深水张力腿平台与系泊系统的耦合动力响应

徐万海, 曾晓辉, 吴应湘, 刘家悦
(中国科学院 力学研究所,北京 100190)

摘 要: 把张力腿简化为非线性梁结构,运用 Hamilton原理,推导出平面情况下平台本体与张力腿系泊系统的耦合运动方程及边界条件;分析了不同流场条件下,两种不同张力腿模型 (非线性梁和无质量弹簧模型)对平台动力响应预测结果的影响;分析结果表明:随着流场条件的不同,采用不同的张力腿简化模型得到的平台动力响应预测结果具有明显的不同。阐明了两种模型所得结果产生差异的原因。

关键词: 张力腿平台;张力腿;非线性振动;Hamilton原理;Morison方程
中图分类号: TV312 **文献标识码**: A

我国是一个海洋大国,有着近 500万 km^2的海域,周边深水海域蕴藏着丰富的石油天然气资源,对这部分区域的深入开发,可以很好的缓解现阶段我国石油和天然气供应不足的问题。随着油气开采作业水深的增加,传统的导管架平台和重力式平台的自重及工程造价会大幅度的增加,均已不适合深海作业的需要,所以必须发展新型的深海平台[1]。

张力腿平台 (TLP)是一种典型的半顺应、半固定式深海油气开采平台。它主要由平台本体、系泊系统 (张力腿)和锚固基础三大部分组成 (如图 1所示)。在波浪,海流作用下 TLP会产生明显的纵荡、横荡、垂荡、横摇、纵摇、首摇等 6自由度运动,因此其动力响应分析是海洋工程力学中的一个重要问题。国际上许多学者开展了相关研究。Lee等[2-4]采用线性的缆线模型简化张力腿,分析了仅考虑纵荡和垂荡两个自由度的平台本体与张力腿系统的耦合动力响应。

Adrezin等[5,6]研究了单柱张力腿平台与张力腿的耦合动力响应,把张力腿简化为非线性梁结构,并仅考虑平台纵荡和垂荡两个自由度。曾晓辉等[7]考虑平台有限振幅运动引起的多种非线性因素,把张力腿简化为无质量的弹簧,研究了张力腿平台的动力响应。Chandrasekaran和 Jain[8,9]计算了三角形和四边形平台的动力响应,并对这两种形式 TLP平台动力响应的数值解进行了比较,张力腿模型采用的也是无质量的弹簧模型。

综上所述,在平台本体与张力腿系统的耦合动力响应研究中,大多忽略张力腿的弯曲和质量,张力腿被简化为无质量的弹簧结构,不考虑张力腿自身所受的流体载荷作用;虽然有学者考虑张力腿弯曲,把张力腿模型化为非线性梁,但仅研究了平台纵荡和纵摇两个自由度与张力腿的耦合。目前关于平台纵荡、纵摇和垂荡三个自由度与张力腿耦合作用的研究还很少见,

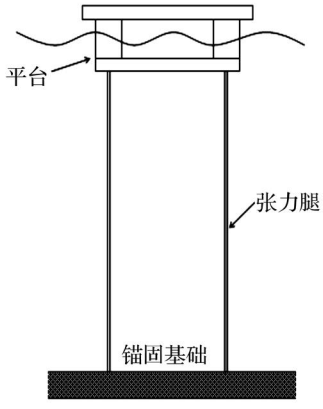

图 1 张力腿平台

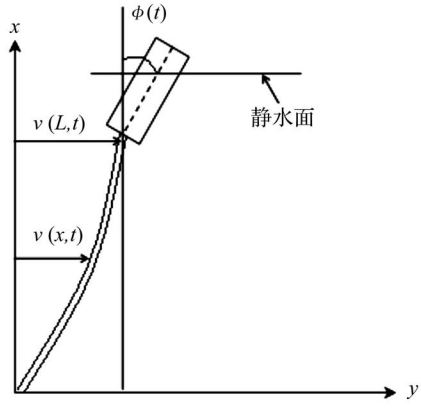

图 2 单柱张力腿平台简化模型

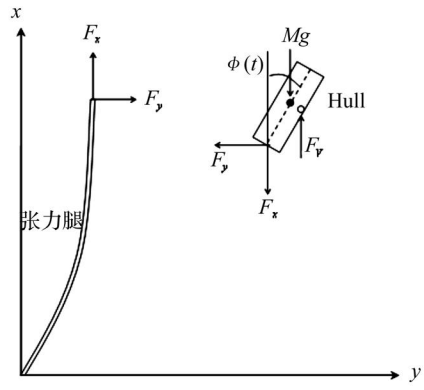

图 3 受力分解图示

而上述两种不同的张力腿模型 (非线性梁和无质量弹簧模型)对平台本体动力响应影响的研究也未见文献报导。有鉴于此,本文研究具有三个自由度的平台本体与张力腿系统之间的耦合作用。平台简化为单个立柱与一个沉箱的组合体 (如图 2所示),张力腿看作非

基金项目: 国家高技术研究发展计划 (863计划) (课题编号 2006AA09Z350)、国家自然科学基金 (课题编号 10702073),中国科学院知识创新工程重要方向项目 (课题编号 KJCX2 - YW - L02),国家自然科学基金重点资助项目 (10532070)资助
收稿日期: 2008 - 03 - 13 修改稿收到日期: 2008 - 06 - 12
第一作者 徐万海 男,博士生,1981年生

线性梁,考虑张力腿轴向与流向之间的非线性耦合效应,根据 Hamilton原理和牛顿定律,推导出平面情况下整个系统的耦合运动方程及边界条件。进一步分析了不同的流场条件下,两种不同的张力腿模型(非线性梁和无质量弹簧模型)对平台动力响应预测结果的影响。

1 平台的运动方程

张力腿平台被看成是具有三个自由度的刚体,以单个立柱外加一个沉箱来简化平台结构,具体受力情况如图 3所示,假设平台的质心与几何中心重合,则质心位置矢量可表示为:

$$\vec{r}(t) = \left(L + u(L,t) + \frac{L_H}{2}\cos\phi\right)\vec{i} + \left(v(L,t) + \frac{L_H}{2}\sin\phi\right)\vec{j} \tag{1}$$

则质心的速度与加速度矢量分别为:

$$\dot{\vec{r}}(t) = v_{0x}\vec{i} + v_{0y}\vec{j} = \left(\dot{u}(L,t) - \frac{L_H}{2}\sin\phi\dot{\phi}\right)\vec{i} + \left(\dot{v}(L,t) + \frac{L_H}{2}\cos\phi\dot{\phi}\right)\vec{j} \tag{2}$$

$$\ddot{\vec{r}}(t) = \alpha_x\vec{i} + \alpha_y\vec{j} = \left(\ddot{u}(L,t) - \frac{L_H}{2}\sin\phi\ddot{\phi} - \frac{L_H}{2}\cos\phi\dot{\phi}^2\right)\vec{i} + \left(\ddot{v}(L,t) + \frac{L_H}{2}\ddot{\phi}\cos\phi - \frac{L_H}{2}\sin\phi\dot{\phi}^2\right)\vec{j} \tag{3}$$

v_{0x}, v_{0y}, α_x, α_y分别为平台质心 x, y方向的速度和加速度, $u(L,t)$, $v(L,t)$分别为张力腿顶端也即平台的底端在 x, y方向的位移, L_H为立柱的长度, Φ为立柱的转角,应用刚体运动学理论,推导平台运动方程:

$$F_{fx} + F_V - Mg - F_x = M_{total}a_x \tag{4}$$

$$F_{fy} - F_y = M_{total}a_y \tag{5}$$

$$J_0\ddot{\phi} = \sum M_0(F) \tag{6}$$

M_{total}为平台质量与水力学附加质量之和 $M_{total} = M + M_{add}$, J_0为立柱绕质心 O的转动惯量, F_x, F_y分别为张力腿系统在 x, y方向给平台本体的作用力, F_{fx}, F_{fy}分别为平台 x, y方向所受的水动力。平台相对于质心 0受到的力矩为:

$$\sum M_0(F) = M(F_{fy}) + M(F_{fx}) + M(F_x) + M(F_y) + M(F_V) \tag{7}$$

$M(F_{fx})$, $M(F_{fy})$分别为 x, y方向的水动力对平台质心 O的力矩, $M(F_V)$为浮力对平台质心 O的力矩, $M(F_x)$, $M(F_y)$分别为张力腿在 x, y方向给平台的作用力对质心 O的力矩。

2 非线性梁张力腿简化模型

随着深海油气开采水深的增加,张力腿轴向与流向之间的非线性耦合效应会变得越来越显著[10]。所以把张力腿简化为非线性梁,考虑了轴向与流向的非线性耦合效应。应用 Hamilton原理及 Kirchhoff假设,推导张力腿的非线性振动方程及相应的边界条件,计算简图如图 3所示,张力腿的势能为:

$$PE = \frac{1}{2}\int_0^L \left[EA\left(u' + \frac{1}{2}v'^2\right)^2 + EIv''^2\right]dx \tag{8}$$

张力腿的动能为:

$$KE = \int_0^L \left[\rho A\left(\dot{u}^2 + \dot{v}^2\right) + \rho I\dot{v}'^2\right]dx \tag{9}$$

令 $\Gamma = KE - PE$,则 Hamilton原理的形式为:

$$\delta\int_{t_i}^{t_f}\Gamma dt + \delta\int_{t_i}^{t_f}W dt = 0 \tag{10}$$

其中 t_i, t_f分别为初始时刻和终端时刻的时间, δW为合外力所做的虚功,可以表示成:

$$\delta W = \int_0^L (f(x,t)\delta v + P(x,t)\delta u)dx + F_x\delta u(L,t) + F_y\delta v(L,t) \tag{11}$$

最终化简得到张力腿非线性振动控制方程:

$$\rho A\ddot{u} - \left(EA\left(u' + \frac{1}{2}v'^2\right)\right)' = P(x,t) \tag{12}$$

$$\rho A\ddot{v} - \left(EA\left(u' + \frac{1}{2}v'^2\right)v'\right)' + (EIv'')'' - \rho I\ddot{v}'' = f(x,t) \tag{13}$$

相应的边界条件:

$$u(0,t) = 0,\ v(0,t) = 0,$$
$$EIv''(0,t) = 0,\ EIv''(L,t) = 0 \tag{14-17}$$

$$EA\left(u' + \frac{1}{2}v'^2\right)\Big|_{L,t} = F_x \tag{18}$$

$$\left[EIv''' - EA\left(u' + \frac{1}{2}v'^2\right)v'\right]'\Big|_{L,t} + F_y = 0 \tag{19}$$

其中“.”代表对时间微分,“′”代表对空间微分, ρ为材料的密度, A为横截面面积, E为材料弹性模量, I为横截面的惯性矩, L为张力腿长度, u, v分别为张力腿轴向与流向的位移, $P(x,t)$, $f(x,t)$分别为轴向与流向单位长度的分布力,其中 $P(x,t)$可以表示成单位长度的浮力与重力的差值:

$$p(x,t) = \rho_f A_f g - \rho A g \tag{20}$$

张力腿流向单位长度的分布力 $f(x,t)$根据 Morison方程进行计算[11]:

$$f(x,t) = -C_A\rho_f A_f(-\ddot{u}v' + \ddot{v}) + C_M\rho_f A_f(\dot{w}_y - w_x v') + C_D\rho_f r_{outer}(\dot{w}_y - w_x v' + \dot{u}v' - \dot{v} + U_c)\,|\dot{w}_y - w_x v' + \dot{u}v' - \dot{v} + U_c| \tag{21}$$

C_A, C_M, C_D分别为附加质量系数,惯性力系数和拖曳力系数, ρ_f为海水密度, A_f为圆柱所占用的水体横截面积, g为重力加速度, r_{outer}为圆柱外半径, U_c为海流流速, w_x, w_y分别为 x, y方向的波浪水质点速度,根据有限水深的 Airy线性波理论[12]

$$w_x = \frac{\pi W_H}{W_T}\frac{\sinh(kx)}{\sinh(kd)}\sin(ky - \omega t) \tag{22}$$

$$w_y = \frac{\pi W_H}{W_T}\frac{\cosh(kx)}{\sinh(kd)}\cos(ky - \omega t) \tag{22}$$

其中 W_H, W_T, k, ω 分别为波高,波浪周期,波数和波浪圆频率。方程(12),(13)与 Han等[10,11]得出的形式完全相同,由于 Han等[10,11]在研究张力腿的动力响应时,没有考虑平台与张力腿的相互作用,同时忽略了平台本体所受的水动力,仅仅把平台简化为点质量,所以本文得到的相应边界条件(14 - 19)与文献[10,11]具有很大的不同,具体的细节请参阅文献[10,11]。

3　平台的水动力

这部分是张力腿平台水动力的计算。平台所受的浮力方向始终铅直向上,并且随时间和空间位置是变化的,同时假设平台纵摇转角足够小,不引起额外的浮力,则:

$$F_V = \rho_f g V_{HS} = \rho_f g\left(\frac{\pi D_H^2}{4}L_{HS} + L_{chen}W_{chen}H_{chen}\right) \tag{24}$$

其中 V_{HS} 为浮体的浸没体积,D_H 为立柱的外径,L_{chen}, W_{chen}, H_{chen} 分别为沉箱的长,宽,高,L_{HS} 为立柱未露出水面的长度:

$$L_{HS} = \frac{d + \eta - L - u(L, t)}{\cos\phi} \tag{25}$$

d 为水深,η 为表面波形,表达式为[12]:

$$\eta = \frac{W_H}{2}\cos(ky - \omega t) \tag{26}$$

浮力相对质心 O 产生的力矩为:

$$M(F_V) = -\rho_f g\frac{\pi D_H^2}{4}\frac{d + \eta - L - u(L, t)}{\cos\phi}\left(l_b - \frac{L_H}{2}\sin\phi\right) \tag{27}$$

l_b 为浮力对平台与张力腿的连接处的力臂,具体的表达式文献[5,6]中已经有过推导:

$$l_b = \frac{D_H^2}{32L_{HS}}\left(2 + \mathrm{tg}^2\phi + \frac{L_{HS}}{2}\right)\sin\phi \tag{28}$$

考虑瞬时位置和瞬时表面等非线性因素影响,平台 x, y 方向的水动力 F_{fx}, F_{fy} 可表示为:

$$F_{fx} = \int_{L(t)}^{d+\eta} f_{fx}\,dx,\quad F_{fy} = \int_{L(t)}^{d+\eta} f_{fy}\,dx \tag{29 - 30}$$

x, y 方向的水动力对平台质心 o 的力矩 $M(F_{fx})$, $M(F_{fy})$ 可写成:

$$M(F_{fx}) = -\int_{L(t)}^{d+\eta} f_{fx}\left(x - L(t) - \frac{L_H}{2}\cos\phi\right)\mathrm{tg}^2\phi\,dx \tag{31}$$

$$M(F_{fy}) = \int_{L(t)}^{d+\eta} f_{fy}\left(x - L(t) - \frac{L_H}{2}\cos\phi\right)dx \tag{32}$$

其中 f_{fx}, f_{fy} 分别为平台单位长度 x, y 方向的水动力。假设立柱和沉箱的尺度满足 Morison方程应用条件,下面采用 Morison方程计算平台本体所受的水动力,在水动力计算过程中,不考虑沉箱的惯性力与拖曳力,沉箱仅受附加质量力作用[5,6],Morison方程的计算公式如下:

$$\vec{f}_f = f_{fx}\vec{i} + f_{fy}\vec{j} = C_D\rho_f\frac{D_H}{2}\left|\vec{n}\times\vec{V}_{rel}\times\vec{n}\right|(\vec{n}\times\vec{V}_{rel}\times\vec{n}) + C_M\rho_f\frac{\pi D_H^2}{4}(\vec{n}\times\vec{V}_f\times\vec{n}) \tag{33}$$

其中 $\vec{n}$ 为立柱的方向矢量:

$$\vec{n} = \vec{i}\cos\phi + \vec{j}\sin\phi \tag{34}$$

V_{rel} 为相对速度矢量,可以表示成:

$$\vec{V}_{rel} = (w_x - V_{立柱}^x)\vec{i} + (U_c + w_y - V_{立柱}^y)\vec{j} \tag{35}$$

V_f 为水质点速度矢量:

$$\vec{V}_f = w_x\vec{i} + (U_c + w_y)\vec{j} \tag{36}$$

w_x, w_y 的表达式如(22),(23)所示,下面确定立柱在 x, y 方向任意点的速度,采用基点法,以平台与张力腿的连接处为基点:

$$V_{立柱}^x = \dot{u}(L, t) - \dot{\phi}(x - L - u(L, t))\,\mathrm{tg}\phi \tag{37}$$

$$V_{立柱}^y = \dot{v}(L, t) + \phi(x - L - u(L, t)) \tag{38}$$

把式(34)～式(38)代入式(33)中,可以得到 f_{fx}, f_{fy} 的具体表达式,将 f_{fx}, f_{fy} 代入式(29)～式(32),得到 F_{fx}, F_{fy}, $M(F_x)$, $M(F_y)$,在公式(33)中计算平台水动力时,没有计算附加质量力,原因在于式(4),式(5)中右端的质量项已经包含了附加质量。

4　非线性梁张力腿模型与平台的耦合作用

张力腿与平台之间的相互作用通过作用力 F_x, F_y 来完成的,把式(18),(24),(29)代入式(4),(19)(30)代入式(5),式(27),(31),(32)代入式(6),化简整理最终可以得到张力腿与平台之间的耦合运动方程:

$$M_{total}\ddot{u}(L, t) = F_V + F_{fx} - Mg + M_{total}\cdot\left(\frac{L_H}{2}\sin\phi\ddot{\phi} + \frac{L_H}{2}\cos\phi\dot{\phi}^2\right) - EA\left(u' + \frac{1}{2}v'^2\right)\Big|_{L,t} \tag{39}$$

$$M_{total}\ddot{v}(L, t) = F_{fy} - M_{total}\left(\frac{L_H}{2}\ddot{\phi}\cos\phi - \frac{L_H}{2}\sin\phi\dot{\phi}^2\right) - \left[EIv''' - EA\left(u' + \frac{1}{2}v'^2\right)v'\right]'\Big|_{L,t} \tag{40}$$

$$\left(J_0 + M_{total}\frac{L_H^2}{4}\right)\ddot{\phi} = MM(F_{fx}) + MM(F_{fy}) + Mg\frac{L_H}{2}\sin\phi + M_{total}(\ddot{u}(L, t)\sin\phi - \ddot{v}(L, t)\cos\phi)\frac{L_H}{2} - \frac{\pi D_H^2}{4}\rho_f g L_{HS}\,l_b \tag{41}$$

其中 $MM(F_x)$, $MM(F_y)$ 分别为 x, y 方向的水动力对

平台与张力腿连接处的力矩,式子(39),(40),(41)即为非线性梁张力腿模型时平台的运动方程,数值计算时,必须计算张力腿顶端的剪力和转角,所以需要把方程(12),(13),(39),(40),(41)耦合求解。式(12),(13),(39),(40),(41)也就是平台与张力腿的耦合作用的控制方程,相应的边界条件如式(14)~式(17)所示。

5 采用无质量弹簧张力腿模型时平台的运动方程

在第二个张力腿简化模型中,不考虑波浪海流对张力腿的作用,忽略张力腿的弯曲和质量,把张力腿简化为无质量的弹簧,假设其所受的张力与其伸长量满足胡克定律:

$$F = EA\frac{e}{L} \tag{42}$$

e为张力腿的伸长量:

$$e = \sqrt{(L+\Delta L+u(L,t))^2+v(L,t)^2}-L \tag{43}$$

ΔL为初始预张力作用下的张力腿伸长量:

$$\Delta L = \left|\frac{L(F_V-Mg)}{EA}\right|_{t=0} \tag{44}$$

M为平台质量,F_V为平台的浮力。张力腿在 x, y方向给平台的作用力分别为:

$$F_x = F\cos\alpha,\ F_y = F\sin\alpha \tag{45-46}$$

其中 α为张力腿展向与 x轴的夹角:

$$\cos\alpha = \frac{L+\Delta L-u(L,t)}{\sqrt{(L+\Delta L+u(L,t))^2+v(L,t)^2}} \tag{47}$$

$$\sin\alpha = \frac{v(L,t)}{\sqrt{(L+\Delta L+u(L,t))^2+v(L,t)^2}} \tag{48}$$

将式(45)~式(48)代入式(4)~式(6)中,于是得到了无质量弹簧张力腿模型时,平台的运动控制方程:

$$M_{total}\ddot{u}(L,t) = F_V+F_{fx}-Mg+M_{total}\cdot\left(\frac{L_H}{2}\sin\phi\ddot{\phi}+\frac{L_H}{2}\cos\phi\dot{\phi}^2\right)-F\cos\alpha \tag{49}$$

$$M_{total}\ddot{v}(L,t) = F_{fy}-M_{total}\cdot\left(\frac{L_H}{2}\ddot{\phi}\cos\phi-\frac{L_H}{2}\sin\phi\dot{\phi}^2\right)-F\sin\alpha \tag{50}$$

$$\left(J_0+M_{total}\frac{L_H^2}{4}\right)\ddot{\phi} = MM(F_{fx})+MM(F_{fy})+Mg\frac{L_H}{2}\sin\phi+M_{total}(\ddot{u}(L,t)\sin\phi-\ddot{v}(L,t)\cos\phi)\frac{L_H}{2}-\frac{\pi D_H^2}{4}\rho_f gL_{HS}l_b \tag{51}$$

从式(49)~式(51)中可以看出,直接数值求解方程(49),(50),(51),就可以得到平台的垂荡,纵荡及纵摇响应,不需要去求解张力腿的运动方程(12),(13),这是与非线性梁张力腿模型时最大的不同。

6 算例分析与讨论

整个公式推导过程中,充分的考虑了多种非线性因素(瞬时位置,瞬时湿表面,平台各个自由度之间的耦合等),算例分析的主要目的是分析不同的流场条件下,两种不同的张力腿模型(非线性梁和无质量弹簧模型)对平台动力响应预测结果的影响。平台与张力腿耦合振动方程是非线性的,没有解析解,所以需要数值求解。

采用非线性梁模化张力腿时,运用有限差分法对方程(12),(13),(39),(40),(41)进行空间离散,把张力腿沿展向平均分成 N等份,相应的节点编号依次为 $0, 1, 2\cdots N$,令:

$$\ddot{\phi} = Q,\quad i = 1, 2\cdots N \tag{52}$$

$$\ddot{u}_i = S_i,\quad i = 1, 2\cdots N \tag{53}$$

$$\ddot{v}_i = G_i,\quad i = 1, 2\cdots N \tag{54}$$

当 $i=1, 2\cdots N-1$时,S_i, G_i根据式(12),(13)求得,当 $i=N$时,根据式(39),(40)确定,Q直接由(41)得出,在本文的算例分析过程中 N取 100,应用四阶 Runge-Kutta法对耦合方程(52),(53),(54)进行数值求解。

把张力腿简化成无质量弹簧时,处理方法同上相似,不需要耦合求解关于张力腿的自身运动方程(12),(13),只需用四阶 Runge-Kutta法对方程(49),(50),(51)进行数值求解。

表 1 ISSC平台参数

张力腿长度	415 m	张力腿外径	0.80 m
张力腿内径	0.3464 m	张力腿材料密度	7800 kg/m^3
立柱长度	67.5 m	立柱外径	16.88 m
立柱内径	16.2 m	立柱质量	10.1e6 kg
沉箱高度	10.5 m	张力腿材料弹性模量	204e9 N/m^2
沉箱宽度	7.5 m	沉箱长度	69.37 m

下面给出了一个典型平台(ISSC TLP)的算例,相关结构参数如表 1所示,流场的参数如表 2所示,本文算例分析限定在平面情况下,单个立柱的简化平台模型的动力响应,真实的平台由多个立柱与沉箱构成,运动具有六个自由度形式。但是本文的研究却具有很强的指导意义。首先研究单独在波浪作用,其次考虑波浪海流共同作用,分析不同的流场条件下,两种不同的张力腿简化模型对平台动力响应预测结果的影响。

表 2 流场的相关参数

波长	175 m	波高	10.0 m
水深	450 m	波浪周期	15.0 s
惯性力系数	2.0	海水密度	1025 kg/m^3
附加质量系数	1.0	拖曳力系数	1.0
海流流速	1.0 m/s		

图 4给出了在规则波作用下,分别采用两种不同的张力腿简化模型 (非线性梁和无质量弹簧模型)得到的平台响应图像,图 4(a - c)分别代表平台的纵摇,垂荡和纵荡运动形式。从图 4(a)中可以看出,两种不同的张力腿简化模型得到平台纵摇响应图像几乎相同,在图 4(b)中可以得到,无质量弹簧张力腿模型得到的平台垂荡响应幅值远大于非线性梁模型的结果,差值大约在 300%以上,观察图 4(c),可以发现两种不同的张力腿简化模型得到平台纵荡响应图像具有相同的振动形式,响应幅值几乎相同,但是平台的水平漂移量却有明显差异,无质量弹簧张力腿模型得到的水平漂移量相比于非线性梁模型小约为 25%

图 5给出了在波浪海流共同作用下,分别采用两种不同的张力腿简化模型 (非线性梁和无质量弹簧模型)得到的平台响应图像,图 5(a - c)分别代表平台的纵摇,垂荡和纵荡运动形式。在图 5(a)中可以发现,两种不同的张力腿简化模型得到平台纵摇响应图像几乎相同,在图 5(b)中观察得到,在波流共同作用时,无质量弹簧张力腿模型得到的平台垂荡响应幅值远小于非线性梁模型得到的平台垂荡响应幅值,差值在 400%以上,同时平台垂荡的平均位置,无质量弹簧张力腿模型得到结果比非线性梁模型大 500%以上,观察图 5(c),可以发现两种不同的张力腿简化模型所得到平台纵荡响应图像具有相同的振动形式,响应幅值几乎相同,但是平台的水平漂移量差异却在进一步加大,无质量弹簧张力腿模型得到的水平漂移量比非线性梁模型小约为 150%。

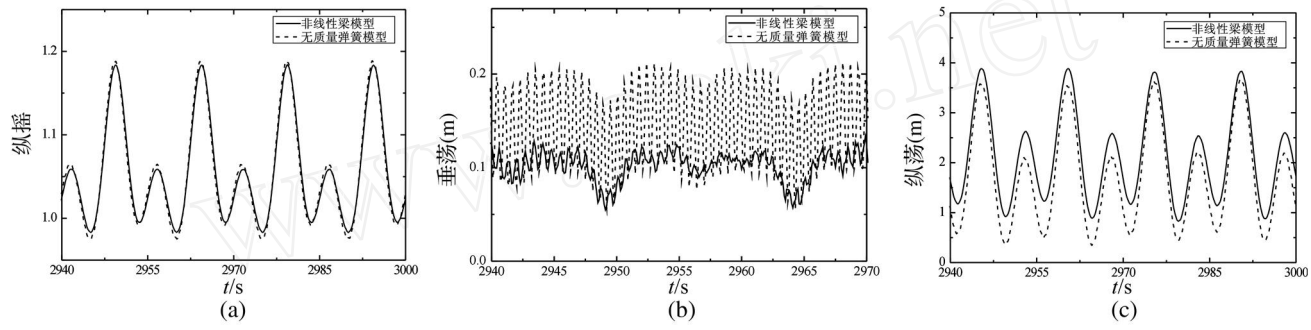

图 4　规则波作用下,分别采用两种张力腿简化模型所得到的平台响应图像　(a) 纵摇; (b)垂荡; (c)纵荡

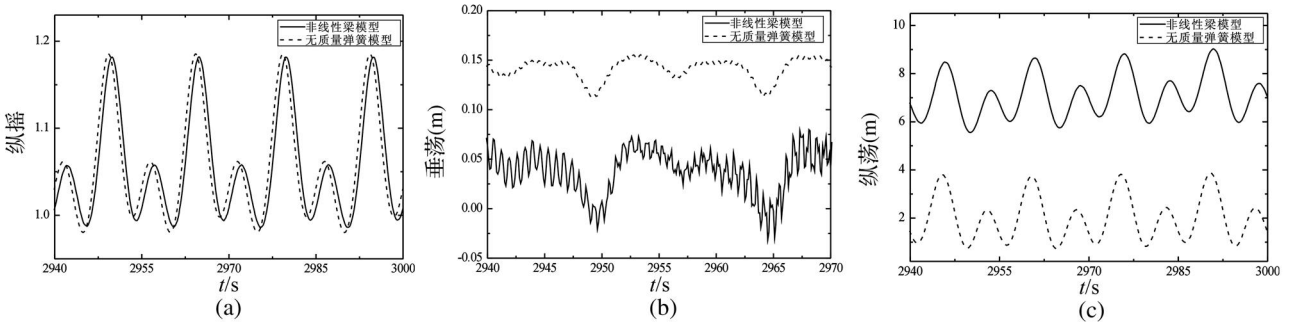

图 5　波浪海流共同作用下,分别采用两种张力腿简化模型所得到的平台响应图像　(a)纵摇; (b)垂荡; (c)纵荡

从基本的力学观点,分析在不同的流场条件下,两种张力腿简化模型所得到的平台响应图像产生巨大差异的内部原因。由于平台本体的纵摇控制方程相同,如方程 (41), (51)所示,所以图 4(a),图 5(a)中的两个图像都几乎相同,但是由于数值求解的耦合方程组并不完全一样,所以图 4(a),图 5(a)中的两个图像并没有完全重合;在非线性梁张力腿模型的控制方程 (5), (6)中,张力腿的轴向力表达式为 $EAu' + EAv'^2/2$,其中 EAu 代表轴向变形引起的轴向力, $EAv'^2/2$ 代表横截面的转角位移引起的轴向力[13, 14]。在无质量弹簧张力腿模型中,轴向力表达式为 $EAe/L = EAu'$,此时的轴向力比非线性梁张力腿模型小,即张力腿的刚度相应的变小,所以采用无质量弹簧张力腿模型时,张力腿会表现的比较“柔软”,这也是为什么图 4(b),图 5(b)中平台垂荡响应差异如此之大的原因;在图 4(c),图 5(c)中可以看出,无质量弹簧张力腿模型所得到的平台水平漂移量要小于非线性梁模型得到的结果,原因在于采用无质量弹簧张力腿模型时,忽略了水动力对张力腿的作用,而采用非线性梁模型时,却考虑了张力腿所受的水动力,特别地在图 5(c)中,由于增加了水平方向的均匀流作用,相比于单独波浪作用情形,两种张力腿模型得到的平台水平漂移量之间的差异变得更大,这里也充分的说明了,张力腿所受的水动力对平台的动力响应具有很强影响,是不可忽略的。

7 结 论

1) 利用 Hamilton原理和牛顿定律,推导得出了单柱张力腿平台与非线性梁张力腿模型的平面耦合运动方程及相应的边界条件。

2) 分析了不同的流场条件下,两种不同的张力腿简化模型(非线性梁和无质量弹簧模型)对平台动力响应预测结果的影响。结果表明,采用两种不同的张力腿模型,得到的平台本体纵摇响应几乎相同,但是垂荡和纵荡的差异却十分明显。

3) 从基本的力学原理出发,分析了两种张力腿简化模型所得到的平台响应图像产生巨大差异的内部原因,可以发现张力腿轴向与流向的非线性耦合效应是显著的,张力腿所受的水动力对平台的动力响应具有很强影响,可以增加平台纵荡运动的水平漂移量,是不可忽略的。

综上可以发现,非线性梁张力腿模型相比于无质量弹簧模型更合理,建议在研究平台本体与张力腿系统耦合动力响应时,采用非线性梁模型。

参 考 文 献

[1] 董艳秋. 深海采油平台波浪载荷及响应 [M]. 天津:天津大学出版社, 2005.

[2] Lee H H, Wang P W, Lee C P. Dragged surge motion of tension leg platforms and strained elastic tethers[J]. Ocean Engineering, 1999, 26: 575 - 594.

[3] Lee H H, Wang P W. Analytical solution on the surge motion of tension leg twin-platform structural system[J]. Ocean Engineering, 2000, 27: 393 - 415.

[4] Lee H H, Wang P W. Analytical solution on the surge vibration of tension leg platform (TLPs) with wave large body and small body multi-interactions[J]. Journal of sound and vibration, 2001, 248(3): 533 - 556.

[5] Adrezin R, Benaroya H. Response of a tension leg platform to stochastic wave forces[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 1999, 14: 3 - 17.

[6] Adrezin R, Benaroya H. Non-linear stochastic dynamics of tension leg platforms[J]. Journal of Sound and vibration, 1999, 220: 27 - 65.

[7] 曾晓辉,沈晓鹏,吴应湘. 张力腿平台有限振幅运动的方程和数值解 [J]. 应用数学和力学, 2007, 28(1): 34 - 44.

[8] Chandrasekaran S, Jain A K. Dynamic behavior of square and triangular offshore tension leg platforms under regular wave loads[J]. Ocean Engineering, 2002, 29: 279 - 313.

[9] Chandrasekaran S, Jain A K. Triangular Configuration Tension Leg Platform behavior under random sea wave loads[J]. Ocean Engineering, 2002, 29: 1895 - 1928.

[10] Han S M, Benaroya H. Nonlinear coupled transverse and axial vibration of a compliant structure 1: formulation and free vibration[J]. J Sound Vib, 2000, 237(5): 837 - 873.

[11] Han S M, Benaroya H. Nonlinear coupled transverse and axial vibration of a compliant structure 2: forced vibration[J]. J Sound Vib, 2000, 237(5): 874 - 899.

[12] 毕家驹. 近海力学导论 [M]. 上海:同济大学出版社, 1987.

[13] 周一峰,唐进元,何旭辉. 轴向受力梁强非线性超谐波与次谐波共振的能量迭代法 [J]. 中南大学学报(自然科学版), 2005, 36(4): 698 - 703.

[14] 陈树辉,黄建亮. 轴向运动梁非线性振动内共振研究 [J]. 力学学报, 2005, 37(1): 57 - 63.

Effect of vibratory stress relief on recovery character and transformation behavior of niti shape memory alloy

JIANG Da-qiang, CUI Li-shan, ZHENG Yan-jun, JIANG Xiao-hua
(Department of Materials Science and Engineering, University of Petroleum, Beijing 102249, China)

Abstract: The mechanical properties and transformation behavior of NiTi shape memory alloy under constant strain constraint with and without vibration were investigated by using tensile test machine, CSM002 type material test equipment and differential scanning calorimeter (DSC). With the increase of the vibration amplitude, the two-stages recovery strain of NiTi alloy obtained during free heating decreases. With the increase of vibration duration, the recovery stress of NiTi alloy generated under constraint also decreases. The DSC results show that the second reverse transformation peak temperature of NiTi alloy after vibration under constraint increases slightly during the subsequent heating. The transformation heat quantities at the two reverse transformation peaks have an opposite change, the first one increases, while the second one decreases. All these results indicates that the recovery stress of NiTi alloy generated under constant constraint decreases due to vibration. These could be caused by microscopic plastic deformation during vibration.

Key words: vibratory stress relief; recovery strain; recovery stress; NiTi; shape memory alloy (pp: 141 - 144)

Coupled Dynamic Responses of the Tension Leg Platform and Tendon in Deep-water

XU Wan-hai, ZENG Xiao-hui, WU Ying-xiang, LIU Jia-yue
(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract: Simplifying the tendon as a nonlinear beam, the equations of motion and boundary conditions of a tension leg platform (TLP) with a single tendon undergoing planar motion were obtained using Hamilton's principle. Two different tendon models (nonlinear beam and massless elastic spring) under different flow field conditions were adopted and the difference of the dynamic responses of TLP was investigated. It is concluded that when the flow field conditions are different, the difference of the dynamic response of TLP using two different tendon models are quite obvious. Finally, the reason why the difference of the dynamic response of TLP is so large was explained.

Key words: tension leg platform (TLP); tendon; nonlinear vibration; Hamilton's principle; morison equation (pp: 145 - 150)

Calculation methods for the dynamic characteristics of rubber isolators under small amplitude harmonic displacement excitations

PAN Xiao-yong[1, 2], *CHAI Guo-zhong*[1], *SHANGGUAN Wen-bin*[3], *XU Chi*[2]
(1. The MOE Key Laboratory of Mechanical manufacture and Automation, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014;
2. Ningbo Tuopu Vibro-Acoustics Technology Inc, Ningbo 315800, China;
3. College of Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

Abstract: The approach for calculating the dynamic characteristics of rubber isolators based on hyperelastic-viscoelastic model was investigated. The fundamental theory for frequency domain viscoelasticity was reviewed, and the experimental method for obtaining the viscoelastic parameters of rubber material was presented. A hyperelastic-viscoelastic model of rubber was proposed. The model parameters for viscoelastic model were obtained using dynamic simple shear tests, and the model parameters for hyperelastic model were estimated using uniaxial and planer tension tests. The dynamic properties of the simple shear specimens for obtaining model parameters were calculated with the proposed material model. The calculated results match well the measured data. It is shown that the proposed methods for obtaining model parameters are effective. Taking a suspension bushing as a studying example, the dynamic and static characteristics of the rubber bushing