(昭和 57 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

ジャッキアップ・オイルリグの波浪動的応答

正員 服 部 陽 一* 正員 石 浜 高 明*
 正員 松 本 互 平** 正員 有 馬 健 次**
 正員 山 本 隆 夫*

Wave-induced Dynamic Response of Jack-Up Oil Rig

by Youichi Hattori, *Member* Takaaki Ishihama, *Member*
 Kouhei Matsumoto, *Member* Kenji Arima, *Member*
 Takao Yamamoto, *Member*

Summary

A deep-water jack-up oil rig must be designed successfully for the worst expected environmental condition. A wave-induced dynamic response analysis is one of the most important problems to assess the structural safety of oil rigs from the view point of fatigue strength.

In the previous papers, the authors presented an analytical method of natural vibration of oil rigs and experimental data by full-scale measurement.

This paper deals with the coupled effect of the global vibration, simple formula of the lowest natural frequency and wave-induced dynamic response analysis.

Main conclusions are as follows:

(1) Coupled vibration of sway mode and torsional mode for the global vibration of jack-up oil rig is discussed. Natural frequency of oil rig is not affected very much in the case of the symmetrical structure such as a rig with 4 legs, but shows ± 5 per cent higher value in the case of the cantilever type oil rig with 3 legs.

(2) For a jack-up oil rig with 3 legs, simple formula for estimating the lowest natural frequency of sway mode and torsional mode are derived. Calculated natural frequencies by these formula is found to be in satisfactory agreement with those obtained from full-scale measurement or from FEM analysis.

(3) By taking account of the results of authors' investigation, calculation technique of wave-induced dynamic response is shown. Moreover, some examples of dynamic response spectrums for newly designed three deep water oil rigs were calculated using ISSC wave power spectral density.

1 緒 言

大深度のジャッキアップタイプ・オイルリグの設計において、波浪による動的応答解析は重要かつ不可欠な課題である。その結果より部材の疲労強度面からの構造の安全性が検討される。また、ジャッキアップタイプかセミサブタイプかの方式の選択においても、作業上および構造上の安全性などの見地からの検討を実施するために波浪動的応答が必要である。

著者らは、先にジャッキアップタイプ・オイルリグの振動特性について理論解析および実機実験を行い、波浪外力に対する動的応答解析の振動解析モデルとその特徴

および解析に用いる付加水質量係数や対数減衰率などの評価方法を明らかにした¹⁾²⁾。その結果、波浪動的応答の解析には、波浪スペクトルの卓越周期を考慮すると、ジャッキアップタイプ・オイルリグの全体振動モデルとして、簡単な3自由度振動モデルを考えれば十分であることがわかった。これらの振動基本モードは、プラットフォーム全体が2つの直交方向に並進振動するモード (Sway mode) とプラットフォーム面内での回転振動モード (Torsional mode) に相当している。三脚型のオイルリグでは、並進振動のプラットフォームの重心位置と回転振動の回転中心位置が、一般的に一致しないために連成振動系を構成する。

本論文では、まず連成項を考慮した固有振動数の簡易算定式を導き、ジャッキアップタイプ・オイルリグの構

* 日立造船(株)海洋営業本部

** 日立造船(株)技術研究所

造上の特徴が連成効果に及ぼす影響を考察する。また、この簡易算定式による固有振動数と、前報で求めた有限要素法の詳細解析による理論値および実機実験による実測値との比較検討を行う。最後に、本論文で提案された振動モデルを使用して、深度の異なる3機のオイルリグに対して ISSC の波浪スペクトルを用いた波浪動的応答解析例について述べる。

2 全体振動固有振動数

プラットフォーム全体振動の基本固有振動数は、プラットフォーム面内の直交二方向の並進振動と回転振動の3つからなる。FEM による実機オイルリグの解析結果により、この3つの基本固有振動数はいずれも接近した振動数範囲にあることがわかっている。また、一般に、ジャッキアップ・オイルリグの質量中心とレグの位置および剛性などでできる回転中心が一致しないため、並進振動と回転振動とが静的連成系を構成する。まず、この影響を考慮した簡易計算式を導く。

プラットフォームを剛体と見なし、レグは曲げ変形をするものとする。なお、レグの捩り変形および回転慣性質量の影響は無視する。三脚型オイルリグの場合、その構造の対称性より、重心Gと回転中心Oはいずれも線対称軸である中心線上にある。プラットフォームの座標系は、Fig. 1 に示すように、プラットフォーム面内の慣性主軸に x 軸および y 軸、プラットフォーム面に垂直に O 点を通るように z 軸をとる。

慣性力は重心位置に作用するので、 x 軸および y 軸方向の並進運動、 z 軸回りの回転運動だけの3自由度系を考えれば、次の自由振動の運動方程式となる。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (1)$$

ここに、

Fig. 1 Jack-up oil rig with three legs

$$[M] = \frac{1}{g} \begin{bmatrix} W & 0 \\ 0 & I_P \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_X & 0 & -K_{X\theta} \\ 0 & K_Y & K_{Y\theta} \\ -K_{X\theta} & K_{Y\theta} & K_\theta \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ \phi \end{Bmatrix} \quad (4)$$

u : x 軸方向変位

v : y 軸方向変位

ϕ : z 軸回りの回転角

W : x 軸、 y 軸方向の振動重量

I_P : z 軸回りの回転慣性重量

$K_X = \sum k_{xi}$

$K_Y = \sum k_{yi}$

$K_\theta = \sum (x_i^2 k_{yi} + y_i^2 k_{xi})$

$K_{X\theta} = \sum y_i k_{xi}$

$K_{Y\theta} = \sum x_i k_{yi}$

k_{xi}, k_{yi} : i 番目レグの x 方向および y 方向ばね定数

x_i, y_i : 重心Gから i 番目レグまでの x 方向および y 方向の距離

(1) 式より、固有値方程式は次式のようになる。

$$([K] - \omega^2 [M]) = 0 \quad (5)$$

(3) 式の剛性マトリックスの非対角項の存在が、それぞれのモードに連成影響を与えることになる。したがって、 $K_{X\theta}$ 、 $K_{Y\theta}$ の値をいくつかのレグの数および構造について調べてみる。

Cylindrical leg はもちろんのこと、組立て型レグにおいても近似的に $k_{xi} = k_{yi} = k$ と見なすことができる。四脚型オイルリグの場合には、構造上の対称性のために重心と回転中心とがほぼ一致し、 $K_{X\theta} = K_{Y\theta} = 0$ となり連成はないものと考えられる。三脚型オイルリグの場合にも、プラットフォームの形状およびレグの構造上の配置が正三角形であれば連成はない。しかし、実機の三脚型オイルリグでは、その形状はほぼ二等辺三角形と見なすことができるので、

$$K_{X\theta} = \sum y_i k_{xi} = k \sum y_i = 3ak$$

$$K_{Y\theta} = \sum x_i k_{yi} = k \sum x_i = 0$$

また、

$$K_X = K_Y = 3k$$

$$K_\theta = \sum (x_i^2 k_{yi} + y_i^2 k_{xi}) = k \sum (x_i^2 + y_i^2) = k \sum l_i^2 \equiv kl^2$$

ここに、 a : プラットホームの重心と回転中心との距離

l_i : 重心から i 番目レグ中心までの距離

となる。

これらの諸数値を (3) 式に代入し、(5) 式の固有値

方程式を示すと次のようになる。

$$\left(3k - \frac{W}{g}\omega^2\right)\left\{\left(3k - \frac{W}{g}\omega^2\right)\left(K_\theta - \frac{I_P}{g}\omega^2\right) - 9a^2k^2\right\} = 0 \quad (6)$$

(6)式により明らかなように、三脚型オイルリグの場合 y 軸方向の並進振動は他との連成がないが、 x 軸方向の並進振動と回転振動とが連成することになる。プラットフォームの重心と回転中心とが一致する時には、 $a=0$ であり、(6)式から各振動の自由度が独立になることがわかる。

非連成の固有振動数は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} f_X &= \frac{\omega_X}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3kg}{W}} \\ f_Y &= \frac{\omega_Y}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3kg}{W}} \\ f_\theta &= \frac{\omega_\theta}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_\theta g}{I_P}} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここに、 f_X, f_Y, f_θ : x 軸方向、 y 軸方向および z 軸回りの非連成固有振動数

$\omega_X, \omega_Y, \omega_\theta$: x 軸方向、 y 軸方向および z 軸回りの非連成固有円振動数

(7) 式を使用して、(6) 式を書きなおした次式を解くことにより連成固有円振動数が求められる。

$$\left\{ \left(\left(\frac{\omega}{\omega_X} \right)^2 - 1 \right) \left\{ \left(\left(\frac{\omega}{\omega_\theta} \right)^2 - 1 \right) - \Delta \right\} \right\} = 0 \quad (8)$$

ここに、

$$\Delta = 3 \left(\frac{a}{l} \right)^2$$

(8) 式より連成固有円振動数は次式のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} \omega^* &= \omega_Y \\ \frac{\omega_X^*}{\omega_\theta^*} &= \sqrt{\frac{1}{2} (\omega_X^2 + \omega_\theta^2) \pm \sqrt{(\omega_X^2 - \omega_\theta^2)^2 + 4\Delta\omega_X^2\omega_\theta^2}} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ただし、*印は連成振動数を示す。

3 連成効果の影響

Fig. 1 に示した三脚型オイルリグにおいて、最低次の 3 個の固有振動数に及ぼす連成効果の程度を検討する。連成の影響は(8)式より定性的に論ずることができる。 $\omega_\theta > \omega_X$ の場合を考えると、連成固有円振動数の大小関係は

$$\omega_X^* < \omega_Y^* = \omega_Y = \omega_X < \omega_\theta < \omega_\theta^* \quad (10)$$

となり、かつ(8)式の 2 次曲線の対称性より

$$|\omega_\theta^{*2} - \omega_\theta^2| = |\omega_X^{*2} - \omega_X^2| \quad (11)$$

が成立する。また、 $\omega_\theta < \omega_X$ の場合には

$$\omega_\theta^* < \omega_\theta < \omega_Y^* = \omega_Y = \omega_X < \omega_X^* \quad (12)$$

の大小関係が成立する。

ジャッキアップ・オイルリグには石油掘削をする drilling unit とプラットフォームの位置との関係から、スロットタイプとカンチレバータイプの 2 種類がある。スロットタイプの場合には、重心位置と回転中心位置がほとんど一致するので、(8)式において、 $a=0$ 、すなわち、 $\Delta=0$ となるので連成効果はないものと見なすことができる。カンチレバータイプの場合には、実作動時 400tf 前後の重量がプラットフォームからカンチレバー形式で釣り下げられるため、プラットフォームの重心は 2~3m 程度移動する。したがって、実機のオイルリグにおいて重心と回転中心との距離 a が最大 3m 程度であり、300 ft オイルリグで $l \approx 50$ m となり、 $\Delta=0.01$ のオーダーになる。

連成効果は $\omega_X = \omega_\theta$ の時最も大きく、(9) 式より

$$\frac{\omega_X^*}{\omega_\theta^*} = \sqrt{1 \pm \sqrt{\Delta}} \omega_X \quad (13)$$

となる。 $\Delta=0.01$ を(13)式に代入すると

$$\frac{\omega_X^*}{\omega_\theta^*} = \frac{1.05}{0.95} \omega_X \quad (14)$$

となり、連成固有振動数は非連成固有振動数に対して、 $\pm 5\%$ 程度変化することがわかる。

4 最低次固有振動数の簡易算定式

前報¹⁾で明らかになったように、ジャッキアップタイプ・オイルリグの固有振動数はプラットフォームの全体振動である水平面内の二方向並進振動と回転振動の 3 つの固有振動数が最低次となり、それ以外の高次モードの固有振動数は、リグのいかなる稼働状態においても、これらより 7~10 倍以上の範囲において発現する。したがって、波浪による動的応答解析に適した振動モデルとしては、波浪スペクトルの卓越周期を勘案すればこの最低次のものを持つだけで十分であることがわかった。

本章では、この最低次固有振動数を対象にして固有振動数の簡易算定式を導くことにするが、算定式そのものは(7)式に示した形のものである。この算定式の妥当性を示すとともに、動的応答解析モデルに使用する諸データの正当性を保証するため、固有振動数の計算値と実機実験による実測値との比較検討を行う。

前報で詳述した FEM 解析による理論振動モードを参考にして、簡易モデルを次のような仮定のもとに考える。

(1) プラットホームは剛体的に運動するものとし、質量のみを考慮する。すなわち、並進振動に対しては全重量、回転振動に対しては回転慣性質量のみを考慮する。プラットフォーム内のタンクに入っている水の重量は 100% 有効と考え、その全重量を考える。

(2) レグは 1 本の等価な梁に置換し、その曲げ変形のみを考慮する。全体の並進振動の際、等価梁の剪断変

形および全体の回転振動の際、梁のねじり変形が伴うが、これらは無視する。

(3) レグの変形モードを仮定し、その振動質量を考慮する。また、水中に没している部分はレグの付加水質量を含める。

この場合、水平面内の二方向の固有振動数は同一の式になる。したがって、プラットホームの並進振動および回転振動の式を導く。

4.1 水平方向並進振動

水平方向の並進振動固有振動数は次式で与えられる。

$$f_H = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3kg}{W}} \quad (15)$$

ここに、

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_{\text{LEG}}} + \frac{1}{k_{\text{SOIL}}}$$

$$k_{\text{LEG}} = \frac{3EI}{h^3}$$

$$k_{\text{SOIL}} = \frac{\beta}{h^2}$$

β : 海底地盤の回転ばね定数

g : 重力加速度

E : 弾性係数

$$I = 3I_C + \frac{e^2}{2}A_C$$

I_C : コードメンバー1本の断面2次モーメント

A_C : コードメンバー1本の断面積

e : レグ断面におけるコードメンバー間距離

h : レグのプラットホームから海底までの距離 (Leg penetration がある場合も含み、スパッドタンク位置からプラットホーム位置までの距離)

$$W = W_{\text{PLT}} + 3(W_{\text{LEG}} + W_{\text{WATER}})$$

W_{PLT} : プラットホームの全重量 (液体重量を含む)

$$W_{\text{LEG}} = wh \left\{ \frac{1}{5} + \left(\eta + 2\eta^2 + \frac{4}{3}\eta^3 \right) \right\}$$

$$\eta = \frac{r}{h} \quad (\text{リザーブドレグ率})$$

r : リザーブドレグ長さ

w : レグの単位長さ当りの重量

$$W_{\text{WATER}} = \frac{\bar{w}h}{5} \left(\frac{d}{h} \right)^5$$

$\bar{w}$: 単位長さ当りのレグの付加水重量 ($\bar{w} = \rho_w g A$ で求められる。ただし、 ρ_w は海水密度、 A は斜材を含む全断面積)

d : 水深

4.2 回転振動

プラットホーム面内の回転振動の固有振動数は次式で与えられる。

$$f_\theta = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_\theta g}{I_P}} \quad (16)$$

Fig. 2 Shape of platform deck

ここに、

$$K_\theta = kl^2$$

$$l^2 = \sum l_i^2$$

l_i : 重心から i 番目レグまでの距離

$$I_P = I_{\text{PLT}} + l^2(W_{\text{LEG}} + W_{\text{WATER}})$$

I_{PLT} : プラットホームの回転慣性重量

ただし、Fig. 2 に示した三脚型レグを持つプラットホームについて、 I_{PLT} は次式で与えられる。

$$I_{\text{PLT}} = w_0(Ar^2 - \sum A_i e_i^2)$$

ここに、

$$w_0 = \frac{W}{A_0}$$

W : プラットホーム全重量

A_0 : プラットホーム全面積

$A = bc$ (Fig. 2 の三角形の面積)

A_i : 切り取った部分の面積

$$r^2 = \frac{1}{18}(c^2 + 3b^2)$$

e_i : 重心Gから A_i の重心までの距離

4.3 簡易算定式の計算値と実験値との比較

実機への適用精度を検討するため、三脚型オイルリグ4機に対して、Wire cutting method による実験結果およびFEMによる詳細解析結果と簡易算定式による値とを比較した。

供試リグの主要目をTable 1に、また試験状態をTable 2に示す。これらの実験の詳細は前報²⁾に述べられており、リグ名称も同一記号を用いた。Table 3に簡易計算に必要な諸数値を示す。海底地盤の影響を簡易算定式では考慮できるようになっているが、その評価方法がまだ確立されていないので、本論文では $k_{\text{SOIL}} \sim \infty$

Table 1 Principal particulars

Item \ RigName	N	F	O	L
Platform Weight (tf)	5,000	4,600	4,700	6,900
L x B x D (m) (m) (m)	63.3x54.2x6.5	59x53x6.5	64x59x7	70x76x7
Leg length (m)	127.4	78.2	124.8	104.8

Table 2 Test condition

Rig and Test Name	N		F	O	L
	N2	N5			
Preload(tf)	519	560	360	984	802
Air gap(m)	5.7	21.4	5.5	15.0	16.0
Leg reserve(m)	22.3	5.3	17.6	76.9	30.8
Sea depth(m)	42.8	47.5	40.0	15.0	40.0
Leg penetration (m)	1.3	1.3	1.0	5.5	1.5

Table 3 Numerical values

Rig Name	N		F	O	L
	N2	N5			
W (tf)	5,568	5,609	4,948	5,705	7,691
I_p (tf·m ²)	4.212 × 10 ⁶		1.923 × 10 ⁶	2.522 × 10 ⁶	4.277 × 10 ⁶
e (m)	47.6		40.2	45.7	57.6
I (m ⁴)	2.29		3.80	7.42	7.42
w (tf/m)	3.78		3.70	4.50	6.50
$\bar{w}$ (tf/m)	2.48		2.43	3.63	3.63
l (m)	83.8		78.2	124.8	104.8
h (m)	51.7	72.1	49.8	39.0	61.0
d (m)	43.0	47.5	40.0	20.5	40.0

として簡易算定式を検討した。簡易算定式による固有振動数の計算結果と実験値および FEM の計算値との比較を Table 4 に示す。

並進振動に対して、F 号リグを除いて実験値と ±10% 以内のオーダーで一致しており、また FEM 計算値とも同程度の一致を示している。回転振動に対して実験値はなく、FEM 計算値の例も少ないが、計算値のあるケースでは良く一致している。これらの比較により、本論で

Table 4 Comparison of natural frequency

Mode Shape Rig Name		Sway mode					Torsional mode		
		f_H	f_E	f_H/f_E	f_{TH}	f_H/f_H	f_θ	$f_{T\theta}$	$f_\theta/f_{T\theta}$
N	N2	0.346	0.313	1.105	0.319	1.085	0.346	0.339	1.021
	N5	0.223	0.238	0.937	0.231	0.965	0.223	0.249	0.896
F		0.495	0.325	1.523	0.262 0.474	1.889 1.044	0.612	0.315 0.530	1.943 1.155
O		0.547	0.600	0.912			0.584		
L		0.380	0.375	1.013			0.475		

f_H, f_θ : Natural frequency by simple formula for Sway and Torsional mode respectively

f_E : Measured natural frequency

$f_{TH}, f_{T\theta}$: Calculated natural frequency by FEM for Sway and Torsional mode

提案した簡易算定式は三脚型オイルリグの固有振動数推定式として十分適用可能と考えられる。

5 波浪による動的応答解析

海洋構造物の波浪動的応答解析については、既に多くの論文が発表されており³⁾⁴⁾、種々の解析法が提案されている。本章では、ジャッキアップタイプ・オイルリグの最も合理的な解析手法として、波力の線形化手法によるスペクトル法を用いた動的応答解析を取上げる。これまで行ってきた振動特性についての検討成果を盛り込み、その手法の具体的な適用を述べるとともに、3機の実機リグに対する計算例を示す。

5.1 解析モデル

波浪による動的応答解析には、ジャッキアップ・オイルリグの最低次 3 つの固有振動数を考慮した 3 自由度振動モデルを用いる。波浪スペクトルの卓越周期との関係から、このような振動解析モデルが合理的なモデルであるというのが著者らの前報の結論であった。一方、より簡単な 1 自由度モデルによる解析⁵⁾も見受けられるが、構造が対称な四脚型リグを除いて、一般的にはその近似度の影響を無視できない場合が考えられる。特に、本論で検討したように、カンチレバー型三脚型オイルリグの場合、Sway mode と Torsional mode との連成効果も少なからずある。また、斜波を受ける場合や各レグに作用する波力の位相差などを考慮するためにも、波浪動的応答解析の一般的な解析モデルとして 3 自由度モデルの使用が適切と考えられる。

5.2 理論解析法

三脚型ジャッキアップ・オイルリグの波浪に対する動的応答モデルおよび記号を Fig. 1 に示す。運動方程式は次式で与えられる⁴⁾。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (17)$$

ここに、

$[M]$: (2) 式の質量マトリックス。なお、 W および I_p は (15) 式、(16) 式に用いられたものである。

$$[C] = \begin{bmatrix} C_x & 0 \\ & C_y \\ 0 & C_\theta \end{bmatrix}$$

$$C_x = C_y = \frac{\delta_H}{2\pi} \times 2 \left(\frac{W}{g} \right) \omega_H$$

$$C_\theta = \frac{\delta_\theta}{2\pi} \times 2 \left(\frac{I_p}{g} \right) \omega_\theta$$

$[K]$: 剛性マトリックス。ただし、カンチレバー型三脚型オイルリグには連成を考慮した (3) 式を用いる。

$$\{F\} = \sum_i \int_0^d g(z) \{f\} dz$$

$$g(z) = \frac{1}{2} \left(\frac{z}{h} \right)^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{z}{h} \right)$$

$$\{f\} = f(z, \omega) \begin{cases} \cos \psi \\ \sin \psi \\ y_i \cos \psi - x_i \sin \psi \end{cases}$$

ψ : x 軸と波の進行方向とのなす角

δ_H は前報の実機実験結果より、0.2~0.3 の値を採る。また、 δ_θ に対する実験値はないので、同様の対数減衰率を流用する。波力 $f(z, \omega)$ には円柱構造物に作用する Morrison の式を用いるが、この式の減衰力項は流速 v の非線形項となっているため、Borgman の方法⁹⁾により線形化を行う。その結果、オイルリグに作用する波浪外力 $\{F\}$ は波のスペクトル $\phi(\omega)$ を含む項で表わされる。したがって、これらを (17) 式に代入することにより、波浪外力に対するオイルリグの変位の Power density spectrum を計算することができる。

Table 5 Principal particular of 3 rigs

Rig Name	D250	D300	D400
Operation Water Depth (ft,m)	250ft/76.2m	300ft/91.4m	400ft/121.9m
Shape of Platform			
Particular of Oil rig			

Table 6 Values used in dynamic response calculation

Rig Name	D250	D300	D400
Weight of Platform (tf)	6540	6970	8890
Polar Moment of Inertia (tf-m ²)	3.52×10^6	4.30×10^6	8.22×10^6
Logarithmic decrement	0.25	0.25	0.25
Natural frequency (Hz)			
Sway mode	0.132	0.106	0.092
Torsional mode	0.133	0.107	0.092

5.3 波浪動的応答解析例

前節で述べた解析手法を用いて、稼働水深の異なる 3 種類の実機オイルリグに対して、波浪による動的応答解析を実施した。供試オイルリグの主要目を Table 5 に、計算に使用した諸数値を Table 6 に各々示す。

Fig. 3 に示した ISSC の波スペクトルに 5 種類の有義波高および平均波周期をもつ波を想定し、計算に用いた。波浪外力のスペクトル計算例を Fig. 4 に示す。実機オイルリグ 3 機に対する動的応答計算結果を Fig. 5, 6, 7 に示す。3 本のレグの中で No. 2 のレグが条件の最も厳しい状態になるので、No. 2 のレグの位置での応答スペクトルを図示した。計算結果によれば、ジャッキアップタイプ・オイルリグでは水深が増えるに従いプラットフォームでの水平変位も飛躍的に増大することがわかる。

本計算例では変位応答のみを示したが、これらと同様に、プラットフォームとレグの結合部に作用する力を計算することによって、レグの格点部の応力を求めることが

Fig. 3 Wave spectrum

Fig. 4 Wave force spectrum for 250 feet oil rig

Fig. 5 Power spectral density of displacement response for 250 feet oil rig

Fig. 6 Power spectral density of displacement response for 300 feet oil rig

Fig. 7 Power spectral density of displacement response for 400 feet oil rig

できる。また、オイルリグの稼働海域における波浪の長期の海象状態を設定することにより、格点部の Hot spot stress を求め、疲労強度を検討することができる。これらの構造強度上の見地およびプラットフォームの横変位で規制される作業性能上の見地から、ジャッキアップタイプ・オイルリグとしての稼働水深の制約が検討されることになるが、本論ではその点に触れず、解析例を示すにとどめる。

6 結 言

前報に引続き、大深度ジャッキアップタイプ・オイルリグの波浪動的応答解析を実施するに当たってのいくつかの問題点の検討を行うとともに、実機リグへの適用例を示した。以下に得られた主な結論をまとめると次のようになる。

(1) ジャッキアップタイプ・オイルリグの全体振動に及ぼすプラットフォーム並進振動と回転振動との連成効果について考察を行った。構造が対称な四脚型リグなどの場合には連成はほとんど考慮しなくてよいが、カンチレバー型三脚型リグの場合には、連成効果によりその固有振動数は最大 $\pm 5\%$ 程度変化することがある。

(2) 三脚型ジャッキアップ・リグを対象として、全体振動の並進振動と回転振動の最低次固有振動数の簡易算定式を新しく求めた。実機実験により得た実測値および FEM による詳細解析結果と比較することにより、良好な一致を示すことがわかった。

(3) これまでの著者らの研究成果を取り入れた波浪の動的応答解析法を示した。すなわち、振動解析モデルは、カンチレバー型三脚型オイルリグを対象として、プラットフォーム面内二方向および回転の 3 自由度連成モデルとする。また、付加水質量およびレグの剛性などの評価は、簡易算定式に使用したものと同一である。減衰係数は実機実験結果の値である。

(4) ISSC の波浪スペクトルを用いて、3機の実機オイルリグの動的応答解析例を示した。今後、波浪の長期予測を使って疲労解析を実施することにより、大深度ジャッキアップタイプ・オイルリグの成立限界の検討が可能となる。

参 考 文 献

- 1) 服部陽一, 石浜高明, 松本互平, 有馬健次, 坂田則彦: ジャッキアップタイプ・オイルリグの振動特性, 日本造船学会論文集, 第149号 (昭和56年5月)。
- 2) 服部陽一, 石浜高明, 松本互平, 有馬健次, 坂田則彦, 安藤 彰: ジャッキアップタイプ・オイルリグの実機振動実験, 日本造船学会論文集, 第150号 (昭和56年11月)。
- 3) 南 真和, 今井兼久, 遠山泰美, 安部真一: 海洋

- 構造物の動的応答解析法，三井造船技報，第 101 号（昭和 53 年 1 月）。
- 4) T. Atsuta : Fatigue Design of an Offshore Structure, OTC. 2067 (1976).
- 5) 後野正雄，樫木 享，柴原信之：4 本脚柱型海洋構造物のプラットフォームのねじり振動について，第 36 回土木学会年次学術講演会論文，II-406（昭和 56 年 10 月）。
- 6) Borgman, L. E.: Ocean Wave Simulation for Engineering Designing, ASCE, WW 4(1969).
-