

海中構造物の設計 (波力について)

運輸省港湾技術研究所 合田良実

まえがき

海中構造物の設計において考慮する外力は、波力、風荷重などであり、このうち波力については1950年頃より主として米国を中心に研究が進められ、波力の算定方式^{1)~6)}は一応まとまった状態にある。ここでは、こうした標準的な算定方式を中心に幾つかの問題点について触れてみたい。

1. 波力計算の基本式

いま速度 U の流れの中に体積 V の物体が置かれているとし、この物体に働く流れ方向の流体力は、

$$F = \frac{1}{2} \frac{w_0}{g} C_D U |U| A + \frac{w_0}{g} C_M \frac{dU}{dt} V \quad \dots (1)$$

で表わされる。ただし、 A ：流れの方向に対する物体の投影面積、 ω_0 ：水の単位体積重量、 g ：重力の加速度、 C_0 ：抗力係数、 C_1 ：曳引係数である。この中1項は、物体表面の摩擦抵抗や物体背後の渦の発生などによる前後の圧力差に起因する力で、抗力と呼ばれる。中2項は、流れの速度が変化するとき物体周囲の水粒子が局所的に加速(減速)されるために生ずる力で、慣性力と呼ばれる。

波力の場合、速度 $\vec{v}$ は水粒子の軌道運動速度、 $\frac{d\vec{U}}{dt}$ は同じく加速度となる。ただし、水粒子は波の伝播についてほぼ長円形の軌道を回転しながら運動し、その速さはかりでなく方向も時々刻々に変えるので、この点に注意する必要がある。

流体力の比例係数である C_D, C_M は一般に物体の形状やレイノルズ数その他によって定まる。波の作用を受けるときの値についてはいろいろの問題があるが、現在では一応、それぞれの計算条件において一定値をとるものとして取り扱われることが多い。

2. 直柱に働く波力

(1) 波力の計算式

海中構造物の中でも直柱は、波高観測柱や海底石油の採油管のストローパイプのように単独でも用いられ、また海上プラットフォームの支柱などのように大構造物の構成部材として用いられるなど、その用途は広い。

直柱の場合、流れの速度としては水粒子の軌道運動の水平成分 u 、 $\frac{1}{2} \frac{d\theta}{dt}$ のみをとればよい。したがって、直柱の高さ $2a$ の部分に働く液力を αF とすると、直柱 D の円柱の場合は

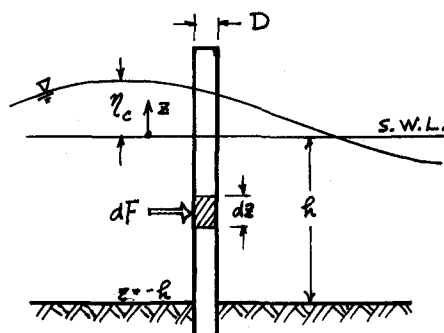


図-1 直柱のスケッチ

$$dF = \frac{1}{2} \frac{w_0}{g} C_D u |u| D \cdot dz + \frac{w_0}{g} C_M \frac{du}{dt} \frac{\pi}{4} D^2 \cdot dz \quad \dots \dots \dots (2)$$

* 潮流などのように一様な流れがあれば、この流れと波による粒子速度とのベクトル和を考える。

と表わされる。直柱全体に働く波力は、これを $z = -h$ から水面 $z = \eta$ まで積分して求められ、直柱の断面が途中で変っているようなときは、それぞれの断面について積分すれば良い。

実際の計算にあたっては、水面の高さ η (特に波の峰の高さ η_c)、速度 u 、および加速度 $\frac{du}{dt}$ の値を正確に知らなければならぬ。まず次の近似として微小振幅波の理論を用い、

$$\eta = \frac{H}{2} \sin(kx - \sigma t) \quad \dots \dots (3)$$

$$u = \frac{\pi H}{T} \frac{\cosh k(h+z)}{\sinh k h} \sin(kx - \sigma t) \quad \dots \dots (4)$$

$$\frac{du}{dt} = -\frac{\pi^2 H}{T^2} \frac{\cosh k(h+z)}{\sinh k h} \cos(kx - \sigma t) \quad \dots \dots (5)$$

と表わされる。ここに、 H : 波高、 T : 周期、 $k = 2\pi/L_A$ 、 $\sigma = 2\pi/T$ 、 L_A : 微小振幅波としての波長、 h : 水深、 z : 水面から上方正にとった鉛直座標、である。この式(3)~(5)は波高が小さい間は誤差が目立たないが、設計の対象となるような波高の大きな波では、特に速度 u に関する誤差が非常に大きくなる。このため、波高の大きな波にも適用できるような有限振幅波の諸理論の研究が進められ、また実験値と理論値の集成による経験式の作成⁽⁶⁾が行われてきている。

(2) 全波力の算定図表

設計計算においては、直柱の全断面に働く波力およびそのモーメントをまず知りたいことが多い。このため Reid と Bretschneider⁽⁷⁾ は 1953 年にこの算定図表を作成し、これが米国における標準的な図表として用いられている。ただし、これは微小振幅波、深海における砕波、および孤立波の諸理論のみに基づいて極めて大胆な内挿を行なったものなので、筆者は先に実験値その他に基づいた図表を図-2、3 のように作成した。

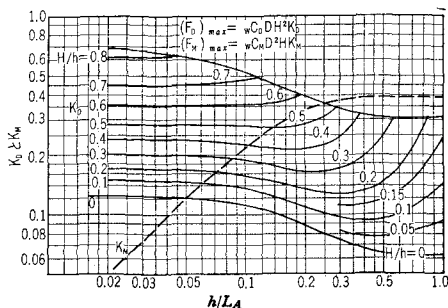


図-2 K_D , K_M の算定図表

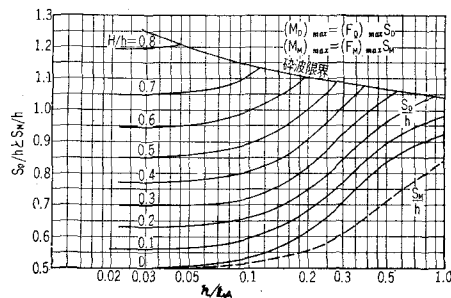


図-3 S_D , S_M の算定図表

図-2 は、抗力および慣性力の最大値を次のように表わし、その算定係数 K_D を実線、 K_M を破線としたものである。

$$(F_D)_{\max} = w_0 C_D D H^2 K_D \quad \dots \dots (6)$$

$$(F_M)_{\max} = w_0 C_M D^2 H K_M \quad \dots \dots (7)$$

また図-3 は、これらの最大抗力および慣性力の作用点の高さ S_D , S_M を示すもので、海産面まわり

のモーメントは、次式で求められる。

$$(M_D)_{\max} = (F_D)_{\max} \cdot \delta_D \quad \dots\dots (8)$$

$$(M_H)_{\max} = (F_H)_{\max} \cdot \delta_H \quad \dots\dots (9)$$

図-2, 3 を用いて算定した結果は、米国で用いられている図表による値とあまり違わない。

全波力の最大値は、抗力と慣性力の位相が 90° 異なっているため、ほゞ次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} (F_T)_{\max} &= (F_D)_{\max} + \frac{(F_H)_{\max}^2}{4(F_D)_{\max}} \quad \dots\dots \text{ただし, } 2(F_D)_{\max} \geq (F_H)_{\max} \\ (F_T)_{\max} &= (F_H)_{\max} \quad \dots\dots \text{ただし, } 2(F_D)_{\max} < (F_H)_{\max} \end{aligned} \right\} \dots\dots (10)$$

波力によるモーメントも同様の式で求めれば良い。

(3) 抗力係数 C_D の値

定常流における抗力係数の値は、形状とレイノルズ数の関数として実験的に求められているけれども、波浪中の値に関しては測定値のばらつきが非常に大きくて、設計に用いるべき値についての定説はないと言えよう。可動式の採掘装置に関する米国船級協会の規定⁷⁾では、0.5 以上の値を用いることのみしており、米国工兵隊の要覧⁸⁾は、微小振幅波理論による粒子速度を計算する場合の値として 1.1 ~ 1.8 を提示し、全波力の算定図表を使うときは 0.53 の値を指示している。しかし、この最後の値は過小のように思われる。すなわち、定常流における円柱の抗力係数は $R_0 = (2 \sim 4) \times 10^5$ 付近で一度急減して 0.3 程度になつたあと、 R_0 の増加とともに次第に増加して $R_0 \approx 4 \times 10^6$ 以上では $C_D \approx 0.7$ の一定値に落ち着くことが知られており⁹⁾、またこうしたレイノルズ数の大きい域では表面粗度の増大につれて C_D が約 0.4 から 1.0 まで増大するとの実験データ¹⁰⁾もある。一才、波浪中の円柱の抗力係数は、規則波を用いた実験では粒子速度が正確に求められていれば、定常流における値にほゞ一致する⁹⁾。実際の設計ではレイノルズ数が $10^6 \sim 10^7$ となり、また鋼管の腐食や海中生物の付着による粗度の増大も予想される。したがって、全波力の算定図表と併用すべき抗力係数の値としては、 $C_D = 0.7 \sim 1.0$ が妥当と考えられる。

なお、円形以外の断面形状については、文献¹⁰⁾などを参照されたい。

(4) 質量係数 C_M の値

円柱の場合は、ポテンシャル理論では 2.0 であり、波浪中における測定値も実験によつてばらつきが相当あるけれども、平均的には 1.6 ~ 2.0 なので、理論値の $C_M = 2.0$ が一般に用いられる。この場合、加速度の計算式としては微小振幅波理論による式(5)が多く用いられる。

なお円柱の直径が波長の数分の一以上になると、円柱の前後の位相差のための質量係数の値が減少する。円柱による回折波の理論で求められた波力¹¹⁾を質量係数の値に換算すると、

$$C_M = \frac{16 L^2}{\pi^2 D^2 \sqrt{J_1'(\pi D/L)^2 + Y_1'(\pi D/L)^2}} \quad \dots\dots (11)$$

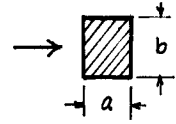
で表わされる。こゝに、 J_1 、 Y_1 は第 1 種および第 2 種のベッセル関数である。ただし、これは微小振幅波の理論によるもので、波による水面上昇の分を計算すると、波高の大きい場合にはこの理

論による波力よりも数十%大きくなるという計算¹²⁾も報告されている。

また、幅 a 、高さ b の長方形断面の柱体については、単位長さあたりの体積を $a \times b$ とし、その変位係数が、ポテンシャル理論によって次表のように求められている¹³⁾。

表-1 長方形柱の変位係数

b/a	0.1	0.2	0.5	1	2	5	10
C_M	1.18	1.31	1.67	2.18	3.14	5.8	9.8



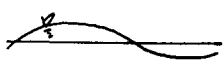
(5) 砕波による衝撃力

海底こう配が急なときは、以上の抗力と慣性力に加えて、砕波の衝突による衝撃力を考慮する必要が生ずる。この衝撃力は、砕波によって水面が直立した水の壁となって構造物にぶつかり、その前進運動量が短時間に失われるために発生する力であり、その最大値は円柱については次のように表わされる。¹⁴⁾

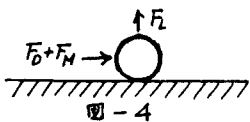
$$(F_s)_{\max} = \rho D H_0^2 K_B \lambda \quad , \quad K_B = \frac{\pi C_B^2 \gamma_c}{2g H_0} \quad \dots \dots (12)$$

ここに、 H_0 : 砕波高、 C_B : 砕波時の波速、である。また λ は、直立部と見なされる部分の高さと波高との比で、海底こう配 $1/10$ のとき $0.3 \sim 0.5$ 、海底こう配 $1/100$ で $0.05 \sim 0.1$ 程度の値をとる。この衝撃力の作用時間は $t_B = D/(2C_B)$ と極めて短かいので、部材応力の算定などにおいては、部材の振動特性によって定まる衝撃応答係数を乗じて波力の有効値を求めなければならぬ。部材の固有周期が秒のオーダーの場合には、砕波による衝撃力よりも砕波直前の波による波力の方が危険例となることが多い。

3. 海底のパイプおよび構造物に働く波力



石油の輸送管や下水の排気管のように海底に沿って設置されるパイプは、式(1)の抗力と慣性力 (U および $\frac{dU}{dt}$ は海底沿いの水平粒子速度および加速度) のほか、次の揚力 F_L も同時に作用する。



$$F_L = \frac{1}{2} \frac{\rho}{g} C_L U^2 A \quad \dots \dots (13)$$

この場合の C_D 、 C_L 、 C_M の値として Beckman と Thibodeaux¹⁵⁾ は主として航空関係の資料に基づいて $C_D = C_L = 0.5$ をとればよいとしたが、Wilson と Reid¹⁶⁾ は波浪中の直柱のデータなどから、 $C_D \geq 1.0$ 、 $C_L \geq 1.0$ とすべきことを主張している。また模型試験において $C_D \approx 0.7$ 、 $C_L \approx 0.4$ の他が得られた例¹⁷⁾もあり、どれを採用すべきが問題はあるが、 $C_D = C_L = 1.0$ 、 $C_M = 2.0$ 程度を考えれば無難であろう。なお海底面における U 、 $\frac{dU}{dt}$ としては、式(4)、(5)の値を用いてもあまり大きな誤差は生じない。

次に、可動式のプラットフォームの基礎のようにかなり大きな構造物の場合には慣性力が卓越し、波高に比例する力が作用する。直径約 $11m$ 、高さ約 $10 \sim 14m$ の円筒形の構造物について模型試験を行なった例¹⁾では、水深 $16 \sim 20m$ 、周期 $7 \sim 13sec$ 、波高 $2 \sim 8m$ に相当する条件において $C_M = 1.8 \sim 2.8$ の値が得られ、構造物の高さと水深との比が大きいほど C_M も大きい傾向にあった。ただし、加速度と

しては構造物の中心の高さにおける値を用いている。

このような構造物には、水平方向の力ばかりでなく鉛直方向の力も作用する。これは鉛直加速度による慣性力が主なもので、加速度の方向に応じて上向きおよび下向きに働く。上記の模型試験の例では微小振幅波の加速度と構造物の体積を用いたときの係数として、 $C_M = 1.6 \sim 2.9$ 程度の値が得られている。

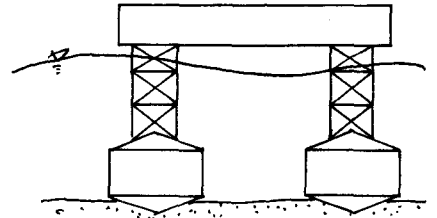


図-5

また、平板状のバージを水中に沈めるときに働く波力（水平および鉛直）を測定した例¹⁸⁾では、質量係数として表-1の理論値にほぼ等しい値が得られている。

4. トラス構造に働く波力

トラス構造の場合、波力は各部材に対して直角方向に働く。速度および加速度としては各部材に対する直角方向の成分を用いて式(1)で波力を求め、それぞれの位相を考慮して合成する。鶴田⁹⁾はこの種の構造物に対する計算例を示し、模型実験による検討を行っている。

今、図-6のように部材の軸線と流れの方向が θ だけ傾いている場合を考えると、部材に直角方向の流れの成分は $U_n = U \sin \theta$ であるから長さ ds の部分に働く抗力は、

$$dF_0 = \frac{1}{2} \frac{w_0}{g} C_D U^2 \sin^2 \theta ds \quad \dots \dots (14)$$

となる。これを流れの方向 X 、およびこれに直角な方向 Y の成分に分けると、

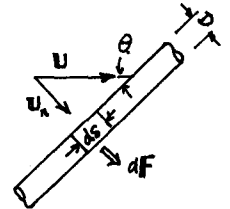


図-6

$$\left. \begin{aligned} (dF_0)_X &= (dF_0)_0 \sin^3 \theta, \\ (dF_0)_Y &= (dF_0)_0 \sin^2 \theta \cdot \cos \theta, \end{aligned} \right\} \text{ただし, } (dF_0)_0 = \frac{1}{2} \frac{w_0}{g} C_D U^2 ds \quad \dots \dots (15)$$

となる。慣性力についてと同様の考え方が求められる。

実際の構造計算では部材の直径が設計波高の数分の一以下で抗力が卓越する場合が多く、しかも波の峰が通過するときの最大水平力が主として問題になる。このような場合は U として水平粒子速度 u を対象になるので、鉛直材および波向と直角方向のパネル内の水平材と斜材は全断面に波力を受け、波向に平行なパネル内の水平材は波力が作用せず、同じパネル内の斜材には全断面に対する波力 $\sin^3 \theta$ を束じた力が働くことになる。

隣接部材による影響については、直柱に関する実験では、横に並んだ直柱による C_D の増加は中心間隔が $2.5D$ 以上あれば無視でき¹⁹⁾、前方の直柱によるしゃつ効果は中心間隔 $4D$ で C_D が10%減少させ、 $8D$ では無視できる²⁰⁾と報告されている。したがって、実際のトラス構造に関しては隣接部材の影響も無視できるものと思われる。

5. プラットホームに働く波力

図-7のような海上プラットホームに働く波力は、支柱に働く力と本体に働く力とに分けて考えられる。前者はその構造に応じて直柱またはトラス構造として解析される。全体としての安定性に

つては、前柱、本体、および後柱のそれぞれに働く波力の位相も考慮する必要がある。本体に働く波力については、第1次近似としては単純にプラットフォームの前面と後面に働く静水圧の差として、

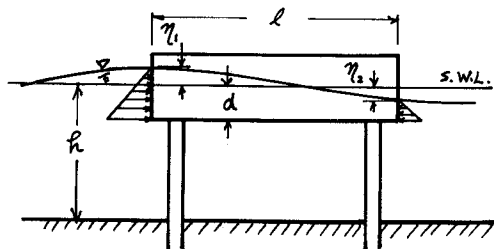


図-7 プラットホームのスケッチ

$$P = \frac{1}{2} \rho g B [(d + \eta_1)^2 - (d + \eta_2)^2]$$

$$\doteq \rho g B d (\eta_1 - \eta_2)$$

$$\therefore P = -\rho g B d H \sin \frac{1}{2} k l \cos [k(x + \frac{l}{2}) - \sigma t] \quad \dots (14)$$

と求められる。小岩ほか²¹⁾が幅45cm、船長100cm、吃水3~7cmの模型台船について実験した結果

では、船長と波長との比を変えたときの最大波力は式(16)による最大値の1.0~1.3程度と報告されている。また、この波力を波による水平加速度に比例する慣性力として計算すると、 $\alpha \ll g$ として

$$P = -\rho g B d H C_M \frac{\pi l}{L} \cos [k(x + \frac{l}{2}) - \sigma t] \quad \dots (17)$$

と表わされる。ここで C_M は $\pi l/L$ の値によって変る筈なので、この変化は大口徑の円柱に対する式(11)に比例すると考え、比例係数としては表-1の長方形断面と円形断面の質量係数との比を用いれば、慣性力としての波力の推定を行なうことが出来る。上記の実験データにこの考えを適用してみれば、ほぼ妥当な結果が得られている。なお、岩崎²³⁾もこの種の問題の解析を行なっている。

プラットフォームの下面には、また揚圧力が作用する。下面が空中に露出しない場合の揚圧力は、第1次近似としてはプラットフォームの下面に相当する位置での水圧が、プラットフォームがあるときでそのおのゝ働くものと仮定して、これを積分して推定することが出来る。また Stoker²²⁾は微小振幅波としての理論解を示しており、この理論値と実験値との比較は Wiegel²³⁾が紹介している。たゞ、プラットフォームの下面が波の谷のときに空中に露出する場合には、波の進行につれて上昇する水面がプラットフォームを叩くため衝撃的揚圧力が作用する。この揚圧力は、棧橋の床版に働く衝撃揚圧力よりは弱いけれども、局部的に(2~5) $\rho g H$ の圧力強度が実験^{24), 25)}で測定されている。もっとも、波の進行とともに衝撃圧力の部分が移動する性質の力なので、プラットフォーム全体の安定性に影響を及ぼすものとは考えにくい。

このような水平力や揚圧力の作用を避けるためのプラットフォームの下面を波の峯よりも高めておく場合の目安としては、図-8が参考になる。これは、波の峯から下の水深 h_1 と平均水深 h_2 との比を実験的に求めたもので、海産がほぼ水平な場合に適用される。

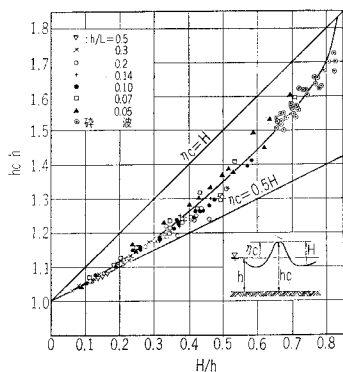


図-8 波峯高の算定図表

6. 設計波の選定について

設計波の選定は、対象地点の波浪特性、構造物の使用条件、耐用年数などを考慮して行なわれる。

一つの考え方は、構造物が最大波力の波によって破壊されることのないように、対象とする地点における最高波高、すなわち砕波限界の波を用いるものである。

砕波限界にある波の波高は、水深、周期、海底こう配などによって規定され、理論計算の結果や各種の実験値を参照すると、平均的に図-9のように表わされる。また、深海波では

$$H_{\max} = 0.17 L_0 \approx 0.25 T^2 \quad (\text{m-sec 単位}) \quad \dots \dots (18)$$

の関係が理論的に導かれる。たとえば、周期 10 sec の波では $H_{\max} \approx 25 \text{ m}$ までの波が存在可能である。もっとも、このような大きな波高の波が発生し得るかどうかは別途考慮する必要がある。しかし、米国籍協会の規定⁴⁾では、波高は発注者の指定によるものとするが、水深 150 m 以上の深海域では通常 18 m 以下にしないこととなっており、海岸近くの波よりむしろ大きな波高を対象としている。

一方、波の周期については、上記の波高を生ずるような気象原因について波浪推算を行ない、そのときの有義波周期 $T_{1/3}$ を用いることが多い。もっとも波の周期が長くなると限界波高も増大し、波力も大きくなるので、周期をやや長目に選ぶこともある。

なお、後述のように構造物の振動特性によっては、波高が小さくても共振を起す可能性のある周期の波を設計波として考えなければならないことがある。

7. 不規則波による波力の取り扱い

前節までの取り扱いは、規則的な波の理論および実験に基づくもので、実際の海に見られる不規則波に対しては、個々の波の波高、周期に対応する規則波の解析手法が採用されている。現地における波力の観測から求めた抗力係数や使用係数の値が大きまばりつすを見せる一つの原因は、こうした簡便法にあると考えられている。

不規則波による波力の解析としては、表面波のエネルギー・スペクトルを用いて構造物に働く波力の周波数スペクトルを求めること^{26), 27)}が行なわれており、波力のスペクトルを観測で求めた結果とよく一致する例も報告されている。

こうした波力のスペクトルを構造設計にどのように取り入れて行くかは、今後の研究課題と思われる。Nack & Harleman²⁸⁾は、波力によるプラットフォームの振動にスペクトル理論を応用して変位の root-mean-square 値を求め、この値を最小とするような支柱間隔があることを示している。また、波力のスペクトルが求められれば、これから波力の極大値の分布を導くことも考えられよう。なお、波力のスペクトルを直接使わずに、水粒子の速度と加速度のひん度分布から波力のひん度分布その他を求めること^{29), 30)}なども試みられている。

以上で問題としているのは主に 1 次元の周波数スペクトルであるが、係留中の大型船舶が波でドリ

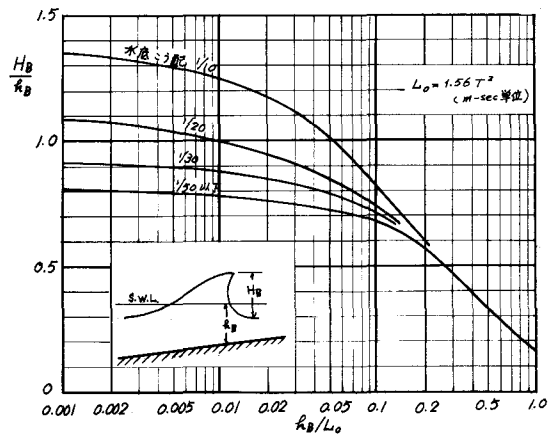


図-9 砕波限界の波高比 H_b/H_0 の算定図表

フィンに押しつけられるときの推力などのように切れ波の影響が問題になることは、2次元の方向スペクトルの取り扱いが必要になるものと思われる。

8. その他の問題

(1) 波による構造物の振動と共振

海中構造物は波の作用によって波向の方向に変位して波とともに動揺するとともに、カルマン渦の発生その他の原因による波と直角方向の振動も行なう³¹⁾。このうち波向方向の振動は起振力が波力であるから、構造物と適当な振動系で近似すれば解析することができ、構造物の共振周波数の振動成分が増幅されることを容易に示される³²⁾。しかし波と直角方向の振動については、波による激しい往復流があるためあって、あまり十分な解析が行なわれていない。波による球の実験例³²⁾では、波と直角方向の変位は波向方向の変位の約1/10となっている。

構造物の振動が破壊に結びつく可能性のあるのは、水深が非常に大きな場所のプラットフォームのように固有周期が数秒のオーダーとなる場合や、水深10~20mで施工中の連立鋼管などのようになみみの大きな部材の場合である。波のスペクトルから変位のスペクトルを計算し、共振現象による破壊される危険性について検討することが必要であろう。

(2) 部材の許容応力度

波力に対する部材の許容応力度の問題も、波力が不規則に振動する性質のものであるため簡単に定めることがむずかしい。5.で述べた限用波高の波に対して設計する場合であれば、データの振動の問題は別として、その地点で想定される最大の波力が求められるので許容応力度もかなり高く、場合によっては降伏点強度一杯で取ることなども考えられよう。しかし、統計的な波力の最大値やスペクトルから推定した波力のように、設計値を上回る波力の出現の可能性がある場合などは、安全率を大きくとることも必要になる。なお、米船級協会の規定⁴⁾では、波力による応力度の許容値として、引張に対しては降伏点強度の1/1.25、圧縮に対しては降伏点または座屈強度の1/1.32としており、常時荷重の約33%増の値をとっている。

あとがき

以上のように、現在のところ海中構造物に働く波力の性質は一定把握されており、波力の概略値を推定することが可能である。しかし、 C_b , C_m などの係数のばらつきに見られるように、波力の正確な値を算定することは必ずしく、ある程度の誤差を見込んでおかねばならない。また、設計波高の選定、波力の計算値の取り扱い、波の不規則性に対する考慮、許容応力度の設定など明かな基準のないものも多く、設計者の判断にまかされなければならない事項が数多く残されている。さらに、実際の構造物では基礎の周辺洗掘も重要な問題である。ここでは十分な準備ができていない、各種の問題を紹介する程度に終わってしまうけれども、海洋開発を考える上での一つの手掛りにあれば誠に幸いである。

参考文献

1. Reid, R.O., and C.L. Bretschneider: Surface waves and offshore structure, Texas A. & M. Tech. Rept., 1953, 36pp.
2. Quinn, A. DeF.: Design and Construction of Ports and Marine Structures, McGraw-Hill, 1961, pp.56-70.
3. U. S. Army Coastal Engineering Research Center: Shore protection planning and design, Tech. Rept. No. 4, 1966,

4. American Bureau of Shipping: Rules for Building and Classing Offshore Mobile Drilling Units, 1968, 65pp.
5. Goda, Y.: Wave forces on a vertical circular cylinder: experiments and a proposed method of wave force computation, Rept. Port and Harbour Tech. Res. Inst., No. 8, 1964, 74pp.
6. 合田良実: 海中構造物の設計波力について, 土木学会誌 第50巻2号, 1965年2月, pp.57-61.
7. Roshko, A.: Experiments on the flow past a circular cylinder at very high Reynolds number, J. Fluid Mech., Vol. 10, Pt. 3, 1961, pp.345-356.
8. Ippen, A.T. (ed.): Estuary and Coastline Hydrodynamics, McGraw-Hill, 1966, p.362.
9. 鶴田千里: 海洋構造物に関する二, 三の問題, 運輸技術研究所, 1962年.
10. 土木学会: 海岸保全施設設計便覧(改訂版), 1969年, p.50.
11. MacCamy, R.C., and R.A. Fuchs: Wave forces on piles: a diffraction theory, BBE Tech. Memo. No. 69, 1954, 17pp.
12. Bonnefille, R., et P. Germain: Wave action on isolated vertical cylinders of large dimensions, Proc. I.A.H.R. Congress, London, Vol. 1, 1963, pp.311-318.
13. Handbook of Ocean and Underwater Engineering, McGraw-Hill, 1969, p.12-81.
14. 合田良実・原中祐人・北畑正記: 直柱に働く衝撃破波力の研究, 港湾技術研究所報告第5巻6号, 1966年, 30pp.
15. Beckmann, H., and M.H. Thibodeaux: Wave force coefficients for offshore pipelines, Proc. ASCE, Vol. 88, No. WW2, 1962, pp.125-138.
16. Wilson, B.W., and R.O. Reid: Discussion, Proc. ASCE, Vol. 89, No. WW1, 1963, pp.61-65.
17. Johansson, B., and E. Reinius: Wave forces acting on a pipe at the bottom of the sea, Proc. I.A.H.R. Congress, London, Vol. 1, 1963, pp.47-52.
18. Brater, E., J.S. McNow, and L.D. Stair: Wave forces on submerged structures, Proc. ASCE, Vol. 84, NO. HY6, 1958, Paper 1833, 26pp.
19. Morison, J.R., J.W. Johnson, and M.P. O'Brien: Experimental studies of forces on piles, Proc. 4th Conf. Coastal Eng., 1953, pp.340-370.
20. Laird, A.D.K., and R.P. Warren: Groups of vertical cylinders oscillating in water, Proc. ASCE, Vol. 89, No. EM1, 1963, pp.25-35.
21. 小笠原生・大平勝・平山勇・白鳥保夫: スパッドを有する作業船の船体に作用する波力について(第1報), 造船報告第8巻2号, 1968年, pp.51-69.
22. Stoker, J.J.: Water Waves, Interscience Pub., 1957, p.435.
23. Wiegel, R.L.: Wave forces, Design and Analysis of Offshore Drilling Structures, Univ. of Calif., Berkeley, Continuing Education in Engineering, Sept. 16-21, 1968, pp.1-29.
24. El-Gharmy, O.A.: Wave forces on a dock, Hyd. Eng. Lab. Tech. Rept. H&L 9-1, Univ. of Calif., Berkeley, 1963.
25. French, J.A.: Wave uplift pressures on horizontal platforms, W.M. Keck Laboratory of Hydraulics and Water Resources, Calif. Inst. of Tech., Report No. KH-R-19, 1969, 415pp.
26. Borgman, L.E.: Spectral analysis of ocean wave forces on piling, Proc. ASCE, Vol. 93, No. WW2, 1967, pp.129-156.
27. 日野幹夫: パイルに働く波力のスペクトルの理論-波と流れの共存する場合-, 第15回海岸工学講演会講演集, 1968年, pp.103-108.
28. Nath, J.H., and D.R.F. Harleman: Dynamics of fixed towers in deep-water random waves, Proc. ASCE, Vol. 95, No. WW4, 1969, pp.539-556.
29. Pierson, W.J.Jr., and P. Holmes: Irregular wave forces on a pile, Proc. ASCE, Vol. 91, No. WW4, 1965, pp.1-10.
30. Borgman, L.E.: A statistical theory for hydrodynamic forces on objects, Annals of Mathematical Statistics, Vol. 38, No. 1, 1967, pp.37-51.
31. Laird, A.D.K.: Forces on a flexible pile, Santa Barbara Coastal Engineering Conference, ASCE, 1965, pp.249-268.
32. 権貝博美・河野二夫: 波動による杭の振動, 第15回海岸工学講演会講演集, 1968年, pp.97-102.
33. Iwasaki, T.: Resisting torques or forces acting on the spuds of the pump dredger on the surface waves, Proc. 10th Conf. Coastal Eng., Tokyo, 1966, pp.1527-1546.