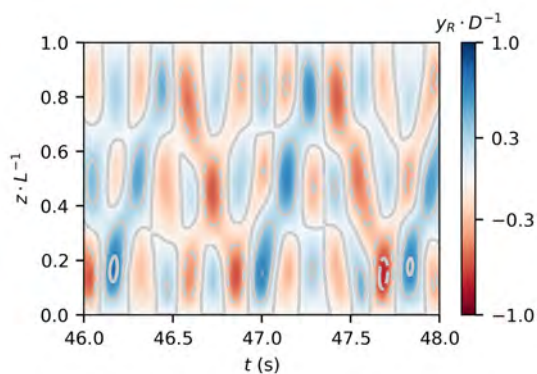


图 4.45 下游立管横流向响应的无量纲化时空图

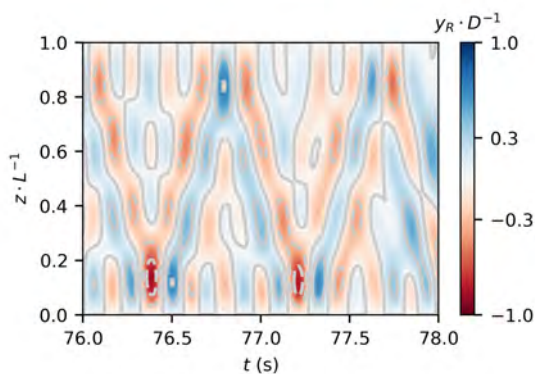


图 4.46 下游立管横流向响应的无量纲化时空图

在图 4.47 中，可以看到上游立管脱落的漩涡大部分同样是作用在下游立管上，较大程度上影响到下游立管的涡激振动特性。因此，影响下游立管的涡激振动特性的是经过上游立管、能量耗散了一部分的尾流作用以及上游立管脱落的漩涡在下游立管上造成的升力作用。在两立管后脱落的漩涡呈平行状。

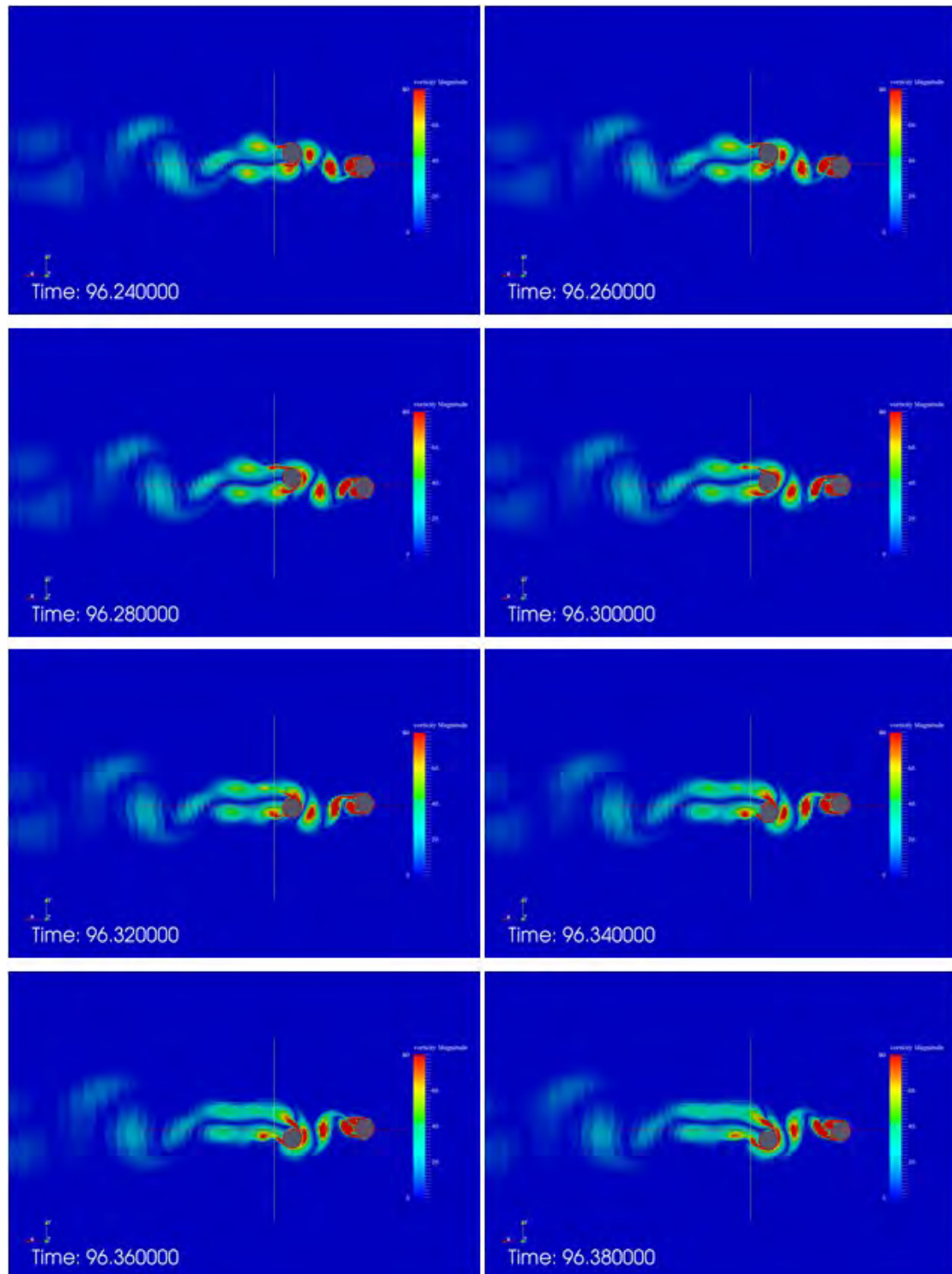


图 4.47 中心距为 $5D$ 时 8 个连续时刻的涡量云图

4.3 立管模型数值模拟结果分析

从图 4.3、图 4.6、图 4.10、图 4.14、图 4.15、图 4.19 、图 4.20、图 4.26、图 4.30、图

4.31、图 4.38、图 4.42、图 4.43 这些图中可以看出,所有立管的振动相应幅值几乎不超过 1 倍直径,只有极少数时刻振动响应幅值会超过 1 倍直径。

结合单立管横流向的涡激振动特性,首先分析不同间距下的上游立管。在中心距为 2 倍直径的时候,上游立管的响应振动与单立管时的响应振动十分相似,占主导地位的都是第四阶模态,主振频率约为 4.69 Hz,没有受到下游立管流场的影响,见图 4.3 和图 4.6。在间距不断增大的时候,上游立管响应振动模态振型中占主导地位的模式阶数逐渐增加,从开始中心距为 2 倍直径时的第四阶模态,增加到中心距为 4 倍直径时的第六阶模态。也就是说,随着串联两立管中心距的逐渐增大,在下游立管的涡激振动的流场的影响下,上游立管的响应振动主振频率越来越高,主振模态阶数逐渐增加,比单根立管单独存在时的主振模态阶数大,横流向响应振动更加剧烈。我们可以对比图 4.13、图 4.24 和图 4.36,可以发现上游立管脱落的漩涡越来越大,也就说上游立管的振动越来越激烈。但是中心距增加到 5 倍直径时,上游立管的响应振动模态振型的主振模态仍为第六阶模态,阶数并没有继续往上增加,而是维持在第六阶上。这说明中心距在 2 倍直径增加到 4 倍直径的时候,下游立管涡激振动流场产生的影响会加剧上游立管的涡激振动,使上游立管的主振频率逐渐增加,频率大约从 4.69 Hz 到 5.93 Hz 再增加到 7.0 Hz,比单根立管单独存在时的响应振动更加剧烈,如图 4.2、图 4.5、图 4.14 以及图 4.25 所示。但中心距从 4 倍直径增加到 5 倍直径时,下游立管的涡激振动流场产生的影响不会继续加剧上游立管的涡激振动,如图 4.25 及图 4.37 所示。因此,中心距在 4 倍直径和 5 倍直径之间会有个节点,在这个节点以前,随着中心距离的增加,下游立管涡激振动流场的影响会使上游立管的涡激振动主振模态阶数变大,主振频率随之增大。

把图 4.13、图 4.25、图 4.36 和图 4.47 合到一起对比,可以看到随着立管中心距从 $2D$ 增加到 $4D$,上游立管脱落漩涡的大小逐渐增大,而中心距为 $4D$ 和 $5D$ 时,上游立管脱落漩涡的大小一致。可以推出,当上游立管脱落漩涡的尺寸变化时,上游立管的涡激振动也相应发生改变。当上游立管脱落漩涡的尺寸增加时,则表示上游立管的涡激振动越来越激烈。而且当上游立管横流向响应振动剧烈时,漩涡频率也较大。下游立管通过涡激振动的流场抑制上游立管脱落漩涡尺寸和频率的大小来降低上游立管的涡激振动。相比于单立管的涡激振动。而在中心距离为 2 倍直径的时候,上游立管的涡激振动主振模态和单立管的涡激振动主振模态一样,都为第四阶模态。换句话说,在中心距离为 2 倍直径的时候,下游立管对上游立管响应振动模态主振振型没有造成影响;中心距为 $3D$ 、 $4D$ 以及 $5D$ 的时候,上游立管的响应振动模态阶数比单立管单独存在时的主振模态阶数大。

再来分析不同间距下的下游立管。在这 4 个不同间距下,上游立管漩涡流场对下游立管造成的影响使得下游立管响应振动模态振型中占主要地位的是第三阶模态,主振频率都大约为 3.6 Hz,阶数比单立管横流向的主振模态阶数少一阶,主振频率比单立管横流向的主振频率小。当两立管中心距从 5 倍直径减少到 3 倍直径时,第四阶模态对下游立管响应振动的模态振型的影响越来越大,在振型中占的比重越来越大,如图 4.18、图 4.29 以及图 4.41 所示。虽然第四阶模态占的总比重不及第三阶模态,在大部分时候,下游立管的相应振动模态振型主振型是第三阶模态,如图 4.19、图 4.30 以及图 4.42 所示,主振频率大约为 3.6 Hz,但是在某些时刻,第四阶模态的影响超过第三阶模态的影响,使得下游立管的偏转形状呈现第四阶模态,如图 4.9、图 4.18、图 4.29 以及图 4.41 所示,主振频率大约为 4.69 Hz。所以,当两立管中心距从 5 倍直径减少到 3 倍直径的时候,上游立管的漩涡流场对下游立管产生的影响会加剧下游立管的涡激振动,第四阶模态的比重越来越大。由此看来,当两立管中心距为 3 倍直径的时候,上游立管的漩涡流场对下游立管的影响最大,某些时候振动频率甚至会大概增加到 4.69 Hz 左右。

从图 4.13、图 4.24、图 4.36 和图 4.47 的对比分析可以发现,当上游立管脱落的漩涡作

用于下游立管的时候，会激发下游立管涡激振动的第四阶模态振动。而且由于漩涡的能量会耗散，当两立管距离增大的时候，上游立管脱落的漩涡在下游立管上的作用越来越低。并且随着上游立管脱落的漩涡在下游立管的作用力的减小，下游立管涡激振动的第四阶模态在整个下游立管的主振型占的比重越来越小。之所以两立管中心距为 2 倍直径的时候没有上述第四阶模态占的比重较大的现象，是因为在中心距为 2 倍直径的时候，上游立管的主振型就是第四阶模态，如图 4.6 所示。上游立管脱落的漩涡大部分是在下游立管上下两侧经过，没有对下游立管的振动产生影响，下游立管只是受到上游立管的尾流影响而言。流体在经过上游立管时会消耗一部分能量，在漩涡流场能量耗散的影响下，下游立管不会激发出如此激烈的第四阶模态振动，只能呈现出第三阶模态的主振型，如图 4.10 所示。

综合上述分析，对上游立管而言，在中心距离为两倍直径的时候，上游立管的主振模态振型不受下游立管的影响，跟单根立管单独存在时的主振模态振型一样，都为第四阶模态。随着串联两立管中心距的逐渐增大，在下游立管的涡激振动的流场的影响下，上游立管的响应振动主振频率越来越高，主振模态阶数逐渐增加。当上游立管脱落漩涡的大小增加时，则表示上游立管的涡激振动越来越激烈。下游立管通过涡激振动的流场抑制上游立管脱落漩涡的大小来降低上游立管的涡激振动。当上游立管脱落漩涡的尺寸逐渐增大的时候，上游立管的涡激振动就越来越激烈，就会加速上游立管的疲劳损伤。也就是随着两立管中心距离的增加，上游立管涡激振动越来越激烈，主振模态越来越高，主振频率从大约 4.69 Hz 增加到大约 7.0 Hz。

对于下游立管而言，上游立管的尾流会使下游立管的主振型呈现第三阶模态，使得下游立管的主振型模态阶数比单根立管单独存在时的主振模态阶数少一阶，响应振动减弱了。当上游立管脱落的漩涡作用于下游立管的时候，下游立管就会被激发出第四阶模态。当两立管中心距增加的时候，上游立管的漩涡流场对下游立管产生的影响会降低下游立管的涡激振动，第四阶模态的比重越来越小。随着中心距离的增加，上游立管脱落的漩涡耗散了越多的能量，对下游立管的作用也越来越小，随之第四阶模态对主振型的影响也越来越小，会降低下游立管的疲劳损伤。下游立管涡激振动受上游立管尾流的影响为主，主振频率约为 3.6 Hz。随着中心距离的增加，下游立管涡激振动受上游立管脱落漩涡影响越来越小，第四阶模态对主振型的影响越来越小。

因此，多立管串联存在于流域内的时候，中心距离在 $2D$ 、 $3D$ 、 $4D$ 和 $5D$ 中，避开 $4D$ 和 $5D$ ，以降低上游立管由于涡激振动的疲劳损伤；避开 $3D$ ，以降低下游立管由于涡激振动的疲劳损伤。

4.4 本章小结

本章介绍单立管以及 4 个不同间距下的串联双立管横流向的数值模拟结果以及结果分析，从单个工况分析到所有工况一起分析，详细阐述了双立管之间在横流向上的涡激振动相互影响。

第五章 全文总结和研究展望

5.1 全文总结

在陆地资源匮乏和国际资源价格的不断上升,人们逐渐向海洋进军,开发海洋的石油和天然气资源。随着科学技术的发展,海洋油气的开发逐渐从浅海向深海进发。随着开采地方海洋深度的增加,海洋立管成为大柔度的结构物,在海流的激励作用下,在空间形成三维的运动。再加上在海上作业平台上立管的数量逐渐增多,立管之间的涡激振动相互作用对立管结构疲劳损伤的影响不容忽视。对多立管涡激振动相互作用的数值模拟进行研究为连接海上作业平台至海底资源的立管的设计提供十分有价值的参考,因此具有十分重要的意义。

对国内外的立管圆柱体的涡激振动的研究成果进行了阐述,对该方向的研究历程进行了一定的整理,并分析了在计算流体动力学里使用基于切片理论的二维计算模型的优势所在。

本文对深海串联双立管建立数值模拟模型,在高雷诺数条件下,使用 RANS 方法的 Navier-Stokes 方程和有限元中梁单元的运动方程,联立 SST $k-\omega$ 湍流模型两方程,通过对数值的离散处理,对偏微分方程进行求解,使用流固耦合的方法解决立管和流体两相交界面处的边界条件,基于 OpenFOAM 软件,利用我院自主研发的求解器 viv-SJTU-FOAM,对位移较大的大柔度立管模型进行数值模拟分析。这个对时域计算的二维立管模型是基于切片理论,优势在于对与流体在立管上作用的流体力通过雷诺平均法 NS 方程直接求解,能比较直观地观察到立管的涡激振动响应振动状态,并重现了在物理实验中所能观测到的尾涡结构等现象。

从简单的单立管涡激振动入手,在单立管的数学模型的基础上,建立 4 个不同间距的串联双立管的数值模拟模型,两立管中心距离为 2 倍直径、3 倍直径、4 倍直径以及 5 倍直径。主要探讨对串联双立管横流向的涡激振动相互作用特性,单立管只是作为对照,着重对比分析中心间距对串联双立管横流向上的涡激振动的相互作用特性,包括分析间距对双立管的响应振动幅值、主振模态以及主振频率等的影响,并分析立管在单独存在以及串联存于计算域内时的差异。

当单根立管单独存在的时候,立管的响应振动模态振型中,第四阶模态占主要地位,与实验结果匹配较好。当两根立管串联存在与流场中的时候,两根立管的涡激振动会相互影响。

但双立管中心距为 $2D$ 时,上游立管对下游立管横流向振动的影响是使下游立管横流向响应振动的主振模态阶数比单立管时的少一阶。而下游立管并没有对上游立管横流向主振模态产生影响,上游立管横流向的主振模态与单立管的一样,都为第四阶模态。

在下游立管的涡激振动的影响下,上游立管的响应振动的主振模态阶数会随着两立管中心距离的增大而增大,在中心距增大到 4 倍直径以后,上游立管的响应振动的主振模态阶数便不再增加。上游立管脱落的漩涡的尺寸会影响上游立管的涡激振动。当脱落的漩涡尺寸变大的时候,上游立管的涡激振动变得越来越激烈,主振振型从第四阶模态变成第六阶模态。当脱落的漩涡的尺寸不变时,上游立管的主振振型模态就不变。当上游立管横流向响应振动剧烈时,漩涡频率也较大。下游立管通过涡激振动的流场抑制上游立管脱落漩涡尺寸和频率的大小来降低上游立管的涡激振动。当上游立管脱落漩涡的尺寸逐渐增大的时候,上游立管的涡激振动就越来越激烈。也就是随着两立管中心距离的增加,上游立管

涡激振动越来越激烈，主振模态越来越高，比单根立管单独存在时的主振模态阶数大，主振频率从大约 4.69 Hz 增加到大约 7.0 Hz，横流向的响应振动变得更加剧烈。

在上游立管的泻涡流场的影响下，下游立管的响应振动的主振模态阶数不变，都为第三阶，比单根立管单独存在时的主振模态阶数少一阶，涡激振动减弱了。但随着中心距从 5 倍直径减少到 3 倍直径时，第四阶模态对下游立管的响应振动模态振型的影响逐渐增大。上游立管的尾流会使下游立管的主振振型呈现第三阶模态。之所以下游立管的涡激振动被激发出第四阶模态，是因为上游立管脱落的漩涡作用于下游立管。而且随着中心距离的增加，上游立管脱落的漩涡耗散了越多的能量，对下游立管的作用也越来越小，随之第四阶模态对主振型的影响也越来越小。而且，上游立管的尾流对下游立管的振型产生的影响占主要地位，其次是上游立管脱落的漩涡对下游立管涡激振动振型影响。下游立管涡激振动受上游立管尾流的影响为主，主振频率约为 3.6 Hz。随着中心距离的增加，下游立管涡激振动受上游立管脱落漩涡影响越来越小，第四阶模态对主振型的影响越来越小。

在立管设计的时候，对于降低上游立管的疲劳损伤，中心距离应该避开 4 倍直径以及 5 倍直径；对于降低下游立管的疲劳损伤，中心距离应该避开 3 倍直径。而且在中心距为两倍直径的时候，上游立管的主振模态与单根立管单独存在时的主振模态一样，下游立管的主振模态阶数比单根立管单独存在时的主振模态阶数少一阶，两立管的响应振动没有加强，反而稍微减弱了。因此在两立管中心距离为 2 倍直径、3 倍直径、4 倍直径以及 5 倍直径这 4 种情况中，两立管中心的间隔应该选取 2 倍直径这一选项。

5.2 研究展望

在本文中，两立管的间距选项只有 2 倍直径、3 倍直径、4 倍直径以及 5 倍直径这 4 种情况，间距个数比较少，得出的结论会有局限性和片面性。这需要对多个间距情况进行数值模拟分析，在 6 倍直径、7 倍直径、8 倍直径、9 倍直径以及 10 倍直径等多种间距情况进行数值模拟分析。在上述的结论中，中心距离在 2 倍直径、3 倍直径和 4 倍直径的时候，随着中心距离的增加，上游立管的主振振型的模态阶数逐渐增加。但中心距在 5 倍直径的时候，上游立管的主振振型的模态阶数并没有增加。上游立管脱落的漩涡的尺寸会影响上游立管的涡激振动。当脱落的漩涡尺寸变大的时候，上游立管的涡激振动变得越来越激烈，主振振型从第四阶模态变成第六阶模态。当脱落的漩涡的尺寸不变时，上游立管的主振振型模态就不变。如果有了 6 倍直径、7 倍直径、8 倍直径、9 倍直径以及 10 倍直径等多种间距情况的数值模拟结果，就会得出中心距在 4 倍直径之后，随着中心距离的增加，上游立管的主振振型的模态阶数会怎么变化，其涡量图是不是像我的结论所说，脱落漩涡的尺寸随着上游立管主振振型的模态阶数的变化而变化。同样，中心距离在 2 倍直径、3 倍直径和 4 倍直径的时候，下游立管的主振振型的模态阶数不变，如果有了 6 倍直径、7 倍直径、8 倍直径、9 倍直径以及 10 倍直径等多种间距情况的数值模拟结果，就会得到下游立管的主振振型的模态阶数的变化情况。这会使所得出的结论会更加充实、更加有针对性、更加合理以及更加有说服力。这样，会对深海多立管的涡激振动相互作用特性有更加深刻的了解。而且，可以得出在中心距增大到什么时候会使两立管的振型与单立管单独存在时一样，两立管间的涡激振动不再相互影响。

为了对立管涡激振动有一个详细的了解，除了研究立管在横流向方向上的涡激振动特性，还需要对立管顺流向的涡激振动特性进行研究分析，并且需要对立管在三维空间的整个涡激振动特性进行研究。这样才可以得出立管在三维空间下的响应振动特性，以及多立管之间完整的涡激振动相互作用特性。

在有了上述的现象和结论之后，需要分析其背后的机理和机制。这需要对立管的一些受力情况、泻涡情况等有一定了解，需要从更深层的角度去观察和理解这些现象和结论，

这才可以去较好解释串联两立管在涡激振动的相互作用下的这些现象以及所得出的结论，以便正确预报多立管在深海进行油气开采时的相互作用下的运动情况以及正常的疲劳损坏。

在这里，没有考虑正常作业时立管内开采的石油等流体，如果考虑这些流体的流动，会对整个多立管的涡激振动相互作用特性产生怎样的影响，这些也是以后可以研究的内容之一。

参考文献

- [1]. Feng C C. The measurement of vortex-induced effects on flow past stationary and oscillating circular D-section cylinders[J]. University of British Columbia, 1968.
- [2]. Griffin O M, Skop R A, Ramberg S E. The Resonant, Vortex-Excited Vibrations of structures and Cable Systems[C]// 1975.
- [3]. Sarpkaya T. A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations[J]. Journal of Fluids & Structures, 2004, 19(4):389-447.
- [4]. Klamo J T, Leonard A, Roshko A. On the maximum amplitude for a freely vibrating cylinder in cross-flow[J]. Journal of Fluids & Structures, 2005, 21(4):429-434.
- [5]. Klamo J T, Leonard A, Roshko A. The effects of damping on the amplitude and frequency response of a freely vibrating cylinder in cross-flow[J]. Journal of Fluids & Structures, 2006, 22(6-7):845-856.
- [6]. Khalak A, Williamson C H K. Dynamics of a hydroelastic cylinder with very low mass and damping[J]. Journal of Fluids & Structures, 1996, 10(5):455-472.
- [7]. Khalak A, Williamson C H K, Khalak A, et al. Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibrations at low mass-damping[J]. Journal of Fluids & Structures, 1999, 13(7-8):813-851.
- [8]. Govardan R. Modes of vortex formation and frequency response of a freely vibrating cylinder[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2000, 420(420):85-130.
- [9]. Govardhan R, Williamson C H K. Resonance forever: existence of a critical mass and an infinite regime of resonance in vortex-induced vibration[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2002, 473(473):147-166.
- [10]. Govardhan R N, Williamson C H K. Defining the 'modified Griffin plot' in vortex-induced vibration: revealing the effect of Reynolds number using controlled damping[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2006, 561(561):147-180.
- [11]. Gu Z, Sun T. On interference between two circular cylinders in staggered arrangement at high subcritical Reynolds numbers[J]. Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics, 1999, 80(3):287-309.
- [12]. Ting S K, Wang D J, Price S J, et al. An experimental study on the fluidelastic forces for two staggered circular cylinders in cross-flow[J]. Journal of Fluids & Structures, 1998, 12(3):259-294.
- [13]. Sumner D, Price S J, Païdoussis M P. Flow-pattern identification for two staggered circular cylinders in cross-flow[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2000, 411(411):263-303.
- [14]. Sumner D, M.D. Richards. Some vortex-shedding characteristics of the staggered configuration of circular cylinders[J]. Journal of Fluids & Structures, 2003, 17(3):345-350.
- [15]. Sumner D. Closely Spaced Circular Cylinders in Cross-Flow and a Universal Wake Number[J]. Journal of Fluids Engineering, 2004, 126(2):245-249.
- [16]. Sumner D, M.D. Richards, Akosile O O. Two staggered circular cylinders of equal diameter in cross-flow[J]. Journal of Fluids & Structures, 2005, 20(2):255-276.
- [17]. Price S J, Païdoussis M P, Krishnamoorthy S. Cross-flow past a pair of nearly in-line

- cylinders with the upstream cylinder subjected to a transverse harmonic oscillation[J]. Journal of Fluids & Structures, 2007, 23(1):39-57.
- [18]. Karunakaran D, Hatton S, Dale N. Grouped SLOR Deep Water Riser System and Installation Assessment[C]//Proceedings of Deep Offshore Technology Conference. Stavenger, Norway. 2007.
- [19]. 黄钰期, 邓见, 任安禄. 黏性非定常圆柱绕流的升阻力研究[J]. 浙江大学学报工学版, 2003, 37(5):596-601.
- [20]. 陈文曲. 二维串并列圆柱绕流与涡致振动研究[D]. 浙江大学, 2005.
- [21]. 顾罡. 二维单圆柱、双圆柱绕流问题和三维垂荡板运动的数值模拟[D]. 上海交通大学, 2007.
- [22]. 李椿萱, 彭少波, 吴子牛. 附属小圆柱对主圆柱绕流影响的数值模拟[J]. 北京航空航天大学学报, 2003, (11):951-958.
- [23]. Bishop R E D, Hassan A Y. The Lift and Drag Forces on a Circular Cylinder in a Flowing Fluid[J]. Proceedings of the Royal Society A, 1964, 277(1368):32-50.
- [24]. Hartlen R T, Currie I G. Lift-oscillator model of vortex-induced vibration[J]. Journal of the Engineering Mechanics Division, 1970, 96(5):577-591.
- [25]. Iwan W D, Blevins R D. A Model for Vortex Induced Oscillation of Structures[J]. Journal of Applied Mechanics, 1974, 41(3):581.
- [26]. Iwan W D. The vortex-induced oscillation of non-uniform structural systems[J]. Journal of Sound & Vibration, 1981, 79(2):291-301.
- [27]. Li Y. Simulation of Dynamic Response of a Riser System Under Wave-Crest Loads[C]. Proceedings of the Sixth International Offshore and Polar Engineering Conference, 1996, 148-155.
- [28]. Facchinetti M L, Langre E D, Biolley F. Vortex shedding modeling using diffusive van der Pol oscillators[J]. Comptes Rendus Mecanique, 2002, 330(7):451-456.
- [29]. Facchinetti M L, Langre E D, Biolley F. Coupling of structure and wake oscillators in vortex-induced vibrations[J]. Journal of Fluids & Structures, 2004a, 19(2):123-140.
- [30]. Facchinetti M L, Langre E D, Biolley F. Vortex-induced travelling waves along a cable[J]. European Journal of Mechanics - B/Fluids, 2004b, 23(1):199-208.
- [31]. Mathelin L, Langre E. Vortex-induced vibrations and waves under shear flow with a wake oscillator model[J]. European Journal of Mechanics / B Fluids, 2005, 24(4):478-490..
- [32]. 郭海燕, 傅强, 娄敏. 海洋输油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.
- [33]. Violette R, Langre E D, Szydlowski J. Computation of vortex-induced vibrations of long structures using a wake oscillator model: Comparison with DNS and experiments[M]. Pergamon Press, Inc. 2007.
- [34]. Dalheim, J., 2001. A New Hybrid Numerical Procedure for Prediction of VIV of Risers in Ultra Deep Waters. Proc. of the 20th OMAE, Rio de Janeiro, Brazil, Paper No. OFT-1202.
- [35]. Willden R, Graham J, Giannakidis G. Vortex-induced vibration of single and multiple risers in a sheared current[C]// The Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2001.
- [36]. Willden R H J, Graham J M R. Multi-modal Vortex-Induced Vibrations of a vertical riser pipe subject to a uniform current profile[J]. European Journal of Mechanics - B/Fluids, 2004, 23(1):209-218.

- [37]. Yamamoto C T, Fregonesi R A, Meneghini J R, et al. Numerical Simulations of the Flow Around Flexible Cylinders[C]// ASME 2002, International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. 2002:313-320.
- [38]. Huarte F J H. Multi-mode vortex-induced vibrations of a flexible circular cylinder[J]. Imperial College London, 2006.
- [39]. Chaplin J R, Bearman P W, Huarte F J H, et al. Laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a vertical tension riser in a stepped current[J]. Journal of Fluids & Structures, 2005, 21(1):3-24.
- [40]. Muyu Duan, Decheng Wan, Hongxiang Xue, Prediction of response for vortex-induced vibrations of a flexible riser pipe by using multi-strip method, Proceedings of the Twenty-sixth (2016) International Ocean and Polar Engineering Conference Rhodes, Greece, June 26-July 1, 2016, pp. 1065-1073

致谢

在本文即将停笔之际，请允许我以最诚挚的祝福来感谢那些帮助过我的老师、学长、同学以及朋友。

感谢导师万德成教授的亲切关怀、悉心指导以及谆谆教导。万德成教授是个非常严谨的老师，但思维却不受束缚，十分活跃，而且对前沿研究方向有强烈的敏感度。从本论文选题、开题、中期检查到最后的撰写完成，整个过程都凝结了万教授的大量心血。万教授学识渊博、思路开阔、平易近人，对治学严谨求实的态度，将成为我以后工作和学习的最好的楷模。

感谢邓迪学长和付博文学长等各位学长对我的指导、帮助与耐心解答，和学长们的科研经历让我学到很多。

感谢我的各位朋友以及两个室友对我的无私关怀与热情帮助。

最后，感谢我的父母，感谢他们为我的成长付出的心血。

NUMERICAL SIMULATION ANALYSIS OF INTERACTION CHARACTERISTICS OF VORTEX-INDUCED VIBRATION OF DEEP-SEA RISERS

With the lack of the land resources and the rising international resource prices, because of the development of science and technology, people can gradually carry out the exploitation of marine oil and gas, and begin to proceed to the deep sea. The aspect ratio, the number and the type of the risers gradually increase, due to the increase of the depth of the mining area and the pursuit of efficiency on the offshore operating platform. Under the action of the current, the effect of the vortex-induced vibration interaction between the risers on the fatigue damage of the riser structure can not be neglected. At present, the cost-effective of the physical model test is too low. Also, there are many problems in the physical test. So, it is of great significance for us to analyze the result of the numerical simulation analysis of the interaction between the multi-riser.

The research results of vortex-induced vibration of riser cylinders at home and abroad are expounded. Besides, the research process in this direction is well organized. Also, the advantage of using a two-dimensional model based on strip theory in computational fluid dynamics is analyzed.

Moreover, since the vibration of the riser in the cross-flow direction, which is the main role of the fatigue failure of the riser, is more intense than that in the in-line direction. The vortex-induced vibration characteristics of the cross-flow motion of the riser are mainly discussed here. In this paper, a numerical simulation model is established for four pairs of tandem risers with different center distances. By solving the simultaneous equations among RANS Navier-Stokes equations, the equations of motion of the beam elements in the finite element method and two equations of the SST $k-\omega$ turbulence model, the numerical simulation of the flexible riser with fluid-structure coupling and large deformation is made, using viv-SJTU-FOAM solver. By comparing with the single riser, it is to analyze the difference of the cross-flow motion of the risers between the existence of the single riser and the existence of the tandem risers.

This paper focuses on the interaction between the center spacing and the vortex-induced vibration of the tandem risers, including the analysis of the spacing between the response vibration amplitude, the main vibration mode and the main vibration frequency of the cross-flow motion of the risers and so on.

When a single riser exists alone, the dominant mode shape is controlled by the 4th mode. While two risers are connected in tandem shape, the vortex-induced vibrations of the two risers will interact with each other. And the downstream riser does not have an effect on the main mode of the upstream riser. The main mode of the upstream riser is the fourth order mode as the single riser.

However, when the center distance of the double riser is 2D, the effect of the upstream riser on the downstream flow of the riser is to make the main vibration mode of the downstream riser

flow in response to vibration less than the first order of that of the single riser.

Under the influence of the vortex-induced vibration of the downstream riser, the main vibration mode order of the upstream riser increases with the distance of the center of the risers, and after the center distance increases to 4 times the diameter, the main vibration mode order of the upstream riser is no longer increased. The size of the vortex of the upstream riser will affect the vortex-induced vibration of the upstream riser. When the vortex size of the shedding becomes larger, the vortex-induced vibration of the upstream riser becomes more and more intense, and the main vibration mode changes from the fourth-order mode to the sixth-order mode. When the size of the vortex is not changed, the main vibration mode of the upstream riser is unchanged, too. The downstream riser suppresses the vortex-induced vibration of the upstream riser by suppressing the size of the upstream riser shedding vortex by the vortex-induced flow field. As the size of the shedding vortex of the upstream riser gradually increases, the vortex-induced vibration of the upstream riser becomes more and more intense. The main vibration frequency increases from about 4.69 Hz to about 7.0 Hz.

Under the influence of the eddy current flow field in the upstream riser, the main vibration mode of the response vibration of the downstream riser is the 3rd mode. However, as the center distance decreases from 5 times to 3 times the diameter, the vortex-induced vibration of the downstream riser is multimodal vibration and the effect of the 4th mode on the vibration mode of the downstream riser increases gradually. When the shedding vortex of the upstream riser acting on the downstream riser, the downstream riser will be excited to the 4th mode. As the distance increases, the shedding vortex of the upstream riser dissipates more energy, and the effect on the downstream riser is getting smaller and smaller, and the effect of the fourth mode on the main mode also becomes smaller and smaller. The main vibration frequency is about 3.6 Hz. And the main vibration mode order of the response vibration of the downstream riser will be at least one order less than the main vibration mode order of the response vibration of the upstream riser.

Therefore, in the riser design, the center distance should be avoided by 4 times the diameter and 5 times the diameter in order to reduce the fatigue damage of the upstream riser. The center distance should not be 3 times the diameter of the downstream riser. In the four cases where the distance between the center of the tandem risers is 2 times the diameter, 3 times the diameter, 4 times the diameter and 5 times the diameter, twice the diameter of these options should be selected to be the distance between the two risers.