

文章编号: 1000-4750(2010)Sup.I-0294-05

# FDPSO 立管涡激振动响应分析

\*雷 松, 张文首, 赵 岩, 岳前进

(大连理工大学工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁, 大连 116024)

**摘 要:** 基于 FDPSO 的概念设计原理, 建立了立管系统的力学模型, 运动方程的张力作用项中考虑了立管的自重和 FDPSO 垂荡运动的影响, 流的作用力简化为涡激作用产生的周期性升力和阻尼力两部分。应用 Galerkin 法和 4 阶龙格库塔法求解上述非线性运动方程, 重点分析了 FDPSO 垂荡运动对涡激振动的影响。数值结果表明: 当垂荡运动频率引发的参数共振和涡激谐振共同发生时, 立管有最大振幅的稳定响应; 深海条件下, 立管高阶振型响应在总位移中占有一定比重, 对总弯矩及剪力分布有重要影响; 而垂荡运动的振幅改变对立管的涡激振动影响不大。

**关键词:** FDPSO; 立管; 垂荡运动; 涡激振动; 参数共振

**中图分类号:** TU311.3 **文献标识码:** A

## INFLUENCE OF HEAVE MOTION ON VORTEX-INDUCED VIBRATIONS OF FDPSO RISERS

\*LEI Song, ZHANG Wen-shou, ZHAO Yan, YUE Qian-jin

(State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian, Liaoning 116024, China)

**Abstract:** Based on the conceptional design of FDPSO, the mechanical model and partial differential governing equation of risers are presented. Riser's top tension is variable with time because of FDPSO heave motion and it also changes with axial considered gravity. The fluid force expression includes both the vortex-shedding effect and fluid damping force. The nonlinearly equation is solved through numerical method. The dynamic analysis is done to research the influence of parametric excitation to vortex-induced vibrations rooted from FDPSO heave motion. The comparison of the results of three special working cases reflects that risers have large response under the combined action of "lock in" and parametric resonance; the higher modes response have quite a little proportion in total displacement especially in the bending moment and shearing force; the amplitude of heave motion has little effect on the vibrations.

**Key words:** FDPSO; riser; heave motion; vortex-induced vibration; parametric resonance

浮式钻井生产储卸系统 (Floating Drilling Production, Storage and Offloading system, FDPSO) 是一种新型的深海石油开发结构。它的基本概念是在 FPSO 中建造月池, 增加一个 TLP 钻井平台, 使其增加钻探功能<sup>[1-3]</sup>。由于这种设计既保持了 FPSO 的经济性和灵活性, 又保持了 TLP 适应深海采油的

良好动力特性<sup>[4]</sup>, 从而能适应更深的工作海域, 在西非、墨西哥湾、中国南海等海域有着广阔的应用前景。

为了保证钻探工作的顺利进行, 立管的安全是设计的关键问题之一。由波浪、海流引起的立管横向涡激振动在设计中显得尤为重要, 国内外学者在

收稿日期: 2009-03-26; 修改日期: 2009-12-18

基金项目: 国家科技重大专项项目(2008ZX05026-06-03)

作者简介: \*雷 松(1982—), 男, 河南南阳人, 博士生, 主要从事海洋结构动力学研究(E-mail: leisong@mail.dlut.edu.cn);

张文首(1963—), 男, 辽宁大连人, 教授, 博士, 硕导, 主要从事海洋平台的振动与控制研究(E-mail: wszhang@dl.cn);

赵 岩(1974—), 男, 吉林公主岭人, 副教授, 博士, 硕导, 主要从事工程结构随机动力学研究(E-mail: yzhao@dlut.edu.cn);

岳前进(1958—), 男, 辽宁大连人, 教授, 博士, 博导, 主要从事海洋工程及海冰研究(E-mail: yueqj@dlut.edu.cn).

这方面做了大量工作。Iwan 和 Blevins<sup>[5-6]</sup>通过假设一个流体变数,由动量方程导出了尾流振子模型的数学表达式,给出了用于二维流场弹性支撑刚性圆柱体的尾流振子模型,并进一步提出了预测非均匀流的圆柱体涡激动力响应的方法。董艳秋等<sup>[7]</sup>采用多项伽辽金法和综合数值解法,以 Conoco's Hutton 张力腿平台为例,对于波流联合作用下张力腿涡激响应进行了研究。郭海燕等<sup>[8]</sup>以浅海固定式平台上的弹性立管为例,研究其在内部流动和外部波浪、海流共同作用下的动力特性及涡激振动响应。徐万海等<sup>[9]</sup>采用非线性梁模型,分析了张力腿轴向与流向的耦合效应及平台运动对张力腿的作用。

本文针对 FDPSO 的立管系统,根据其设计特点提出了简化力学模型,建立了立管的非线性偏微分振动方程,采用数值方法进行求解,主要研究 FDPSO 本体的垂荡运动频率及幅值对立管涡激振动的影响。

## 1 运动方程及其求解

### 1.1 非线性运动方程

立管可以简化为弹性梁模型,保留梁理论中的平面假设。如图 1 建立坐标系,坐标原点设在下端, $z$ 轴向上,流沿  $x$ 轴正向传播。立管的横向运动微分方程为:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial z^4} - \frac{\partial}{\partial z} \left( T(z,t) \frac{\partial y}{\partial z} \right) + c \frac{\partial y}{\partial t} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = F_y(z,t) \quad (1)$$

其中:  $EI$  代表弯曲刚度;  $T(z,t)$  代表总张力;  $c$  为结构粘性阻尼系数;  $m$  为单位长度结构质量;  $F_y(z,t)$  为沿  $y$  方向每单位长度上流体的总作用力。

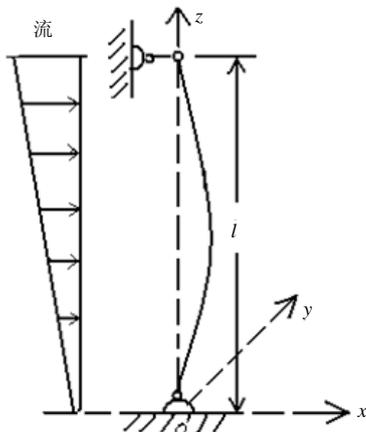


图 1 立管简化模型及坐标系

Fig 1 Mechanical model and reference frame of a riser

### 1.2 总张力、流体作用力及边界条件的表达式

在 FDPSO 的设计中,立管的张力由置于 FDPSO 外部的配重提供,配重和立管由绕过滑轮的钢索相连接,滑轮安置在 FDPSO 本体上(如图 2)。FDPSO 的垂荡运动影响配重的平衡状态,从而引起立管张力的变化。

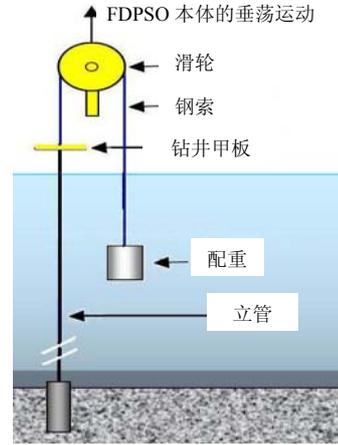


图 2 FDPSO 张力系统示意图

Fig 2 Sketch of the FDPSO tension system

为求解立管的张力引入以下假设:

1) FDPSO 的垂荡运动可表示为三角函数的形式,即:

$$Z_F = A \cos \omega t \quad (2)$$

2) 忽略由于张力变化引起的立管轴向长度的改变。

3) 忽略流体对配重运动的阻尼作用。

配重的运动可表示为:

$$Z = 2A \cos \omega t \quad (3)$$

在上述假设前提下,同时考虑 FDPSO 的垂荡运动和立管自身重量的影响,立管的顶部张力表示为:

$$T(z,t) = M_w g - G_D - 2M_w A \omega^2 \cos \omega t - mg(l-z) = T_0 + mgz - 2M_w A \omega^2 \cos \omega t \quad (4)$$

其中:  $M_w$  表示配重的质量;  $G_D$  表示钻井甲板的重力;  $l$  表示立管的总长度;  $T_0 = M_w g - G_D - mgl$  表示静张力;  $\omega$  为 FDPSO 的垂荡运动频率;  $A$  为垂荡运动幅值。

$F_y(z,t)$  由涡流串作用产生的升力  $F_L(z,t)$  和立管由于横向运动而产生的流体阻力  $F_r(z,t)$  两部分而成,即:

$$F_y(z,t) = F_L(z,t) - F_r(z,t) \quad (5)$$

$$F_L(z,t) = \frac{1}{2} \rho D V_c^2 C_L \cos \omega_s t \quad (6)$$

式中： $\rho$ 为海水密度； $D$ 为立管的直径； $C_L$ 为升力系数； $\omega_s$ 为涡激圆频率。

设流速 $V_c$ 沿水深为直线变化，可表示为：

$$V_c = a + bz \quad (7)$$

$F_r(z, t)$ 可用Morsion公式表示为：

$$F_r(z, t) = \frac{1}{2} \rho C_d D \dot{y} |\dot{y}| + \frac{\pi D^2}{4} \rho C_a \ddot{y} = \frac{\rho D}{2} C_d \dot{y}^2 \operatorname{sgn}(\dot{y}) + m^* \ddot{y} \quad (8)$$

式中： $m^* = \frac{\pi D^2}{4} \rho C_a$ ； $\operatorname{sgn}(\dot{y}) = \begin{cases} 1, & \dot{y} > 0 \\ -1, & \dot{y} < 0 \end{cases}$ ； $C_d$ 、

$C_a$ 分别为流体阻尼系数和附加质量系数。

立管两端为简支，则边界条件可表示为：

$$\begin{cases} y(0, t) = y(l, t) = 0 \\ \frac{\partial^2 y(0, t)}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 y(l, t)}{\partial z^2} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

### 1.3 方程的数值求解方法

由于式(8)中含有 $\dot{y}$ 的平方项，因此式(1)为非线性偏微分方程。由Galerkin法可将方程化为常微分方程组，根据边界条件式(9)，可将横向位移 $y(z, t)$ 展开为振型的级数形式，即：

$$y(z, t) = \sum_{n=1}^{\infty} y_n(t) \sin \frac{n\pi z}{l} \quad (10)$$

将式(10)代入式(1)中，采用Galerkin法可得如下方程组：

$$\ddot{y}_n + \left[ \omega_{Bn}^2 + \omega_{Cn}^2 - \left( \frac{n\pi}{l} \right)^2 \frac{2}{\bar{m}} A M_w \omega^2 \cos \omega t \right] y_n + \frac{C_n}{\bar{m}} \dot{y}_n = \frac{2C_L}{\bar{m}} L_n \cos \omega_s t - \frac{2}{\bar{m}} D_n - \frac{1}{\bar{m}} \left( \frac{n\pi}{l} \right)^2 K_n, \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (11)$$

式(11)中方程组的具体个数与 $n$ 的取值有关， $n$ 越大计算越繁琐，可根据计算精度需要取值。

其中： $\omega_{Bn}^2 = \left( \frac{n\pi}{l} \right)^4 \frac{EI}{\bar{m}}$ ； $\omega_{Cn}^2 = \left( \frac{n\pi}{l} \right)^2 \frac{T_0}{\bar{m}}$ ； $\bar{m} =$

$m + m^*$ ； $L_n$ 为海洋流体的作用项，可表示为

$L_n = \int_0^l K_L(z) \sin \frac{n\pi z}{l} dz$ ； $C_n$ 为结构粘性阻尼系数，

$C_n = 2\bar{m}(\omega_{Bn}^2 + \omega_{Cn}^2)^{1/2} \zeta$ ， $\zeta$ 为结构阻尼比； $D_n$ 、 $K_n$ 为方程组的耦合项， $D_n$ 为Morsion公式中的二次项，其具体形式可参考文献[7]。 $K_n$ 为重力的作用项，可表示为：

$$K_n = \frac{mg}{l} \int_0^l z \left( \sum_{i=1}^{\infty} y_i \sin \frac{i\pi z}{l} \right) \sin \frac{n\pi z}{l} dz$$

对于互相耦合的方程组式(11)，由前一时刻中 $\dot{y}(z, t)$ 的数值确定 $D_n$ 、 $K_n$ 后，即可进行解耦，可用4阶龙格库塔法对方程组进行逐步求解 $y_n(t)$ 。

求得立管的位移后，进一步可以求出立管所受的弯矩和剪力，表达式如下：

弯矩表达式：

$$M(z, t) = EI \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} = -EI \sum_{n=1}^{\infty} \left( \frac{n\pi}{l} \right)^2 y_n(t) \sin \frac{n\pi z}{l} \quad (12)$$

剪力表达式：

$$Q(z, t) = EI \frac{\partial^3 y}{\partial z^3} = -EI \sum_{n=1}^{\infty} \left( \frac{n\pi}{l} \right)^3 y_n(t) \cos \left( \frac{n\pi z}{l} \right) \quad (13)$$

当涡激频率 $\omega_s$ 与立管的固有频率接近时，会产生谐振现象，也称为“锁定”；FDPSO的垂荡运动频率 $\omega$ 与立管的固有频率成倍数关系时，会引起参数共振现象<sup>[10]</sup>。本文主要讨论式(11)中的 $\omega$ 及 $A$ 对立管非线性方程解的影响。

## 2 数值模拟

### 2.1 计算模型参数

根据文献[11]中西非某海域FDPSO设计参数为例进行相关计算分析，计算所需参数如下：流速系数 $a = 0.1 \text{ m/s}$ ， $b = 0.875 \times 10^{-3} \text{ /s}$ ；水流体密度 $\rho = 1.025 \text{ t/m}^3$ ；流体升力系数 $C_L = 1.5$ ；流体阻尼系数 $C_d = 0.6$ ；结构阻尼比 $\zeta = 1.8 \times 10^{-3}$ 。设计配重 $M_w = 1600 \text{ t}$ ，设计钻井甲板1/4重为35t，立管参数见表1。

表1 立管的主要计算参数

Table 1 Riser parameters used in the numerical calculations

参数名称	值
总长度 $l/\text{m}$	1350
外径 $D/\text{m}$	0.66
壁厚 $t/\text{m}$	0.033
单位长度质量 $m/(\text{t/m})$	0.51
附加质量系数 $C_a$	1
弯曲刚度 $EI/(\text{kN}\cdot\text{m}^2)$	$6.275 \times 10^5$
静张力 $T_0/\text{kN}$	8590
固有频率 $\omega/(\text{rad/s})$	0.2325

### 2.2 数值计算结果分析

研究FDPSO垂荡运动频率对立管涡激振动的影响，在垂荡幅值 $A=1$ 时，取以下3种工况分析：工况1， $\omega_s = 0.3$ ， $\omega = 2\omega_1 = 0.4272$ 即参数共振发生；工况2， $\omega = 2\omega_s = 2\omega_1$ ，即涡激谐振和参数共振同

时发生；工况 3， $\omega_s = \omega_1$ ， $\omega = 2.3\omega_1$ ，即涡激谐振发生。

图 3 给出了 3 种工况下的第 1 阶振型的时程响应，从中可以看出在工况 2 条件下，即涡激谐振和参数振动共同发生时，立管产生最大振幅的稳定响应，对立管安全影响最大，因此需对工况 2 作进一步分析。

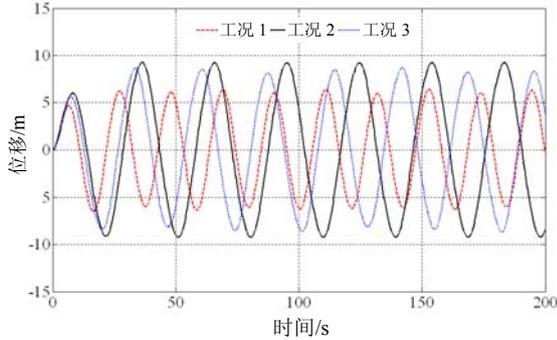


图 3 不同工况下第 1 阶振型的时程响应

Fig 3 First mode time history response under 3 different cases

图 4 给出了工况 2 条件下前 4 阶振型的时程响应曲线。从图 4 可以看出，第 1 阶振型动力响应  $y_1$  最大，比  $y_4$  要大很多，而  $y_2$ 、 $y_3$  与  $y_1$  在同一个量级，其幅值在总响应幅值中占有一定比重，不可忽略，这与文献[4]中浅水( $\leq 500m$ )立管的首谐振动第 1 阶振型占绝对主导作用有所不同。

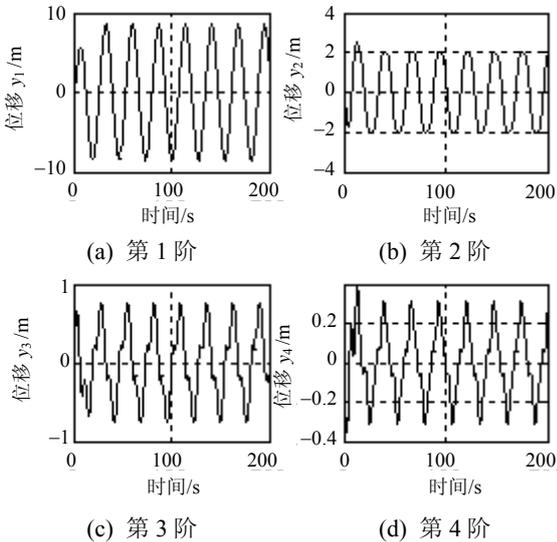


图 4 工况 2 时前 4 阶振型的时程响应

Fig 4 The mode time history response under case 2

图 5 给出了前 4 阶振型的弯矩响应和剪力响应，计算表明，虽然第 1 阶振型位移响应最大，但其产生的弯矩和剪力响应不一定最大，且随着振型数数目增大，弯矩和剪力响应幅值衰减不是很明显，具体原因可参见式(12)、式(13)。如果要更准确

的计算弯矩和剪力的情况，在用 Galerkin 法计算时需要选用足够多的项数，这样相应就加大了计算的繁琐程度；若只计算位移响应，取 4 项即可得到比较满意的结果。

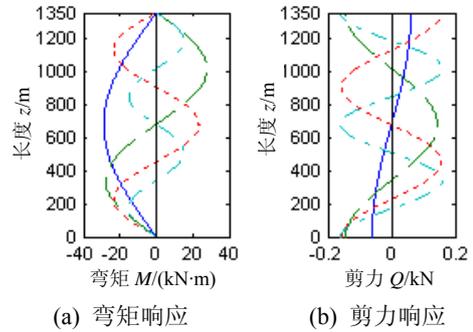


图 5 工况 2 时前 4 阶振型的弯矩和剪力响应  
Fig.5 Modal bending moments and modal shear forces under case 2

图 6 给出了工况 2 时立管各参数的最大响应的包络线图像。从图 6(a)位移包络线图像可以看出，最大位移发生在立管的中点 675m 处，最大幅值为 9.34m。由于本文计算时只取前 4 项，总弯矩和总剪力的计算数值精度不够，但大致可以反映弯矩和剪力的分布趋势。从图 6(b)弯矩包络线图可以看出，最大弯矩近似出现在立管 1100m 处，弯矩幅值为 303.44kN·m，且在 200m—920m 的中间地带弯矩幅值均较大，约在 180kN·m。从图 6(c)剪力包络线图可以看出最大剪力出现在立管的两端，顶端最大约为 1.98kN，底端为 1.18kN。

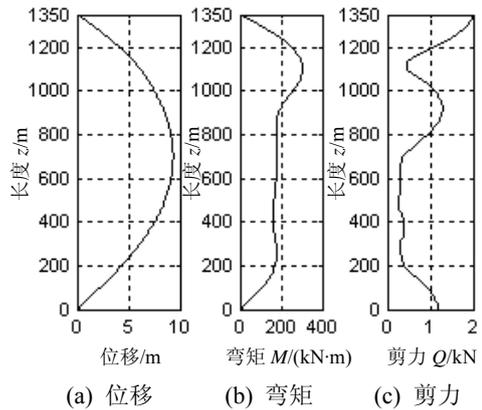


图 6 工况 2 时最大响应包络线  
Fig.6 Envelop curve of the response under case 2

为了研究 FDPSO 垂荡运动幅值对立管涡激振动的影响，在工况 2 条件下，变化 A 的取值。表 2 给出了 A 在 0.5m—5m 范围内变化时，前 4 阶位移响应的最大幅值及总幅值的变化情况。从表 2 中可

以看出,随着  $A$  的增大,前 3 阶位移响应幅值略有增大,第 4 阶位移响应幅值保持不变;总位移的最大幅值从 10.69m 增大到 11.26m,最大变化率为 5.3%。

表 2 工况 2 时不同 FDPSO 垂荡幅值  $A$  引起的位移响应  
Table 2 Influence of FDPSO heave motion amplitude under case 2

垂荡幅值 $A/m$	位移响应幅值/m				总位移 幅值/m
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	
0.5	9.12	2.08	0.75	0.27	10.69
1	9.22	2.09	0.77	0.27	10.74
2	9.29	2.10	0.82	0.28	10.84
3	9.37	2.11	0.87	0.28	10.96
4	9.45	2.15	0.93	0.28	11.11
5	9.54	2.21	0.99	0.28	11.26

### 3 结论

本文在考虑 FDPSO 本体垂荡运动的基础上,建立了立管的非线性振动方程,用 Galerkin 法和 4 阶龙格库塔法对方程进行时域内求解,通过实例数值分析得出如下结论:

(1) 当 FDPSO 垂荡引起的参数共振和涡激振动共同发生时,立管产生最大振幅的稳定响应。

(2) 深水条件下,立管的高阶振型对总位移响应的影响需引起重视。

(3) FDPSO 垂荡的振幅对立管的涡激振动响应影响不大。

本文的结论建立在两端简支的弹性梁模型基础上,没有考虑 FDPSO 的纵荡运动对立管上边界的影响,且忽略了波浪力的作用,为了更好的模拟工程实际,还需要对模型进行适当改进,这也是下一阶段的工作重点。

#### 参考文献:

[1] Pollack J, Poldervaart L. A surface tree riser tensioning system for FPSOs [C]// Charlie Burton. Proceeding of 2000 Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, OTC 11902, 2000.  
[2] Mamoun Naciri, Naouel Lledo. Non-linear low frequency roll excitation of a rectangular barge [C]//

Faltinsen O M. Proceeding of the 2001 Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference, Rio de Janeiro, Brazil, OMAE-01-1427, 2001.  
[3] Poldervaart L, Pollack J. A dry tree FPDSO unit for Brazilian waters [C]// Ed Stokes. Proceeding of 2002 Offshore Technology Conference, Houston, Texas, USA, OTC 14256, 2002.  
[4] 陈矗立, 范菊, 尤云祥. 深海新型浮式生产钻井储油系统运动分析[J]. 船海工程, 2007, 36(4): 142—145.  
Chen Chuli, Fan Ju, You Yunxiang. Analysis of the motion of a new type of FPDSO in deep sea [J]. Ship and Ocean Engineering, 2007, 36(4): 142—145. (in Chinese)  
[5] Iwan W, Blevins R. A model for vortex-induced oscillations of structures [J]. Journal of Applied Mechanics, 1974, 41(3): 581—586.  
[6] Iwan W. The vortex induced oscillation of non-uniform structure systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1981, 79(2): 291—301.  
[7] Dong Yanqiu, Lou J Y K. Vortex-induced nonlinear oscillation of tension leg platform tethers [J]. Ocean Engineering, 1991, 18(5): 451—464.  
[8] 郭海燕, 王树青, 刘德辅. 海洋环境荷载下输液立管的静、动力特性研究[J]. 青岛海洋大学学报, 2001, 31(4): 605—611.  
Guo Haiyan, Wang Shuqing, Liu Defu. Study on static and dynamical analysis of a marine riser conveying flowing fluid subjected to environmental loads [J]. Journal of Ocean University of Qingdao, 2001, 31(4): 605—611. (in Chinese)  
[9] 徐万海, 曾晓辉, 吴应湘. 海洋平台张力腿非线性动力响应[J]. 海洋工程, 2008, 26(2): 11—16.  
Xu Wanhai, Zeng Xiaohui, Wu Yingxiang. Nonlinear dynamic response of the tendon [J]. The Ocean Engineering, 2008, 26(2): 11—16. (in Chinese)  
[10] 亢战, 钟万勰. 斜拉桥参数共振问题的数值研究[J]. 土木工程学报, 1998, 31(4): 14—22.  
Kang Zhan, Zhong Wanxie. Numerical study on parametric resonance of cable in cable stayed bridge [J]. China Civil Engineering Journal, 1998, 31(4): 14—22. (in Chinese)  
[11] Jack Pollack, Mamoun Naciri, Leen Poldervaart. The tension leg deck from drawing board to numerical design tools [C]// Terrell M Jones. Proceeding of the 2000 Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, USA, OMAE-00-4001, 2000.