

文章编号: 1000-4750(2011)12-0250-07

内波致剪切流作用下深海立管的涡激振动

陈伟民¹, 郑仲钦¹, 张立武¹, *李 敏²

(1. 中国科学院力学研究所环境力学重点实验室, 北京 100190; 2. 北京航空航天大学航空科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 内波的波致流为沿水深方向非均匀分布的剪切流, 而深海平台立管的自然模态具有低频、密集的特性, 这种流场和结构的特点使得深水立管的涡激振动表现出高阶模态、多阶模态参与振动的特点。该文研究了大长径比立管在内波流场作用下的锁频特性, 建立了基于模态能量理论的多模态锁频的计算方法, 并应用于改进的尾流振子模型进行立管涡激振动响应预测。结合实例, 进行了深海平台立管的涡激振动响应分析, 比较了内波、海流等不同流场作用下立管的涡激振动响应; 分析了波致流速对响应位移和应力的影响, 结果表明随着波致流速的增大, 响应的 RMS 振幅和应力有不同程度的增大; 需要注意高应力响应伴随高频率振动对结构疲劳寿命的影响。

关键词: 涡激振动; 多模态; 内波; 剪切流; 尾流振子

中图分类号: P751; O353.1 文献标志码: A

VORTEX-INDUCED VIBRATION OF DEEPWATER FLEXIBLE RISER EXPERENCING INTERNAL-WAVE-INDUCED SHEAR FLOW

CHEN Wei-min¹, ZHENG Zhong-qin¹, ZHANG Li-wu¹, *LI Min²

(1. Key Laboratory of Environmental Mechanics, Institute of Mechanics, CAS, Beijing 100190, China;

2. School of Aeronautics Sciences and Engineering, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The internal-wave-induced horizontal flow velocity distributes un-uniformly along the riser axis and is usually regarded as shear flow. The natural frequency of deepwater riser is low and crowded due to the high aspect ratio. Therefore, the prediction of the vortex-induced vibration (VIV) of deepwater riser suffered from multi-modes and higher-mode becomes more difficult. An approach based on modal energy is developed and subsequently is applied to the modified wake-oscillator model to predict VIV. At last, illustrative examples are given in which the VIV of flexible riser in the internal-wave-induced fluid field are calculated and compared with VIV in the sea current. The effects of internal-wave-induced flow velocity on VIV are explored. Our results show that both displacement and stress responses become larger with the increase of induced flow velocity; especially higher stress response companied with higher frequency vibration may significantly affect the fatigue life of structures.

Key words: vortex-induced vibration; mode; internal wave; shear flow; wake-oscillator

世界油气开采在向深海进军, 随着水深的增加, 深海平台的水下结构, 例如输油立管、平台的张力腿或系泊锚链等长度增加, 柔性增加, 柔性结构与环境流体的流固耦合作用增强。涡激振动是水

下立管的一种重要流固耦合响应形式, 其周期性振动不但影响结构疲劳寿命, 而且锁频共振时的大幅振荡有时会直接导致结构破坏。如何能在平台设计阶段有效地预测立管的涡激振动(Vortex-induced

收稿日期: 2010-04-12; 修改日期: 2011-05-16

基金项目: 中科院方向性项目(KJ CX2-YW-L07); 中央高校基本科研业务费专项资金项目(YWF-10-01-B05)

作者简介: 陈伟民(1967—), 女, 南京人, 副研究员, 博士, 从事海洋平台流固耦合响应研究(E-mail: wmchen@imech.ac.cn);

郑仲钦(1986—), 男, 福建人, 硕士生, 从事柔性立管的涡激振动研究(E-mail: zhzhqin1986@163.com);

张立武(1984—), 男, 内蒙古人, 硕士生, 从事流固耦合模拟与深海立管的涡激振动研究(E-mail: zhangliwu04@126.com);

*李 敏(1968—), 男, 湖北人, 教授, 博士, 从事流固耦合响应及其主动控制研究(E-mail: limin@buaa.edu.cn).

vibration 简称 VIV), 对研究者是一个极大的挑战。与浅水海洋相比, 深水海洋环境除了地形复杂、压力巨大之外, 还具有参数多变的海洋表面波浪、海流(洋流、暖/寒流等)、(颶、台)风以及内波等。近年来海洋内波引发了多起深水平台破坏^[1-5]; 另外, 随着海洋实际观测手段的提高以及理论研究的进步, 海洋内波的发生演化及其诱导流场对结构物的作用越来越受到人们的重视。

海洋内波是发生在密度稳定层化的海水内部的一种波动, 在全世界海域中内波很常见, 尤其在中低纬度地形突变的海域以及大陆架附近, 内波更是几乎无处不在。国内外的很多实际观测资料证明我国的南海海域就是内波多发地, 而且以内孤立波为主, 伴随而至的是突发性强流和密度跃层上下水体在短时间内的大幅度上下波动。海洋内孤立波具有波长长、周期长和波高大的特点, 且传播速度缓慢^[3-5]。在海洋工程中, 内孤立波诱发的内波流场是其对海洋平台尤其是水下结构物主要作用之一。对内波的研究除了关注波浪的运动和变形外, 近年来, 李家春^[4]、周济福等^[3,5]分析了内波流场及其同结构物的相互作用, 结果表明内波流场的一个显著特点是剪切流, 而且在密度跃层的上下速度方向是相反的, 处于非均匀流中的柱体绕流、漩涡脱落及结构与流动的耦合振动都更为复杂, 其漩涡脱落频率沿管线的轴向是变化的; 另外, 结构的长径比增加其柔度增加, 使得结构的模态呈现低频、密集的特性, 因此会有多个模态参与锁频^[6-11], 其响应也变得更加复杂。

为了研究细长结构在非均匀流场中的 VIV, 自 20 世纪 90 年代以来, 人们进行了一些大尺度的现场试验^[12-13]以及三维 CFD 数值计算^[14-16]。数值模拟分析了剪切流中圆柱涡激振动时的尾迹涡脱落模式和流体动力分布, 但是由于计算条件的限制, 目前的 CFD 计算多限于低雷诺数($10^2 \sim 10^4$)或是短结构。随着试验手段的提高和试验条件的改进, 大尺度的深水试验在近一、二十年中得到了很大发展, Huarte^[11]观察到了多模态振动并测得了拖曳力放大系数, Vandiver^[17]测得的振动模态阶数达 10 阶~25 阶, Huse^[13]通过模态分析法推算出立管轴线位移变化函数, Lie^[18]用模态法分析了 Huse 的试验数据, 进一步得到了响应的模态加权系数, 分析了振动中各阶模态的参与量, 为多模态锁频振动的研究提供了很有价值的试验结果。

多模态锁频振动已成为深水立管涡激振动的常见问题, 在对其进行试验观测和数值计算的同时, 需要建立适用于工程实际的响应预测模型。本文基于模态能量理论, 建立了多模态振动响应的计算模型。首先通过模态能量识别锁频模态, 然后利用改进的尾流振子模型^[8,19]计算锁频模态有效质量和有效阻尼, 最后计算模态响应以及结构的总体响应。该模型计算结果与 Huse^[12]和 Lie^[18]的大尺度深水试验吻合, 而且由于计算方便、速度快避免了数值计算(CFD)的繁琐, 较为适合于海洋工程实际应用。最后结合实际算例, 进行了深水平台立管的涡激振动响应计算; 对计算结果进行分析总结, 比较了内波、海流等多种流场作用下立管的涡激振动响应。

1 计算模型

剪切流下的多模态 VIV 响应预测的关键是确定锁频模态、计算振动位移。本文首先通过计算锁频模态的能量, 来识别参与振动的锁频模态, 确定模态阶数以及其锁频区域分布; 再利用改进的尾流振子模型计算锁频模态的有效质量和有效阻尼, 最终给出模态响应以及结构的总体响应。

1.1 剪切流下的多模态锁频

剪切流的实验结果^[7,11,13]表明, 尽管水流速度沿圆柱体轴线连续变化, 但漩涡是以单元的形式脱落的。其脱落频率从一个单元到另一个单元是跳跃式变化的。因此沿结构的轴向可以分成若干个单元, 在每个单元上漩涡脱落频率是常数, 并且锁定在结构的某一阶固有频率上。通常涡脱落单元的数目取决于沿结构轴向的流速分布情况以及结构的固有频率。由于各个单元的漩涡脱落频率可以不同, 结构的不止一个振动模态可以被激发, 对每一个模态, 对应一个锁定区, 称为锁频区域或激振区域^[17], 结构通过这个区域从流体获得能量。而在之外的非锁频区域上, 结构能量要被流体阻尼所消耗。

根据 Strouhal 数 S_t 和流速范围可以初步给出发生锁频的频率范围以及对应的模态阶数 n :

$$f_{\text{lock}}^{\min} \leq f_n \leq f_{\text{lock}}^{\max} \quad (1)$$

式中, $f_{\text{lock}}^{\min} = S_t \frac{V_{\min}}{D}$, $f_{\text{lock}}^{\max} = S_t \frac{V_{\max}}{D}$, V_{\min} 和 V_{\max} 分别为来流速度的最小值和最大值, f_n 是结构的第 n 阶自振频率, D 为结构的直径。再根据锁频时筒缩速度 $V_r = V / (f_n D)$ (V 为水流速度)需满足:

$$4 \leq V_r \leq 12 \quad (2)$$

以及流速沿结构轴向的分布,可以计算出各阶锁频模态的锁频区域 L_n 。

由于本文研究对象的特点:流场的剪切分布、结构模态的低频密集,当按照式(1)、式(2)确定锁频模态和区域时,可能出现很多阶模态同时锁频而且锁频区域重叠的情况。事实上,从已有的试验结果看,锁频模态的个数是有限的,而以往的“高频占优”准则^[7-9]直接将高阶模态作为主导模态,很难准确地挑选出锁频模态。为此,我们引入“模态能量”,即通过比较模态能量值的大小,来确定最终参与锁频模态的阶数及相应的锁频区域。模态能量通过激振模态的功率计算,第 n 阶激振模态的功率:

$$P_n = \frac{(F_n)^2}{2R_n} \quad (3)$$

其中, F_n 、 R_n 分别为模态激振力和模态阻尼,且:

$$F_n = \int_{L_n} \frac{1}{2} C_L \rho V(x)^2 D(x) \varphi_n^2(x) dx \quad (4)$$

$$R_n = R_{hn} + R_{sn} \quad (5)$$

式中: x 为沿结构展向的坐标; $\varphi_n(x)$ 为第 n 阶模态振型; ρ 为流体密度; $V(x)$ 为流体速度; C_L 为涡激升力系数,对于细长柔性立管通常取值 0.8^[17]; R_{hn} 、 R_{sn} 分别为模态水动力阻尼和结构阻尼。

结构阻尼 $R_{sn} = 2\xi_{sn} M_n \omega_n$, M_n 、 $\omega_n = 2\pi f_n$ 为模态质量、角频率,阻尼比 ξ_{sn} 通常取 3%,结构阻尼相对于水动力阻尼来说很小。水动力阻尼 R_{hn} 采用文献[17]的阻尼模型,计入了局部响应振幅和筒缩速度的影响,即:

$$R_{hn} = \int r_h(x) \varphi_n^2(x) dx \quad (6)$$

其中, $r_h(x)$ 为单位长度的水动力阻尼,分低筒缩速度和筒缩速度两种情况,低筒缩速度时:

$$r_h(x) = r_{sw} + C_{rl} \rho D V \quad (7)$$

静水阻尼 $r_{sw} = \frac{\omega \pi \rho D^2}{2} \left[\frac{2\sqrt{2}}{Re_\omega} + C_{sw} \left(\frac{A}{D} \right)^2 \right]$, 其中,

$Re_\omega = \omega D^2 / \nu$, ν 为流体的动粘性, C_{sw} 、 C_{rl} 为经验分别取为 0.2、0.18。高筒缩速度时:

$$r_h(z) = C_{rh} \rho V^2 / \omega \quad (8)$$

其中, C_{rh} 为经验系数,取 0.2。

因此,模态阻尼:

$$R_n = \int_{L-L_n} r_h(x) \varphi_n^2(x) \omega_n dx + \int_L r_s(x) \varphi_n^2(x) \omega_n dx \quad (9)$$

式(9)中 L 为结构总长度。根据式(3)~式(5)以及阻尼

公式(6)~式(9)计算出可能参与振动的模态能量 P_n 。需要指出的是对于多模态锁频,由于各阶模态之间的相互影响以及模态之间的“竞争”^[7-8,10],真正参与振动的模态的个数是有限的,也就是说只有“竞争力”强的模态才能参与锁频^[17-18]。因此,我们用模态的相对能量比:

$$\bar{P}_n = P_n / (P_n)_{\max} \quad (10)$$

衡量模态的“竞争力”,其中 $(P_n)_{\max}$ 为所有可能锁频模态的功率最大值。而且取满足:

$$\bar{P}_n \geq 0.2$$

条件的模态为锁频模态。在确定出锁频模态后,就可以利用尾流振子模型进一步计算模态有效质量、有效阻尼以及涡激振动响应。

1.2 涡激振动的响应

根据模态理论的模态正交性,可以分别计算各阶锁频模态的振动响应,总体响应为各阶模态响应的叠加。本文采用修正的尾流振子模型^[8,19],该模型考虑了锁频阶段附加质量的变化以及响应振幅和筒缩速度之间的非线性关系,尤其适用于柔性圆柱非均匀流的涡激振动响应预测。

根据文献[8,19]第 n 阶模态的有效质量 v_n :

$$v_n = \int_0^l m(x) \varphi_n^2(x) dx \Big/ \int_0^l s(x) \varphi_n^2(x) dx \quad (11)$$

其中: $m(x)$ 为结构单位长度质量; $s(x)$ 为锁频函数,在锁频区域取值 1.0,非锁频区域取值 0.0。

结构响应的振幅 $Y_n(x) = D F_n I_n^{-1/2} \varphi(x)$,

$I_n = \int_0^l m(x) \varphi_n^4(x) dx \Big/ \int_0^l m(x) \varphi_n^2(x) dx$ 为形状系数。

锁频阶段放大系数 F_n 和系统的阻尼比 ζ_n^s 需要迭代求解,假设 $F_n = 1 / [1 + 9.6(\mu_r^n \zeta_n^s)^{1.8}]$ 。第 n 阶模态的质量比 $\mu_r^n = v_n / m_D$ 。令系统阻尼比 $\zeta_n^s = \zeta_n^l + F_n \phi_n$,有效阻尼:

$$\phi_n = \frac{2D \int_0^l C_D(x) \rho D [1 - s(x)] |\phi_n(x)|^3 dx}{3\pi \left[\int_0^l m \varphi_n^4(x) dx \right]^{1/2} \left[\int_0^l m \varphi_n^2(x) dx \right]^{1/2}} \quad (12)$$

C_D 为阻力系数,通常取为常数 $C_D = 1.2$ 。结构的总体响应为各阶模态的叠加,即:

$$Y(x) = \sum_n Y_n(x) = \sum_n w_n \varphi_n(x) \quad (13)$$

w_n 即为第 n 阶锁频模态的加权量,取无量纲形式为 $\bar{w}_n = w_n / (w_n)_{\max}$, $(w_n)_{\max}$ 为 w_n 的最大值。

1.3 模型验证

为验证本文提出的计算方法，取文献[12]和文献[18]的大长径比柔性立管在剪切流中的 VIV 试验为验证对象(图 1)，模型的主要结构参数见表 1，边界条件为两端铰支。

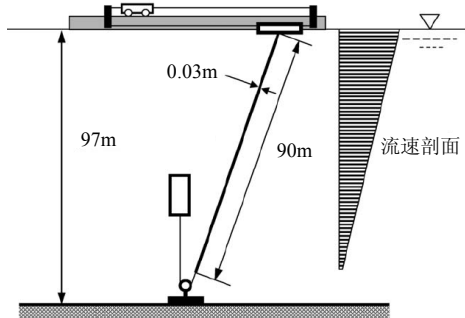


图 1 剪切流中的立管涡激振动试验(Huse et al. 1998)

Fig.1 Riser VIV experiment in shear flow (Huse et al. 1998)

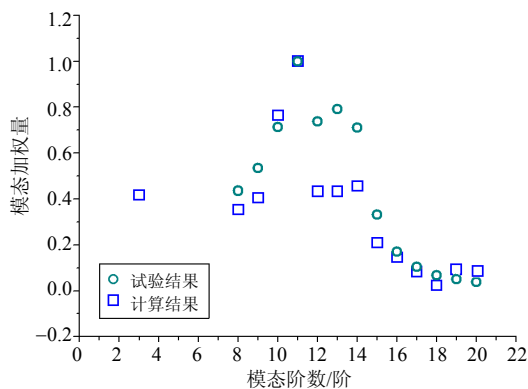
表 1 试验模型的主要结构参数

Table 1 Structure parameters of the test model

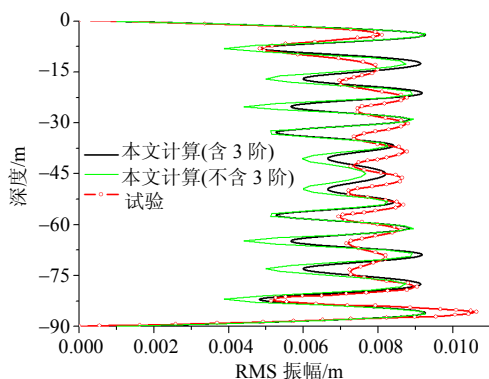
长度/m	内径/m	外径/m	弹性模量/(N/m ²)	密度/(kg/m ³)	顶端张力/N
90	0.026	0.03	2.1×10^{11}	3211	3700

图 2、图 3 和表 2 分别给出了最大流速为 0.54m/s、1.14m/s 时的锁频模态以及位移响应。

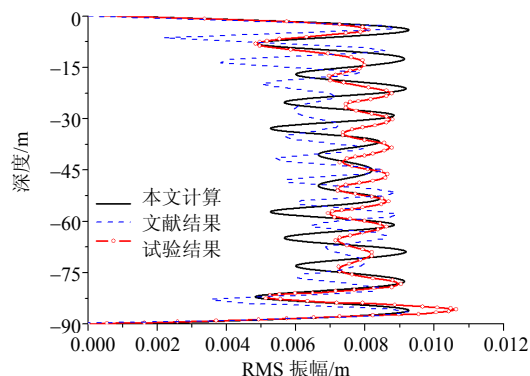
当最大流速 0.54m/s 时，由图 2(a)可见振动主导模态为 11 阶，计算与试验一致；参与模态 8 阶~20 阶计算与试验一致，但是计算多一个 3 阶模态。分析原因，试验数据处理时进行了模态截断，只取 8 阶~30 阶，所以不能识别出低于 8 阶的模态。而从图 2(b)和表 2 的 RMS 振幅平均值可以看出包含 3 阶模态的结果与实验更吻合，如果去除 3 阶模态，与试验值的误差从 1.9% 增大到 7.0%。另外，图 2(a)显示第 12 阶、第 13 阶、第 14 阶这 3 阶模态加重量低于试验值，这也是因为试验数据处理时截断了 8 阶以下模态，而计算中多出的 3 阶模态加重量较大，从而造成了其它模态的加重量降低。



(a) 模态加权 \bar{w}_n 的比较



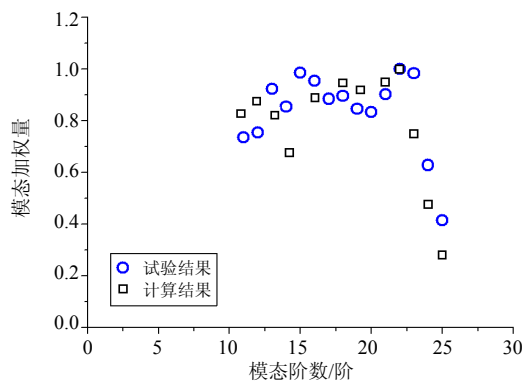
(b) RMS 振幅的计算结果



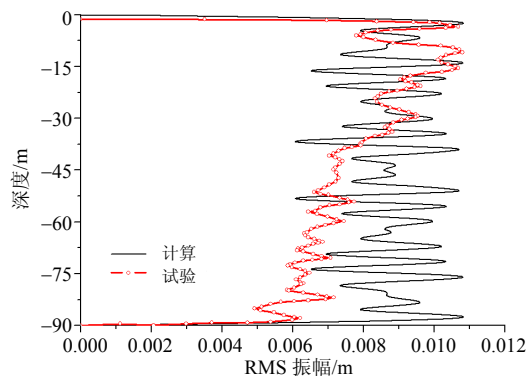
(c) RMS 振幅的对比

图 2 最大流速为 0.54m/s 时的立管响应

Fig.2 Riser VIV response at 0.54m/s flow velocity



(a) 模态加权 \bar{w}_n 的比较



(b) RMS 振幅的对比

图 3 最大流速为 1.14m/s 时的立管响应

Fig.3 Riser VIV response at 1.14m/s flow velocity

表 2 响应振幅及模态参与情况
Table 2 Response amplitude and modes

	流速 0.54/(m/s)				流速 1.14/(m/s)			
	RMS 平均值/($\times 10^{-3}$ m)	误差/(%)	主导模态/阶	参与模态/阶	RMS 平均值/($\times 10^{-3}$ m)	误差/(%)	主导模态/阶	参与模态/阶
计算	7.21(含 3 阶) 6.81(不含 3 阶)	1.9(含 3 阶) 7.3(不含 3 阶)	11	3, 8~15	8.60	15.1	22	10~25
试验	7.35		11	8~15	7.47		22, 15	10~25
文献结果	6.83	7.0	13					

图 2(c)、表 2 给出了 RMS 振幅与试验、其它尾流振子模型^[20]的对比。可以看出本文结果与试验更吻合,误差从 7.0%降低到 1.9%;而且振动的主导模态与试验一致为 11 阶,而文献[20]的主导模态是 13 阶。

当流速为 1.14m/s 时,由图 3(a)可见锁频模态的计算结果与试验一致均为 10 阶~25 阶,主导模态均为 22 阶。而从图 3(b)的 RMS 振幅看尽管在激振区附近(水深 0m~30m)振幅与试验比较吻合,但是整体响应平均值偏高,误差 15.1%,分析其原因,因为计算中假设响应为驻波共振,沿结构展向没有衰减,而从试验曲线可以看到立管底部有较明显的振动衰减,即有行波效应存在。

2 应用与结果分析

2.1 海流和内波流作用下的涡激振动

立管的主要性能参数见表 3,边界条件为底端铰支,顶端沿结构轴向滑动支持。作用流场主要考虑内波的水平波致流^[3,5],另外作为对比也考虑了海流作用。内波和海流的流速剖面见图 4,内波的分布深度 0m~2100m,在水深 0m~200m 的范围内波的流速约 0.40m/s,在水深 200m~2100m 的范围流速很小,平均值约 0.08m/s;海流的分布深度 0m~1000m,在海面的最大流速为 1.45m/s。

首先计算了立管的固有振动频率(图 5),图 5 中还给出了各阶模态对应的 Strouhal 速度 $V_{St}^n = f_n D / S_t$,通常对于刚性短圆柱 $S_t = 0.20$,考虑到本算例中立管的长径比高达 10^3 ,所以取 $S_t = 0.17$ ^[18]。内波和海流作用的锁频模态分别为 2 阶~5 阶和 1 阶~12 阶(表 4),立管的涡激振动 RMS 位移和 RMS 应力结果见表 4 和图 6,这里的位移和应力均采用无量纲形式,即位移为 Y/D ($D=0.53$ m,取的立管外径)和应力 σ / σ_{max} (最大应力 $\sigma_{max} = 2.35 \times 10^6$ Pa)。由表 4 和图 6 可见,内波其引起的涡激振动的振幅和应力均低于海流作用,其原因主要是由于内波的大流速作用区域长度

(水深 0m~200m)小于海流的作用长度(0m~1000m),也就是说模态的激振长度较小,因此系统的有效质量(式(11))和有效阻尼(式(12))较大,从而使得响应偏低。

表 3 立管主要设计参数
Table 3 Parameters of riser

外径/m	内径/m	长度/m	密度/(kg/m ³)	弹性模量/Pa	预张力/N
0.53	0.425	3000	5.82×10^2	2.10×10^{11}	3.20×10^7

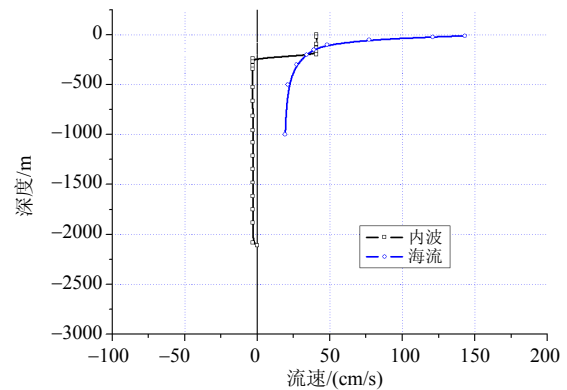


图 4 流速沿水深的分布示意图
Fig.4 Flow velocity profile

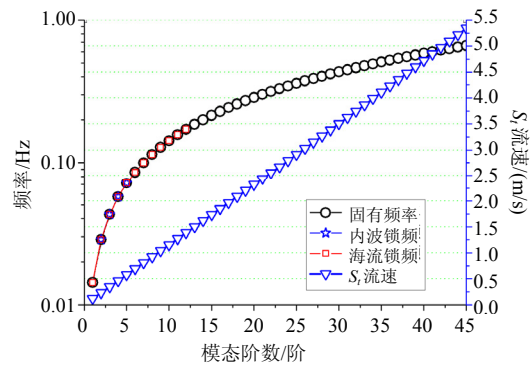


图 5 立管的固有振动频率及 S_t 速度曲线
Fig.5 Riser natural frequency and the S_t velocity

表 4 内波、海流作用下的涡激振动响应

Table 4 Response undergoing internal wave-induced flow and sea current

锁频模态/阶	RMS 振幅 平均值	RMS 振幅 最大值	RMS 应力		
			平均值	最大值	
内波	2~5	0.132	0.185	0.287	0.388
海流	1~12	0.217	0.251	0.764	1.00

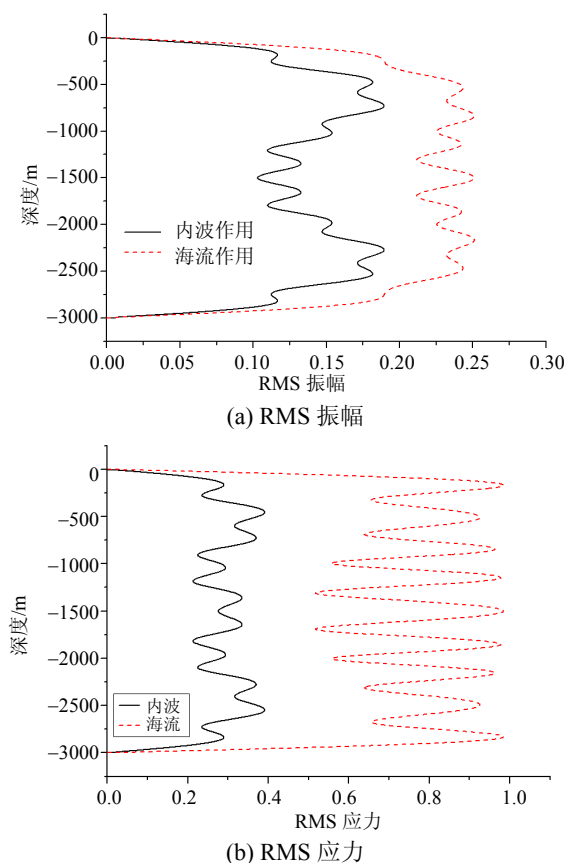


图 6 海流和内波作用下的响应

Fig.6 Response under wave-induced flow and sea current

2.2 流速的大小对响应的影响

为考察内波流速的大小对立管响应的影响,保持流速沿水深方向的速度剖面形状,只改变流速的大小,即取海面处的最大流速变化范围 0.1m/s~2.0m/s,其它水深的速度依照图 4 的剖面形状按比例地放大(或减小)。图 7 给出了立管平均 RMS 振幅响应随速度的变化。

由图 7(a)可以看出随着流速的增大,振幅的总体变化趋势是增大的,但是并非单调平稳增长,存在振幅的上下波动(例如, $V=0.6\text{m/s}$, 1.5m/s , 2.0m/s 时)。另外,振幅响应大致分两个区间:最大速度为 $0.1\text{m/s}\sim 1.0\text{m/s}$ 的区间内,振幅在 $0.08\sim 0.27$ 范围内;而在最大速度 $1.2\text{m/s}\sim 2.0\text{m/s}$ 的区间内,振幅响应有一个跃升,增大到 $0.55\sim 0.72$ 。分析响应跃升的原因:当流速增大到一定程度时,原本速度很小没有激振模态的区域(水深 $200\text{m}\sim 2100\text{m}$)激发了新的低阶模态,激励区域的总体长度明显增长,从而使得结构的总体响应增大。

图 7(b)表明随着流速的增大,平均 RMS 应力比较平稳地增大。因为随着流速的增大,不断地激发出新的高阶模态,高阶模态的变形曲率大、应力

高,因此结构的总体应力响应也不断的增大。需要注意的是,随着内波流速增大,立管涡激振动的应力增高同时伴随振动频率上升(高阶模态的频率高),这将对结构的疲劳寿命产生较大的影响,在实际海洋工程中的立管设计工作中应当给予重视。

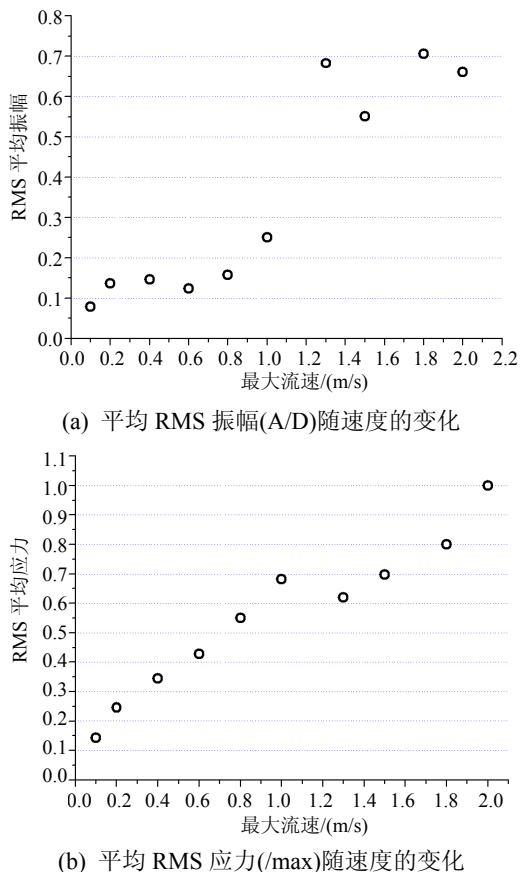


图 7 响应随内波流速的变化

Fig.7 Vortex-induced vibration response versus flow velocity

3 结论

本文基于模态能量的理论,建立了多模态涡激振动响应的计算模型。深水平台立管在内波的波致剪切流作用下的涡激振动响应的计算结果表明:

(1) 本算列中由于内波的激振区域小于海流的激振区域,因此,在设计状态下内波引起的涡激振动响应低于海流引起的响应。

(2) 随着内波的波致流速的增大,振幅响应趋于增大;而且当流速增大到一定程度时,由于新的锁频模态被激发,激励区域的长度明显增长,结构的总体响应有明显的跃升。

(3) 随着流速的增大,不断地激发出高阶锁频模态,从而应力响应平稳增大;这种高应力响应的频率也高,将对结构的疲劳寿命带来较大影响,需要在实际工程的立管设计中加以重视。

参考文献:

- [1] 郭朴, 方文东, 于红兵. 近海陆架区内潮观测研究进展[J]. 地球科学进展, 2006, 21(6): 617—624.
Guo Pu, Fang Wendong, Yu Hongbing. Progresses in the observational studies of internal tide over continental shelf [J]. Advances in Earth Science, 2006, 21(6): 617—624. (in Chinese)
- [2] 方文东, 施平, 龙小敏, 毛庆文. 南海北部内孤立波的现场观测[J]. 科学通报, 2005, 50(13): 1400—1404.
Fang Wendong, Shi Ping, Long Xiaomin, Mao Qingwen. Field observations of internal solitary waves in the South China Sea [J]. Chinese Science Bulletin, 2005, 50(13): 1400—1404. (in Chinese)
- [3] 王延涛, 周济福. 南海内孤立波的演化规律和流场特征[D]. 北京: 中国科学院力学研究所, 2009.
Wang Yantao, Zhou Jifu. Modeling evolution of internal solitary waves and induced flow field in the South China Sea [D]. Beijing: Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, 2009. (in Chinese)
- [4] 李家春. 水面下的波浪-海洋内波[J]. 力学与实践, 2005, 27(2): 1—6.
Li Jiachun. Billow under the sea surface-internal waves in the ocean [J]. Mechanics and Engineering, 2005, 27(2): 1—6. (in Chinese)
- [5] Zhou Jifu, Wang Yantao. Modeling evolution of internal waves in South China Sea [C]. Proceedings of the 3th International Conference on Estuaries & Coasts, Sendai, Japan, IAHR Press, 2009.
- [6] Chen Weimin, Zhang Liwu, Li Min. Prediction of vortex-induced vibration of flexible riser using an improved wake-oscillator model [C]. Proceedings of the ASME 28th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering OMAE2009, Honolulu, Hawaii, USA, ASME Press, 2009.
- [7] Lyons G J, Patel M H. A prediction technique for vortex induced transverse response of marine risers and tethers [J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 111(3): 467—487.
- [8] 陈伟民, 王艺. 张力和流场分布对张力腿涡激振动响应的影响分析[J]. 中国造船, 2004, 45(增刊): 226—231.
Chen Weimin, Wang Yi. Effects of tension and flow distribution on the vortex-induced vibration of TLP tethers [J]. Shipbuilding of China, 2004, 45(Sup.): 226—231. (in Chinese)
- [9] 葛斐, 惠磊, 洪友士. 水中悬浮隧道锚索在剪切流中的涡激响应[J]. 中国科学院研究生院学报, 2007, 24(3): 352—356.
Gei Fei, Hui Lei, Hong Youshi. Vortex-induced vibration of submarine floating tunnel undergoing shear flow [J]. Journal of the Graduate School of the Chinese Academy of Sciences, 2007, 24(3): 352—356. (in Chinese)
- [10] Bokaian A. Lock-in prediction of marine risers and tethers [J]. Journal of Sound and Vibration, 1994, 175(5): 607—623.
- [11] 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.
- [12] Huse E, Kleiven G, Nielsen F G. Large scale model testing of deep sea risers [C]. Proceedings of the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, Write Librarian, 1998, OTC 8701.
- [13] Huse E, Kleiven G, Nielsen F G. VIV-induced axial vibration on deep sea risers [C]. Proceedings of the Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, Write Librarian, 1999, OTC 10932.
- [14] Dong S, Karniadakis G E. DNS of flow past a stationary and oscillating cylinder at $Re=10000$ [J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 20: 519—531.
- [15] Al-Jamal H, Dalton C. Vortex induced vibrations using large Eddy Simulation at a moderate Reynolds number [J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19: 73—92.
- [16] Yamamoto C T, Meneghini J R, Saltara F. Numerical simulations of vortex-induced vibration on flexible cylinders [J]. Journal of Fluids and Structures, 2004, 19: 467—489.
- [17] Vandiver J K. A Universal reduced damping parameter for prediction of vortex-induced vibration [C]. Proceedings of the 20th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE 2002, Oslo, Norway, ASME Press, 2002.
- [18] Lie H, Kaasen H K. Modal analysis of measurements from a large-scale VIV model test of a riser in linearly sheared flow [J]. Journal of Fluid and Structures, 2006, 22: 557—575.
- [19] Wang Yi, Chen Weimin, Lin Mian. Study on the variation of added mass and its application to the calculation of amplitude response for a circular cylinder at lock-in [J]. China Ocean Engineering, 2007, 21(3): 429—437.
- [20] Xu W H, Zeng X H, Wu Y X. High aspect ratio (L/D) riser VIV prediction using wake oscillator model [J]. Ocean Engineering, 2008, 35: 1769—1774.