

ドルフィン接岸における大型タンカーの仮想質量

小 田 一 紀*

1. 緒 言

一般に、係船施設への接岸力の算定は、仮想質量（船体質量に付加質量を加えた質量） M_0 なる船体が速度 v_0 で横移動するときの運動エネルギー、 $E = Mv_0^2/2$ に偏心接岸によるエネルギー低減係数 C_e を掛けた有効接岸エネルギー、 $E_e = C_e E$ を防舷材および係船施設本体の変形によって吸収するという考え方に基づいて行われている。

このときの付加質量として、わが国では Stelson の提案式¹⁾による値が採用されており²⁾、諸外国では多くの場合 Vasco Costa の提案式³⁾あるいは Saurin の提案式⁴⁾によるものが用いられているようである⁵⁾。

これらの式は非常に簡単のため設計に用いるには便利であるが、係船施設の構造や水深などの流体運動の拘束条件が考慮されておらず、種々の境界条件の違う係船施設に対して一様にこれらの式を適用することは不合理なことである。

事実、実際の衝突力から逆算される付加質量は Stelson 式で計算される値よりもかなり大きいことが、元良⁶⁾、長沢⁷⁾、林・白井⁸⁾の模型実験、若桑の理論的研究⁹⁾、さらにオイルタンカーの波浪動揺によるドルフィンへの衝突力に関する研究に関連して共同研究者の一人として筆者らが行った実験的研究¹⁰⁾、また港湾技研の模型実験¹¹⁾や現地調査¹²⁾、¹³⁾などで明らかにされている。

最近、林・白井¹⁴⁾は、若桑の理論と同じ考え方に立ち、接岸時の船体側面で発生する段波の水圧と船底面の流体剪断力およびドルフィンからのばね反力を外力とする船体運動方程式、並びに粘性影響を考慮した船底流の運動方程式と船側鉛直面を通る水流の連続方程式を立て、これらの線型化によって船体加速度に比例する慣性力の比例定数として水理学的付加質量を定義し、これと水深・吃水比との関係式を船体フルード数をパラメータとして与えている。

しかし、このように定義される付加質量は前述のような現在の設計に用いられる接岸エネルギーの算定にはそのまま適用することはできない。元良¹⁵⁾が指摘するよう

に、理想流体中では付加質量は慣性力や運動エネルギーなど、それが含まれる物理量の定義式に関係なく、一定条件の下では一定な値を持つものであるが、実在流体中では粘性影響によって定義式が異なると違った値を示す。

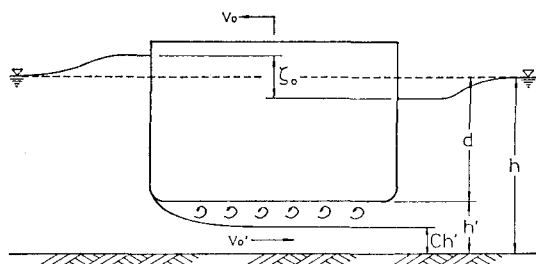
以上のような観点に立って、本論では林らの理論に若干の修正を加え、ドルフィンへの重心点接岸を対象として、接岸後の船体変位の数値解と実験結果との比較検討を行うと共に、この理論に基づいて、運動エネルギーで定義される仮想質量を計算し、水深およびドルフィンのばね定数の影響を考慮した実用的な大型タンカーの仮想質量の算定図を提案する。

2. 林・白井の理論とその検証

2.1 理論の概要

まず大型タンカーが船首尾軸に直角に一定速度で横移動するときの船体周囲の流体運動を考える。但し、船体の長さは船幅幅に比べて十分大きく、流体運動は船体の横断面内の2次元運動と仮定できるものとする。

このとき、図—1 に示す舷側鉛直断面を境とする2断



図—1 定常横移動時の船体周囲の流体運動

面間の水流の連続方程式は (1) 式で表わされる。

$$dv_0 = Ch'v_0' \dots \dots \dots (1)$$

ここに、 d : 吃水、 v_0 : 船体の定常横移動速度、 h' : 船底クリアランス、 C : 船底流の断面収縮係数、 v_0' : 定常船底流の収縮断面平均流速である。

定常横移動してきた船体がドルフィンと接触した瞬間から船体は減速を始めるが、船底流はその慣性のため運動を続ける。そのため、水流の連続性から 図—2 に示す

* 正会員 工博 大阪市立大学助教授 工学部土木工学科

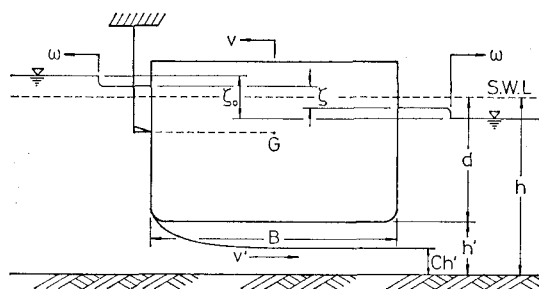


図-2 ドルフィン接触後の船体周囲の流体運動

ように、ドルフィン側の船側水面は下降して負の段波が生じ、反対側で正の段波が発生する。このとき、ドルフィン側の舷側鉛直断面を境とする水流の連続方程式は(2)式のように表わされる。

$$dv - Ch'v' = -\omega \frac{1}{2}(\zeta_0 - \zeta) \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 v : 船体速度、 v' : 船底流の収縮断面平均流速、 ω : 段波の波速、 ζ_0 : 定常横移動時の両舷側における水位差、 ζ : ドルフィン接触後の水位差である。

本来、段波の波速は(2)式の水流の連続方程式と運動量方程式とから導かれるものであるが、近似的に $\omega = \sqrt{gh}$ (g : 重力加速度, h : 水深)をとる.

次にドルフィン接触後の船体の単位長さ当りの運動方程式を次式のように表わす.

$$\rho d B \ddot{v} = -kx - \rho g d \zeta - \tau B \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 ρ : 流体の密度、 B : 船腹幅、 $k=K/L$ (K : ドルフィン合成ばね定数、 L : 船の長さ): 船の単位長さ当りに換算したドルフィンの合成ばね定数、 x : ドルフィンの合成変形量、 τ : 船底に働く水流の剪断応力であり、これを次式で表わす。

$$\tau = \frac{1}{2} \rho C_f (v + v')^2 \dots\dots\dots (4)$$

但し、 C_f : 剪断抵抗係数である、

一方，船の船首尾軸方向の単位長さ当りの船底流の運動方程式を次のように表わす，

$$\rho B \ddot{v}' = \rho g (\zeta - h_f) \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに, h_f : 船底流の損失水頭で, 次式で表わす.

$$h_f = \lambda v'^2 / 2g \dots\dots\dots (6)$$

但し, λ : 各種損失水頭の合成損失係数,

すなわち、(5) 式は船底流を非定常な管路の流れとしてとらえ、その入口と出口における圧力水頭差から流体の粘性に基づく各種損失水頭を差し引いた残りの水頭差が船底流を加速すると考えて導かれている。

以上が林らの理論の基本式である。林らは (4) 式および (6) 式を近似的に線型化した後, (2) 式と併せてそれぞれを (3) 式および (5) 式に代入して, 2 つの 2 階非線型微分方程式を最終的に x に関する 1 つの 3 階線型微分方程式に帰着させ, その式中の $\bar{a}$ に比例する慣性

項の係数から付加質量を定義し，算定式として (7) 式を導いている．

$$M_a = B(2\rho g d^2 + \omega \beta B) / g(2Ch' + \omega \alpha) \dots\dots\dots (7)$$

ここに, M_a : 付加質量, α, β : それぞれ (6) 式および (4) 式を線型化したときの比例定数であり, それぞれ (8) 式および (9) 式で表わされる.

$$\alpha = (4\lambda/3\pi)(v_0/g)(d/Ch') \dots\dots\dots (8)$$

$$\beta = (8/4\pi)\rho C_f v_0 \{1 + (d/Ch')\} \dots\dots\dots (9)$$

2.2 理論の検証

林らは $\lambda=1$ および $C=0.5$ と置いて付加質量を (7) 式で計算し, $h/d=1.2\sim 2.0$, $F_r=v_0/\sqrt{gh}=0.007\sim 0.07$ の範囲で行った実験結果と比較して両者の一致の度合いが良好であるとして理論の妥当性を検証している.

しかし、林らが最終的に導いた x に関する 3 階線型微分方程式の各項の物理的意味が明瞭でなく、また定数項に誤りがある。

ここでは、線型近似する前の非線型な基本式に立ち返って、非線型連立微分方程式を x について数値解析し、これと筆者らの模型実験から得られた線型板ばねの変形量の時間的変化とを比較してみる。

筆者らが行った実験の方法と装置については文献 10) に詳しく述べてあるので，ここでは模型タンカーの寸法を図-3 に示すにとどめる．但し，模型船は 20 万 DWT

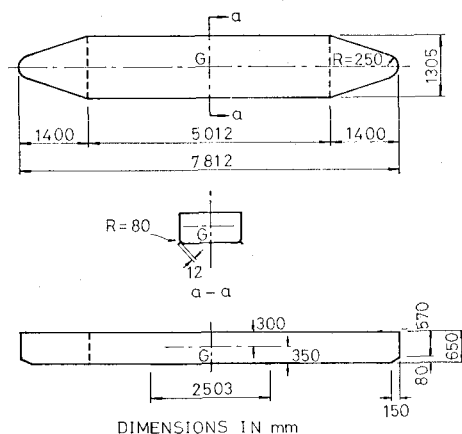
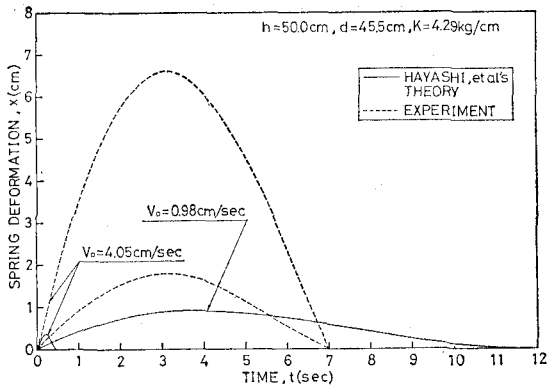


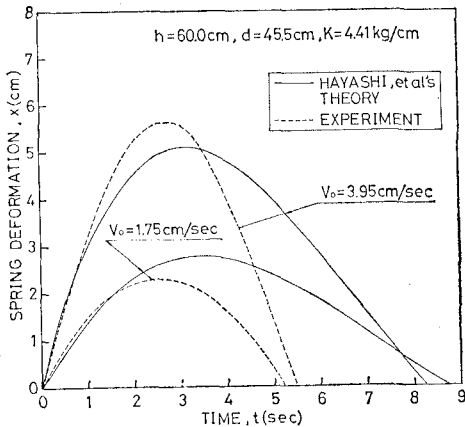
図-3 船体模型の概形と寸法

タンカーの縮尺 1/40 の近似模型で、吃水 $d=45.5$ cm, 重心高 $\overline{KG}=35.0$ cm, 傾心高 $h_m=15.7$ cm, 排水重量 $W=3995$ kgf (407.7 N), 重心を通る船首尾軸周りの慣性モーメント $I_G=7\,850$ kgf $\cdot$ cm $\cdot$ sec 2 (801.0 N $\cdot$ cm $\cdot$ sec 2) である。

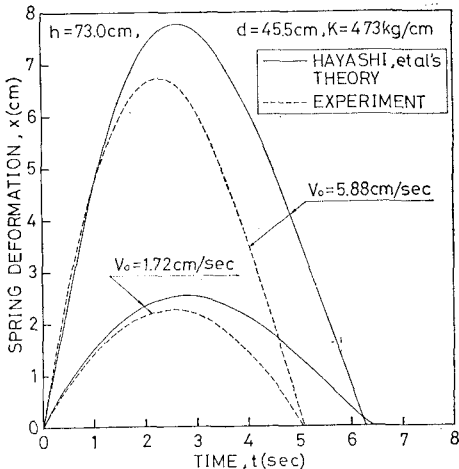
比較結果を図—4(a), (b) および (c) に示す。それぞれ、水深が $h=50.0$ cm, 60.0 cm および 73.0 cm の場合について表わしたものであり、ばね定数が実験の範囲内で最も小さい場合を選んである。理論式の数値計算には Runge-Kutta-Gill 法を採用し、計算の刻み幅は解の



(a) $h=50.0$ cm ($h/d=1.10$) の場合



(b) $h=60.0$ cm ($h/d=1.32$) の場合



(c) $h=73.0$ cm ($h/d=1.60$) の場合

図-4 板ばねの変形量の時間的変化に関する計算値と実験値の比較(林らの理論による)

収束性を考慮して $\Delta t=0.05$ sec とした。また、式中の定数 λ および C については林らが (7) 式の計算で用いた $\lambda=1$ および $C=0.5$ をそのまま用いた。剪断抵抗係数 C_f の値は林らの論文では具体的に示されていないが、平板の摩擦抵抗係数 C_{f0} を採用することとし、ここでは

次の Prandtl-Schlichting の提案式¹⁶⁾で計算し、平均的な値として $C_f=0.005$ を一律に用いた。

$$C_{f0}=0.455(\log VI/\nu)^{-2.58} \dots\dots\dots(10)$$

ここに、 V : 平板に対する相対流速、 l : 流れ方向の平板の長さ、 ν : 流体の動粘性係数である。

図-4 (a)~(c) によると、林らの理論の数値解は水深が大きい場合は比較的实验結果に近い時間変化を示すが、吃水に比べて水深がかなり小さい、 $h=50.0$ cm の場合は理論値は実験値よりかなり小さくなる。この傾向は接岸速度 v_0 が大きいほど著しく、 $V_0=4.05$ cm/sec の場合はばねの変形量の計算値は極端に小さくなってしま

う。これは $h=50.0$ cm の場合は船底流の流速が非常に大きくなり、 $\lambda=1$ としているから結果的に ζ_0 と τ の値が過大になってしまうからであろうと考えられる。

3. 修正理論とその検証

3.1 修正理論

船体底面に働く剪断応力は舷側に働く静水圧差に比べて小さいと仮定し、これを省略すると (5) 式の船体運動方程式は次のように簡単に表わされる。

$$\rho d B \ddot{y} = -kx - \rho g d \zeta \dots\dots\dots(11)$$

船体がドルフィンに接触する前は船体は速度 v_0 で定常横移動しているものとする、 $t \leq 0$ において $\dot{y}=0$ 、 $x=0$ 、 $\zeta=\zeta_0$ の条件を (11) 式に代入すると右辺に定数項 $\rho g d \zeta_0$ が残る。この定数項は船体の単位長さ当りに働く横移動抵抗(横力) R_Y に等しくなければならない。

すなわち、

$$\rho g d \zeta_0 = R_Y \dots\dots\dots(12)$$

ところで、静水中を速度 v_0 で横移動するときの船体の単位長さ当りに働く横力は次式で表わされる。

$$R_Y = \frac{1}{2} \rho C_Y d v_0^2 \dots\dots\dots(13)$$

ここに、 C_Y : 横力係数。

(13) 式を (12) 式に代入すると次式が得られる。

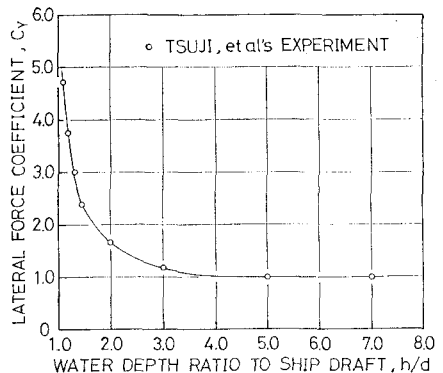
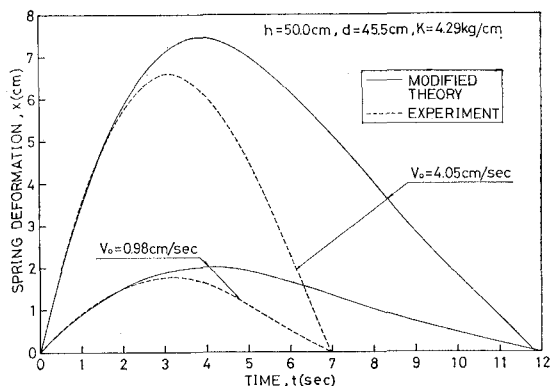
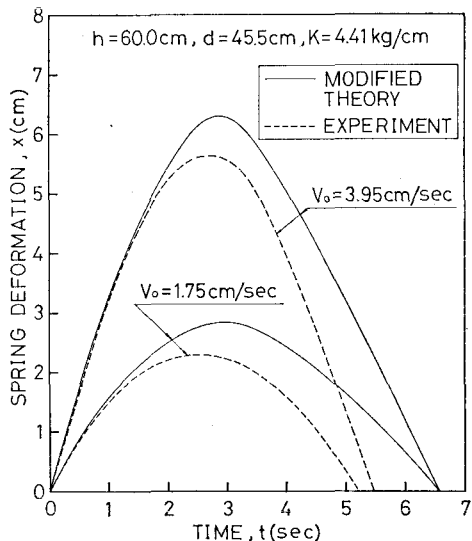


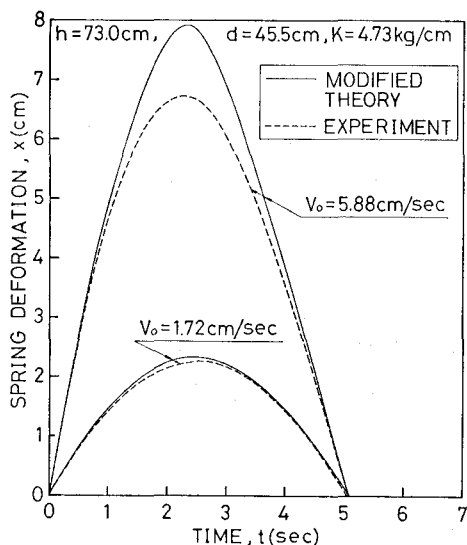
図-5 根岸丸の横力係数(辻らによる)



(a) $h=50.0$ cm の場合



(b) $h=60.0$ cm の場合



(c) $h=73.0$ cm の場合

図—6 板ばねの変形量の時間的変化に関する計算値と実験値の比較 (修正理論による)

$$\zeta_0 = C_Y \frac{v_0^2}{2g} \quad (14)$$

一方、船底流の運動方程式 (5) 式に、 $t \leq 0$ における $\dot{v}'=0$, $v'=v_0'$, $\zeta=\zeta_0$ の条件を代入すると

$$\zeta_0 = \lambda \frac{v_0'^2}{2g} \quad (15)$$

(14) 式、(15) 式および (1) 式から結局 λ と C_Y の関係が次式のように表わされる。

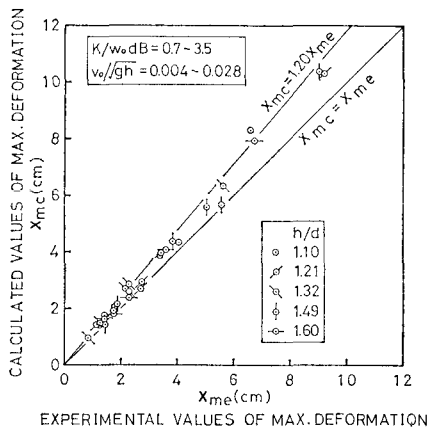
$$\lambda = C_Y \cdot C^2 \{ (h/d) - 1 \}^2 \quad (16)$$

辻¹⁷⁾は根岸丸 (排水重量約 12 万 D.T.) の 3 m 木製模型船を用いて水槽実験を行い、(13) 式中の横力係数 C_Y を 図—5 のように求めている。

(16) 式中の C_Y に 図—5 の値を用いると、 λ の値が h/d の関数として比較的合理的に求められる。

3.2 修正理論の検証

λ として (16) 式を用い、(11) 式と (5) 式の基本方程式を 2.2 と同様な方法で数値解析し、板ばねの変形量の時間変化を実験結果と比較すると 図—6 (a), (b) および (c) に示す如くであり、水深が小さいときも修正理論の数値解は林らの理論の数値解よりも実験値との一致度は比較的良好になる。



図—7 板ばねの最大変形量に関する計算値と実験値の比較 (修正理論による)

図—7 は板ばねの最大変形量の計算値 x_{mc} と実験値 x_{me} とを比較したものである。計算値は実験値より全般的に大きめの値を与えるが、誤差は大きくて 20% 程度にとどまることがわかる。但し、以上の数値計算においてはすべて $C=1.0$ とした。

4. 修正理論による仮想質量特性

修正理論の数値解析によって得られた板ばねの最大変形量 x_{mc} を用いてその撓みエネルギー $1/2 \cdot K x_m^2$ と船体の接岸エネルギー $1/2 \cdot M_0 v_0^2$ とを等しく置き、運動エネルギーで定義される仮想質量 M_0 を求め、接岸速度 v_0 、水深 h およびばね定数 K との関係を表わしたものがそ

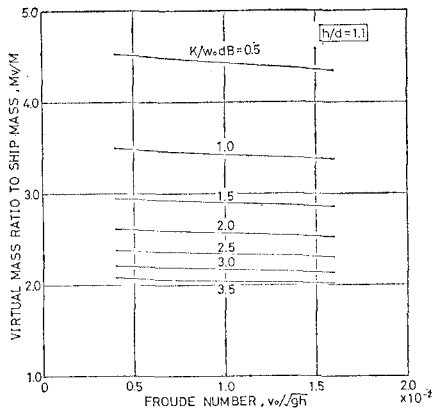


図-8 仮想質量に及ぼす接岸速度の影響

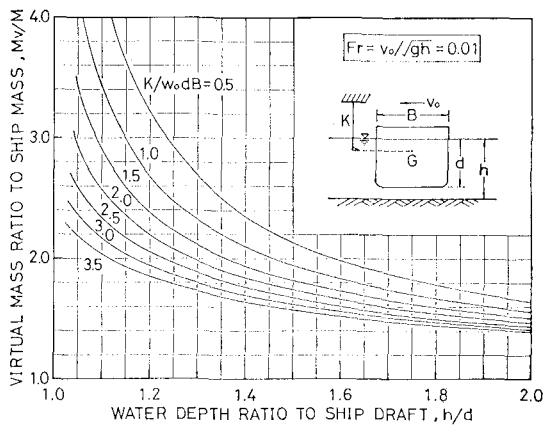


図-9 仮想質量に及ぼす水深の影響

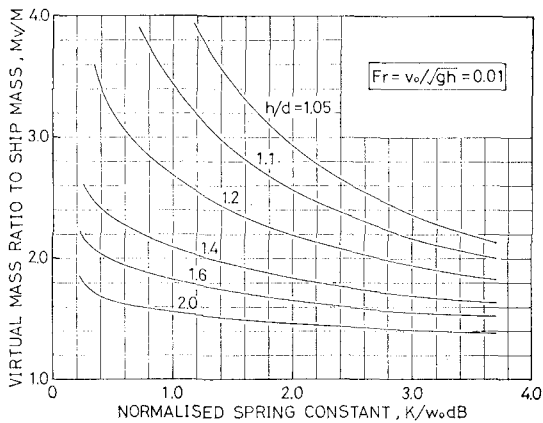


図-10 仮想質量に及ぼすドルフィンのはね定数の影響

れぞれ 図-8, 図-9 および 図-10 である。

これらの図から、ドルフィン接岸するときの船体の仮想質量に及ぼす接岸速度の影響は非常に小さいが、水深およびドルフィンのはね定数の影響はかなり大きいことが認められ、吃水に比べて水深が小さいほど、また船体重量に比べはね定数が小さいほど仮想質量が大きくなることがわかる。

5. 結 論

本研究によって以下の事が明らかになった。

(1) ドルフィン変形量の時間波形は、林らの理論では水深が小さくなると実験結果との一致度は非常に悪くなるが、 $h/d > 1.6$ 程度になると比較的良好である。

(2) 修正理論によるドルフィンの最大変形量の計算値は全般的に実験値より多少大きめの値を与えるが、最大誤差は 20% 程度にとどまり、実験結果との一致度は林らの理論から得られるものより良好である。

(3) 運動エネルギーで定義される仮想質量と船体質量の比は水深・吃水比の減少と共に増大するが、その傾向はばね定数が小さいほど著しい。また、接岸速度の影響は非常に小さい。

修正理論の計算結果に基づいて、仮想質量と船体質量の比を求める算定図を 図-9 および 図-10 のように作成した。

参 考 文 献

- 1) Stelson, T. E. and T. Mavis: Virtual mass and acceleration in flows, Trans. of ASCE, No. 2870, Vol. 122, pp. 518~530, 1955.
- 2) 日本港湾協会: 港湾の施設の技術上の基準・同解説, 運輸省港湾局監修, 690 p., 1979.
- 3) Costa, F. Vasco: The berthing ship, The Dock and Harbour Authority, Vol. 45, pp. 22~26, 49~53, 90~94, 1964.
- 4) Saurin, B. F.: Berthing forces of large tankers, The 6th W.P.C. Congress in Frankfurt/Main, Section VII, Paper 10, 1963.
- 5) 例えば, Proc. of 24th P.I.A.N.C., Section II, Subject 4, 1977.
- 6) 元良誠三: 船体運動に対する附加質量および附加慣性モーメントについて, その 3, 左右動に対する附加質量, 造船協会論文集, 第 106 号, pp. 63~68, 1969.
- 7) 長沢 準: 接岸時の船体損傷防止に関する研究, 第 2 報, 造船協会論文集, 第 107 号, pp. 221~228, 1960.
- 8) 林 泰造・白井増次郎: 接岸時船舶の衝撃力と船舶の仮想質量, 第 9 回海講講演集, pp. 112~115, 1962.
- 9) 若桑 訥: 船舶の接岸力について, 運輸技研報告, Vol. 11, No. 10, 1961.
- 10) 永井莊七郎・小田一紀・重藤宗之: 横波を受けるスーパータンカーの drifting, swaying および rolling によってドルフィンに働く衝撃力に関する研究, 第 16 回海講講演集, pp. 341~351, 1969.
- 11) 堀井修生・上田 茂・柳沢雄博: 船舶接岸力に関する模型実験, 港研資料, No. 263, 1977.
- 12) 溝口正仁・中山龍清: 船舶接岸力調査, 港研資料, No. 170, 1973.
- 13) 大谷博包・上田 茂・市川 健・杉原賢正: 大型タンカーの接岸力調査, 港研資料, No. 176, 1974.
- 14) 林 泰造・白石増次郎: 接岸時大型タンカーの付加質量, 第 25 回海講講演集, pp. 598~601, 1978.
- 15) 元良誠三: 見掛け質量に就て, 造船協会論文集, 第 87 号, pp. 47~58, 1950.
- 16) 高城 清: 実用船舶工学, p. 280, 1975.
- 17) 辻 豊次・森 信篤・山内保文: 斜航する船体に働く水圧力について (続, 制限水路影響), 船舶技研報告, 第 6 巻, 第 5 号, pp. 15~28, 1968.