ライザー縦振動の周波数応答における不動点の存在と設計に及ぼす影響

正員 鈴木英之* 正員 吉田宏一郎*

Existence of Fixed Point in the Frequency Response of Deepsea Riser and its Influence on the Design

by Hideyuki Suzuki, *Member* Koichiro Yoshida, *Member*

Summary

The 4000 m class deepsea drilling vessel will be realized in Japan in near future. The drilling vessel is equipped with deepsea riser, and this paper discusses longitudinal dynamic response of the deepsea riser in hung-off condition. This paper shows that there exist fixed points in the frequency response of strain of hung-off deepsea risers. A fixed point is a point in a frequency response which does not change irrespective of the change of some governing parameters of the dynamic system. The fixed point is originally found in the discreet mass-spring system, and this paper shows that the fixed point exist also for a continuum system, riser & BOP system. The fixed points are shown to exist in the frequency response of axial strain with respect to the damping of riser and also the damping of BOP. Considering the position of fixed points in the frequency response, it can be concluded that the increase of damping does not always improve the dynamic response of hung-off riser. When the external exciting frequency, namely heave motion of vessel, is lower than the fixed point, strain at riser top is increased with increase of damping. On the other hand, if the riser is excited at the frequency larger than the fixed point, response is significantly improved.

1. はじめに

大水深において資源の開発などに用いられるライザーや揚鉱管など長大な鉛直弾性管は長大であるため相対的に剛性が低下する。このため，縦振動の固有周波数が低下し，弾性管を支持している浮体動揺の周波数領域に近づいて応答の全般的劣化がもたらされる。すなわち変位応答や内力応答の増大によりライザーの運用限界が低下する。場合によっては動的な変動張力成分の大きさが初期張力を超えて座屈に至る可能性がある。その結果，運用が可能となる海象条件がかなり制限されることになる。

これまで長大な鉛直弾性管の応答については挙動解析や設計上の観点から縦振動について検討されてきた[1,2]。マンガン団塊の揚鉱管に関連しては，積極的に減衰を導入することにより揚鉱管の縦振動を改善する試みが行われている[3-6]。また，縦振動がたわみ振動やねじり振動と連成することにより過大な応答をライザーに生じさせる可能性が指摘されており，縦振動の張力変動がたわみ応答を励起するパラメトリック励振の可能性[7]や軸振動とたわみ，ねじりが連成する効果について検討されている[8,9]。また，大水深ライザーについては浮体動揺も含めた周波数応答が広帯域になるため，具体的な運用限界を定量的に判断するためにはライザーに浮体運動を組み合わせた時系列解析が必要となる[10]。

本研究では，ライザーにとって最も条件的に厳しく，基本的な検討項目となるハングオフ状態 Fig. 1 においてライザーに生じる縦振動について検討を加える。ハングオフ状態は浮体からライザー管を吊下げた状態で浮体の動揺により強制加振がライザーに加わり縦振動が生じる状態である。本研究ではこの縦振動において，ライザーに生じる歪の周波数応答に減衰によらず変化しない不動点が存在することを示す。不動点は従来バネ一質点系について存在が示されていたが[11]，下端に防噴装置である BOP を取り付け

* 東京大学大学院工学系研究科 船舶海洋工学専攻

原稿受理 平成10年1月9日
春季講演会において講演 平成10年5月14，15日

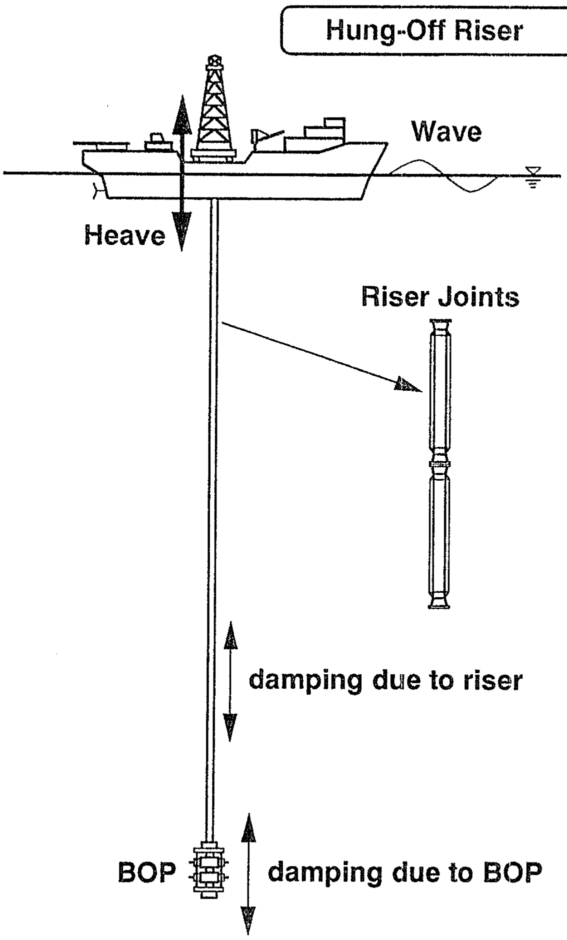

Fig. 1 Schematic diagram of hung-off riser.

た連続体であるライザー管についても存在することを示すものである。さらにこの不動点がライザーの設計に及ぼす影響について論じ，減衰の付加が有効となる状況について検討を行うものである。

2. ライザーの縦振動における不動点の存在

ハングオフ状態のライザーの応答については，浮体質量がライザー質量に比べて大きく，浮体動揺がライザーに強制振動として加わると考えることができる。また，ライザーの縦振動については一般に減衰が小さく，系の応答は線形の運動方程式で十分に記述できることが従来より認められている。以上の前提の下に，下端に BOP を取付けたハングオフライザーの強制縦振動の応答について不動点定理を示す。

ライザーの実際の応答は，浮体動揺も含めて総合的に評価することが必要であるが，一般に応答は狭帯域でなくなるため時系列解析が必要となる。ライザー単独の性能のみで応答を定量的に精度良く評価することはできないが，設計方針の検討には十分な材料を提供するものである。また，以下の展開では減衰は定数として取り扱っているが，周波数に依存して変化するとしても結論は変わらないことは式の展開から容易にわかる。すなわち，注目すべきことは減衰が周波数に依存する場合にも不動点は変化しないことである。また，不動点が減衰量によらず変わらない点であることは，減衰が非線形の場合についても不動点が変わらないことも示唆している。

2.1 ライザーの縦振動の運動方程式

縦振動に関するライザーの運動方程式は次のようになる。

$$-m_{riser}\ddot{u}-c_{riser}\dot{u}+EAu''=0 \qquad (1)$$

ここに，u＝ライザーの変位，m_{riser}＝分布質量，c_{riser}＝減衰係数，EA＝軸剛性である。

2.2 解

調和強制加振を仮定して，変数分離解を次のように仮定する。

$$u(x,t)=U(x)e^{i\omega t} \qquad (2)$$

運動方程式に代入して

$$U''+\frac{m_{riser}\omega^2-i\omega c_{riser}}{EA}U=0 \qquad (3)$$

ここで，変位関数を次のように仮定する。

$$U(x)=e^{\lambda x} \qquad (4)$$

ここで，λ は複素数であり，

$$\lambda=\lambda_0+i\lambda_1 \qquad (5)$$

のように置くと次のような基本的な関係式が得られる。

$$\lambda^2=\lambda_0{}^2-\lambda_1{}^2+2i\lambda_0\lambda_1=-\frac{m_{riser}\omega^2}{EA}+i\frac{\omega c_{riser}}{EA} \qquad (6)$$

$$\lambda_0{}^2-\lambda_1{}^2=-\frac{m_{riser}\omega^2}{EA} \qquad (7)$$

$$\lambda_0\lambda_1=\frac{\omega c_{riser}}{2EA} \qquad (8)$$

以上より変位関数の一般解は次式で表わされる。

$$U=c_1e^{\lambda x}+c_2e^{-\lambda x} \qquad (9)$$

2.3 境界条件

上端における強制変位振幅が 1 であるとすると，上端における境界条件は次式となる

$$U(0)=c_1+c_2=1 \qquad (10)$$

下端においては，質量 M_{bop}，減衰 C_{bop}の BOP に作用する慣性力と減衰力がライザーの軸力と釣り合っている条件から次式が得られる。

$$EAU'(L)-M_{bop}\omega^2U(L)+iC_{bop}\omega U(L)=0 \qquad (11)$$

変位関数の一般解を代入して

$$0=c_1\lambda e^{\lambda L}-c_2\lambda e^{-\lambda L}-\frac{M_{bop}\omega^2-iC_{bop}\omega}{EA}(c_1e^{\lambda L}+c_2e^{-\lambda L})$$
$$=c_1(\lambda-\alpha+i\beta)e^{\lambda L}-c_2(\lambda+\alpha-i\beta)e^{-\lambda L} \qquad (12)$$

ここに次のように置いた。

$$\alpha=\frac{M_{bop}\omega^2}{EA}=\frac{M_{bop}}{m_{riser}}\lambda_1{}^2,\quad \beta=\frac{C_{bop}\omega}{EA} \qquad (13)$$

以上より，係数を求めることが出来る。

$$c_1=\frac{(\lambda+\alpha-i\beta)e^{-\lambda L}}{(\lambda-\alpha+i\beta)e^{\lambda L}+(\lambda+\alpha-i\beta)e^{-\lambda L}} \qquad (14)$$

$$c_2=\frac{(\lambda-\alpha+i\beta)e^{\lambda L}}{(\lambda-\alpha+i\beta)e^{\lambda L}+(\lambda+\alpha-i\beta)e^{-\lambda L}} \qquad (15)$$

2.4 ライザー上端における歪み

求めた係数(14)，(15)を変位関数の一般解(9)に代入した上で，ライザー上端における歪み振幅を求める。

$$\begin{aligned}U'(0)&=c_1\lambda-c_2\lambda\\&=-\lambda\frac{(\lambda-\alpha+i\beta)e^{\lambda L}-(\lambda+\alpha-i\beta)e^{-\lambda L}}{(\lambda-\alpha+i\beta)e^{\lambda L}+(\lambda+\alpha-i\beta)e^{-\lambda L}}\\&=-(\lambda_0+i\lambda_1)[(\lambda_0+i\lambda_1)\{(e^{\lambda_0L}-e^{-\lambda_0L})\cos\lambda_1L\\&\quad+i(e^{\lambda_0L}+e^{-\lambda_0L})\sin\lambda_1L\}-(\alpha-i\beta)\{(e^{\lambda_0L}\\&\quad+e^{-\lambda_0L})\cos\lambda_1L+i(e^{\lambda_0L}-e^{-\lambda_0L})\sin\lambda_1L\}]\\&\quad/[(\lambda_0+i\lambda_1)\{(e^{\lambda_0L}+e^{-\lambda_0L})\cos\lambda_1L+i(e^{\lambda_0L}\\&\quad-e^{-\lambda_0L})\sin\lambda_1L\}-(\alpha-i\beta)\{(e^{\lambda_0L}\\&\quad-e^{-\lambda_0L})\cos\lambda_1L+i(e^{\lambda_0L}+e^{-\lambda_0L})\sin\lambda_1L\}]\\&=-(\lambda_0+i\lambda_1)[(\lambda_0+i\lambda_1)(shc+ichs)-\alpha(chc\\&\quad+ishs)+i\beta(chc+ishs)]/[(\lambda_0+i\lambda_1)(chc\\&\quad+ishs)-\alpha(shc+ichs)+i\beta(shc+ichs)]\\&=-(\lambda_0+i\lambda_1)[\lambda_0shc-\lambda_1chs-\alpha chc-\beta shs\\&\quad+i(\lambda_0chs+\lambda_1shc-\alpha shs+\beta chc)]/[\lambda_0chc\\&\quad-\lambda_1shs-\alpha shc-\beta chs+i(\lambda_0shs+\lambda_1chc\\&\quad-\alpha shs+\beta shc)]\end{aligned}\tag{16}$$

ここに，次の表記を用いた。

$$ch=\frac{e^{\lambda_0L}+e^{-\lambda_0L}}{2},\ sh=\frac{e^{\lambda_0L}-e^{-\lambda_0L}}{2},$$
$$c=\cos\lambda_1L,\ s=\sin\lambda_1L\tag{17}$$

ここで，周波数応答における不動点を求めるために，歪み振幅の2乗を次のように定義する。

$$\begin{aligned}F_{strain}=|U'(0)|^2&=(\lambda_0^2+\lambda_1^2)[Ch(\lambda_0^2+\lambda_1^2+\alpha^2+\beta^2)\\&\quad-2\lambda_0\alpha sh+2\lambda_1\beta Sh-C(\lambda_0^2+\lambda_1^2-\alpha^2-\beta^2)\\&\quad+2\lambda_1\alpha S+2\lambda_0\beta S]/[Ch(\lambda_0^2+\lambda_1^2+\alpha^2+\beta^2)\\&\quad-2\lambda_0\alpha Sh+2\lambda_1\beta Sh+C(\lambda_0^2+\lambda_1^2-\alpha^2-\beta^2)\\&\quad-2\lambda_1\alpha S-2\lambda_0\beta S]\end{aligned}\tag{18}$$

ここに，次の表記を用いた。

$$Ch=\frac{e^{2\lambda_0L}+e^{-2\lambda_0L}}{2},\ Sh=\frac{e^{2\lambda_0L}-e^{-2\lambda_0L}}{2},\ C=\cos2\lambda_1L,$$
$$S=\sin2\lambda_1L$$
$$(shc)^2+(chs)^2=\frac{Ch-C}{2}$$
$$(chc)^2+(shs)^2=\frac{Ch+C}{2}$$
$$shchc^2+shchs^2=\frac{Sh}{2}$$
$$ch^2sc-sh^2sc=\frac{S}{2}\tag{19}$$

2.5 ライザー下端における変位

ライザー上端の歪と同様にしてライザー下端における変位振幅を一般解(9)と係数(14)，(15)から求める。

$$\begin{aligned}U(L)&=c_1e^{\lambda L}+c_2e^{-\lambda L}\\&=[\lambda_0+i\lambda_1]/[\lambda_0chc-\lambda_1shs-\alpha shc-\beta chs\\&\quad+i(\lambda_0shs+\lambda_1chc-\alpha chs+\beta shc)]\end{aligned}\tag{20}$$

下端変位振幅の2乗量を次のように定義する。

$$\begin{aligned}F_{displacement}&=|U(L)|^2\\&=[2(\lambda_0^2+\lambda_1^2)]/[Ch(\lambda_0^2+\lambda_1^2+\alpha^2+\beta^2)\\&\quad-2\lambda_0\alpha Sh+2\lambda_1\beta Sh+C(\lambda_0^2+\lambda_1^2\\&\quad-\alpha^2-\beta^2)-2\lambda_1\alpha S-2\lambda_0\beta S]\end{aligned}\tag{21}$$

2.6 歪の周波数応答における不動点

2.6.1 ライザーの減衰に関する不動点

ライザー上端の歪について不動点を求める。不動点は周波数応答において減衰の値によらず一定値となる点であるので，ライザーに作用する減衰に関する不動点は次の条件から求められる。

$$0=\frac{\partial F_{strain}}{\partial c_{riser}}\tag{22}$$

さらに，得られた式がライザーの減衰量に依存しない場合に不動点となる。不動点は減衰量によらず応答量が変わらない点であるから，減衰が周波数に依存する場合にも不動点は不変であることは容易にわかる。(22)式がゼロとなる条件は(22)式の分子がゼロとなる条件になるので，多少繁雑な微分計算を実施すると次式が得られる。

$$\begin{aligned}0&=4\lambda_0\lambda_0'[\{Ch(\lambda_0^2+\lambda_1^2+\alpha^2+\beta^2)-2\lambda_0\alpha Sh+2\lambda_1\beta Sh\}^2\\&\quad-\{C(\lambda_0^2+\lambda_1^2-\alpha^2-\beta^2)-2\lambda_1\alpha S-2\lambda_0\beta S\}^2]\\&\quad+\frac{\omega}{EA}\Big[-\lambda_0\{Ch(\lambda_0^2+\lambda_1^2+\alpha^2+\beta^2)-2\lambda_0\alpha Sh\\&\quad+2\lambda_1\beta Sh\}\{-2LS(\lambda_0^2+\lambda_1^2-\alpha^2-\beta^2)\\&\quad+2C\left(2\lambda_1-2\left(\frac{M_{bop}}{m_{riser}}\right)^2\lambda_1^3-\frac{C_{bop}^2}{m_{riser}EA}\lambda_1\right)-2\alpha S\\&\quad-4\lambda_1\frac{M_{bop}}{m_{riser}}\lambda_1S-4\lambda_1L\alpha C-2\frac{\lambda_1}{\lambda_0}\beta S\\&\quad-2\lambda_0\frac{C_{bop}}{\sqrt{m_{riser}EA}}S-4L\lambda_0\beta C\Big\}\\&\quad+\lambda_1\{C(\lambda_0^2+\lambda_1^2-\alpha^2-\beta^2)-2\lambda_1\alpha S-2\lambda_0\beta S\}\\&\quad\times\{2LSh(\lambda_0^2+\lambda_1^2+\alpha^2+\beta^2)\\&\quad+2Ch\left(2\lambda_0+2\left(\frac{M_{bop}}{m_{riser}}\right)^2\lambda_1^2\lambda_0+\frac{C_{bop}^2}{m_{riser}EA}\lambda_0\right)\\&\quad-2\alpha Sh-4\lambda_0^2\frac{M_{bop}}{m_{riser}}Sh-4\lambda_0L\alpha Ch+2\frac{\lambda_0}{\lambda_1}\beta Sh\\&\quad+2\lambda_0\frac{C_{bop}}{\sqrt{m_{riser}EA}}Sh+4\lambda_1L\beta Ch\Big\}\Big]\end{aligned}\tag{23}$$

ここに，c_{riser} による微分に関する次の関係を(6)，(7)，(8)式から求めて用いた

$$\lambda_0\lambda_0'-\lambda_1\lambda_1'=0$$
$$\lambda_1\lambda_0+\lambda_0\lambda_1'=\frac{\omega}{2EA}$$
$$(\lambda_0^2+\lambda_1^2)\lambda_0'=\frac{\omega}{2EA}\lambda_1$$
$$(\lambda_0^2+\lambda_1^2)\lambda_1'=\frac{\omega}{2EA}\lambda_0\tag{24}$$

さらに，Table 1に示す実際のライザー例について，減衰が小さく，BOPの質量がライザー質量に比べて小さいことなどを考慮し，各パラメーターの大きさを評価すると，おおよそ次の関係が成り立つことがわかる。

$$\lambda_1:\alpha:\lambda_0:\beta\approx1000:100:10:5$$

上記の関係を用いて微小項を無視すると不動点の条件式

Table 1 Principal parameters of riser for comparative calculations.

Length (m)	4000
Outer Diameter (in)	21
Inner Diameter (in)	19.5
Axial rigidity (N)	6.23×10^{9}
Mass per unit length (kg/m)	500
Mass of B.O.P. (kg)	130000

Young's modulus = 2.06×10^{11} (N/m^2)

(23)は次式のようになる。減衰が微小の場合 S, C, λ_1 は周波数のみに依存するため，次式は減衰に依存しなくなるのでこの式を解いて求められる不動点はライザーの減衰に依存せず，不動点の条件を満たすことがわかる。

$$0=1-C^2+2\frac{M_{bop}}{m_{riser}L}(2\lambda_1L)SC+\frac{1}{2}\{S+(2\lambda_1L)C\}\left\{(2\lambda_1L)-\frac{M_{bop}}{m_{riser}L}(2\lambda_1L)+2\frac{C_{bop}}{\sqrt{m_{riser}EA}}\frac{(2\lambda_1L)}{(2\lambda_0L)}\right\}-\frac{1}{2}\frac{M_{bop}}{m_{riser}L}(2\lambda_1L)^3S-\frac{C_{bop}}{\sqrt{m_{riser}EA}}\frac{M_{bop}}{m_{riser}L}\frac{(2\lambda_1L)^3}{(2\lambda_0L)}S \quad (25)$$

ここに，減衰が小さい場合各パラメーターが次のように近似できることを用いた。

$$\lambda_0=\sqrt{\frac{m_{riser}}{EA}}\frac{c_{riser}}{2m_{riser}},\ \lambda_1=\sqrt{\frac{m_{riser}}{EA}}\omega$$
$$\alpha=\frac{M_{bop}\omega^2}{EA}=\frac{M_{bop}}{m_{riser}}\lambda_1^2,\ \beta=\frac{C_{bop}\omega}{EA}=\frac{C_{bop}}{\sqrt{m_{riser}EA}}\lambda_1 \quad (26)$$

2.6.2 BOP の減衰に関する不動点

ライザー上端における歪の BOP に作用する減衰に関しても不動点が存在することを示す。不動点は次の条件から求められる。

$$0=\frac{\partial F_{stress}}{\partial C_{bop}} \quad (27)$$

上式がゼロとなる条件は分子がゼロとなる条件になるので，ライザー減衰に関する場合と同様に多少繁雑な微分計算を実施すると

$$0=\frac{C_{bop}}{\sqrt{m_{riser}EA}}(2\lambda_1L)C-\frac{C_{bop}}{2\sqrt{m_{riser}EA}}\frac{M_{bop}}{m_{riser}L}\times(2\lambda_1L)^2S+\frac{1}{2}(2\lambda_1L)(2\lambda_0L)C-\frac{1}{2}\frac{M_{bop}}{m_{riser}L}(2\lambda_1L)^2(2\lambda_0L)S+\frac{1}{2}(2\lambda_0L)S \quad (28)$$

この式も BOP の減衰に依存せず，不動点の条件を満たすことがわかる。

3. 数値計算例

3.1 ライザー下端の変位

Table 1 のライザー例についてライザー下端の変位を(20)式に基づいて求める。Table 2 に従ってライザーの減衰を $c_{riser}=1$, 200, 500, 1000 Ns/m^2 と変化させた場合のライザー下端の変位振幅を Fig. 2 に，Table 3 に従って BOP の減衰を $C_{bop}=1.0\,e\,4$, $5.0\,e\,5$, $1.0\,e\,6$, $2.0\,e\,6$ Ns/m と変化させた場合のライザー下端の変位を Fig. 3 に示す。いずれの場合も，減衰を増すと同調による応答の増大が減り，変位振幅は加振振幅に近くなる。下端変位に関する限り減衰の付加は有効であることがわかる。

3.2 ライザー上端の歪

同じく Table 1 のライザー例についてライザー上端に生じる歪の振幅量を計算する。Table 2 に従ってライザー

Table 2 Riser damping for comparative calculations.

	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4
Damping per unit length (Ns/m^2)	1	250	500	1000
Damping of BOP (Ns/m)	1.0e4	1.0e4	1.0e4	1.0e4

Table 3 BOP damping for comparative calculations.

	CASE 5	CASE 6	CASE 7	CASE 8
Damping per unit length (Ns/m^2)	1	1	1	1
Damping of BOP (Ns/m)	1.0e4	5.0e5	1.0e6	2.0e6

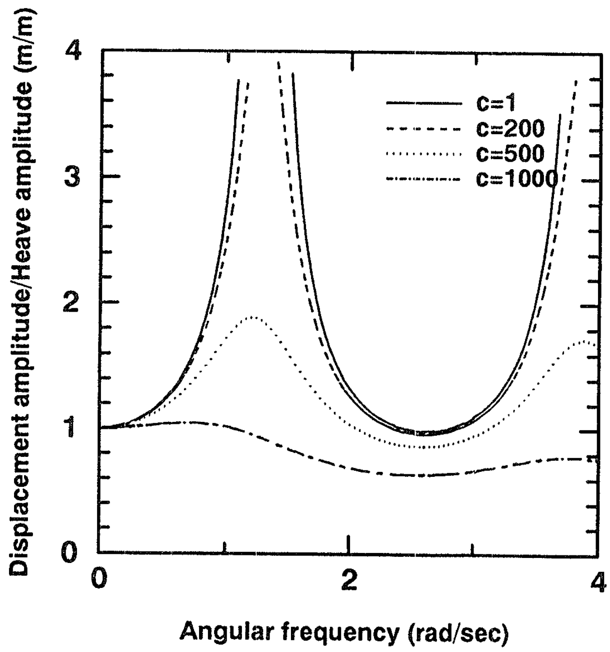

Fig. 2 Frequency response of riser bottom displacement with changing riser damping.

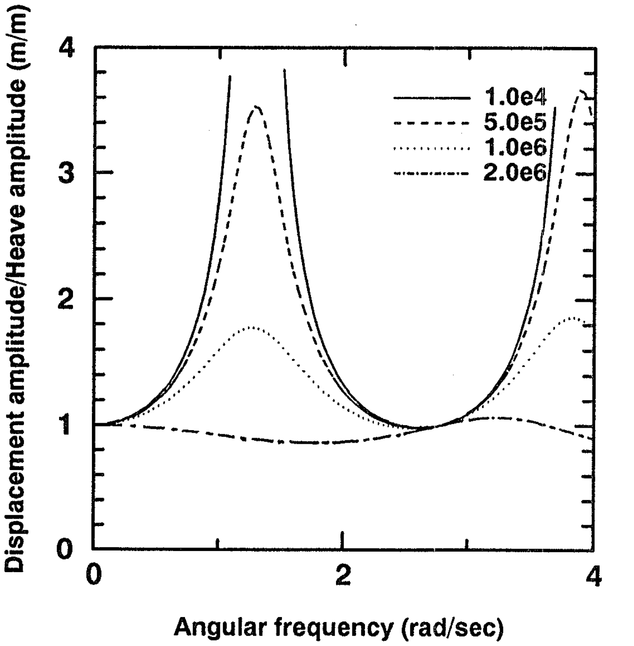

Fig. 3 Frequency response of riser bottom displacement with changing BOP damping.

の減衰を変化させた場合の結果を Fig. 4 に示す。不動点を(25)式から評価すると $2\lambda_1 L=1.9894$, 4.6188, 7.5276 となる。対応する周波数は $\omega=0.8779$, 2.0383, 3.3220 となる。図中にこれらの周波数の位置を示す。不動点が存在し周波数応答曲線が一点で交差することが分かる。(25)式の近似の精度により不動点の位置が実際と多少ずれている。Table 3 に従って BOP の減衰を変化させた場合の結果を Fig. 5 に示す。不動点を(28)式から評価すると $2\lambda_1 L=$ 1.6129, 4.5762, 7.5941 となり，対応する周波数は $\omega=$ 0.7118, 2.0195, 3.3513 となる。図中にこれらの周波数の

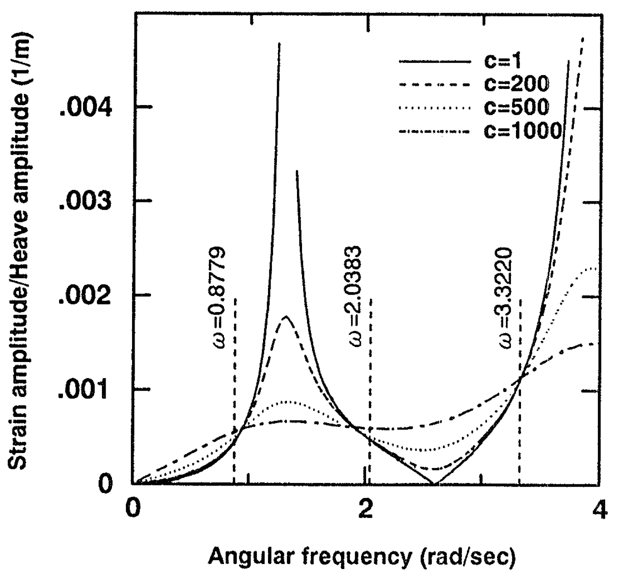

Fig. 4 Fixed points in frequency response of riser top strain with respect to riser damping.

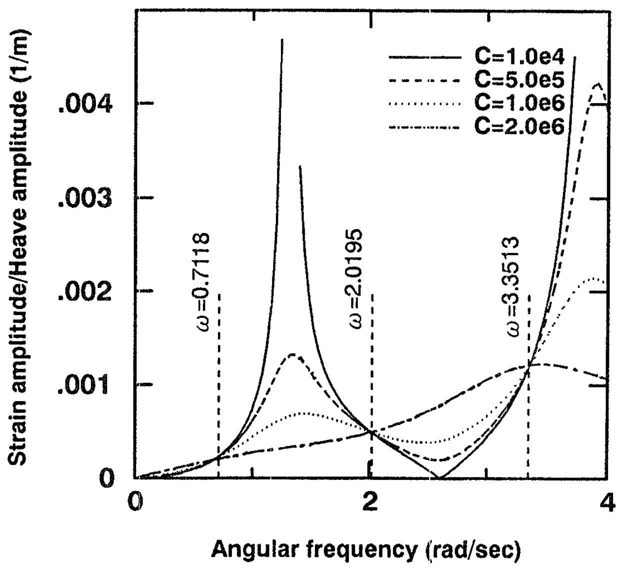

Fig. 5 Fixed points in frequency response of riser top strain with respect to BOP damping.

位置を示す。不動点が存在し周波数応答曲線が一点で交差することが分かる。

4. 大水深ライザーの設計に関する考察

ハングオフ状態のライザーの動的応答は，浮体の質量に比較してライザーの質量が小さいことから，浮体動揺による強制加振と考えることができる。ライザー応答の詳細を定量的に評価するためには実際に時系列計算を行う必要があるが，設計の方針についてはライザー単独の周波数応答によって議論することができる。

ライザーの応答を軽減する上で減衰の増加は有効かという問いかけに対しては，従来いくつかの検討が行われてきた[3-6]。本研究により，歪の周波数応答に不動点が存在することが示されたので，加振周波数と不動点との位置関係により，より詳しく議論することが可能となった。Fig. 6 に示すように歪に関しては，不動点より加振周波数が低い Excitation 1 の場合，減衰を付加することにより応答は劣化し，内力の増加を招くことが判る。したがって，減衰の増加はかえって有害であるといえる。しかしながら，劣化の程度はわずかである。逆に，Excitation 3 のように不動点より加振周波数が高い場合，特に共振周波数を含むような場合，減衰の増加によって変位，内力ともに応答が顕著に改善されることがわかる。不動点が加振周波数範囲に含まれる Excitation 2 のような場合，すなわちライザーの共振周波数に加振周波数がかなり接近する場合には減衰の効果は慎重に判断する必要がある。一方，変位応答に関しては減衰の付加はライザー，BOP いずれの減衰に関しても応答の低減に作用する。ハングオフ状態ではライザー下端を海底上ある程度の高さに維持しているので，変位応答の重要性

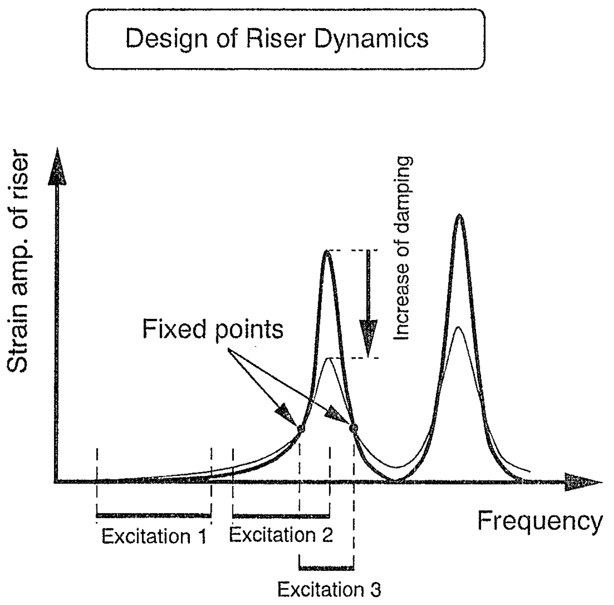

Fig. 6 Design of dynamic response of riser.

は低く，強度に関係する歪に関する判断がより重要である。

ところで，ライザーの静的釣合を考えると，浮力材を付加して中性浮力に近づけることにより吊り下げ装置の負担を減らすことが望ましいが，一方で，動的な応答については浮力材の付加により質量が増大し，固有周波数の低下を招き，浮体動揺の周波数領域に接近して動的な応答の増大を招く。ライザー上端における張力はライザーの水中重量に動的な変動成分を加えたものであり，中性浮力に近く，かつ動的な変動が大きくなると容易に圧縮力が生じ座屈に至ってしまう。そこで，吊り下げ装置の容量は許される範囲で増やし，水中重量を増して静的張力を大きくするとともに，浮力材を減らすことによって質量を減らして動的な張力変動を小さくして応答の劣化を防ぐことが必要となる。吊り下げ装置の容量が増やせない場合には，ライザー本体をより管径の小さなものとして軽量化して，生じた余裕で浮力体を減らすことが望ましい[7,10]。

この様な基本的な設計方針に本研究の成果を照らすと，ライザー固有周波数を浮体動揺の周波数領域からなるべく遠ざけることにより基本的応答が改善されることに変わりない。その上で，浮体動揺による加振周波数範囲が不動点より低くなる場合には，減衰を付加することは望ましくなく，一方，不動点が加振周波数範囲に含まれる場合には，減衰を付加することにより得られる応答改善の効果は，減衰増加により低下する応答を補って余る効果が期待できる。加振周波数領域が共振周波数を含む場合は減衰を付加する必要がある。

5. 結 論

本研究では，ライザーに最も顕著な応答が現われ，強度設計において基本的な検討状態となるハングオフ状態における縦振動について検討を加え，以下の結論を得た。

1) ライザーに生じる歪の周波数応答には，ライザー，BOP いずれの減衰を変化させる場合にも，減衰によらず応答量の変化しない不動点が存在することを明らかにし，不動点の評価式を求めた。

2) ライザーの応答を軽減する上で減衰を増加することが有効かという問いかけに対しては，不動点より加振周波数が低い場合には，減衰を付加することは内力を増やすことになりかえって有害である。逆に，不動点より加振周波数が高い場合，共振周波数が加振周波数範囲に入る場合も含めて，減衰の増加によって変位，内力ともに応答が顕著に改善されることを示した。

3) 変位応答に関しては減衰の付加はライザー，BOP いずれの減衰に関しても応答が低減する方向に作用することが明らかとなった。

参 考 文 献

1) C. P. Sparks, "Riser Technology for Deepwater Scientific Drilling in the 21 st Century", OMAE 1995, Vol. -1 B, 1995, pp. 271-279.

2) C. P. Sparks, J. P. Cabillic and J. -C. Schawann, "Longitudinal Resonant Behavior of Very Deep Water Risers", OTC 4317, Offshore Technology Conference, 1982, pp. 201-211.

3) K. Aso, K. Kan and H. Doki, "Experiment for Optimum Buffer Damping in Reducing Longitudinal Vibration of a Long Pipe String", Int. J. of Offshore and Polar Engineering, Vol. 7, No. 2, 1997, pp. 104-110.

4) K. Aso, K. Kan, H. Doki and M. Mori, "The Shape-Effect of Buffer on the Longitudinal Vibration of a Pipe-String in the Deep Sea", Int. J. of Offshore and Polar Engineering, Vol. 1, No. 2, 1991, pp. 154-160.

5) 麻生和夫, 菅勝重, 土岐仁, 森雅裕 "深海における揚鉱管の縦振動", 第9回海洋工学シンポジウム, 日本造船学会, 1989, pp. 323-330.

6) K. Aso, K. Kan, H. Doki and T. Ohkoshi, "The Effects of Vibration Absorbers on the Longitudinal Vibration of a Pipe String in the Deep Sea-Part 2 : A Case of Mining Manganese Nodules", Int. J. of Offshore and Polar Engineering, Vol. 4, No. 1, 1994, pp. 62-67.

7) 鈴木英之, 吉田宏一郎, 石坂智成："大水深ライザーの応答挙動と設計に関する考察", 日本造船学会論文集, 第181号, 1997, pp. 271-279.

8) J. S. Chung, Bao-rong Cheng and H. -P. Huttelmaier, "Three-Dimensional Coupled Responses of a Vertical Deep-Ocean Pipe : Part I. Excitation at Pipe Top and External Torsion", Int. J. of Offshore and Polar Engineering, Vol. 4, No. 4, 1994, pp. 320-330.

9) J. S. Chung, Bao-rong Cheng and H. -P. Huttelmaier, "Three-Dimensional Coupled Responses

of a Vertical Deep-Ocean Pipe: Part II. Excitation at Pipe Top and External Torsion", Int. J. of Offshore and Polar Engineering, Vol. 4, No. 4, 1994, pp. 331-339.

10) 安川宏紀, 尾崎雅彦, 田辺明生："ハングオフ状態における大水深ライザーの張力変動と波高限界", 日本造船学会論文集, 第182号, 1997, pp. 187-198.

11) J. P. Den Hartog, "Mechanical Vibrations", 3rd Edition, McGRAW-HILL, 1947.