

(昭和 61 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

被衝突時における海洋構造物の弾性応答 に関する基礎研究

正員 上 田 幸 雄* 正員 村 川 英 一*
正員 徐 錦 青** 大 野 浩 二***

Fundamental Study on Elastic Response of Offshore Structures under Collision

by Yukio Ueda, *Member* Hidekazu Murakawa, *Member*
Ching Zhou Hsu, *Member* Kouji Ohno

Summary

Primary objective of this report is to provide a fundamental strategy to analyze dynamic response of offshore structures under collision. The key to planning meaningful experiments or numerical analyses is a classification of the given problem based on the overall knowledge of the phenomena. The authors proposed a method in which offshore structures are idealized as spring-mass systems. The characteristics of the collision problems were studied to get the overall knowledge using this method. Such knowledge can be utilized to classify given problems and also to decide how to tackle them. Following the above strategy, collision problems of single pipe and an elastically supported pipe were analyzed using beam and shell Finite Element Methods as examples.

1 緒 言

近年におけるサプライポートの大型化を背景として、衝突事故における海洋構造物の安全に対する関心が高まっており、事故発生確率の推定、損傷の予測、および損傷を有する構造物の残留強度評価の分野で多くの研究が報告されている¹⁾。特に、損傷予測については、有限要素法の汎用プログラム等を使用すれば、理論解析も原理的には可能である。しかし、構造全体の詳細な非線形応答解析は、コスト的に高価であり、実用性に乏しい。また、あえて詳細解析を行ったとしても、現象を整理する上での指針が無ければ、解析結果を評価し、設計に反映させることは不可能と考えられる。

一方、海洋構造物の構造様式および衝突条件によっては、Fig. 1 に示されるように、衝突時の応答が構造の一部あるいは構造全体の静的解析によって予測可能な場合も考え得る。また、構造の一部に対する動的解析で十分な精度の予測が期待できる場合も有る。ただし、このような限定的解析を行う際には、それが許される条件を事

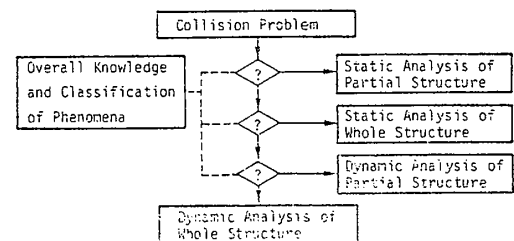


Fig. 1 Flow diagram for analysis of collision problems of offshore structures.

前に明らかにしておく必要があり、このためには現象の系統的分析、またこれに基づく現象の分類が不可欠である。

ところで、衝突事故は大別して、海洋構造物の広い範囲にわたる塑性変形を伴う大規模衝突²⁾と、衝突部材にデントを生じる程度の小規模衝突に分けられ、事故の発生頻度の点では、小規模衝突の発生確率が圧倒的に高い。小規模衝突では、塑性変形は非常に狭い領域に限定されるので、現象を粗く分類するという目的に対しては、塑性変形を無視した弾性解析で十分と考えられる。また、衝突時における海洋構造物の変形は、Fig. 2 に示すように、被衝突部材の局所変形すなわちデントおよび部材全体の曲げ変形、さらには構造単位としてのレグの

* 大阪大学溶接工学研究所

** センチュリリサーチセンタ株式会社 (研究当時大阪大学大学院)

*** 大阪大学工学部 (大学院)

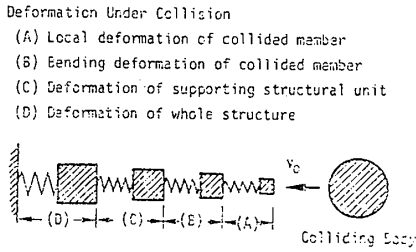


Fig. 2 Idealization of offshore structure under collision.

曲げ変形および構造全体の变形という形で階層的に捉えることができる。このような変形の階層性に着目すると、海洋構造物は近似的に直列バネ質量系として理想化される。

そこで著者らは、小規模衝突における現象を分析する手段として、海洋構造物をこれと等価なバネ質量系として理想化する方法を採用し、衝突時における現象の一般的分類を試みた。バネ質量系の利点は、応答を支配するパラメータを明確に示すことができ、また応答の計算が簡単であることからパラメータに対して現象を整理するという作業に適している点にある。このようなパラメータによる整理を一度行なっておけば、問題が与えられた時には、その問題がいかなる性質の問題であるかを即座に判断でき、さらに、詳細解析におけるモデル化および解析法の選択等を判断する際の指針が得られることになる。そこで、この考え方を、単一のパイプ材および弾性体で支持されたパイプ部材の衝突問題に対して適用し、現象の解明を試みた。なお、バネ質量モデルは、現象の定性的解析のみならず定量的解析法としても非常に有効であり、その妥当性と適用限界を梁およびシェル要素を用いた詳細解析との比較により検討した。

2 直列バネ質量系の応答

2.1 解析法

衝突時における変形の階層性に注目すると、海洋構造物は Fig. 2 に示されるような直列バネ質量系として理想化される。特に、バネが線形バネの場合には衝突に対する応答の計算には、モード解析法³⁾が適用できる。その解析手順を Fig. 3 に示されるような n 自由度モデルについて説明する。このモデルは、剛性が k_i である n 個のバネと、質量が m_i である n 個の剛体、さらに質量が m_c である衝突物体から構成される。この力学系の運

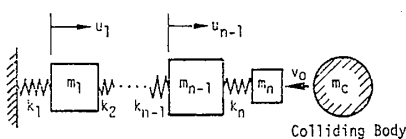


Fig. 3 Spring-mass model with n -degree of freedom.

動は容易に解くことができるが、衝突現象が完了するまでに複数回の衝突が生じる可能性を考慮しておかなければならない。すなわち、衝突物体が剛体 n を離れて再び衝突するという再衝突現象を考慮する必要がある。したがって系の運動は、衝突物体が剛体 n に付着して運動する状態および衝突物体が剛体 n から離れた状態で等速運動する場合の二つに分けられる。これらの状態に対する運動方程式は、剛体 i の変位、加速度を u_i, \ddot{u}_i 、また衝突物体の変位、加速度を u_c, \ddot{u}_c とすれば、次のように表わされる。

(a) 付着状態

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{u}_1 + (k_1 + k_2) u_1 - k_2 u_2 &= 0 \\ m_i \ddot{u}_i - k_i u_{i-1} + (k_i + k_{i+1}) u_i - k_{i+1} u_{i+1} &= 0 \quad (i=2, n-1) \\ (m_n + m_c) \ddot{u}_n - k_n u_{n-1} + k_n u_n &= 0 \\ u_c &= u_n \end{aligned} \right\} (1)$$

(b) 分離状態

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{u}_1 + (k_1 + k_2) u_1 - k_2 u_2 &= 0 \\ m_i \ddot{u}_i - k_i u_{i-1} + (k_i + k_{i+1}) u_i - k_{i+1} u_{i+1} &= 0 \quad (i=2, n-1) \\ m_n \ddot{u}_n - k_n u_{n-1} + k_n u_n &= 0 \\ \ddot{u}_c &= 0 \end{aligned} \right\} (2)$$

ここで、(1) 式および (2) 式は、 n 自由度バネ質量系の自由振動に対する運動方程式である。したがって、付着状態に注目すると、その一般解 u_i は、

$$u_i = \sum_{\alpha=1}^n \phi_{i\alpha} (a_{\alpha} \sin \omega_{\alpha} t + b_{\alpha} \cos \omega_{\alpha} t) \quad (3)$$

で与えられる。なお、 t は時間を表わし、 ω_{α} および $\phi_{i\alpha}$ は、系の固有角振動数およびこれに対応する固有振動モードの成分を表わす。また、 a_{α}, b_{α} は定数であり、初期条件より定まる。同様に、分離状態に対する一般解は次式で与えられる。

$$u_i = \sum_{\alpha=1}^n \phi_{i\alpha}^* (a_{\alpha}^* \sin \omega_{\alpha}^* t + b_{\alpha}^* \cos \omega_{\alpha}^* t) \quad (4)$$

ただし、 $\omega_{\alpha}^*, \phi_{i\alpha}^*$ は分離状態における固有角振動数および固有振動モードの成分を表わす。

次に、衝突問題において、定数 a_{α}, b_{α} もしくは $a_{\alpha}^*, b_{\alpha}^*$ の定め方を説明する。衝突物体と剛体 n は塑性衝突、すなわち衝突の瞬間に二つの剛体は付着し、同じ速度で運動を開始すると仮定する。この仮定に従うと、 v_0 の初速を持つ衝突物体が剛体 n に衝突した瞬間、すなわち $t=+0$ における剛体 n の速度は、運動量保存則より、

$$\dot{u}_n(+0) = m_c v_0 / (m_n + m_c) \quad (5)$$

で与えられる。ただしこの時、塑性衝突によるエネルギー損失 e^* が生じ、その値は次式で与えられる。

$$e^* = \frac{m_n}{m_n + m_c} \cdot \frac{1}{2} m_c v_0^2 \quad (6)$$

一方、同じ瞬間における剛体 i の変位 u_i および剛体 n

を除く剛体の速度 \dot{u}_i は、

$$u_i = 0 \quad (i=1, n), \quad \dot{u}_i = 0 \quad (i=1, n-1) \quad (7)$$

である。また、衝突直後は衝突物体が付着状態にあるとすれば、一般解として(3)式が適用され、 $2n$ 個の定数 a_α, b_α は、 $2n$ 個の初期条件、すなわち(5)式および(7)式より定められる。 a_α, b_α が定まれば、(3)式を用いて時間経過に伴う運動状態の変化が追跡できる。

ところで、衝突物体が付着状態を維持する条件は、

$$m_c \ddot{u}_c = m_c \ddot{u}_n > 0 \quad (8)$$

である。したがって、 $\ddot{u}_n = 0$ となる瞬間において付着状態から分離状態への移行が生じる。この瞬間を t^* とすると、これ以降の運動は(4)式で表わされ、定数 a_α^*, b_α^* は、 $t=t^*$ における変位および速度を初期条件として定めることができる。運動が分離状態に移った後は、剛体 n および等速運動を続ける衝突物体の距離 d を追跡し、 $d=0$ となる瞬間すなわち再衝突が起きる瞬間 \hat{t} を求める。この瞬間を境として再び運動は(3)式に移行する。この時の初期条件において、 u_i ($i=1, n$), \dot{u}_i ($i=1, n-1$) は再衝突の瞬間の値を用いるが、 \ddot{u}_n に対しては最初の衝突の時と同様に運動量保存則に従ってこれを定める。すなわち、

$$\ddot{u}_n(\hat{t}+0) = \{m_c \ddot{u}_c(\hat{t}-0) + m_n \ddot{u}_n(\hat{t}-0)\} / (m_n + m_c) \quad (9)$$

以上の手順に従って計算を進めることにより、衝突現象の全過程が追跡できる。なお、後で述べる梁モデルおよびシェルモデルにおける応答解析にも、ここで説明した解析法が適用される。

2.2 衝突現象の分類

直列バネ質量系の衝突荷重下における応答の基本特性を把握するため、ここでは、Fig. 4 で示される二自由度モデルの運動を分析する。二自由度モデルの運動方程式は、(1), (2)式において $n=2$ の場合として与えられるが、これらを剛性 k_1 , 質量 m_1 および衝突物体の持つ初期運動エネルギー e_0 を用いて無次元化すると次式が得られる。

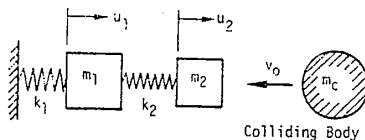


Fig. 4 Spring-mass model with 2-degree of freedom.

(a) 付着状態

$$\left. \begin{aligned} U_1'' + (1+K)U_1 - KU_2 &= 0 \\ MU_2'' - KU_1 + KU_2 &= 0 \\ U_c &= U_n \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

(b) 分離状態

$$\left. \begin{aligned} U_1'' + (1+K)U_1 - KU_2 &= 0 \\ \beta MU_2'' - KU_1 + KU_2 &= 0 \\ U_c'' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} K &= k_2/k_1, \quad M = (m_2 + m_c)/m_1 \\ \beta &= m_2/(m_2 + m_c), \quad T = (k_1/m_1)^{1/2}t \\ U_1 &= (k_1/e_0)^{1/2}u_1, \quad U_2 = (k_1/e_0)^{1/2}u_2 \\ U_1'' &= \{m_1/(e_0 k_1)^{1/2}\} \ddot{u}_1, \\ U_2'' &= \{m_1/(e_0 k_1)^{1/2}\} \ddot{u}_2 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

したがって、この系の運動は、剛性比 $K=k_2/k_1$, 質量比 $M=(m_2+m_c)/m_1$, および剛体 n と衝突物体の質量の相対的大きさを与える係数 $\beta=m_2/(m_2+m_c)$ の3個のパラメータによって支配されることが分かる。そこで、剛性比 K , 質量比 M に注目し、これらをパラメータとして現象の分析および分類を行った。なお、係数 β は固定し、 $1/1000$ とした。

衝突時の応答の代表例として、 $(K=0.1, M=0.1)$, $(K=0.1, M=10)$, $(K=10, M=0.1)$, $(K=10, M=10)$ の4ケースについて衝突物体に作用する接触力の時間変化を Fig. 5~8 に示す。なお、縦軸上に破線で示された荷重 F_s は衝突物体の初期運動エネルギーに等しいエネルギーを静的に与えた時の荷重を表わす。Fig. 5 および 6 より明らかなように、剛性比が小さく $K=0.1$ の場

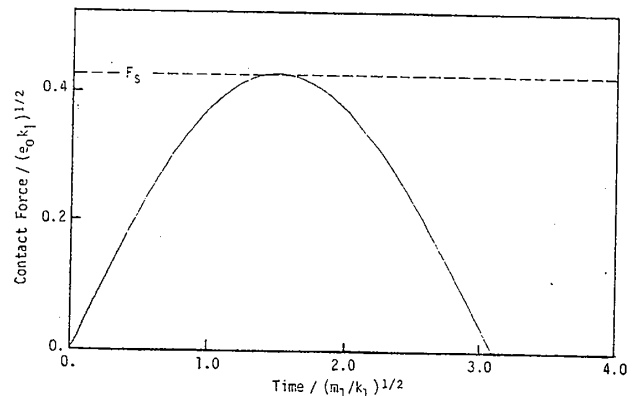


Fig. 5 Contact force F_c for $(K=0.1, M=0.1)$.

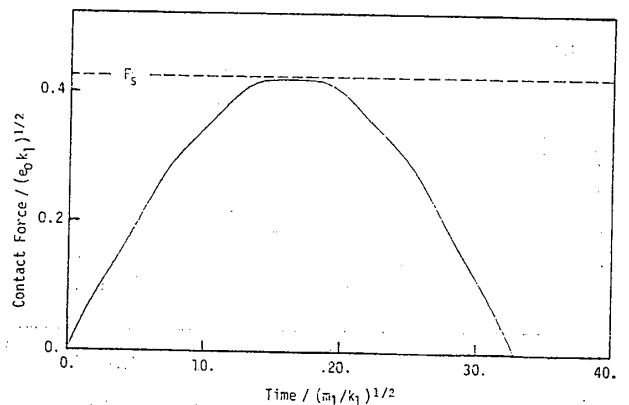


Fig. 6 Contact force F_c for $(K=0.1, M=10)$.

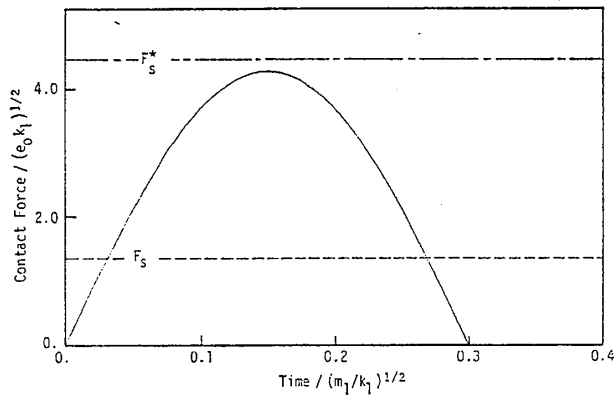


Fig. 7 Contact force F_c for $(K=10, M=0.1)$.

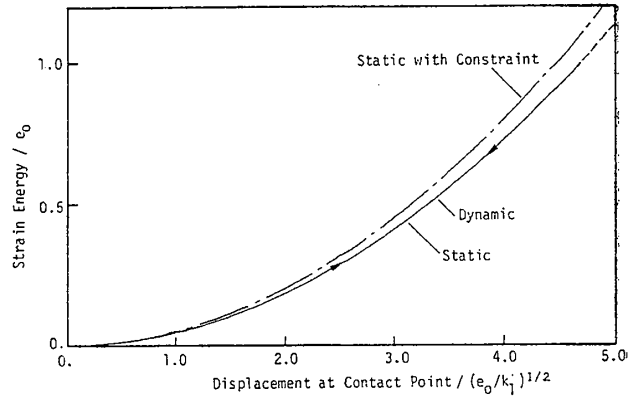


Fig. 10 Displacement-strain energy diagram for $(K=0.1, M=10)$.

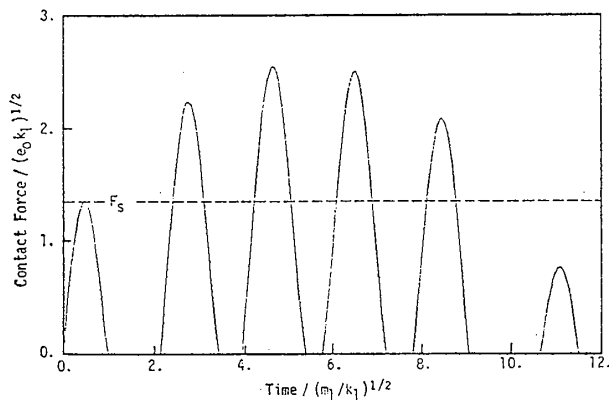


Fig. 8 Contact force F_c for $(K=10, M=10)$.

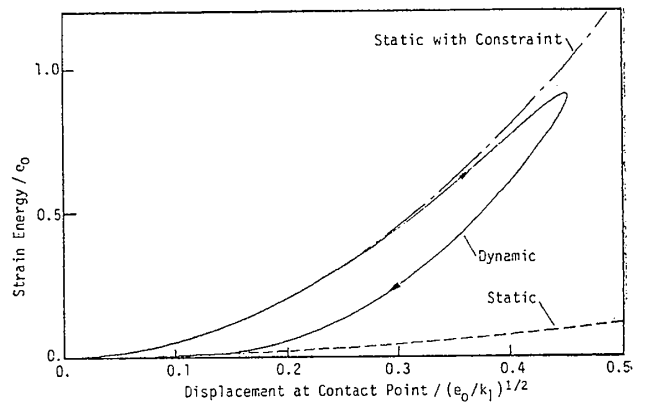


Fig. 11 Displacement-strain energy diagram for $(K=10, M=0.1)$.

合は、質量のいかんにかかわらず動的接触力は、ほぼ静的値 F_s に近い。したがって、これらの場合については最大接触力を静的計算により推定できる。一方、剛性比が大きく、 $K=10$ の場合では、最大接触力は F_s より遙かに大きい値となり、質量比が $M=0.1$ のケースにおける最大接触力は、剛体1の変位を拘束した状態に対して初期運動エネルギーを静的に与えた時の荷重 F_s^* にほぼ等しくなる。また、 $M=10$ のケースでは再衝突が生じる。このように、剛性比および質量比の大きさにより系の応答に明らかな差が現われる。

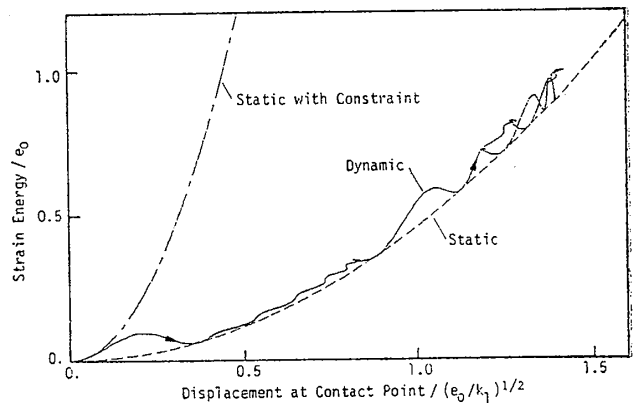


Fig. 12 Displacement-strain energy diagram for $(K=10, M=10)$.

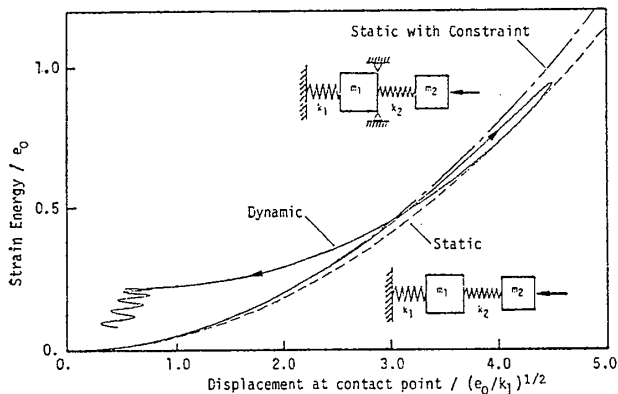


Fig. 9 Displacement-strain energy diagram for $(K=0.1, M=0.1)$.

そこで、これらが系の応答に及ぼす影響を静的応答との対比という立場から明瞭に把握するために、衝突点変位と系全体の歪エネルギーの関係を Fig. 9~12 に示す。なお、図中の破線は衝突点に静的に荷重を作用させた時の変位-歪エネルギー曲線を表わし、また一点鎖線は剛体1の変位を拘束した状態での変位-歪エネルギー曲線を表わす。これらの曲線は剛性比のみにより定まり、剛性比が大きい時には両曲線の間隔は大きくなる。ところ

で、図中の実線で示された動的曲線は、いずれのケースにおいてもほぼ上述の2曲線の間を動き、衝突直後は一点鎖線に沿って立ち上がり、時間経過とともに破線の方へ移行する。これは、衝突初期においては、バネ2の局所の変形が先行し、その後、バネ1をも含めた全体的変形モードに移行することを示している。また、静的な応答との比較という意味では、動的応答曲線と破線の差が小さいほど、衝突現象は静的に近く、逆に、その差が大きい時には動的効果が顕著になると考えられる。したがって、剛性比 K が小さく、全体および局所変形に対する静的曲線の間隔が狭い時には、動的変位-歪エネルギー曲線はほぼ静的曲線に一致し、先に述べたように最大接触力は静的値に近づく。一方、剛性比 K が大きく、2本の静的曲線の間隔が開いている場合には、この間を変動する動的曲線と系全体の静的曲線の間には明らかな差が生じ、応答の動的性格が強くなる。

同じ変位-歪エネルギー曲線を用いて、質量比 M の影響が検討できる。まず、剛性比が $K=10$ である2ケースに注目すると、衝突物体の質量が大きい $M=10$ のケースでは、再衝突による複雑な曲線を描きながらも、動的変位-歪エネルギー曲線は静的曲線の近傍を動く。これに対し、質量比が小さい $M=0.1$ のケースでは、動的曲線はほとんど局所変形に対する静的曲線を表わす一点鎖線に沿って変化し、破線とはまったく異なった挙動を示す。したがって、剛性比が同じであれば、質量比が大きいほど現象は準静的現象に近づくことが分かる。このことは、最大接触荷重と静的荷重 F_s との比（動荷重係数）からも示すことができる。すなわち、剛性比が $K=10$ であり、質量が大きい $M=10$ のケースにおける動荷重係数は約1.9であるのに対し、 $M=0.1$ のケースではこの値が3.2と大きくなっている。さらに、 $K=0.1$ の場合について変位-歪エネルギー曲線を検討すると、 $M=10$ のケースでは動的曲線は静的曲線にほとんど一致しているが、 $M=0.1$ のケースでは局所変形から全体変形への移行が認められる。したがって、この場合も質量比が大きいほど準静的現象に近づくことが分かる。ところで、これらの2ケースは最大接触力のみ注目すると準静的のように見えるが、真の意味で準静的と言いつけるためには、接触力すなわち外力のみならず内力も静的値に近くなければならない。そこで、 $(K=0.1, M=0.1)$ 、 $(K=0.1, M=10)$ の2ケースについて、バネ1に作用する内力の時間変化を検討した。Fig. 13に示されるように、 $M=10$ の場合は内力も静的値にほぼ一致し、現象は真に準静的とみなし得る。一方、Fig. 14を見ると質量比が小さい $M=0.1$ の場合は、内力が静的値を遙かに越え、真に準静的とは言えないことが分かる。

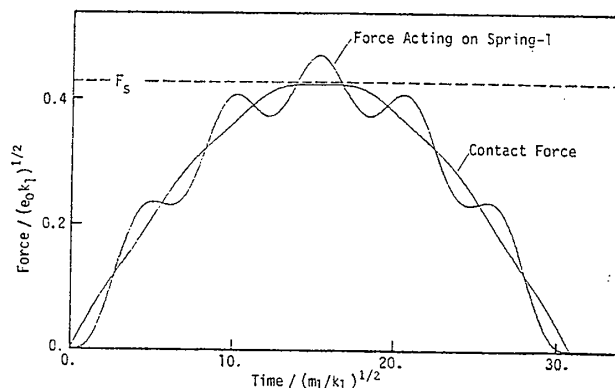


Fig. 13 Contact force and force acting on spring-1 for $(K=0.1, M=10)$.

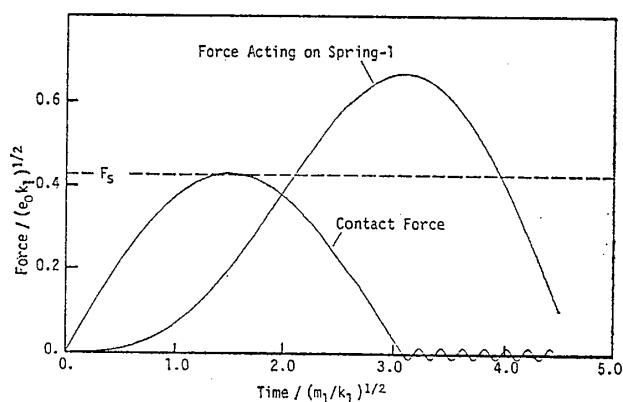


Fig. 14 Contact force and force acting on spring-1 for $(K=0.1, M=0.1)$.

以上で示した代表的解析例より剛性比および質量比が現象に及ぼす影響を定性的に理解できた。次に、それらを定量的に明らかにするため、 $10^{-2} \leq K \leq 10^2$ 、 $10^{-2} \leq M \leq 10^3$ の範囲でパラメータを変化させたシリーズ計算を行った。Fig. 15は現象が準静的か、あるいは動的であることを表わすひとつの指標と考えられる動荷重係数を剛性比に対してプロットしたものである。この図では、動荷

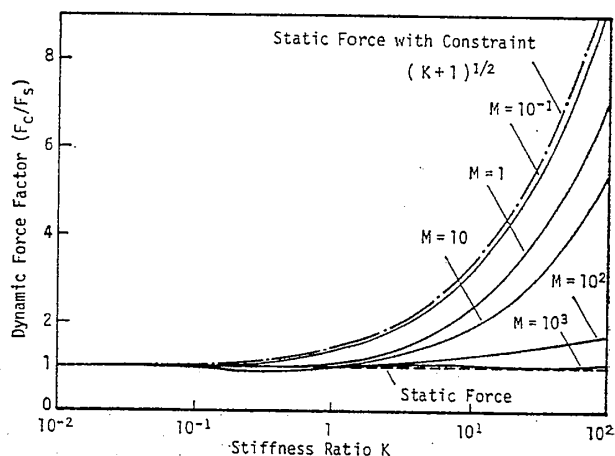


Fig. 15 Comparison between dynamic contact force and static force.

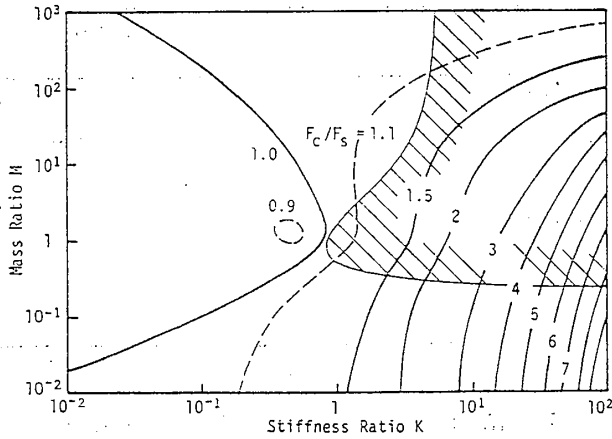


Fig. 16 Contour lines of dynamic force factor for contact force F_c on K - M plane.

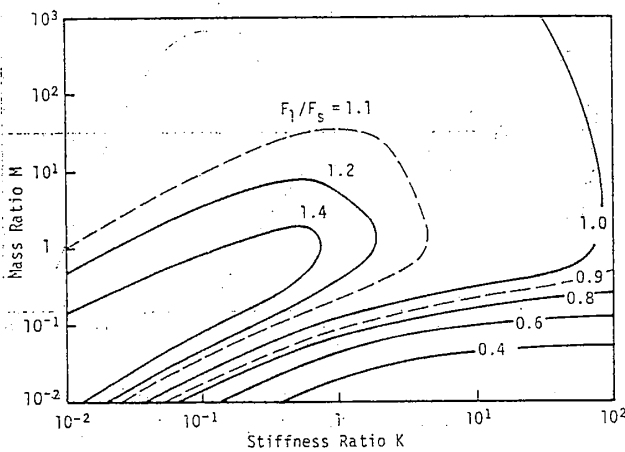


Fig. 17 Contour lines of dynamic force factor for internal force F_1 acting on spring-1.

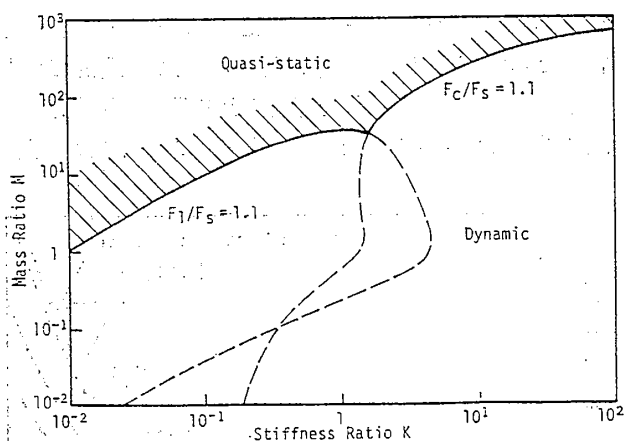


Fig. 18 Classification of responses under collision.

重係数が大きいほど動的性格が強いことを表わす。したがって、剛性比が大きいほど、また質量比が小さいほど現象は動的となる。なお、図中の一点鎖線は剛体1を拘束した状態での静的荷重 F_s^* に対応し、衝突物体の質量が小さい場合には、局所変形が支配的となり、最大接

触力はこの値に近づく。すなわち、衝突物体の質量が比較的小さい時、現象は系全体の静的挙動から離れ、より動的となるが、その質量がさらに小さくなると、局所変形のみによる静的応答に近づくことを示している。

動荷重係数を等高線の形に整理し直すと Fig. 16 が得られる。なお図中の斜線部は再衝突が起きる領域を示している。同様の図をバネ1の内力について示したものが Fig. 17 である。この図においては、荷重係数が 1.0 から離れるに従い動的性格が強くなる。ところで、真に準静的の状態は、接触力および内力がともに静的荷重に近い状態である。そこで、ひとつの目安として接触力およびバネ1に働く内力の動荷重係数がいずれも 1.1 以下となる領域を準静的であるとみなせば、現象は Fig. 18 のように分類することができる。すなわち、斜線部は準静的とみなし得る領域を表わし、その他の領域では問題を動的に取り扱う必要があることを示している。ここでは、二自由度モデルを例に説明したが、三自由度以上のバネ質量系についても同様な分析が可能である。

3 単一パイプ材の衝突問題

前章では、二自由度モデルを例に、バネ質量系が衝突荷重を受ける時の応答特性を分類し、幾つかの知見が得られた。これらの知見は、現実の海洋構造物における衝突問題を解明する上で重要な指針を与えるものである。そこでこの章では、先に示された知見が現実の問題に対してどのように適用し得るかを、具体的な例を用いて説明する。また、これと平行して、二自由度モデルの妥当性とその適用範囲を梁モデルおよびシェルモデルを用いた詳細解析により検討する。

3.1 解析モデル

具体的問題として、Fig. 19 に示されるような外径 D 、長さ L がそれぞれ、 $D=1\text{m}$ 、 $L=10\text{m}$ であり、板厚 t が、 $t=0.025\text{m}$ ($D/t=40$)、 $t=0.05\text{m}$ ($D/t=20$)、 $t=0.1\text{m}$ ($D/t=10$) である3種類の両端単純支持のパイプに 100t、および 1,000t の剛体が 0.1m/sec の速度で衝突する6ケースを考える。ただし、ヤング率 E 、および密度 ρ はそれぞれ $2 \times 10^{11}\text{Pa}$ 、 $7.8 \times 10^3\text{kg/m}^3$ とする。

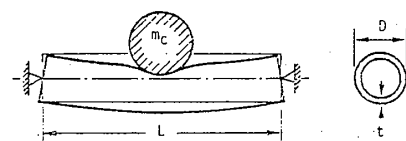


Fig. 19 Simply supported pipe under collision.

3.2 等価剛性および等価質量の決定法

パイプ材の衝突問題は、パイプの曲げ変形および衝突点近傍の局所変形に注目すると、二自由度のバネ質量系

として理想化でき、その応答特性は先に示した Fig. 18 を用いて予測することができる。なお、理想化に際しては、パイプの曲げ変形および局所変形に対する等価剛性 k_1, k_2 と等価質量 m_1, m_2 を合理的方法で定める必要がある。そこで、これらの決定法を以下に示す。

まず、曲げ変形に対する等価剛性 k_1 は、中央に集中荷重を受ける両端支持梁の剛性として近似すると、梁理論より次式で与えられる。

$$k_1 = 3\pi E \{D^4 - (D-2t)^4\} / 4L^3 \quad (13)$$

また、曲げ変形に対する等価質量 m_1 は、振動モードを一樣梁の一次振動モードで近似したとすれば、次式により計算される。

$$m_1 = (48/\pi^4)m \quad (14)$$

ここで、 m はパイプの質量である。

一方、局所変形に対する等価剛性 k_2 および等価質量 m_2 については解析的には求められないので、有限要素法により求めた。シェル要素でモデル化された系の剛性マトリックスおよび質量マトリックスをそれぞれ $[K]$ 、 $[M]$ とし、節点変位ベクトルを $\{u\}$ とすると、仮想仕事の原理は次のように表わされる。

$$\{\delta u\}^T [K] \{u\} + \{\delta \bar{u}\}^T [M] \{\bar{u}\} = 0 \quad (15)$$

ここで、変形モードを特定の1モード $\{\bar{u}\}$ に限定し、その振幅を a とすれば、このモードに対する仮想仕事の原理は次式で与えられる。

$$\delta a (ka + m\bar{a}) = 0 \quad (16)$$

ただし、 k および m は等価剛性および質量であり、次式により定義される。

$$k = \{\bar{u}\}^T [K] \{\bar{u}\}, \quad m = \{\bar{u}\}^T [M] \{\bar{u}\} \quad (17)$$

したがって、局所変形モードさえ与えれば、(17) 式を用いて等価剛性 k_2 および等価質量 m_2 が計算できる。

一般に、パイプと衝突物体は有限な面積で接触し、その面積は荷重によって変化するが、これを点接触の形に近似すれば、接触力は集中荷重として取り扱うことができる。そこで、Fig. 20 に示されるようなパイプ中央の上下2点に集中荷重 P が作用する静的問題を考え、この時の変形モードを局所変形モードとして採用することにする。ここで、荷重点 P に対する節点変位ベクトルが $\{u\}$ であり、荷重点の変位量を a とすれば、変形モードベクトル $\{\bar{u}\}$ は次のように定義される。

$$\{\bar{u}\} = \frac{1}{a} \{u\} \quad (18)$$

ただし、荷重 P と $\{u\}$ 、 $\{\bar{u}\}$ は静的平衡条件、すなわち、

$$\begin{cases} [K] \{u\} = [K] \begin{Bmatrix} \vdots \\ a \\ \vdots \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \vdots \\ P \\ \vdots \end{Bmatrix} \\ [K] \{\bar{u}\} = [K] \begin{Bmatrix} \vdots \\ 1 \\ \vdots \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \vdots \\ P/a \\ \vdots \end{Bmatrix} \end{cases} \quad (19)$$

を満足する。この関係を考慮すると、等価剛性 k_2 およ

び等価質量 m_2 は次式により与えられる。

$$k_2 = P/a, \quad m_2 = \frac{1}{a^2} \{u\}^T [M] \{u\} \quad (20)$$

なお、ここで求められる等価剛性 k_2 は、点接触に対するものであるから、面接触の場合に比べて小さな剛性を与える。

上で説明した方法に従い、 D/t が 10, 20, 40 である3種のパイプの等価剛性および質量を計算すると、Table 1 が得られる。なお、局所変形の解析には選択的低減積分法を適用した8節点立体シェル要素を用い、Fig. 21 に示されるように、パイプの1/8を32分割する要素分割を用いた。

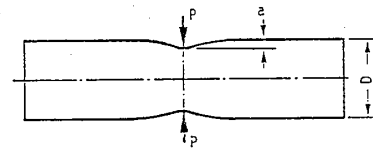


Fig. 20 Approximation of local deformation mode.

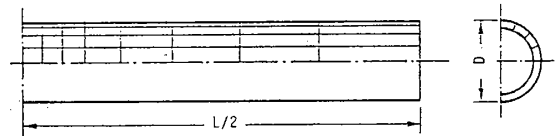


Fig. 21 Finite Element mesh division for shell model.

Table 1 Equivalent stiffness and mass of pipes.

D/t	k_1 (N/m)	k_2 (N/m)	m_1 (kg)	m_2 (kg)
10	2.78×10^8	1.96×10^9	1.09×10^4	1.43×10^2
20	1.62×10^8	4.57×10^8	5.74×10^3	2.14×10^2
40	8.74×10^7	9.00×10^7	2.94×10^3	2.23×10^2

Table 2 Stiffness ratio and mass ratio of pipes under collision.

Model	D/t	m_c (kg)	K	M	β
M10-100	10	10^5	7.03	9.27	1.43×10^{-3}
M10-1000	10	10^6	7.03	92.0	1.43×10^{-4}
M20-100	20	10^5	2.82	17.5	2.14×10^{-3}
M20-1000	20	10^6	2.82	174.	2.14×10^{-4}
M40-100	40	10^5	1.03	34.0	2.23×10^{-3}
M40-1000	40	10^6	1.03	340.	2.23×10^{-4}

3.3 剛性比および質量比

さらに、Table 1 で与えられた等価剛性および等価質量を用いると、100t、および1,000tの質量を持つ剛体が、 D/t の異なる3種のパイプに衝突する6ケースについて剛性比 K および質量比 M が計算でき、Table 2 が得られる。なお、便宜的に、たとえば $D/t=40$ 、 $m_c=100$

t のケースを M 40-100 と呼ぶことにする。

Table 2 を、二自由度モデルの応答を領域分けした Fig. 18 と対応させると、パイプの板厚が薄く、衝突物体の質量が大きい M 40-1000 は Fig. 18 中の準静的領域に含まれ、その応答は静的に近いと予想される。逆に、板厚が厚く、衝突物体の質量が小さい M 10-100 は、動的領域に含まれるため動的効果が無視できないと予想される。

3.4 高次モードの影響

パイプ材における衝突問題は、曲げおよび局所変形に対する剛性、質量を用いて二自由度モデルに変換できる。ただし、二自由度モデルでは梁の一次振動モードのみが考慮され高次モードは無視されるので、その適用範囲には限界がある。そこで、二自由度モデルの適用限界を検討する。

一般に、衝撃時間の短い横衝撃では、梁に高次振動モードが誘起される。たとえば、持続時間が τ_c で、最大値が f_c の正弦半波状の荷重が梁の中央に働いたとすると、 $0 < t < \tau_c$ におけるたわみ w は次式で与えられる⁴⁾。

$$w(x, t) = \sum_{1,3,5}^{\infty} \left\{ \frac{2f_c}{m\omega_{bn}} \frac{\sin(n\pi/2)}{(\omega_{bn}^2 - \omega_c^2)} \times (\omega_{bn} \sin \omega_c t - \omega_c \sin \omega_{bn} t) \right\} \sin(n\pi x/L) \quad (21)$$

ここで、 m は梁の質量、 ω_{bn} は梁の n 次振動に対する角振動数を表わし、 ω_c は次式で定義される。

$$\omega_c = \pi / \tau_c \quad (22)$$

(21) 式中で括弧でくくられた項は各振動モードの大きさを表わす係数であり、時間の関数となっている。そこで、これらの $0 < t < \tau_c$ における最大値をとり、一次モードの最大値に対する比を衝撃時間と梁の一次振動周期との比すなわち τ_{b1}/τ_c についてプロットしたものが Fig. 22 である。図より明らかなように、高次モードは $\tau_{b1}/\tau_c > 4$ において顕著となる。

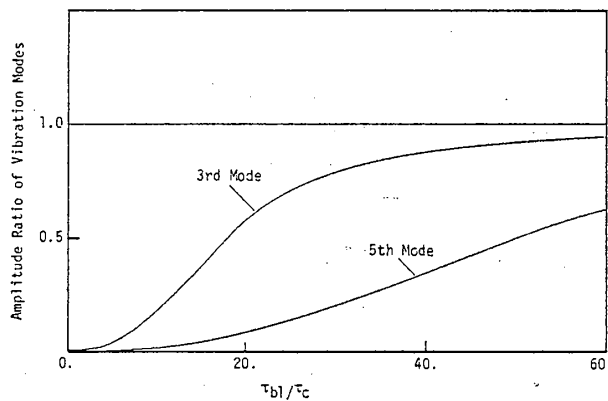


Fig. 22 Relation between impact duration time and higher bending mode.

一方、二自由度モデルでは、バネ 1 および剛体 1 が梁の振動を表わし、力はバネ 2 を介して作用する。初期衝突に注目すると、この力は、角振動数が ω_1 および ω_2 のふたつのモードの和として次式で与えられる。

$$f_2 = -\frac{v_0 m_c}{(\alpha_2 - \alpha_1)} \{ \alpha_1 \omega_1 \sin \omega_1 t - \alpha_2 \omega_2 \sin \omega_2 t \} \quad (23)$$

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= (a+c)/2 - \{(a-c)^2/4 + cb\}^{1/2} \\ \omega_2^2 &= (a+c)/2 + \{(a-c)^2/4 + cb\}^{1/2} \\ \alpha_1 &= (a - \omega_1^2)/b, \quad \alpha_2 = (a - \omega_2^2)/b \\ a &= (k_1 + k_2)/m_1 = (1+K)(k_1/m_1) \\ b &= k_2/m_1 = K(k_1/m_1), \\ c &= k_2/(m_2 + m_c) = (K/M)(k_1/m_1) \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

また、梁の一次振動モードに対する周期 τ_{b1} は

$$\tau_{b1} = 2\pi(m_1/k_1)^{1/2} \quad (25)$$

で与えられ、これと二自由度モデルにおける固有周期 $\tau_1 = 2\pi/\omega_1$, $\tau_2 = 2\pi/\omega_2$ の間に次の大小関係が成立する。

$$\tau_1 > \tau_{b1} > \tau_2 \quad (26)$$

したがって、梁の高次振動は主として第二モードにより誘起され、このモードに対する衝撃荷重の持続時間は、 $\tau_c = \tau_2/2$ となる。

ところで、梁の高次振動モードの相対的大きさは、(23) 式で示された二自由度モデルにおける荷重のモード比 r 、すなわち、

$$r = \alpha_2 \omega_2 / \alpha_1 \omega_1 \quad (27)$$

および衝撃の速さを表わす指標 τ_{b1}/τ_c により定まる。ひとつの目安として、 $r < 0.1$ または $\tau_{b1}/\tau_c < 4$ の時に高次モードが無視できると考えると、その領域は、剛性比 K 、質量比 M をパラメータとして Fig. 23 上の斜線部として示すことができる。

これを検証するため、 $D/t=20$ のパイプに 100t の物体が衝突する場合を例に、長さ L が 10m および 30m の 2 ケース (Fig. 23 中の黒丸印) について応答を二自由度モデルおよび梁モデルにより計算し、両者の比較を

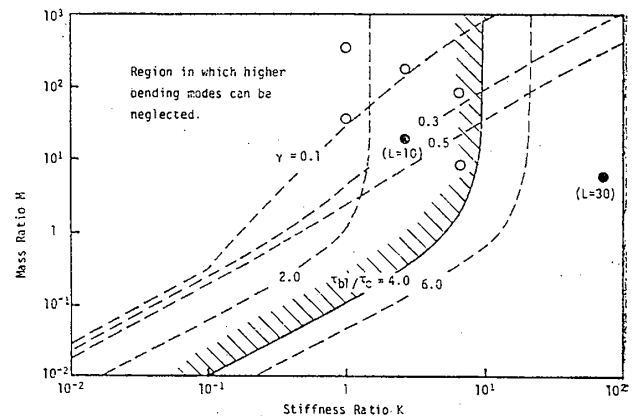


Fig. 23 Classification of phenomena with respect to higher bending mode.

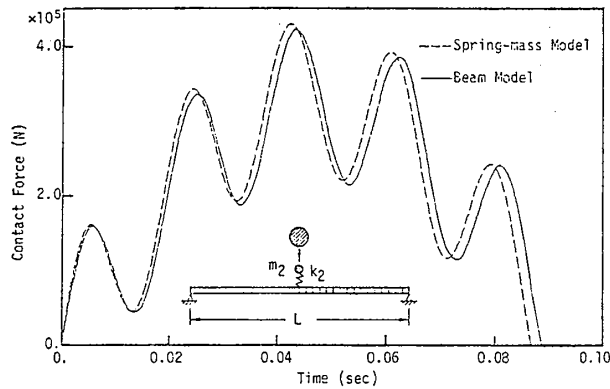


Fig. 24 Effect of higher bending mode on contact force ($L=10$ m).

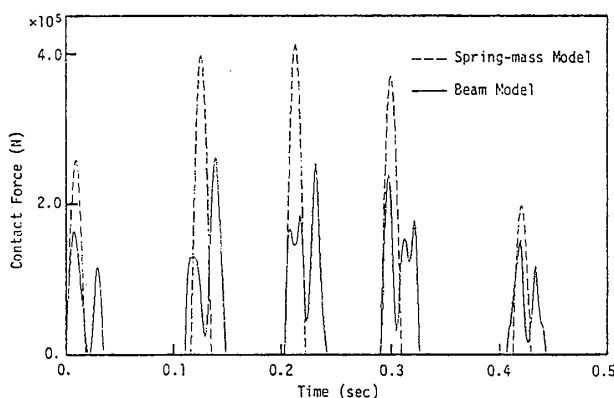


Fig. 25 Effect of higher bending mode on contact force ($L=30$ m).

行った。なお、梁モデルでは、Fig. 24 に示されるように、パイプの 1/2 を 16 個の梁要素に分割し、局部変形は、梁の中央に置かれたバネと質量の形で考慮した。Fig. 24, Fig. 25 は、それぞれ $L=10$ m および $L=30$ m の場合における接触力の時間変化を示し、実線は梁モデルの応答を、また破線は二自由度モデルの応答を表わす。パイプの長さ L が大きい $L=30$ m のケースでは両者の間に高次モードの影響による明瞭な差が見られる。このように、パイプの寸法および衝突条件によっては、高次モードの影響が無視できない場合があり、その影響の程度は Fig. 23 を用いてあらかじめ判断することができる。たとえば、Table 2 に示された 6 ケースは、Fig. 23 中の白丸印に対応し、いずれも高次モードが無視できる領域に存在する。したがって、これらに対しては二自由度モデルが適用できる。また、高次モードが無視できない場合には、ここで示した梁モデルが有効な解析手段となる。

3.5 動的応答

二自由度モデルおよび梁モデルの妥当性を明らかにするため、Table 2 で示した 6 ケースについてシェルモデルを用いて応答を計算し、その比較を行った。なお、シェルモデルではパイプの 1/4 を Fig. 21 と同じパターン

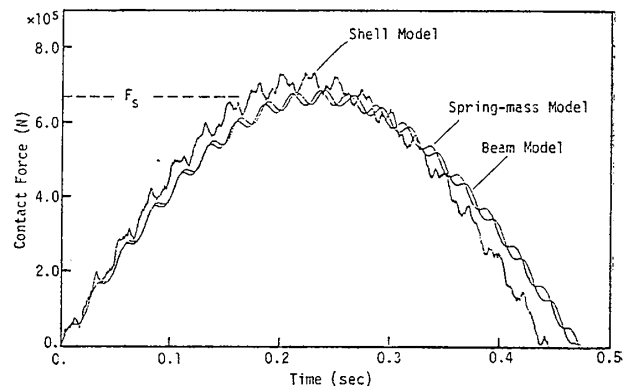


Fig. 26 Contact force acting on simply supported pipe (M 40-1000)

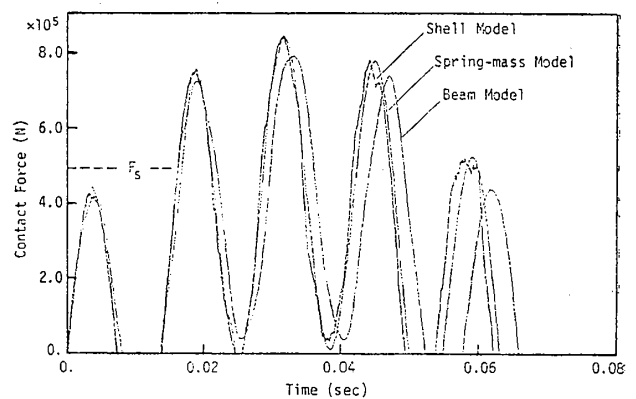


Fig. 27 Contact force acting on simply supported pipe (M 10-100)

で 64 分割した要素分割を用い、梁モデルでは梁の 1/2 を 16 分割した。Fig. 26, Fig. 27 は、最も静的に近い M 40-1000 および逆に動的効果が最も大きいと予想される M 10-100 の 2 ケースを例に、接触力の時間変化を二自由度モデル、梁モデル、シェルモデルの間で比較したものである。なお縦軸上に示された F_s は静的にエネルギーを与えた時の荷重を表わす。図より明らかなように、準静的と考えられる M 40-1000 はもちろん、動的性格が強い M 10-100 においても、3 種の解析法による解は良く一致している。したがって、Table 2 に示された寸法および衝突物体の質量の範囲では、シェルモデルのような詳細解析を用いなくても、二自由度モデルにより衝突時の応答を十分な精度で予測できることが確認された。

一方、現象そのものに注目すると、弾性応答に関する限り M 40-1000 は準静的とみなせる。さらに、塑性変形が生じる場合に対しても、Fig. 18 を用いて、ある程度の予測が可能である。すなわち、接触力およびパイプに作用する曲げモーメントのために衝突点近傍が最初に塑性化する。この塑性化により、局所変形に対する剛性 k_2 が低下し、現象は Fig. 18 において、より準静的方向に移動する。このように考えると M 40-1000 の場合

は、弾塑性応答であっても準静的に取り扱い得るものと予想される。また、剛性比の高い M 10-100 では、Fig. 27 に見られるように短い周期の接触力が繰り返し働き、あたかもハンマーで連打したような状態を示す。このような場合には、パイプの曲げによる塑性変形よりも局所の塑性変形が生じ易くなると予想される。

4 弾性体に支持されたパイプ部材の衝突問題

前章では、単一パイプ材の衝突問題に注目し、その応答を検討した。しかし、海洋構造物における衝突では、衝突を受けるパイプ部材は他の部材によって弾性的に支持されている。そこで、この章では、構造物の一部であるパイプ部材への衝突問題の取り扱いについて、基本的な考え方を示す。

一例として、ジャッキアップリグの水平ブレースが衝突を受ける場合を考えると、ブレースはコードおよび他のブレースで構成されるレグにより支持されており、衝突時にはレグも振動体として挙動する。そこで、レグの振動モードの中で支配的モードが抽出できたとすれば、レグは一組のバネ質量系に置換され、問題はレグの振動を含めた三自由度のバネ質量系の応答として単純化される。ただし、レグに対する等価剛性および等価質量をどのように評価するかという問題は今後の課題として残される。したがって、ここでは今後の展望という意味で、いくつかの数値例を示すにとどめる。

前章で示したパイプ材が、 k^* 、 m^* なる等価剛性および等価質量をもつ構造物により支持されており、これに剛体が衝突するという問題を設定し、その応答を検討する。一例として、M 40-1000 の場合を取り上げ、等価質量 m^* が同じで、剛性 k^* が異なる M 40-1000 A ($k^*=10k_1$, $m^*=1000t$)、M 40-1000 B ($k^*=k_1/10$, $m^*=1000t$) の 2 ケースについて応答を計算した。Fig. 28, Fig. 29 は、接触力の時間変化を示しており、実線は三自由度モデルの応答を、また破線はパイプ単体に対応した二自由度モデルの応答を表わす。これらの図から明らかなように剛性が大きい M 40-1000 A の応答はパイプ単体の応答にほとんど一致している。これに対し、剛性が小さい M 40-1000 B では両者の間に明らかな差が認められる。したがって、M 40-1000 A に関しては、パイプ単体の静的解析もしくは実験により現象を予測することができるが、M 40-1000 B ではパイプの支持部の変形も考慮した動的解析が必要となる。そこで、ジャッキアップリグ⁵⁾を例に、レグおよび水平ブレースの剛性比 k^*/k_1 を概算すると、ほぼ 10^2 のオーダーとなりレグの剛性はブレースの曲げ剛性より遙かに大きく、応答は M 40-1000 A に近いと予想される。

ここでは、現象の差を明瞭に示すため、等価剛性 k^* 、

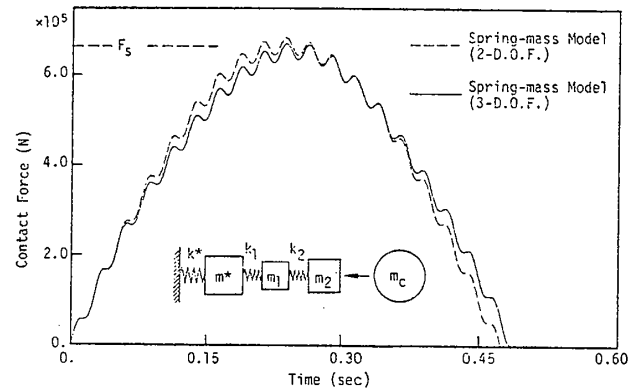


Fig. 28 Contact force acting on tubular member with elastic support (M 40-10000 A).

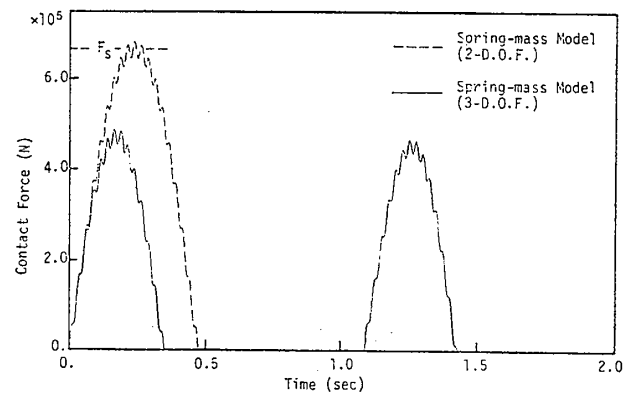


Fig. 29 Contact force acting on tubular member with elastic support (M 40-1000 B).

等価質量 m^* として適当な値を与えたが、現実の海洋構造物について、これらの値が合理的方法により決定されれば、その応答の基本特性は三自由度モデルを用いた簡単な計算により把握できる。さらに、二自由度モデルが単一パイプ材の衝突問題に対して多くの示唆を与えたように、こうして得られた情報は、構造物のどの範囲を対象として詳細解析を行うべきか、また準静的問題として取り扱い得るか否かを判定する際の重要な資料を与える。

5 結 言

衝突時における海洋構造物の応答および損傷を解析するためには、現象の系統的理解と、これに基づく問題の位置づけが不可欠である。そこで、現象を系統的に分析する手段として、海洋構造物をバネ質量系の形に理想化する方法を提案し、二自由度モデルを例に現象の分類を行い、準静的とみなし得る領域を明らかにした。さらに、これに基づく問題の位置づけを、単一パイプ材における衝突問題について具体的に示した。また、梁モデルおよびシェルモデルを用いた詳細解析を行い、バネ質量モデルの妥当性と適用限界を明らかにした。特に、単一パイ

ブ材の衝突問題のかなり広い領域に対して、バネ質量モデルが定量的にも良い近似であることが確認された。一方、現象そのものについては、剛性比が大きく、質量比が小さい場合には、再衝突に起因するハンマリング現象が認められ、これは衝突点近傍の局所変形すなわちデントの形成を助長するひとつの要因と考えられる。最後に、より一般的問題として、弾性支持されたパイプ部材の応答を解析し、現実の海洋構造物における衝突問題を取り扱う際の基本的方針を示した。

参 考 文 献

- 1) C. P. Ellinas and S. Valsgard: Collisions and Damage of Offshore Structures a State-of-

- the-art, Proc. of the 4-th International Off-shore Mechanics and Arctic Engineering Symposium, Vol. 2 (1985), pp. 475~495.
- 2) 上田, 村川, 宇野, 小椋: 衝突荷重下におけるフレーム構造の弾塑性応答解析, 日本造船学会論文集, 158号 (1985), pp. 348~358.
- 3) 河島: 動的応答解析 (コンピュータによる構造工学講座 II-4-A), 培風館, 1972.
- 4) W. H. Hoppmann: Impact of a Mass on Damped Elastically Supported Beam, Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, Vol. 70 (1948), pp. 125~136.
- 5) 服部, 石浜, 松本, 有馬, 坂田, 安藤: ジャッキアップ・オイルリグの実機振動実験, 日本造船学会論文集, 150号 (1981), pp. 341~349.