

## 6 ノルウェーの文献

### 6.1 浮体コンクリート構造物の解析

#### 6.1.1 一般

この章では浮体コンクリート構造物に作用する主な荷重の影響を検討する。手計算またはデスクコンピュータを対象に、単純なモデルについて説明する。

浮体構造においては、浮き台とデッキとの間の相互作用が重要となる。この章においては浮き台はコンクリートとし、デッキの剛性を考慮する。デッキの質量を考えると、手計算では実際の重量分布と載荷位置を代入することが重要である。

建設時と運用時の各段階を考慮しながら、構造物の全体応答を中心にシステム解析を行う。静的荷重の他に、静水力学的安定も計算する。また、浮き台の限界変形を考えて、静的・動的特性を解析する。

これによって水の付加質量を含めた動的モデルについて、慣性力の全体解析ができる。

懸垂ケーブルで固定した架台 (catenary anchored platform) と張力レッグ型の架台 (tension leg platform) の双方を検討対象とする。

#### 6.1.2 システムの説明

浮体架台 (floating leg platform) を設計するときには、全ての建設段階 (デッキの結合、据え付け)、および運用時について解析する。建設行程の残留応力が設計に影響する場合もある。

図 6.1.1 に示すように、デッキを結合する前は浮き台全体の曲げ剛性は小さい。接合するに際して、水中に沈めた段階では海水の付加質量が相当大きくなる。このため固有周期が大きくなり (約 3 秒)、短期フィヨルド波と共振する事がある。

最大水没時に波の作用線が最も高くなる。

この効果が浮き台全体の設計に影響するが、これは静水圧が高くなるだけでなく、全体効果にもよる。

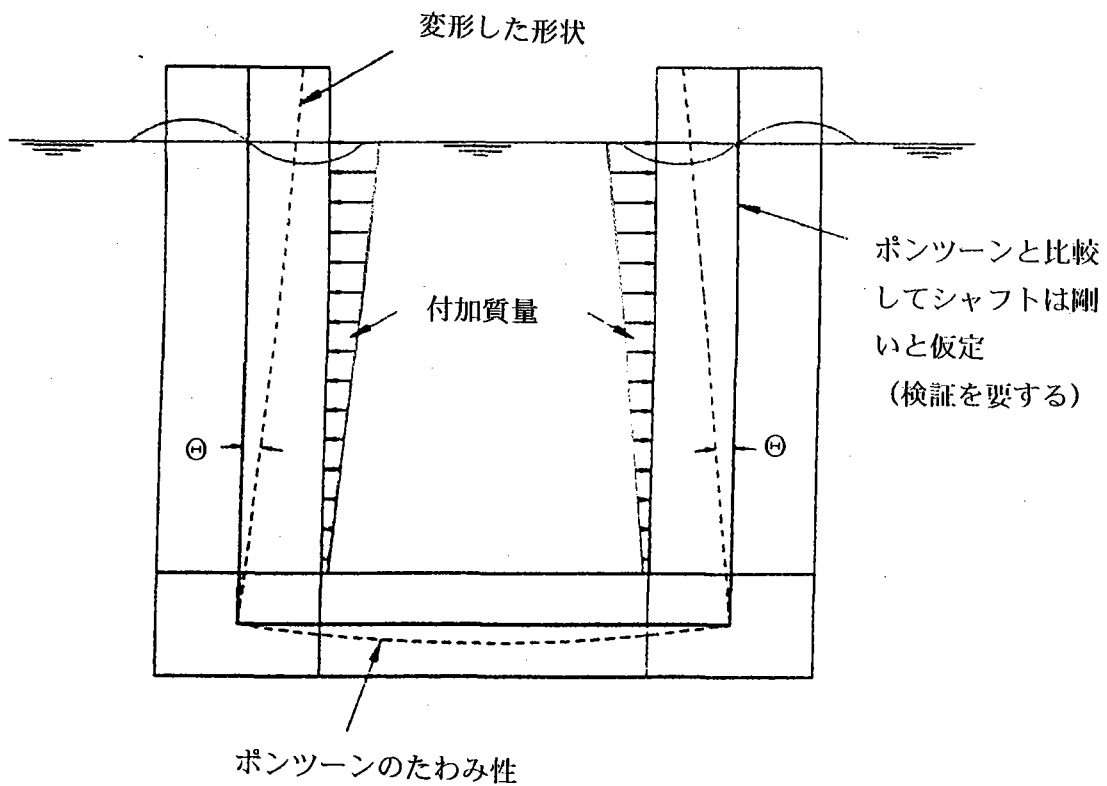


図 6.1.1 デッキ接合前の浮き台

下の図 6.1.2 は、デッキも含めた構造系全体の様子を示す。デッキのおかげで浮き台の頂部は剛性が高まり、図 6.1.1 に示した変形が防止できる。浮き台とデッキの間の荷重分布は、デッキと浮き台の両者を設計するに際して重要である。

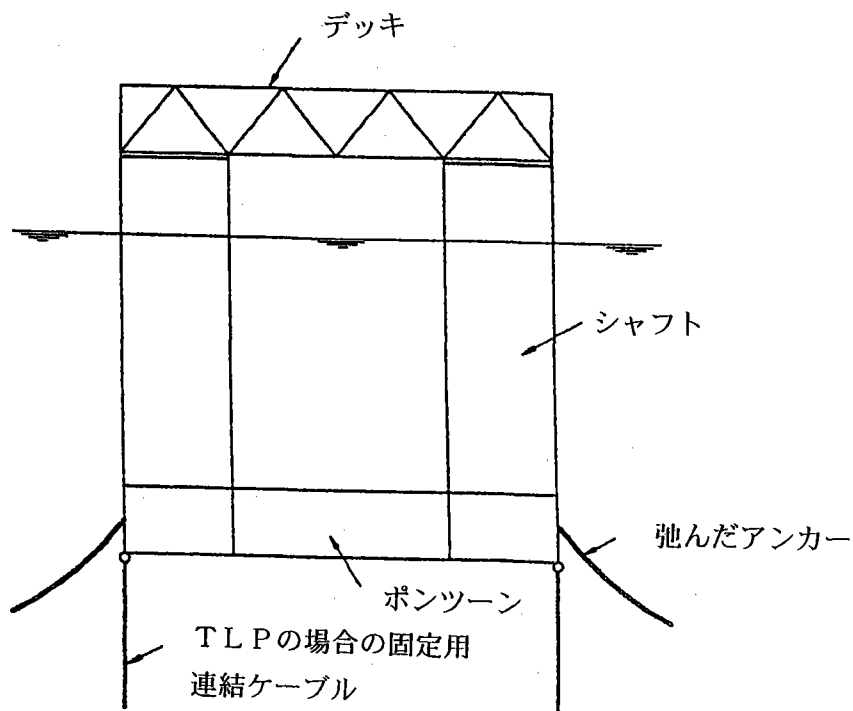


図 6.1.2 接合後の構造系

大規模な運動が頻繁に起こる浮体構造物においては、荷重の影響は変位と変形の2つに分けた方が適切なものとなる。つまり1つの剛体モード（構造物全体としての変位）に対して1つの変形モード（構造物自体の変形）を重ね合わせるわけである。この方法は大規模な運動を伴う構造物の解析にとって十分に確立された方法である。慣性力の判定には剛体モードが支配的に、断面力の判定には変形モードが支配的となる。

静的荷重の場合は、上に述べた分離は簡単に行うことができる。荷重影響の計算は剛体モード、変形モードのどちらについても同じ原理に従うからである。どちらのモード型についてもモード剛性を計算し、次にこれをモード荷重と比較する。動的荷重の場合は、各々の個別モードの動的付加を含めて考える必要がある。ここでは、構造物と周囲の水の質量分布を含むモデルを用意する必要がある。剛体運動と浮き台の変位の両方に対して慣性力が大きな影響をおよぼす。

張力レッグ型架台（TLP）について、剛体モードと変位モードの分離の様子を図6.1.3に図示する。

剛体モードに関連している全体的剛性は、アンカー固定系におけるプレストレスと材料の剛さ、および浮き台の喫水面積から判定する。垂直モードの場合では：ヒービング、ローリング、ピッチングといった波の挙動、及びTLPの連結ケーブルの軸方向剛度等が喫水面積の影響よりも支配的になる。懸垂ケーブル固定型の構造物については、この逆となる。これは波のヒービングとローリングに関して固有周期が影響を受け、2種類の架台で異なってくるためである。

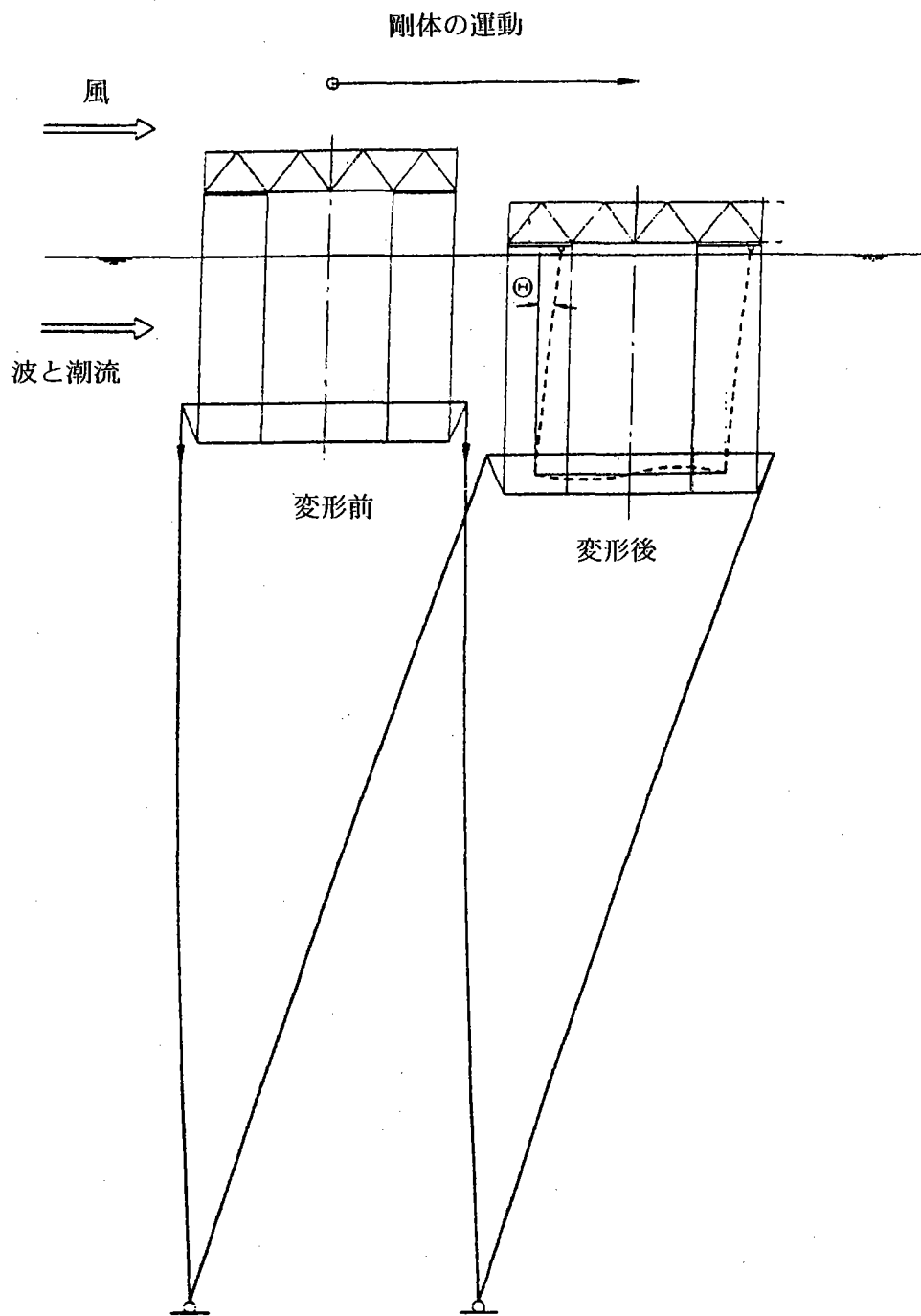


図 6.1.3 剛体モードと変位モード

### 6.1.3 全体的解析

#### 6.1.3.1 流体静力学的安定性

図 6.1.4 では流体静力学的安定性の維持に必要な項が示されているが、ここで、

- $T_R$  : ライザーの張力
- $T$  : アンカーの張力
- $G$  : 水バラストを含む架台の重量
- $I_w$  : 喫水線での慣性モーメント

単位回転 (1 ラジアン) について浮体の重心からメタセンターまでの移動量  $e_B$

$$e_B = \frac{\rho g \cdot I_w}{\nabla} \quad (6.1.1)$$

- ここに、
- $\rho$  : 水の比重 (1.07tf/m<sup>3</sup>)
  - $g$  : 重力加速度 (9.81m/sec<sup>2</sup>)
  - $\nabla$  : 排水量 (ライザー、アンカーの張力を含む)

である。

浮き台のアンカー高さに対して相対的な単位回転に関するモーメントの均衡

$$M = \nabla \cdot (Z_B + e_B + Z_0) - G \cdot (Z_G - Z_0) + \sum \Delta T \cdot a - T_R \cdot (Z_B - Z_0) \quad (6.1.2)$$

(6.1.2) において、 $\Delta T$  は単位回転当たりのアンカーケーブル張力の変化で、TLP においては次の式となる。

$$\Delta T = \frac{EA}{L} \cdot a \quad (6.1.3)$$

ここで張力ケーブル当たりの軸方向剛度  $EA/L$  を導入している。

自由浮動型の構造物を建造し、曳航し、あるいは据え付ける過程では、ライザーとアンカーの寄与を(6.1.2)から除くことができる。そのとき $\nabla (=G)$ と安定化モーメントは次のようになる。

$$M = G \cdot (Z_B + e_B + Z_G) \quad (6.1.4)$$

また

$$Z_0 = \frac{M}{G} = \frac{\rho g \cdot I_w}{G} \quad (6.1.5)$$

$Z_0$  (構造物の重心からメタセンターまでの距離)が自由浮動構造物に関する安定照査の基準となる。

$$Z_0 > 0 \quad (\text{安定}) \qquad Z_0 < 0 \quad (\text{不安定})$$

運用中のTLPについては、連結ケーブルが流体静力学的な安定に関して支配的な項となる。

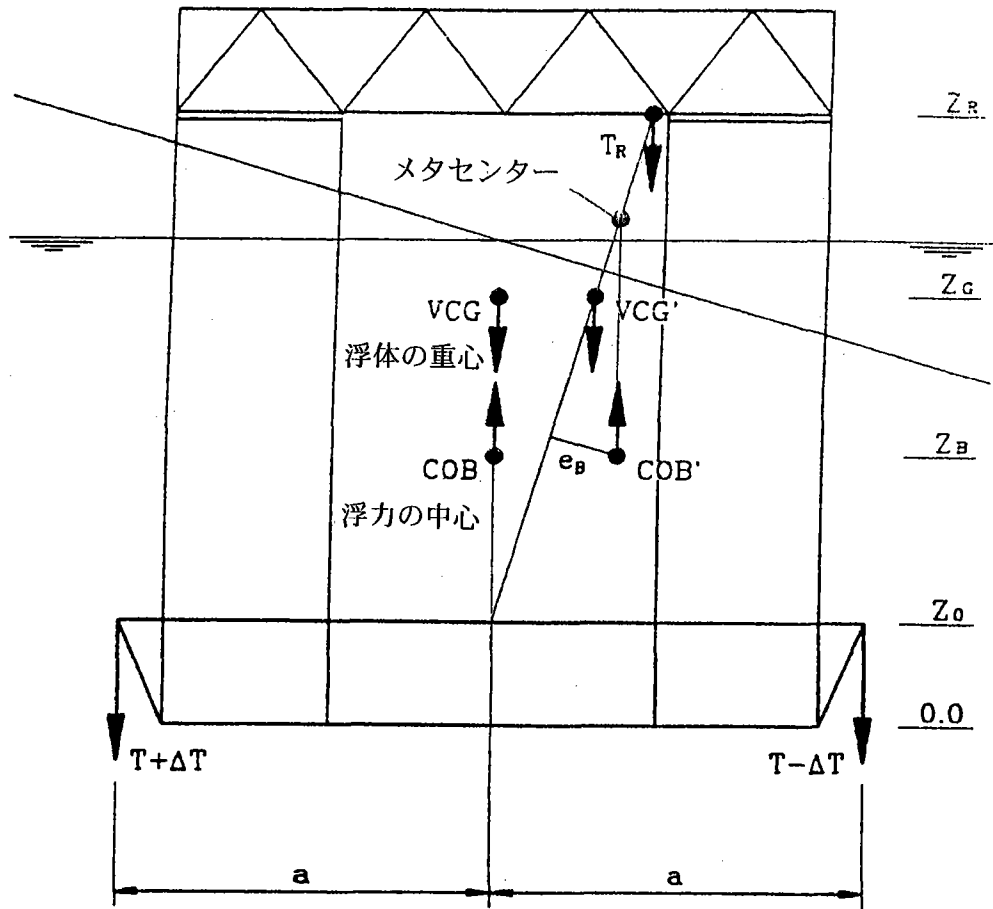


図 6.1.4 流体力学的安定性

### 6.1.3.2 静的剛体運動

いま浮き台が変形しないと仮定し、またアンカー固定系の剛さが所与の荷重に関する運動を決定すると仮定する。図 6.1.5 に示すように、デカルト座標系において平衡式を確定する事が便利であり、架台のアンカー固定系の中心に原点を配置する。こうして  $6 \times 6$  の剛性関係を設定する。

FX	KXX					U	(6.1.6)
FY		KYY				V	
FZ			KZZ			W	
MX				KRX		RX	
MY					KRY	RY	
MZ						RZ	

TLPについては、水平方向バネについては連結ケーブルの長さおよびプレテンションから定義することができる。

$$K_{XX} = K_{YY} = \sum \frac{T_i}{L_i} \quad (6.1.7)$$

ここに、

$T_i$  :  $i$  番目の連結ケーブルのプレテンション

$L_i$  :  $i$  番目の連結ケーブル長

鉛直方向バネについては連結ケーブルの軸方向剛度によって決まり、喫水面積の寄与するところは二次的である。

$$K_{ZZ} = \sum \frac{EA_i}{L_i} + \rho g \cdot A_w \quad (6.1.8)$$

ここに、

$EA/L$  : 連結ケーブルの鉛直方向剛度

$A_w$  : 架台の喫水面積



(6.1.6) における式は一次式で、固定アンカーにおける張力が架台運動の結果として

変化することを考慮していない。連結ケーブルの剛度が支配的である TLP にとって、浮き台は脇道運動に関する鉛直面におけるほぼ円形の経路に従うことになる。所与の水平変位  $U$  について、深さの増加は次のようになる。

$$W = L \left\{ 1 - \cos \left( a \sin \frac{U}{L} \right) \right\} \quad (6.1.9)$$

ここに  $L$  は連結ケーブル長である。深さのこの増大は数メートルのオーダーになることもある。これによって浮力が生じるので、その結果連結ケーブルに対する力が再度変化する。

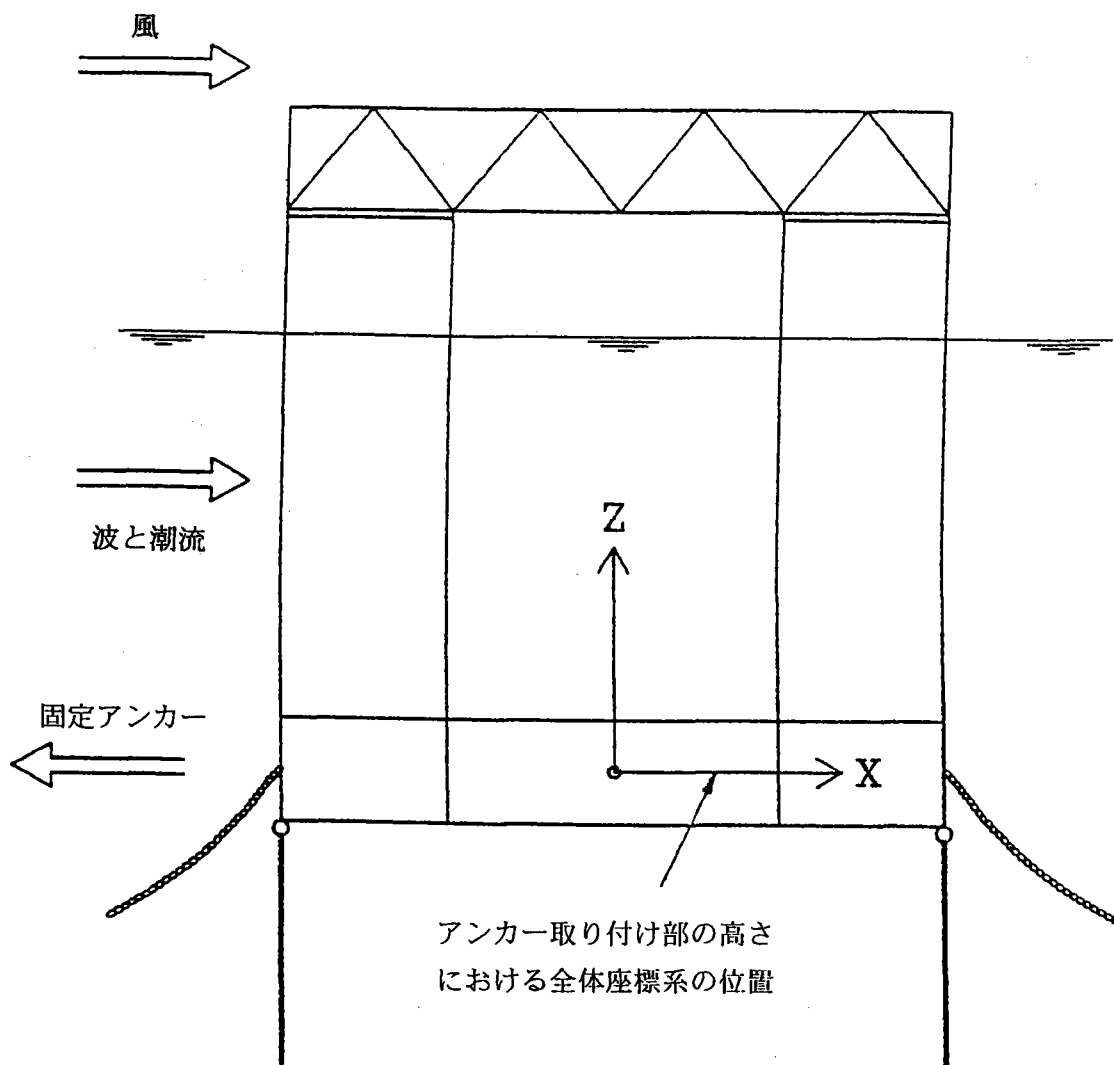


図 6.1.5 全体基準システム

変形と断面力を求めるにはポンツーン、シャフトおよびデッキの剛度が必要になる。また、ポンツーンとシャフトの間の境界、シャフトとデッキの間の境界の正しい剛度モデルを確保することも必要である。

手計算を使って、断面力を求める方法を以下に示す。別の方法があり、エレメントプログラムでは、特に異なる載荷状況を解析する場合にはビームモデルを用いる手法である。

図 6.1.7 を参照して、ポンツーンの境界線におけるモーメントを計算する意図をもって仮想変形の形を選択する。ここではまだ、シャフトの頂部とデッキの間では単純支持した接合部を有すると仮定するが、この仮定は各荷重の状況について評価し直す必要がある。ポンツーンの曲げモーメントが  $M_{pon}$  と与えられ、 $\delta \beta$  が  $M_{pon}$  を伴う部分における仮想角度として与えられると、仮想内部仕事は下記のようなになる。

$$\delta W = 4 \cdot M_{pon} \cdot \delta \beta \quad (6.1.10)$$

ポンツーン ( $0^\circ$  または  $90^\circ$ ) に平行な荷重については下記のようなになる。風ないし潮流による静的荷重の合力は、架台の座標系との関係で、高さ  $Z_p$  において大きさ  $P$  で作用すると仮定する。これで、軸方向剛度がより支配的である TLP については下記のようなになる。

$$\Delta T = \frac{P \cdot Z_p}{4 a} \quad (6.1.11)$$

仮想内部仕事は次のように与えられる。

$$\delta W_e = P \cdot Z_p \cdot (1 - d/a) \cdot \delta \alpha \quad (6.1.12)$$

表記法については図 6.1.7 を参照されたい。

### 6.1.3.3 浮き台の静的変形

この節では静的荷重の影響下にある浮き台の変形モードを扱い、構造物における断面力を求める。図 6.1.6 に示す変形パターンは、波および風による荷重に関する代表的な例である。

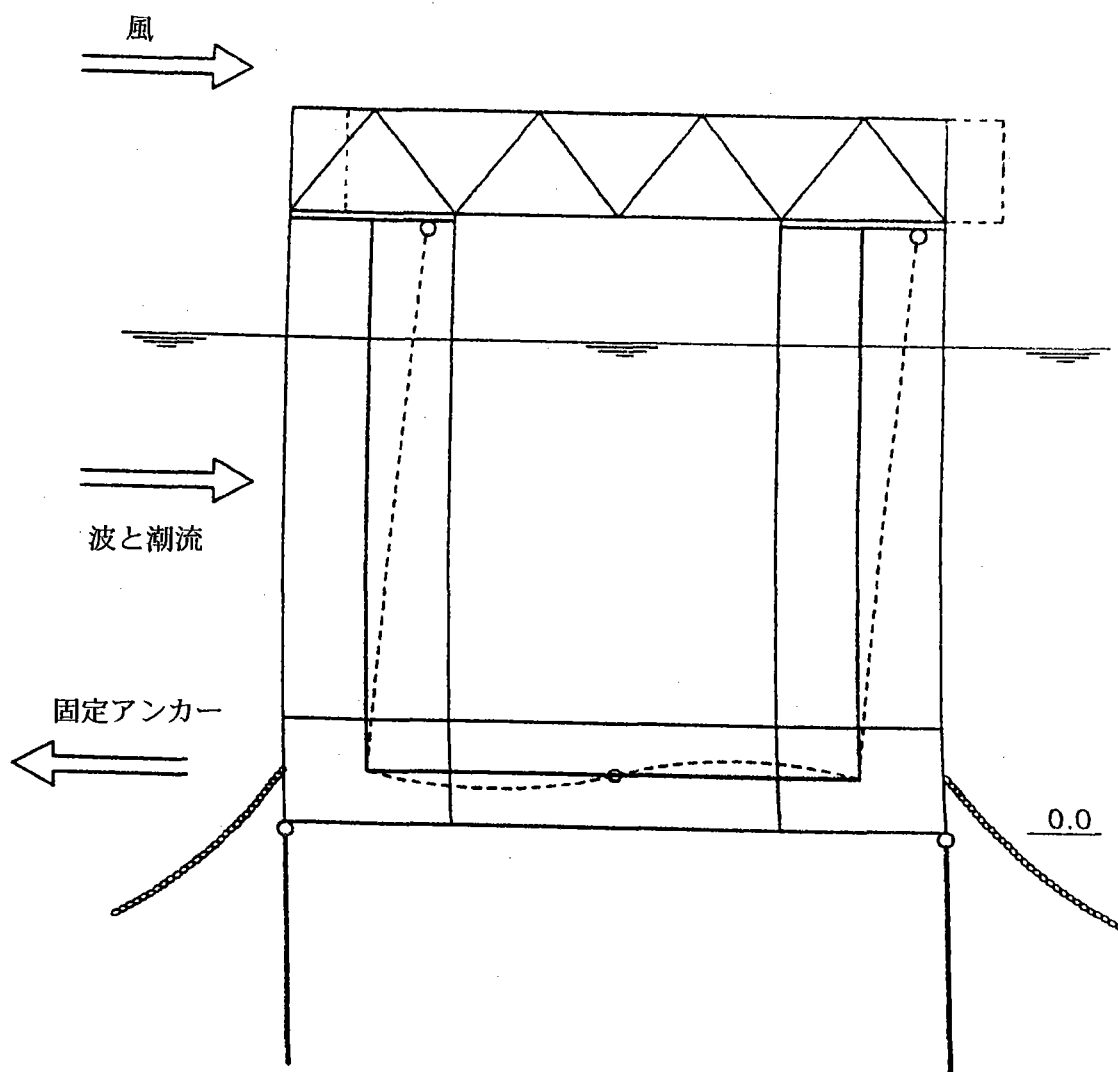


図 6.1.6 浮き台の曲げ変形

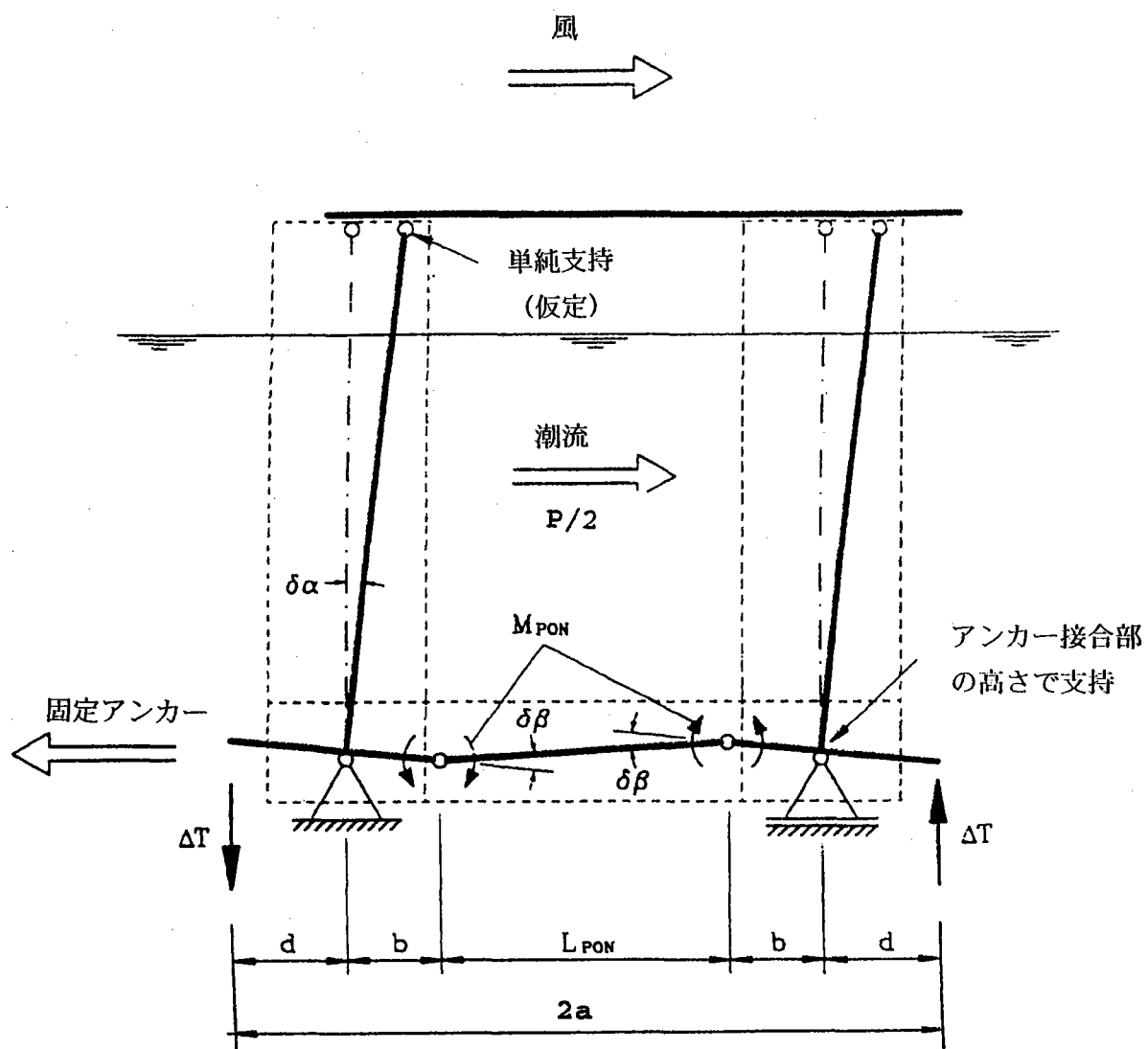


図 6.1.7 仮想変位図

$\delta \alpha$ と $\delta \beta$ の関係は図 6.1.7 の幾何形状から次のように与えられる。

$$\delta \beta = \delta \alpha \cdot \left( 1 - \frac{2b}{L_{pon}} \right) \quad (6.1.13)$$

(6.1.10)、(6.1.11)、(6.1.13) を比較すると、ポンツーン境界線における曲げモーメントは次のようになる。

$$M_{pon} = \frac{P \cdot \tau_p}{4} \cdot \frac{1 - \frac{d}{a}}{1 - \frac{2b}{L_{pon}}} \quad (6.1.14)$$

上の関係は、実際のポンツーンに平行な静的荷重について引き出したものである。異なる荷重方向については、単純フレーム・プログラムを用いるのがよい。図 6.1.7 に示した事例の場合は、ポンツーン全体の曲げモーメント図は直線的であり、2つのポンツーンの反対側にある張力を伴い、ポンツーンの中央では曲げモーメントはゼロになる。風、潮流から生じるせん断力はポンツーンに沿って一定である。

上述の仮想仕事を用いることにより、全体均衡モデルに寄与する全ての荷重を含めることが極めて重要であり、 $\Delta T$ の寄与を参照されたい。

#### 6.1.3.4 残留部分力

接合作業時にデッキ荷重が中心から外れて配置されると、一般にたわみ性の浮き台に変形と断面力が生じ、これを抑えるためにジャッキ作業が必要になる。

(図 6.1.1 参照) このことと、接合後の浮き台で同時バラスト放棄を行うことは、浮き台の永久応力につながるので設計時にこれらを考慮に入れなければならない。残留部分力は手計算で、あるいはデスクトップ・コンピュータでビームモデルを使って計算することができる。この場合、手計算の場合よりもできるだけ精度を高めて有限要素モデルを用いてシャフト/デッキ接合部をモデル化する事が必要になる。浮き台の底部のビーム・モデルと局部シェル要素モデルを組み合わせた方法を用いることができる。

6.1.3.5 むらのあるバラスト

図 6.1.8 は前後左右対称の浮き台について、バラストにむらのある状況を示す。対角位置にある2つのシャフトが多量のバラスト水を有しており、これに対して残りの2つのシャフトはその分だけバラスト水は少ない。したがって、バラストの合計と喫水は正しいが、内部の分布のやり直しによって浮き台に応力が導入される。

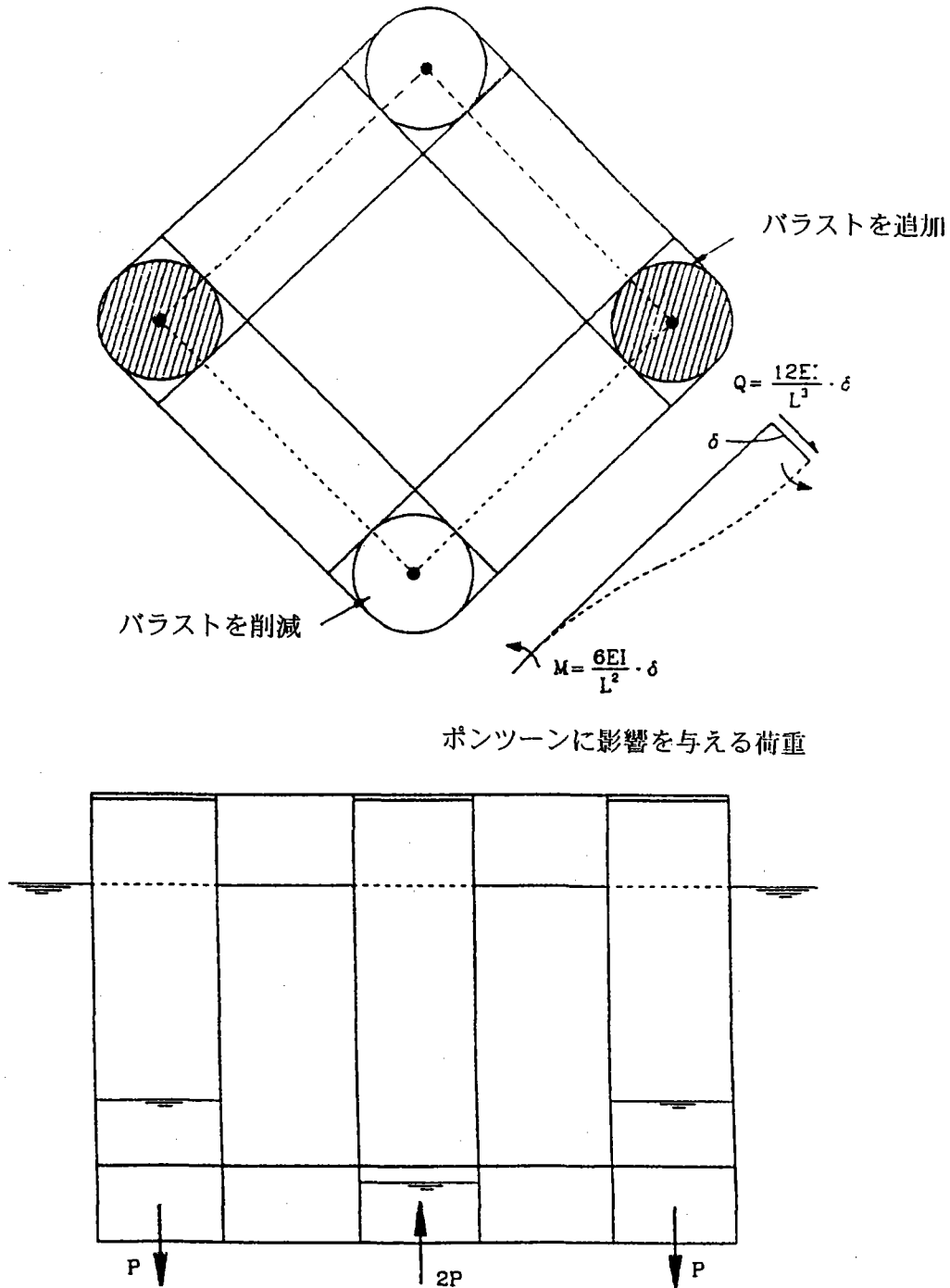


図 6.1.8 浮動構造物におけるバラストのむら

2組のシャフトの間でたわみの差としてのモード振幅を有することによって、モードの剛度は次のようになる。

$$K_{\text{RAFT}} = \frac{48 \cdot E I_{\text{pon}}}{L_{\text{pon}}^3} \quad (6.1.15)$$

ここに、

$E I_{\text{pon}}$  : ポンツーンの水平軸回りの剛度

$L_{\text{pon}}$  : ポンツーンの有効長さ、境界と境界の距離

懸垂ケーブルで固定した構造物の場合、むらによる荷重はすべて浮き台に支えられる。一方TLPの場合では、荷重の一部は連結ケーブルの軸方向剛度により支えられる。連結ケーブルと浮き台の間の相対分布を求めるには、(6.1.15)における浮き台のモード剛度と連結ケーブルのモード剛度の間で比較を行う。

$$K_{\text{TETH}} = \frac{2 \cdot E A_{\text{TETH}}}{L_{\text{TETH}}} \quad (6.1.16)$$

ここに、

$K_{\text{TETH}}$  : 各シャフトに関する連結ケーブルの剛度

TLPでは、むらによる荷重の大半は浮き台によって支えられる。(6.1.15)におけるモード剛度が連結ケーブル(6.1.16)の寄与の10ないし20倍大きいからである。

ポンツーンの端部における曲げモーメントは

$$M_{\text{pon}} = \frac{P \cdot L_{\text{pon}}}{4} \quad (6.1.17)$$

となるが、ここに、

$P$  : シャフト1基当たりの追加バラストである。

(6.1.17) から、ポンツーンの曲げ応力が計算できる。

#### 6.1.4 全体固有周期

この節では、建設段階での変形モードについて剛度と質量を扱い、また運用段階での剛体モードについても触れる。目的は固有周期を予測する手計算に適した単純な設計手法を導くことにある。

##### 6.1.4.1 デッキ接合前の浮き台

第 6.1.2 節で述べたように、デッキ接合直前の水没段階は、浮き台の全体応答の観点および各壁に加わる大きな静水圧の観点で最も慎重を要する。

モード振幅としてシャフトの回転を選んで、2つのポンツーンから得られるモード剛度をもとめる。

$$K_{\theta\theta} = \frac{4 \cdot E I_{PON}}{L_{PON}} \quad (6.1.18)$$

回転に関する質量の分布については下記を用いる。

$m_{COL}$  : コラム (シャフト) の単位高さ当たり建設質量で、バラストも含む。

$m_{aCOL}$  : コラム (シャフト) の単位高さ当たりの周囲水からの付加質量:  $C_m \times \rho g A_0$

$m_{PON}$  : ポンツーンの単位長さ当たりの建設質量で、バラストも含む。

$m_{aPON}$  : ポンツーンの単位長さ当たりの周囲水からの付加質量:  $C_m \times \rho g A_0$

図 6.1.1 の変形モードについて、モード剛度は次のように書くことができる。

$$M_{\theta\theta} = \frac{4}{3} (m_{COL} \cdot L_{COL}^3 + m_{aCOL} \cdot L_{WET}^3) + \frac{2}{30} (m_{PON} + m_{aPON}) \cdot L_{PON}^3 \quad (6.1.19)$$

ここに、

$L_{COL}$  : コラムの長さ。

$L_{WET}$  : コラムの水没部分の長さ。

$L_{PON}$  : ポンツーンの長さ。

このモードに関する固有周期の予測は次式で表される。

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{M_{\theta\theta}}{K_{\theta\theta}}} \quad (6.1.20)$$



上に述べた種々の影響の中で、シャフトの付加質量がモード質量に最も大きく寄与する。

水没の段階で、式(6.1.20)によって3秒を越える固有周期となる場合がある。この段階での荷重を評価するために、保護された水域にある実際の場所で固有周期を海の状態と比較しなければならない。ノルウェーのフィヨルドでは周期が2ないし6秒となる波を予測することができる。また減衰も低くて3秒の範囲にある。このためデッキ接合前の水没段階では相当な動的増加を予測する事ができる。

#### 6.1.4.2 運用中の架台

懸垂ケーブルで固定した構造物は張力レッグ型の架台とは異なるが、ヒービングとローリングに関しては特に異なる。これらの運動にかんして、TLPははるかに剛性があり、したがって固有周期も小さくなる。TLPに関する固有周期の代表的なものを示す。

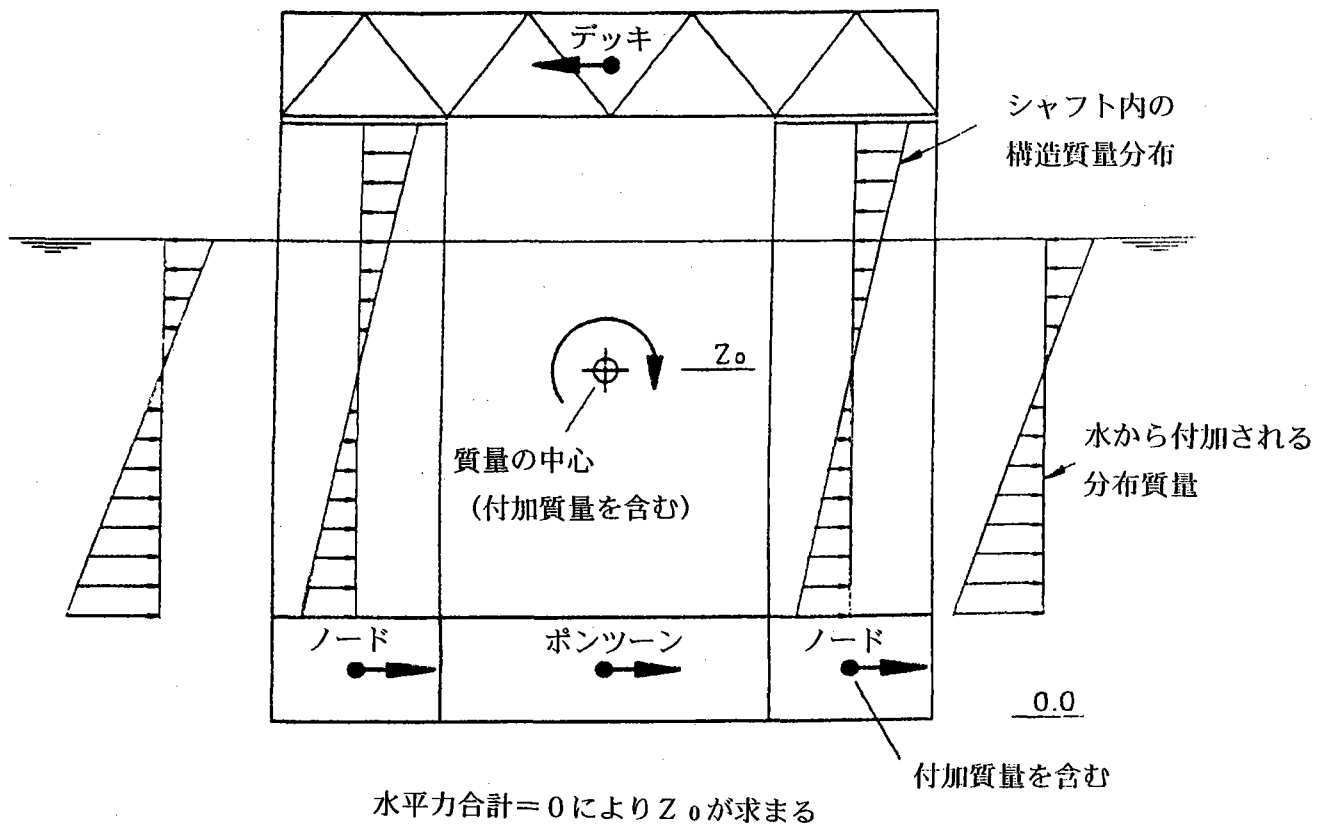
水平：60ないし120秒

鉛直：2.0ないし4.0秒

水平の固有周期はアンカーケーブルの側面剛度から決定するが、鉛直の場合喫水面積とケーブルの軸方向剛度に寄与する。TLPの場合ではケーブルの剛度のほうがより支配的である。(6.1.2節を参照)

並進における固有周期の計算には、第6.1.3.2項に示した剛度、また純粋な並進質量が関係し、付加水の質量も含まれる。次にモード質量は、架台の質量に加えて、水没した浮き台の全体に付加質量を追加する。

回転モードについては、図6.1.9の図解を用いる。水平方向のアンカー固定力が小さいので、鉛直方向の回転中心は慣性力によってきまる。実際の質量は図において追加する。回転の中心は鉛直の縦座標 $Z_0$ を用いて選択する。回転の中心位置 $Z_0$ は、質量の水平合力が0となるように選択する。その後、質量の慣性モーメントまたはモード質量を求める。



注記) ここでは水平力のみを図示

図 6.1.9 ローリングによる慣性力

### 6.1.5 一次の波

この節では、一次の波により生じる浮き台の断面力の波動論に基づいた計算法について述べる。

#### 6.1.5.1 荷重

最大波高と実際の現場位置に関する周期の関係は、ULS（100年再現期間）およびSLS（1年再現期間）によって提供されると仮定する。

図 6.1.10 にその関係を示す。

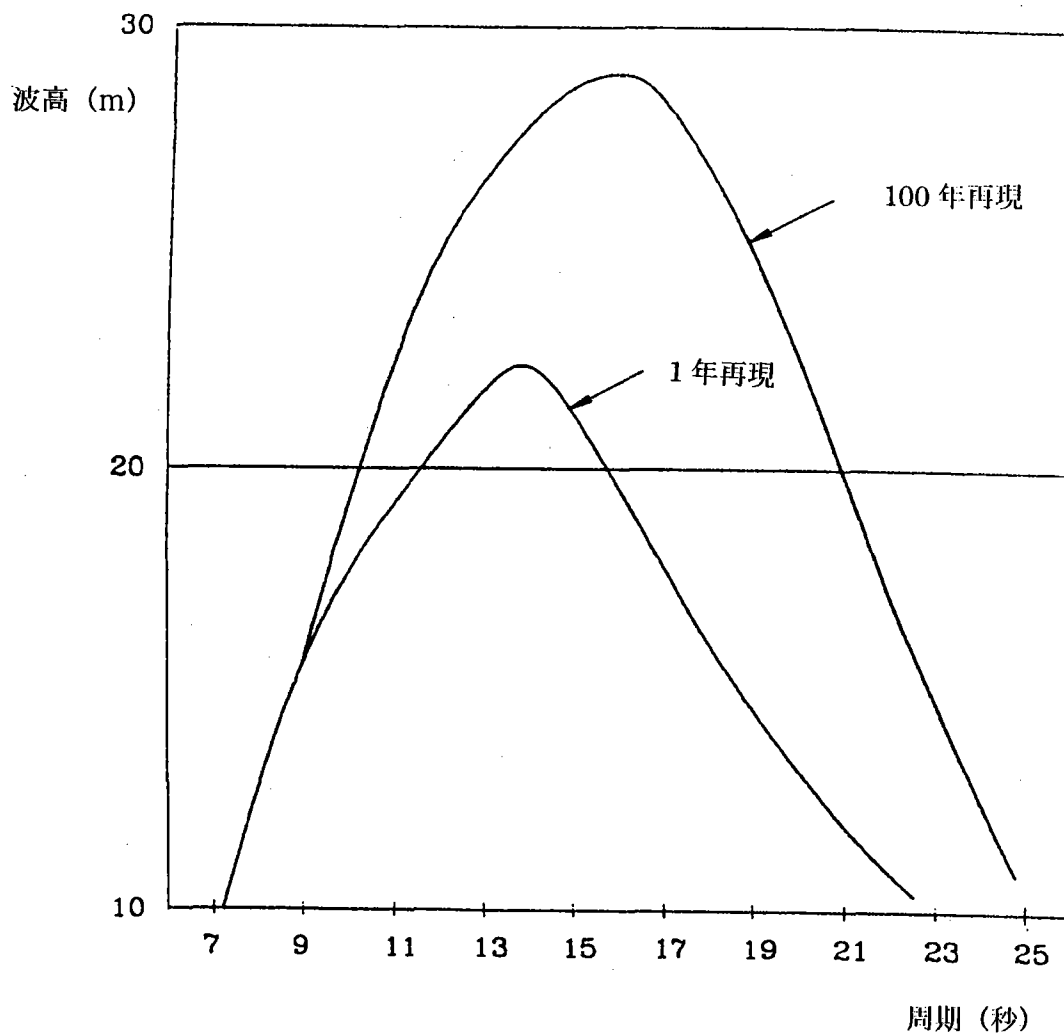


図 6.1.10 周期に対する波高

モリソンの公式によりシャフトに作用する2つの荷重が求められる。海水の粘性による荷重が次のように与えられる。

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot V_f^2 \cdot A \quad (6.1.21)$$

ここに、

$\rho$  : 海水の比重 (1.027t/m<sup>3</sup>)

$C_D$  : 粘性係数

$V_f$  : 波粒子と浮き台の相対速度

$A$  : 速度に直交する面積

モリソンの公式におけるもう一つの荷重は次の質量によるものである。

$$F_M = (1 + C_m) \cdot \rho \cdot V \cdot w \quad (6.1.22)$$

ここに、

$C_m$  : 付加質量係数

$V$  : 水没部体積

$w$  : 波粒子の加速度

下に示すように、質量成分 (6.1.22) のほうが一般に支配的である。質量による荷重と粘性による荷重は位相が90度ずれていることが判る。

モリソンの公式にある質量成分から得られる単一シャフトの1メートル当たりの喫水線における分布荷重は、

$$F_{M0} = (1 + C_m) \cdot \rho \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \left( \frac{2\pi}{T} \right)^2 \cdot \frac{H}{2} \quad (6.1.23)$$

となる。ここに、

$D$  : シャフトの外径

$T$  : 波の周期

$H$  : 図 1.10 の最大波高

喫水線からの水深  $z$  の関数としての荷重強度の変動は、

$$F_M(z) = F_{M0} \cdot e^{-kz} \quad (6.1.24)$$

となり、ここに、

$k$  : 波長の逆数

$g$  : 重力加速度

次に、深さ  $d$  にわたるシャフト上の波力の合計は、

$$P = F_{M0} \cdot \int_0^d e^{-kz} dz \quad (6.1.25)$$

$$P = F_{M0} \cdot \frac{1}{k} (1 - e^{-kd}) \quad (6.1.26)$$

となる。

海面下の深さ  $d_0$  における合力は次のようになる。

$$d_0 = \frac{1 - e^{-kd} - kd \cdot e^{-kd}}{k(1 - e^{-kd})} \quad (6.1.27)$$

短い波については、概数値を用いて、

$$P = \frac{F_{M0}}{k} \quad (6.1.28)$$

$$d_0 = \frac{1}{k} \quad (6.1.29)$$

式 (6.1.26) および (6.1.29) は後で、全体均衡の検討時に使う。

波の臨界周期を評価するために、荷重合力Pを波の周期の関数と見ると興味深い。図6.1.10における関係H/Tを(6.1.23)で適用し、これに実際のシャフト外径、水の比重、ならびに付加質量に関するファクターも含める。質量の寄与が最も支配的であり、粘性項と位相が90°ずれているので式(6.1.23)と(6.1.28)のみを適用する。

#### 6.1.5.2 0度方向、90度方向の波

0度方向、90度方向の波は、ポンツーンに対して平行または垂直である架台の主軸に沿って作用する。水平軸の回りのコラムの近くでポンツーンにおける曲げモーメントについては、図6.1.11に図示したケースが設計においても支配的になる場合が多く、各シャフトの間で全波長となる。また図6.1.11における状況も、ポンツーンの各端部におけるせん断力について重要になる場合が多い。シャフトが4つとも同じ瞬間に1つの方向でそれぞれ最大の水平波荷重を有することになる。

図6.1.7および第6.1.3.3項の公式をも使って、ポンツーンにおける曲げモーメントの計算する。第6.1.3.3項における静的な式からの差は、図6.1.11に示す様に水平慣性力が含まれるとゆうことになる。水平運動が慣性力支配によるので、懸垂ケーブルで固定したタイプの架台について、またTLPについても、静的荷重の影響に関する(6.1.14)を直接に用いることができ、垂直アームzを波の合力荷重と慣性力との距離として修正し、付加質量も含める。Pは浮き台上にかかる合力波の荷重である。

L(m)をシャフトの中心間隔とすると、上記の状況を表す波の周期T(s)は次のようになる

$$T = 0.80 \cdot L^{0.5} \quad (6.1.30)$$

大多数の事例では、波(6.1.30)が構造物にとって最も短い設計波である。

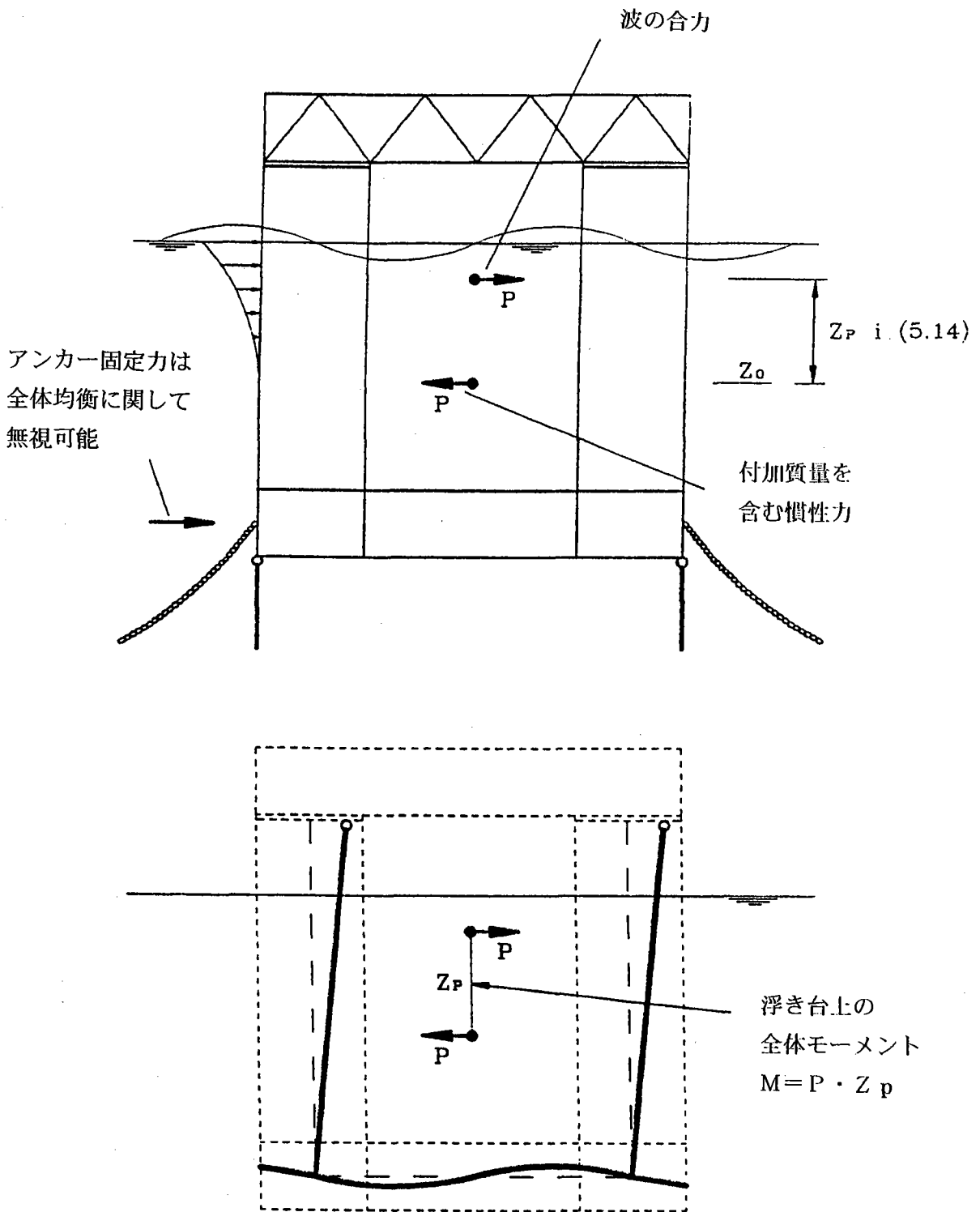


図 6.1.11 シャフト間の全波長

### 6.1.3.3 対角線方向の波

鉛直軸回りのポンツーン内の曲げモーメントについて、対角線上の波が支配的になる場合が多い。L (m) がシャフトの中心間隔である二次の浮遊物体の場合では、臨界波長は対角線間隔の2倍となり、波の周期は、

$$T = 1.35 \cdot L^{0.5} \quad (6.1.31)$$

となる。

図 6.1.12 はポンツーンの水平軸と鉛直軸の回りの曲げとなる変形モード、またポンツーンにおけるねじれも図示している。モード変形のパターンが図 6.1.2 に与えられるので、曲げとねじりによる剛度へのモード寄与を計算することができる。大多数の事例では、鉛直軸回りのポンツーンの曲げが非常に支配的な項を与える。

図 6.1.2 の変形パターンに基づいて、ポンツーンにおける曲げモーメントとねじりモーメントは、剛度の式から変形の振幅が求められた後に計算する。波の位相が0度および180度に対する図 6.1.12 における荷重状況では、構造物上に合力による水平荷重は生じることが無く、慣性力は式の中に含まれない。架台の剛体運動も含める場合では、他の波の位相も考慮するべきである。



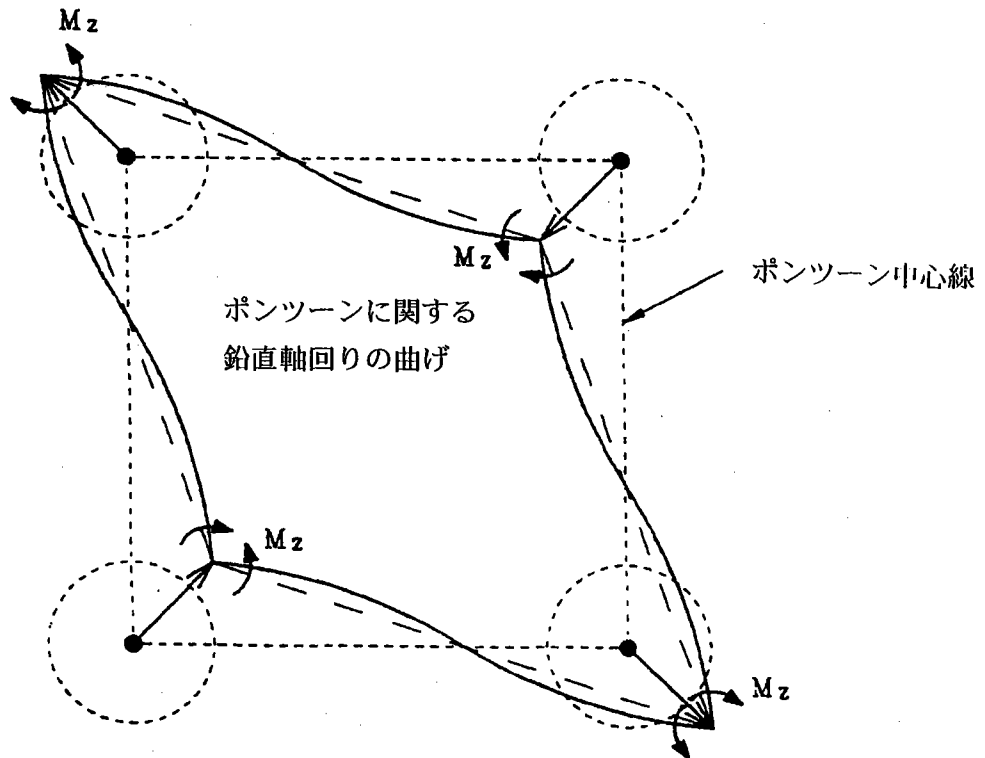
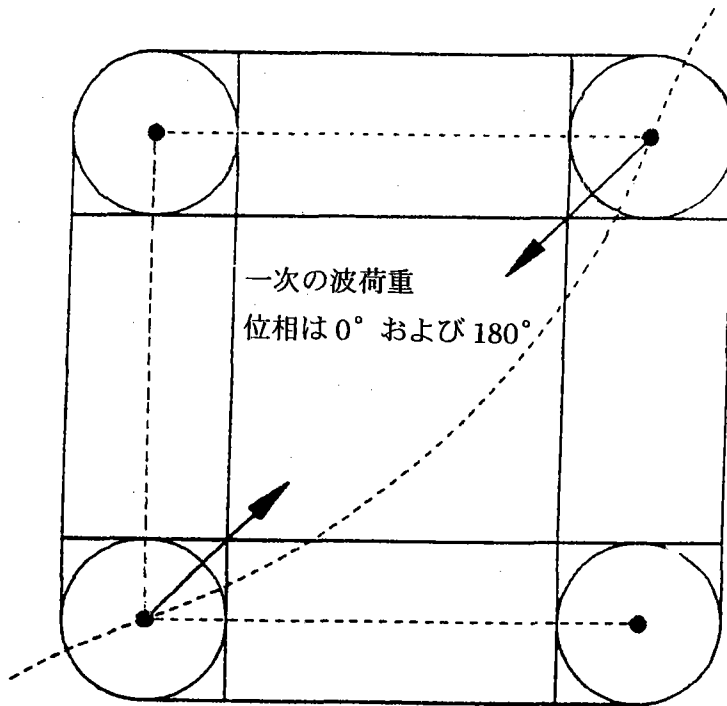


図 6.1.12 対角線方向の波の状況

## 6.2. 船舶の衝突解析

### 6.2.1. 概要

本章では、船舶の衝突による応答を簡易的に求めるための手法について、その概要を述べる。これまで、動的効果を含む全体応答の計算手法についての研究がほとんどであった。

以下で示す簡易化された衝突では、衝突により発生する断面力を評価することが可能であり、また、他の荷重による断面力との比較により、船舶の衝突が支配的な力かどうかの評価が可能となる。衝突解析は、自動設計や特殊な解析を必要とするものではない。

全体応答の補足という意味で、完全な衝突解析では押し抜きに対する照査が含まれる。この場合、衝突では、合力としての荷重の大きさよりも分布荷重の強度の方がより支配的なパラメーターとなる。そのため、小さな船舶であっても激しく衝突するようなケースでは、しばしば押し抜きに対しクリティカルとなることがある。

浮体式と重力式の構造物における衝突解析の手法を以下に示す。運動の各モードにおける動的効果がどのように変化するかを調べるために、解説は浮体式構造物に対して行う。重力式構造物は、衝突の作用時間が固有周期と同程度であれば、6.2.5 章に示す回転に対しての手法に従えばよい。

### 6.2.2. 衝突荷重

図 6.2.1 に示すように、中央に向かう衝突を考える。この場合、衝突力および流体の付加質量力はプラットホームの重心の鉛直軸に向かう。

衝突直前の船舶の速度を  $v_0$ 、流体の付加質量を含む船舶の質量を  $M_0$ 、流体に囲まれたプラットホームの質量を  $M_p$  とする。

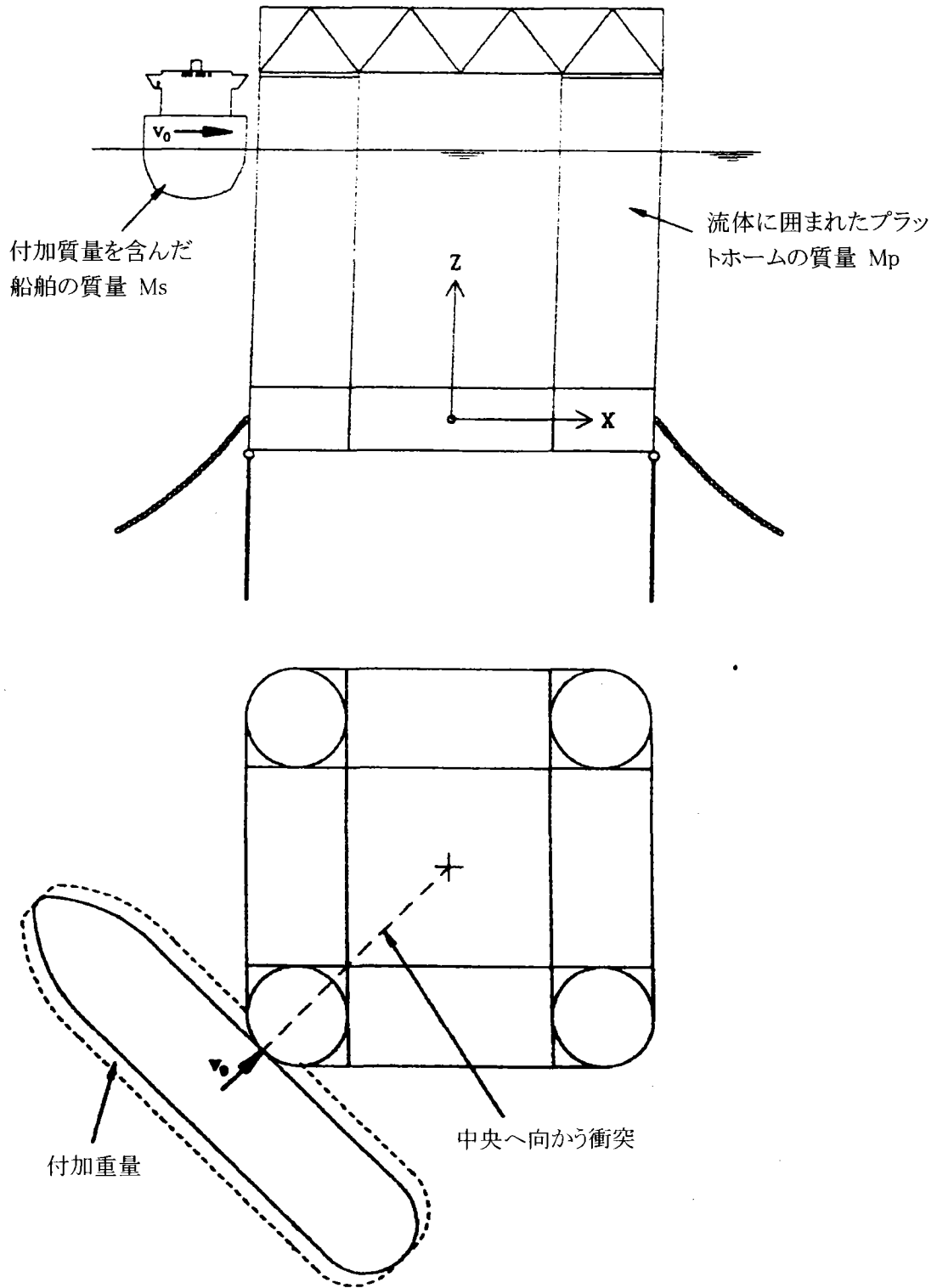


図 6.2.1 タンカーによる中央への衝突

さらに、衝突の作用時間の間中、衝突力を一定とする。また、船舶は塑性変形するものとする。このことは近似であり、本来、船舶が塑性変形することにより接触力はへこみに伴ってその大きさは変化する。以下において、衝突力を  $P$  (kN)、衝突の作用時間を  $t$  (s) とする。

### 6.2.3. 衝突の力学

図 6.2.2 に示すように、対角からの衝撃はプラットフォームの柱の 1 つに向かうものと定義されている。結果として生じる荷重  $P$  は、喫水線の範囲内に作用する。全体座標はアンカレジが定着される高さに位置し、 $X$  軸の向きは衝撃力に沿うものとする。衝撃力は原点より  $h$  上方に位置する。

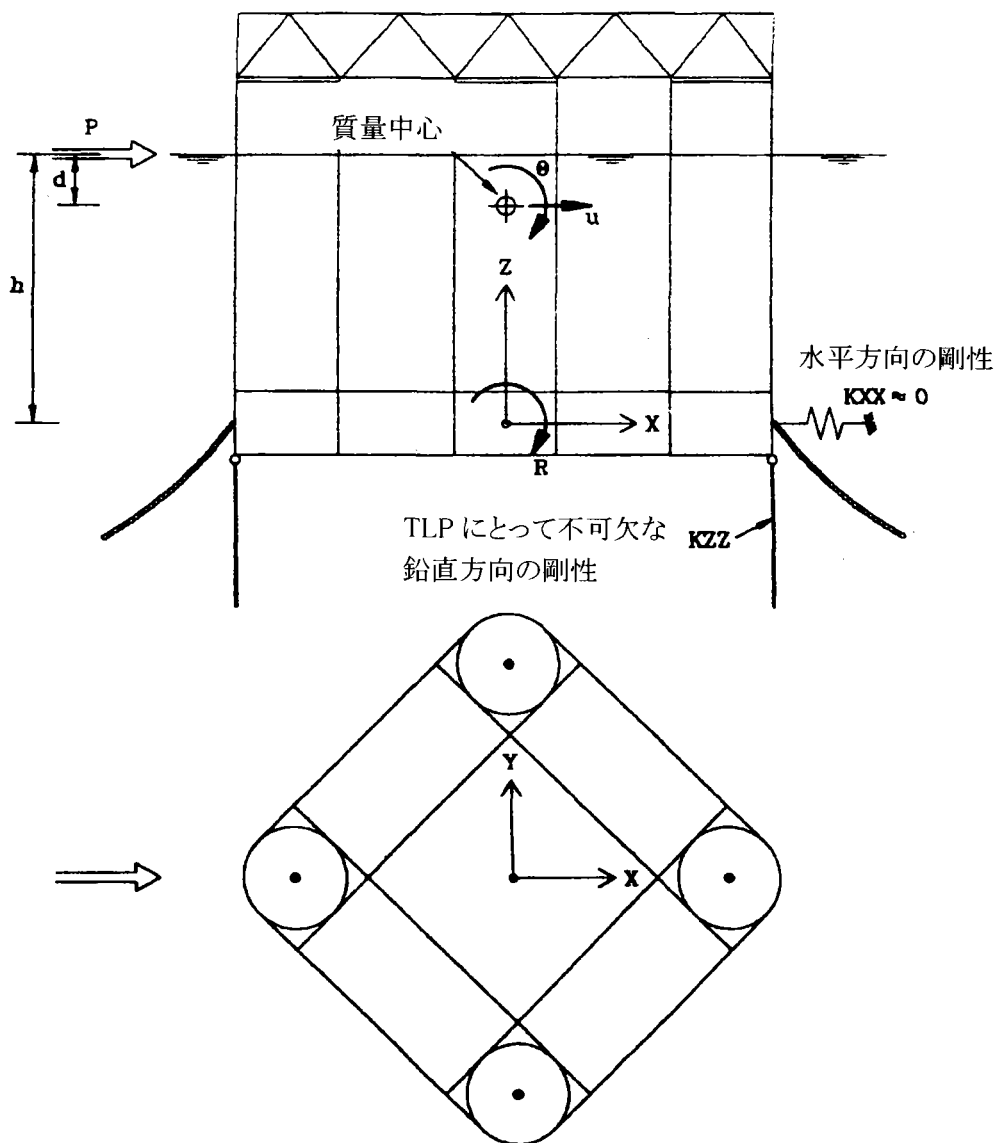


図 6.2.2 対角からの中央への衝突

解析のための2つのパラメーター系は水平方向の移動 X と全体座標系での Y 軸回りの回転 R である。以下に剛性と要素の質量を示す。

KXX	=	移動方向にアンカーしている剛性
KRR	=	アンカーおよび喫水線の範囲に起因する原点回りの回転剛性
MXX	=	プラットフォームからの移動質量と増分質量
MRR	=	プラットフォームの原点回りの回転質量と増分質量
MXR	=	重心が原点の外側に位置することによる質量の連成

アンカレジ定着点の高さに原点があるため、連成する項は剛性に入らない。なおかつ、次の 2×2 の関係が衝撃力を算出する(ただし、減衰力は無視している)。

プラットフォーム:

$$\begin{bmatrix} KXX & 0 \\ 0 & KRR \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} MXX & MXR \\ MRX & MRR \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{R} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P \\ P \cdot h \end{bmatrix} \quad (6.2.1)$$

船舶:

$$M_s \cdot \ddot{X} = -P \quad (6.2.2)$$

上式より、式(6.2.1)と(6.2.2)は異なった動的特性を含んだ応答モードを与える。計算の目的は、衝撃に起因した加速度と内力を算定することにより、断面力を見出すことである。

#### 6.2.4. 懸重ロープ固定の浮体物、慣性支配下の全体の応答

浮体物の水平面内の X 方向並進運動と鉛直軸 Z に対する回転は慣性に支配されるため、式(6.3.2)により剛性項は無視してよい。便宜上、変位はシステム(付加質量含み)の質量の中に対するものとする。図 6.2.2 は各並進と回転運動方向記号を示す。懸重ロープ固定の浮体物の上下と左右の運動も慣性運動である。そして、プラットフォーム運動方程式(6.2.2)も質量に関する非連成式になる。

$$\text{並進: } M_p \cdot \ddot{u} = P \quad , \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad (6.2.3)$$

$$\text{回転: } I_{MP} \cdot \ddot{\theta} = P \cdot d \quad , \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad (6.2.4)$$

ここに

$M_p$	=	プラットフォームの並進質量(付加質量含み)
$I_{MP}$	=	プラットフォームの慣性モーメント(付加質量含み)
$d$	=	質量中*から衝撃合力点までの距離
$t$	=	時間
$t_1$	=	衝撃持続時間

衝撃を受ける時間に船舶とプラットフォームの速度は次のように表せる。

$$\text{船舶: } v_s = v_0 - \frac{P}{M_s} \cdot t \quad , \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad (6.2.5)$$

$$\text{プラットフォーム: } \dot{u} = \frac{P}{M_p} \cdot t \quad , \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad (6.2.6)$$

$$\dot{\theta} = \frac{P \cdot d}{I_{MP}} \cdot t \quad , \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad (6.2.7)$$

衝撃が終わった時点で船舶とプラットフォームは同じ速度を持つことより、衝撃持続時間が式(6.2.5～6.2.7)より計算できる。

$$v_s = \dot{u} + d \cdot \dot{\theta} \quad , \quad (t = t_1) \quad (6.2.8)$$

衝撃持続時間

$$t_1 = \frac{v_0}{P \cdot \left( \frac{1}{M_s} + \frac{1}{M_p} + \frac{d^2}{I_{MP}} \right)} \quad (6.2.9)$$

衝撃持続時間  $t_1$  は通常 0.5～2.0 秒の範囲内であろう。

船舶によるプラットホームの押し込み量は変位量より得られる。

$$\Delta = \int_0^{t_1} v_s(t) dt - \int_0^{t_1} (\dot{u} + d \cdot \dot{\theta}) dt \quad (6.2.10)$$

$$\Delta = \frac{v_0^2}{2P \cdot \left( \frac{1}{M_s} + \frac{1}{M_p} + \frac{d^2}{I_{MP}} \right)} \quad (6.2.11)$$

衝撃力を時間的に変化しないものと仮定して、最大衝撃力  $P$  を式(6.2.11)に代入して押し込み量を計算するのは過小評価となる。

図 6.2.3 は衝突の前後での変位  $u$  の時系列を示している。最大変位  $u_{\max}$  は接触から  $T/4$  において得られる。ここで、 $T$  は固有周期である。 $t > t_1$  の計算は  $t = t_1$  の初期条件の下、同時方程式(6.2.1)を解くことになる。ただし、船舶とプラットホームは一体とする。

浮き台の断面力に関しては、衝撃の間  $0 \leq t \leq t_1$  が支配的である。構造全体の挙動は浮き台のフレームの応答効果により表される。これらは衝撃力と慣性力が含まれる 5.3.3 節のように容易に計算できる。代わりに、フレームプログラムを使用する。

水平運動

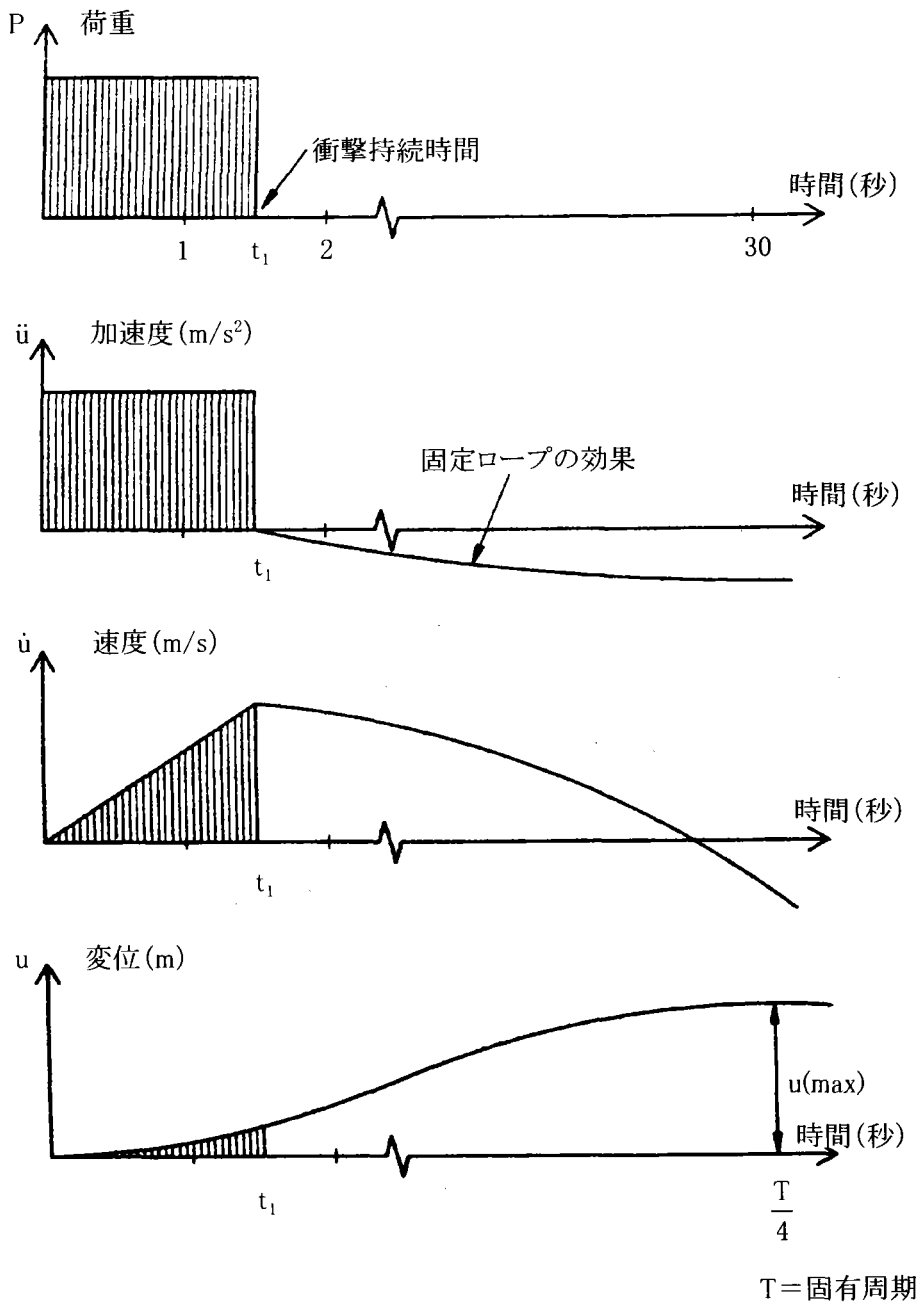


図 6.2.3 変位に支配された慣性の時系列



### 6.2.5. 係留されたプラットホーム、合成された応答

TLP では水平軸上での回転 $\Theta$ における固有周期は 2.0~4.0 秒の間にあり、このモードでの応答は剛性と質量から決まる。応答を制限された静的剛性に関係しているため、応答の動的増幅は起こりうる。動揺に TLP ではうねり  $u$  での水平変位は鈍く抑制される。

上記のことから、プラットホームによる張力は、衝撃に対して 2 つの運動モードで異なる動的特徴を生じる：

- a. 懸垂線状に定着された浮体に関しては、式(6.2.1)中の剛性  $K_{XX}$  は無視され、慣性項のみ適用する。
- b. 重心に関しては剛性の結合項の中でパラメーター  $u$  と  $\Theta$  は無視される

付随する質量を含んだ重心に関して 2 つの力学的方程式は次のように表される。

$$\text{変形: } M_p \cdot \ddot{u} = P \quad (6.2.12)$$

$$\text{回転: } K_{\Theta\Theta} \cdot \Theta + I_{MP} \cdot \ddot{\Theta} = P \cdot d \quad (6.2.13)$$

懸垂状に定着された浮体については式(6.2.12)と(6.2.13)は式(6.2.3)と(6.2.4)で代用できる。船舶についての運動方程式(6.2.2)はまだ有効である。最初の条件を満足するために：

$$t=0 \text{ の時: } \Theta = 0 \quad (6.2.14)$$

$$t=0 \text{ の時: } \ddot{\Theta} = 0 \quad (6.2.15)$$

式(6.2.13)は次のように解かれる。

$$\Theta = \frac{P \cdot d}{K_{\Theta\Theta}} (1 - \cos \omega t) \quad , \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad (6.2.16)$$

回転剛性  $K_{\theta\theta}$  は、その限界条件より左右する。図 5.4 によると、回転剛性は次のようになる。

$$K_{1\theta\theta} = \sum \frac{EA_i}{L_i} \cdot a^2 \quad (6.2.17)$$

ここで、 $EA_i/L_i$  が限界条件の 1 つである。 $K_{\theta\theta}$  へ 2 番目に寄与するものは、喫水線の範囲である。

$$K_{2\theta\theta} = \sum \rho g A_j \cdot c^2 \quad (6.2.18)$$

式(6.2.18)の中で、4 つの柱は浮体の中心からの距離  $c$  にあると仮定される。

また、式(6.2.18)は実際の設計においては無視できる。

式(6.2.16)は、回転固有振動数  $\omega$  (rad/sec) を含んでいるため、それに関して式(6.2.16)は動的増幅を増す。

$$DAF = (1 - \cos\omega t) \quad (6.2.19)$$

式(6.2.19)の極値は

$$t = \frac{T}{2} \text{ の時: } \quad DAF = 2.0 \quad (6.2.20)$$

となり、 $T$  は固有周期である。回転による 2.0 の動的増幅は合理的と思える。

衝撃時間  $t_1$  の評価は、式(6.2.5)～(6.2.9)の場合と同様である。簡略化のために、回転の項目は TLP においては無視できるかもしれない。

図 6.2.4 は固有周期  $T$  の半分と等しい衝撃時間  $t_1$  の場合の典型的な回転  $\Theta$  の時間履歴を示している。

浮体の全ての反応は  $t=0$ 、 $t=t_1^-$ 、 $t=t_1^+$  の瞬間に制御されている。 $t_1^-$  はちょうど衝撃が終わる前の時間であり、 $t_1^+$  は衝撃のちょうど後に対応している。

衝撃力が消えるとすぐに限界条件の中で反応力は遅滞現象に多大に影響する。

また、図 6.2.4 の時間履歴は重力基礎式浮体構造物の柱の反応の時、典型的である。

TLPの回転

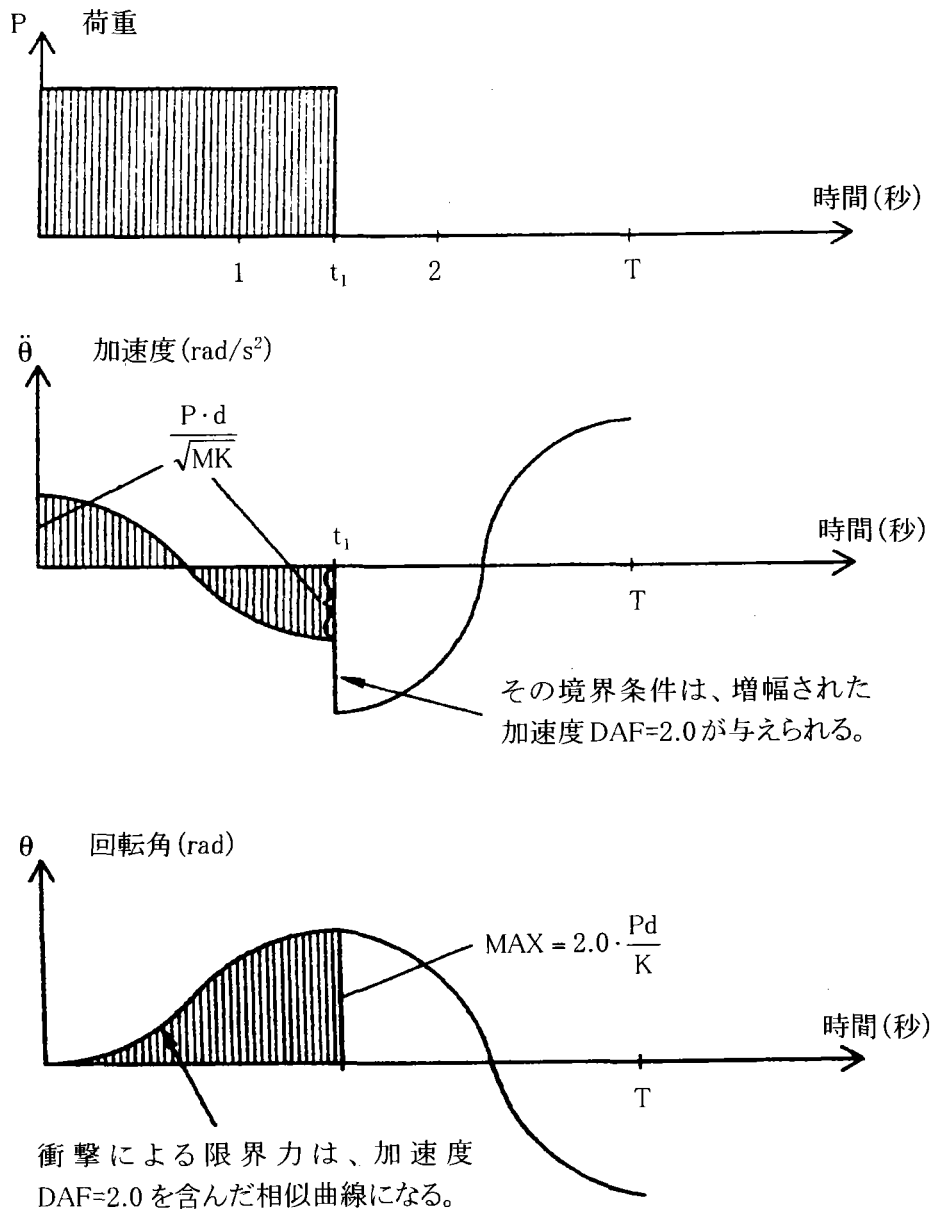


図 6.2.4 TLP の回転の時系列

## 6.3. 幾何学的非線形の影響

### 6.3.1 概要

本章では、幾何学的非線形の結果生じる付加断面力について記述する。6.3.2 章では、梁の付加曲げモーメントの根拠について説明がなされている。6.3.2 章における公式は、重力式基礎構造物の軸柱の全体剛性の低減、および変形の増加に伴う断面力の増加を取り扱っている。6.3.3 章では、同様に鉛直板における影響、および 2 次元構造要素に対する 1 次元換算弾性座屈長の計算方法が記述されている。6.3.4 章では、環状の円柱形構造物について再考している。最後に 6.3.5 章では、剛体の回転によって水中浮遊体に生じる付加断面力について記述している。

### 6.3.2 軸柱の梁剛性

軸柱の軸圧縮は曲げ剛性を低減し、結果として水平方向の変形が増加する。このことは、以下の例によって説明される。

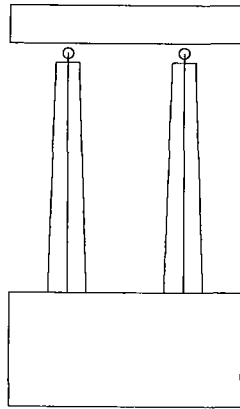


図 6.3.1

図 6.3.1 では、軸柱と甲板の連結において回転を自由と仮定する。その状態で、軸柱に関する変形関数は次式で仮定される。

$$w(x) = \delta \phi(x) \quad (6.3.1)$$

ここで、 $\delta$  は軸柱の頂部における変位、 $\phi(x)$  は変形関数を表す。  
断面曲げ剛性  $EI$  を含む、材料剛性は次式で求まる。

$$K_M = \int_0^L EI(x) \cdot \phi_{xx}^2 \cdot dx \quad (6.3.2)$$

ここで、 $\phi_{xx}$ は形状関数の曲率である。

軸柱に作用する軸圧縮力  $N$  からの剛性の低減は、幾何剛性より求まる。

$$K_G = N \cdot \int_0^L \phi_x^2 \cdot dx = N \cdot K_\phi \quad (6.3.3)$$

ここで、 $\phi_x$ は形状関数の勾配である。

1 自由度系の線形座屈の極限点は次式を満たす。

$$K_M - K_G = 0 \quad (6.3.4)$$

その状態での理論的な弾性座屈荷重は、次式で求まる。

$$N = N_E = K_M / K_\phi \quad (6.3.5)$$

座屈荷重  $N_E$  を計算する時は、 $\phi_x$ を仮定し、(6.3.2) と (6.3.3) から求めればよい。

与えられた  $N$  に対する剛性は (6.3.2) および (6.3.3) より次式で表される。

$$\begin{aligned} K &= K_M - K_G \\ K &= K_M(1 - N / N_E) \end{aligned} \quad (6.3.6)$$

固有周期についてみると、剛性の変化による固有周期の増加は次式により表される。

$$(1 - N / N_E)^{-0.5} \approx 1 + \frac{1}{2}(N / N_E) \quad (6.3.7)$$

与えられた荷重に対する水平変位は次式によって増大する。

$$(1 - N / N_E)^{-1} \approx 1 + N / N_E \quad (6.3.8)$$

弾性理論によると、式 (6.3.8) は曲率と軸柱の曲げモーメントを増大させる要因をも与える。

次に曲げモーメントについてみてみると、

$$M(x) = EI(x) \cdot k_0(x) \quad (6.3.9)$$

ここで、 $k_0$ は線形解法による曲率であり、幾何学的非線形による付加モーメントは、次式により表せられる。

$$M_z(x) = M_0(x) \cdot \frac{N \cdot l_k^2}{\pi^2 \cdot EI_{\text{eff}}} \quad (6.3.10)$$

$$M_z(x) \approx 0.1 \cdot \frac{EI(x)}{EI_{\text{eff}}} \cdot N \cdot l_k^2 \cdot k_0 \quad (6.3.11)$$

ここで、 $l_k$ は弾性長（片持ち梁は  $0.5l$ ） $EI_{\text{eff}}$ は軸柱の有効断面剛性であり、 $EI$ の変動および形状関数によって調整される。

以上の式は、ケーソン上の軸柱の 1 曲げモーメントに対するものである。ここでは地表面での完全固定を仮定し、ケーソンのたわみを許していない。地盤変形によるケーソンの回転から軸柱が受ける影響は剛体水平変位および回転である。式 (6.3.2) より、軸柱に対する材料剛性  $K_M$  は、剛体の変形が曲率に影響をあたえないことから、影響を受けないことがわかる。一方、(6.3.3) は幾何剛性が剛体の回転によって影響を受けることを示す。従って、以上に示した軸柱の設計の手順は軟弱地盤には適用できない。地盤変形による影響を知るためには、図 6.3.2 に類似した 2 自由度系が使われる。

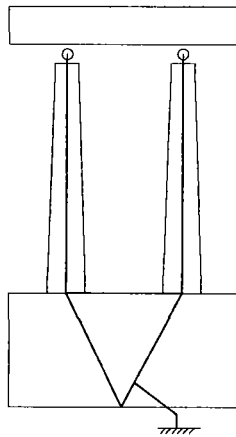


図 6.3.2

### 6.3.3 平面構造要素

平面応力度  $\sigma_x$ 、 $\sigma_y$ 、 $\tau_{xy}$  は主応力  $\sigma_1$  と  $\sigma_2$  に変換される。ここで  $\sigma_2$  は最大圧縮応力度である。応力度  $\sigma_1$  は圧縮の時のみ以下で考慮される。

平面構造要素の幾何学的条件および境界条件より、限界座屈応力度  $\sigma_{2cr}$  は合成応力状態  $\sigma_1/\sigma_2$  に関して計算されるが、もう一つの手順として、以下を示す。

主応力を別々に取り扱い、座屈応力状態を求める方法である。

$$\sigma_{2E} = K_2 \cdot \frac{\pi^2 D}{b^2 \cdot t} \quad (6.3.12)$$

$$\sigma_{1E} = K_1 \cdot \frac{\pi^2 D}{b^2 \cdot t} \quad (6.3.13)$$

ここで、 $b$  は有効幅を表し、その値は  $\sigma_1$  と  $\sigma_2$  では異なる。 $t$  は厚さ、 $D$  は断面剛性を示す。

次式で表される作用主応力の関係を示す係数  $\alpha$  を求める。

$$\sigma_1 = \alpha \cdot \sigma_2 \quad (6.3.14)$$

影響の合成による限界主応力  $\sigma_{2cr}$  は相互作用式から求まる。

$$\frac{1}{\sigma_{2cr}} = \frac{1}{\sigma_{2E}} + \frac{1}{\sigma_{1E}} \quad (6.3.15)$$

限界応力度が求まったら、1次元換算座屈長は次式より求まる。

$$\sigma_{2cr} = \frac{\pi^2 \cdot Et^2}{12 \cdot l_{k2}^2} \quad (6.3.16)$$

すなわち、

$$l_{k2} = 0.907t \cdot \left( \frac{E}{\sigma_{2cr}} \right)^{0.5} \quad (6.3.17)$$

(6.3.17) による座屈長  $l_{k2}$  は作用応力  $\sigma_2$  と共に、ノルウェー基準の 12.2.4 に準ずる細長比管理に用いられ、また上記の付加モーメントの算出に用いられる。付加モーメントについては 2 つの主要方向が考慮される。



### 6.3.4 環状の円柱形構造物

6.3.3 章で述べた手順と同様の手順が 2 次的断面力の算定に用いられる。唯一の違いは弾性座屈応力度である。膜圧縮応力度の円周方向を  $\sigma_1$ 、鉛直方向を  $\sigma_2$  とし、2 次的影響における膜せん断が無視できるとすると、 $\sigma_1$  のみに対する理論座屈応力度は次のようになる。

$$\sigma_{1E} = 0.807 \cdot \frac{Et}{l} \cdot \left[ \left( \frac{1}{(1-\nu^2)} \right)^3 \cdot \frac{t^2}{r^2} \right]^{0.25} \quad (6.3.18)$$

ここで、

E = コンクリートの弾性係数

$\nu$  = ポアソン比

t = 壁厚

r = 中間半径

l = 有効長

$\sigma_2$  のみに対する弾性座屈応力度は次のようになる。

$$\sigma_{2E} = \frac{E}{(3(1-\nu^2))^{0.5}} \cdot \frac{t}{r} \quad (6.3.19)$$

ただし、

$$l \gg 1.72 \cdot (rt)^{0.5} \quad (6.3.20)$$

上記の (6.3.14) および (6.3.15) のおける相互関係式によって、限界応力度が計算される。(6.3.16) および (6.3.17) によって  $l_{k1}$  が後で計算される (6.3.14) および (6.3.15) においては、 $\sigma_1$  より円周方向の応力度  $\sigma_1$  を参照したほうが便利である。円柱の円周に関係する  $l_{k2}$  を設定することによって、外周の座屈モードにおける波の半数を見積もることができる。このことは、環状の円柱が完全な円を形作らない場合に特に重要となる（重力式プラットホームのセル壁に類似する）。それによって、施工途中の円柱に対する (6.3.18) の妥当性が確かめられる。

注意すべき点として、付加モーメントは両方の方向に対して計算される。主に甲板と軸柱の接合中に注意すべきである。

水中浮遊のプラットホームの軸柱の下部また重力構造物のセル壁に対しては、応力度は水圧 P から求まる。

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot r}{t} \quad (6.3.21)$$

$$\sigma_2 = \frac{P \cdot r}{2 \cdot t} \quad (6.3.22)$$

一方、鉛直方向応力は円周方向応力の半分になる。実際のデータとしては、

壁厚  $t=0.60\text{m}$

中間半径  $r=12.0\text{m}$

円柱高さ  $l=30.0\text{m}$

弾性係数  $E=30000\text{MPa}$

ポアソン比  $\nu=0.20$

(6.3.18) より円周方向力のみに対する限界座屈応力度は、

$$\sigma_{1E} = 112\text{MPa} \quad (6.3.23)$$

鉛直方向応力度のみでは (6.3.19) より、

$$\sigma_{2E} = 884\text{MPa} \quad (6.3.24)$$

(6.3.21) と (6.3.22) における応力度関係および、(6.3.23) と (6.3.24) における座屈応力度から、2 次的影響においては一般的に円周方向応力度がより支配的となる。

### 6.3.5 水中浮遊のプラットホームにおける剛体の回転

6.1 章に示した、浮遊体にかかる全体影響の解析モデルは、変形モードが微小な変位を与えると仮定するため、幾何学的に線形である。ここで変位は水平変位と回転の両方を含む。

この最後に示した、変形モードからの最小変位についての仮定は多くの水中浮遊プラットホームにおいて成立する。同時に、吊橋のアンカーの状況における剛体の回転は、浮遊体に追加の力が働くほど大きくなり得る。予測できない水のバラストの状況はある程度の剛体の回転または傾きを生じ得る。

図 6.3.3 に示したように、そのような回転は自重による浮遊体の横方向に力を及ぼし、浮遊体の下部における水圧の増加を生じる。自重による横方向の力は次に示す変位の加速度による内力に対応する。

$$\ddot{X} = -g \cdot \sin \theta \quad (6.3.25)$$

水圧の変化は、

$$\Delta p = \rho g \cdot X \cdot \sin \theta \quad (6.3.26)$$

比較のため、およそ  $1.0 \sim 1.5\text{m/s}^2$  の加速度の波を 100 年分かけると  $\theta=6.0^\circ$  の浮遊体の回

転と同様の横方向力が浮遊体に作用する。図 6.3.3 に示すように、傾斜状態では浮遊体と甲板の接合部も臨界状態となる。

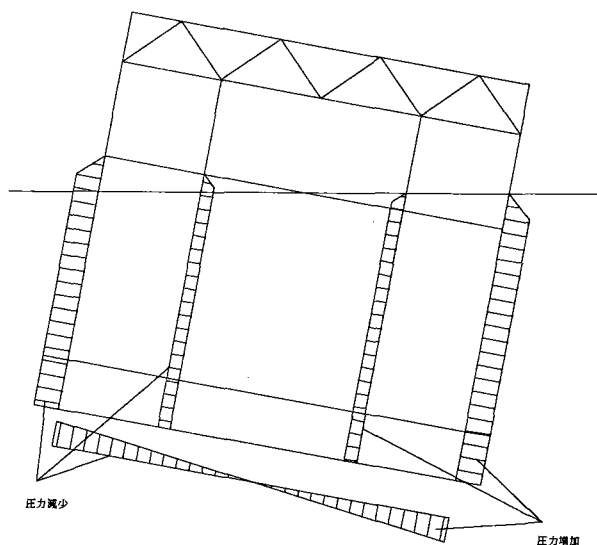


図 6.3.3

以上は、ノルウェーにおける幾何学的非線形の考え方であるが、これはノルウェーの基準に基づいているため単純にこれを当てはめるわけにはいかない。非線形、座屈について計算する場合は、現在の一般的な構造解析プログラムであれば、比較的容易に計算可能であるため、それらを用い有限変位、座屈解析を行うのが妥当である。