(昭和 41 年5月造船協会春季講演会において講演)

高速艇の横強度について

正員 永 井 保*

On the Transverse Strength of A Torpedo Boat

By Tamotsu Nagai, *Member***

Summary

Data of the transient transverse stresses during slamming obtained from sea tests showed that the transverse strength of a torpedo boat was considerably affected by the longitudinals, because the longitudinals were parts of strength members to resist the impact loads upon slamming ; another words, the external forces were transmitted to bottom longitudinals upon slamming immediately.

In order to calculate the reasonable transverse strength in the above case, several assumptions are introduced as follows :

1) Statical water pressure is substituted for the impact loads during slamming.

2) Statical water pressure is equally distributed over the all area of bottom shell bounded between two neighbouring transverse bulkheads along the lengthwise direction and extending transversely from the center girder to the lower chain.

3) By taking resistance of longitudinals into consideration for the transverse strength, so-called three dimensional analyses are basically applied, which were already introduced by Nishimura in the case of having deadrise.

4) A stiffened plate, which is composed of both stiffened bottom and side shells, is simply supported at two neighbouring transverse bulkheads, the edge of the side shell and clamped at the center girder.

In this paper, based upon the assumptions as above, the distribution of transverse moments and stresses are obtained by use of digital computer and compared with the results of conventional method used so far, so-called two-dimensional analyses, assuming two or three unknown forces to resist external pressure. By the above comparison the magnitudes of unknowns are determined and reversely, if these determined unknowns are applied, the two-dimensional analyses will again become an useful method to get an estimation of transverse strength at the stage of initial design. In order to get the correlation between the calculated results obtained as above and the data of sea tests during slamming, the equivalent statical pressure is first obtained from test data by making the magnitudes of calculated and experimental results equal to each other, and second the ratio of the equivalent statical pressure and the slam pressure corresponding to each boat's speed. The mean effect of variable pressures on the transverse stress, therefore, is given by the ratio determined as above, although the maximum and the distribution of pressure during slamming are always changing from time to time.

序 論

さきに高速艇の横強度を検討する目的で実艇試験を施行したが，えられた実測応力値によると，スラミング現

* 原稿受付 昭和 40 年 1 月 10 日
防衛庁技研本部
** National Defense Laboratory

象中では横方向応力が縦曲げ応力よりも大きくなつており，横強度が縦強度と同様もしくは，より重要な意義をもつていることが確認できた。しかしながら高速艇に関する横強度の研究は著者の知る範囲ではほとんど見受けられない。そこでこの論文では隣合つた二つの横隔壁にはさまれた船底外板と船側外板とで構成されていると考えた箱型構造物を高速艇の模型として，これがその船底部に等分布静水圧を受けた際船底並びに船側に発生する横方向変位，応力，曲げモーメント等の計算結果について論ずる。

計算方法の基礎はすでに西村が手がけているので，考え方は西村の方針に従つてゆくが，高速艇に適合するよう種々の概念を応用することにして，計算はすべて電子計算機によつた。

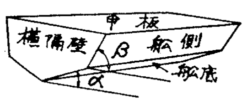
一方初期設計時には近似結果を早くうることを必要とする関係上やはり従来の慣習として平面ラーメンの計算法を用いることが多いと考えられる。しかし平面ラーメン法は反力が初めにわからなければ適用できないので，この未知反力の決定を試みた。その方法はすなわち船底外力に抗する二つの反力を仮定し，この反力を含む平面計算結果と，上述のごとき箱型構造物の計算結果とによつてえられた応力同士を比較すれば未知の二つの反力を定めることができる。このようにして決められた反力を逆に最初に与えれば平面ラーメン法により横強度を初期設計の時近似的に検討することができる。

最後にスラミング現象中発生した船底衝撃水圧と横方向応力の実測値を利用し，立体構造として求められた計算結果とを互いに比較することにより，同じ応力分布を発生する同等な静水圧を求めることができるので，この同等水圧と実測最大衝撃水圧との関係を船速変化に対して検討した。

1 箱型構造物の横強度に関する近似理論解について

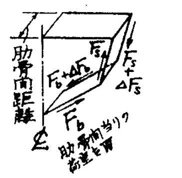
高速艇は船底傾斜をもつているが，船体平行部がない。ここでは艇の一部である中央部付近を計算の対象として船底傾斜と平行部をもつた箱型模型をえらぶことにする。まずこのような箱型模型の一般的近似理論解について概説し，つぎの章においてある主要寸法をもつ高速艇の場合に応用してえられた結果について述べることにする。理論解の説明に入る前に箱型模型について詳説したい。

高速艇のように比較的中心線桁材が小さく船底傾斜が大きな船体構造では有効な縦通部材としては船側と船底が考えられる。そこで横強度を検討するために隣合つた二つの横隔壁にはさまれた傾斜角αをもつ船底外板と傾斜角βをもつ船側外板とで構成されているとした箱型模型を考察の対象とする（第1図参照）。さてこの模型の船底部に均等圧をうけて変形する際船底並びに船側に発生する横方向応力，並びに曲げモーメント等の計算結果について論ずることにする。ここで用いる理論の基礎は西村が船底傾斜が船底部の強度に及ぼす影響を調査した際に用いた考え方* に従うことにするが高速艇を対象とする関係上つぎにのべるごときいろいろの近似的取扱い方法を付加する必要がある。

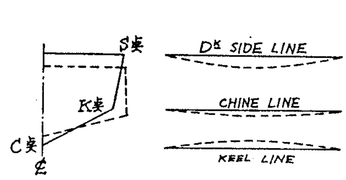


第1図 箱型模型

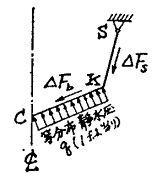
まず端縁条件中甲板と船側外板との結合部の条件をきめるため第1図に示す箱型模型の断面変形についての説明から始めることにする。説明を簡単にするために肋骨間当りの荷重を W とすると，この W 分布により船体の縦方向に曲げを生じ，この結果船体1肋骨間長さ当り剪断力を生ずる。いまこれを ΔF_s, ΔF_b とすると，第2図より力の平衡条件として $\Delta F_s \sin\beta + \Delta F_b \sin\alpha = \dfrac{W}{2}$ がえられ，さらに ΔF_s と ΔF_b によつて船側，船底両外板が撓み，その結果概略的に第3図のごとき断面の変形を生ずると考える。さて船底変形のみを近似的に考慮す



第2図 剪断力と外力



第3図 断面変形の概略図
(片玄のみ)



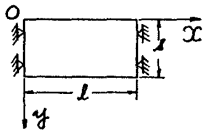
第4図 単純化された横断面
(片玄のみ)

るため船側外板の面内撓み剛性を無限大とし，船側外板と甲板との交点では上下方向の変位はないとしまた船側外板上端での曲げモーメントは平面ラーメン計算の結果によつて非常に小さいことがわかつているので，これを無視すると，分布荷重作用下における高速艇の横断面は第4図のごとく単純になる。この図により船側外板と甲

* 付録参照

板との交線すなわちS点では単純支持と仮定する。それから横隔壁と船底板および船側板の位置では単純支持とする（第1図参照）。横隔壁および甲板は剛体と考え，船底板の面内撓みは剪断によるもののみを考えるえる。

つぎに船側外板，船底外板ともに防撓板であるので，これを同等の等方性板に置換えることを考える。



第5図　防撓板

第5図に示すごとき x, y 座標系をもつ防撓板 $l\times s$ が均等水圧 q_0 をうけるとき微小撓み方程式の一般表現として

$$D_x\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}+2H\frac{\partial^4 w}{\partial x^2\partial y^2}+D_y\frac{\partial^4 w}{\partial^4 y}=q_0 \qquad (1)$$

を用いる。ここで w は撓み，D_x, D_y はそれぞれ x, y 方向の曲げ剛性。$H=D_1+2D_{xy}$（D_{xy} は捩り剛性，D_1 については後述する。）

最初の近似的取扱いとして，今 D_x, D_y が実際に余り差がないことを考慮して $D_B=\dfrac{D_x+D_y}{2}$ とし，さらに $D_x=D_y=D_B$ とおくことにする。また $H/D_B=\lambda$ とすると，（1）式は

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}+2\lambda\frac{\partial^4 w}{\partial x^2\partial y^2}+\frac{\partial^4 w}{\partial y^4}=\frac{q_0}{D_B} \qquad (2)$$

（2）式中 λ は一般に 0と 1 との間の値であるが $\lambda=1$ のときは等方性板になる。$x=0, l$ 縁における境界条件を単純支持とすれば

$1>\lambda\geqq 0$ に対して（2）の解は w_B として

$$w_B=\frac{q_0 l^4}{D_B}\sum_{m=1,3,5}^{\infty}\left\{\frac{4}{\pi^5 m^5}+\left(A_m\cos\frac{bm\pi y}{s}+B_m\sin\frac{bm\pi y}{s}\right)\cosh\frac{am\pi y}{s}\right.$$
$$\left.+\left(C_m\cos\frac{bm\pi y}{s}+D_m\sin\frac{bm\pi y}{s}\right)\sinh\frac{am\pi y}{s}\right\}\sin\frac{m\pi x}{l}$$

ここで

$$a=\sqrt{2+2\lambda}/2,\qquad b=\sqrt{2-2\lambda}/2 \qquad (3)$$

$\lambda=1$（等方性板）に対しては（2）の解は w_1 として

$$w_1=\frac{q_0 l^4}{D_B}\sum_{m=1,3,5\cdots}^{\infty}\left\{\frac{4}{\pi^5 m^5}+(A_m+B_m y)\cosh\frac{m\pi y}{s}+(C_m+D_m y)\sinh\frac{m\pi y}{s}\right\}\sin\frac{m\pi x}{l} \qquad (4)$$

（3），（4）両式中の係数 A_m, B_m, C_m, D_m は板の $y=0, s$ における周辺条件より決定される。この（3），（4）両式によつて均等水圧 q_0 の作用下における板の曲げ撓みが計算できる。一方剛性 D をもつ平板を仮想すると，その撓み w は（4）式に与えられた撓み w_1 の表現式において D_B を D に置換した形で与えられる。すなわち

$$w=\frac{q_0 l^4}{D}\sum_{m=1,3,5\cdots}^{\infty}\left\{\frac{4}{\pi^5 m^5}+(A_m+B_m y)\cosh\frac{m\pi y}{s}+(C_m+D_m y)\sinh\frac{m\pi y}{s}\right\}\sin\frac{m\pi x}{l} \qquad (5)$$

いま板の中央点 $x=\dfrac{l}{2}$，$y=\dfrac{s}{2}$ で（3）式で与えられる w_B と（5）式で与えられる w とが相等しくなるような D が決められたとするとき，この D を同等等方性板の剛性 D_e と名付けることにする。そこで D_e と D_B との比を μ とすれば，μ は（3），（5）両式より λ の関数となる。すなわち

$$\mu=\frac{\displaystyle\sum_{m=1,3,5\cdots}^{\infty}\left\{\frac{4}{\pi^5 m^5}+\left(A_m+B_m\frac{s}{2}\right)\cosh\frac{m\pi}{2}+\left(C_m+D_m\frac{s}{2}\right)\sinh\frac{m\pi}{2}\right\}}{\displaystyle\sum_{m=1,3,5\cdots}^{\infty}\left\{\frac{4}{\pi^5 m^5}+\left(A_m\cos\frac{bm\pi}{2}+B_m\sin\frac{bm\pi}{2}\right)\cosh\frac{am\pi}{2}+\left(C_m\cos\frac{bm\pi}{2}+D_m\sin\frac{bm\pi}{2}\right)\sinh\frac{am\pi}{2}\right\}} \qquad (6)$$

この（6）式の μ を用いれば中央における撓みが等しくなる等方性板に置換えることができ，この同等等方性板の剛性 D_e は μD_B にて求められる。四辺単純支持並びに相対する二辺が支持で他の二辺が固定の場合における μ 値を $\lambda, l/s$ 変化に対して計算すると第1表のごとくになり第6，7図では l/s をパラメーターとして横軸に λ，縦軸に μ をとつて両関係を図示してある。この計算は（6）式の級数項を4項までとつた結果であるが，5項との比は諸量によつて多少の開きがあるが大体 0.1～1％の範囲に入つている。第 6,7 図によると λ と μ の関係は各 l/s 値に対してほぼ直線であるといえる。つぎに D_B をいかにしてきめるかについて述べることにする。

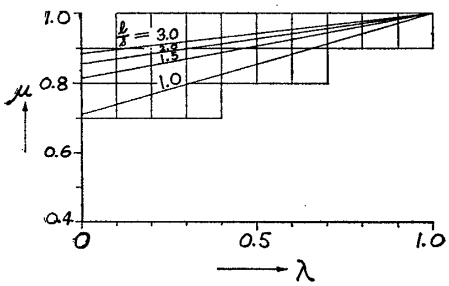
四辺単純支持の場合

l/B \ λ	0	0.25	0.5	0.75	1
1	0.500	0.625	0.750	0.875	1.00
1.5	0.575	0.682	0.788	0.894	1.00
2	0.674	0.755	0.837	0.919	1.00
3	0.770	0.832	0.890	0.946	1.00

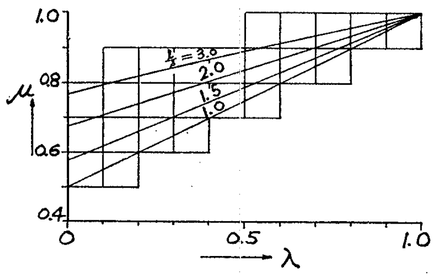
相対する二辺支持,他の二辺固定の場合

l/B \ λ	0	0.25	0.5	0.75	1
1	0.711	0.784	0.856	0.928	1.00
1.5	0.815	0.862	0.908	0.954	1.00
2	0.854	0.893	0.930	0.965	1.00
3	0.882	0.915	0.945	0.973	1.00

第1表　μ 値



第6図　四辺単純支持の場合における λ と μ の関係



第7図　相対する二辺が支持で他の二辺が固定の場合における λ と μ の関係

いま D_x, D_y を x, y 軸方向の曲げ剛性とし，防撓パネルの円筒型曲げを仮想して，この際の有効幅を考慮して計算した単位長当りの平均断面二次モーメント i_x, i_y から D_x, D_y を

$$D_x=Ei_x,\quad D_y=Ei_y \tag{7}$$

と近似的におき，さらに D_x と D_y とが大きな差がなければ前述したごとく D_B の値は

$$D_B=\frac{D_x+D_y}{2} \tag{8}$$

とおける。ここで等方性板すなわち平板であれば

$$D_B=D_x=D_y=\frac{E}{1-\nu^2}\cdot\frac{h^3}{12} \tag{9}$$

であることは当然である。

また（6）式中の a, b に含まれている $\lambda(=H/D_B)$ 値を近似的に求める必要がある。すなわち

$$\lambda=\frac{D_1+2D_{xy}}{D_B} \tag{10}$$

において，右辺分子の第1項 D_1 は $D_1=\nu D_B$ と仮定する。ただし ν 値は二重底構造では 0.3 単底構造では零にとることにする。等方性板では

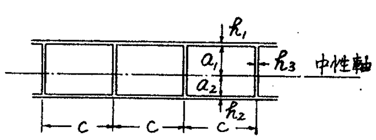
$$D_1=\nu D=\nu\frac{E}{1-\nu^2}\cdot\frac{h^3}{12} \tag{11}$$

である。

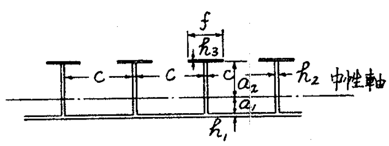
(10) 式右辺分子の第2項 D_{xy} は防撓板の捩れ剛性であるが，いま二重底構造においては第8図に示すごとき記号で表わせば，Gを剪断弾性係数として

$$D_{xy}=G\left\{a_1^2h_1+a_2^2h_2+\frac{h_1^3}{12}+\frac{h_2^3}{12}+\frac{a_1+a_2}{c}\cdot\frac{h_3^3}{12}\right\} \tag{12}$$

となり単底構造では第9図に示すごとき記号で表わせば



第8図　二重底構造



第9図　単底構造

$$D_{xy}=G\left\{a_1{}^2h_1+\frac{h_1{}^3}{12}+\frac{a_1+a_2}{c}\cdot\frac{h_2{}^3}{12}+\frac{f}{c}\frac{h_3{}^3}{12}\right\} \tag{13}$$

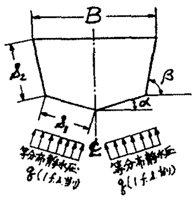
となる。

以上のごとく，諸量をきめることにより同等の撓み w_e は（5）式の w の D の代りに D_e を用いてつぎのごとくきめられる。

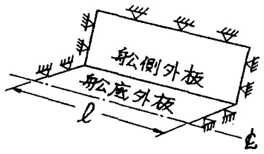
$$w_e=\frac{q_0l^4}{D_e}\sum_{m=1,3,5\cdots}^{\infty}\left\{\frac{4}{\pi^5m^5}+(A_m+B_my)\cosh\frac{m\pi y}{s}+(C_m+D_my)\sinh\frac{m\pi y}{s}\right\}\sin\frac{m\pi x}{l} \tag{14}$$

さて以上の基礎事項にもとづき第1図の箱型模型の解法を述べることにする。

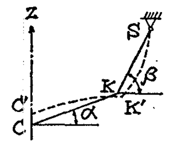
あらためて第10図に横截面を示し，第11図には船底外板と船側外板並びに境界条件を示す。両図より船底に 1 *f.s.* 当り均等静水圧 q の作用をうけた際の両外板の変形を考えよう。この変形は第12図に示すごとくになる



第10図　横截面



第11図　両外板の境界条件



第12図　断面変形の詳細図(片舷のみ)

ものと考えられる。そこで中心線桁板の位置を C 点，船底船側両外板の交点を K 点，船側外板と甲板との交点を S 点とすると，これら C, K, S 三点における端縁条件を含み，さらに船底外板および船側外板とも横隔壁で単純支持の条件を満足している撓み w は船底船側両外板ともに同一な表現式となり，これらはともに (14) 式の w_e にて代表されることになる。すなわち (14) 式中に含まれる未知係数は4個のゆえ両外板では合計8個の未知係数となり，これらを C, K, S における端条件で決定することに外ならない。これらの端条件を検討する必要がある。第12図において C 点の上昇変位を δ. K 点における回転角を θ とすると，（1）C 点においては Z 軸方向に δ 変位，そして角度変化は零で対称条件をみたしている。（2）K 点においては α, β, δ の関数となつている変位と角度変化 θ がある。そして船底船側両方とも連続の条件を満している。（3）S 点においては撓み，曲げモーメントがともに零。

かくして合計8個の条件がそろうが，実は δ と θ が未定である。そこで船長方向を x 軸として δ と θ を $\varDelta_m$ と Θ_m を含む三角級数にて表わすことにする。

$$\left.\begin{aligned}\delta&=\frac{q_0l^4}{D_e}\sum_{m=1,3,5\cdots}^{\infty}\varDelta_m\sin\frac{m\pi x}{l}\\ \theta&=\frac{\pi q_0l^3}{D_e}\sum_{m=1,3,5\cdots}^{\infty}\Theta_m\sin\frac{m\pi x}{l}\end{aligned}\right\} \tag{15}$$

(15) 式中に含まれる $\varDelta_m$ と Θ_m にて8係数を表現しなおすことを試みる。すなわち (14) 式を用いて撓み，傾斜角，曲げモーメントを求め，上述した端縁条件をみたすように2組の A_m～D_m をきめれば，これらに (15) 式を代入することによつて，8未知係数を $\varDelta_m$ と Θ_m にて求めることができる。

つぎに $\varDelta_m$ と Θ_m を決定するためには K 点における連続条件として力の均合いを考える。船底船側両縁における曲げモーメントの和並びに剪断力の和がそれぞれ零となる二条件を用いれば求められる。

以上のごとくして8つの未定係数が全部決定されれば，これらの決定された係数を (14) 式の右辺に代入して撓み w_e が求められる。従つてこの w_e よりさらに応力，曲げモーメント分布を算出することができるが，この論文では横断面内における強度のみについて論ずる。さて一般的近似理論解の概略は以上のごとくであるが，この理論解法を第2表に掲げるごとき諸寸法をもつ高速艇の場合に応用してみることにする。

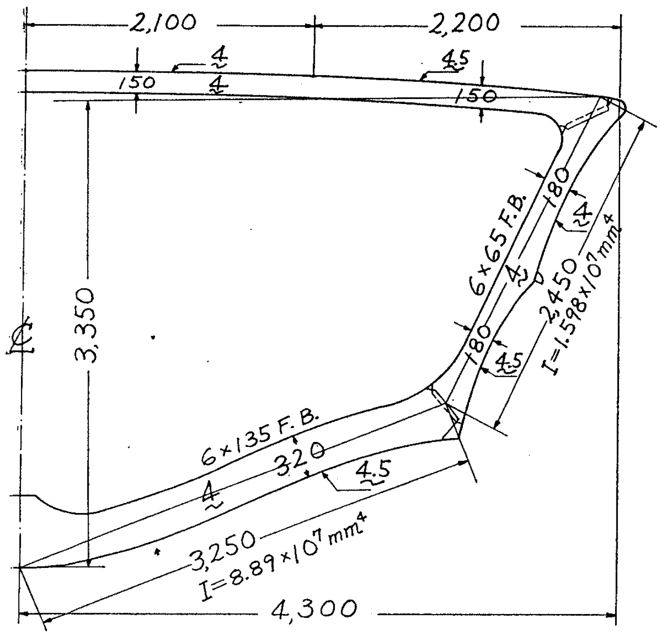
2　高速艇の横強度計算

2·1　ある高速艇への応用

一例として α, β 等の数値を第2表に示す。なおまたこの例の肋骨番号15番の横截面図の概略を第13図に示す。この断面の位置は理論解に用いた箱型模型において横隔壁より $l/4$ だけ離れた処に対応していることになるの

α	β	l	B	l/B	s_1	s_2
19°	63°	7.206m	8.376m	0.859	3.250m	2.450m

第2表 一計算例



第13図 横截面図の概略

で，以後のべる数値計算の結果は特に説明のないかぎり，すべてこの $l/4$ の断面についてである。さて計算の結果について述べる前に，船底板，船側板の剛性に関して二三の仮定を明記しておく必要があると思う。

（1） 船底，船側は肋骨，桁材を含んだ同等の等方性板に置換える。この際外板の有効幅は100%とする。

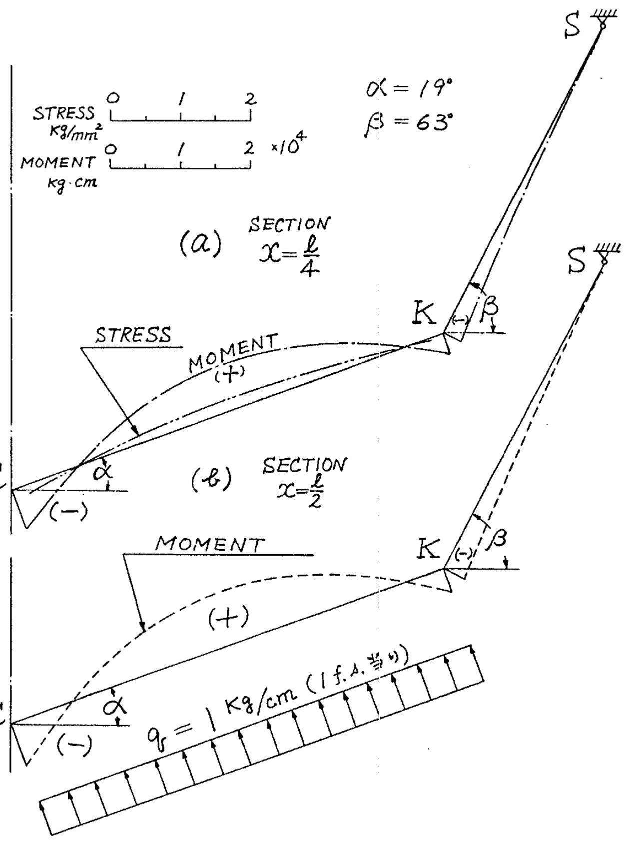
（2） 船底の縦方向の曲げ剛性と横方向の曲げ剛性とは大体等しいと考えられるが，船側については横方向の曲げ剛性に比べ，縦方向の曲げ剛性がかなり小さいと思われる。しかし船側の縦軸比 l/s_2（第2表参照）の値から考えると，縦方向の曲げ剛性が船側の曲げ撓みに及ぼす影響は小さいものと思われるので横も縦もともに横方向の曲げ剛性に等しいとおくことにする。以上のように考えれば船底と船側とはともに等しい縦横両方向の曲げ剛性をもつ防撓パネルと考えることができる。

（3） 以上のように防撓パネルを同等等方性板におき換えるために，第6,7図を利用することにする。すなわち船底防撓パネルに対しては $\mu=0.84$，船側防撓パネルに対しては $\mu=0.88$ とおくことにし，それぞれの D_B に係数 μ を乗じた値を同等等方性板の曲げ剛性とする。

（4） 船底板の面内剪断剛性の計算に際しては有効剪断面積として web area の 70% をとつた。

（5） 船底板，船側板の幅はスパンの有効長さをとらず，各軸の交点間距離をとつた。（第13図参照）

以上の仮定のもとで，前章（14）式を用い，1肋骨間間隔において横方向に $q=1$kg/cm の均等静水圧の作用のもとで $x=\frac{l}{4}$ 断面に発生する応力および曲げモーメントを求めると第14a図のごとくになる。この図の曲げモーメントは肋骨の face plate に引張応力を与えるものを正としている。応力並びに曲げモーメントの分布の特徴は C, K 両点では応力，曲げモーメントともに負，また C, K 間においては正になつていることである。比較の意味で第14図にはまた $x=\frac{l}{2}$（中央断面）における曲げモーメントも図示してある。分布の傾向は両者ともに大体同じといえるが，絶対値は $l/4$ 部よりも大きくでている。

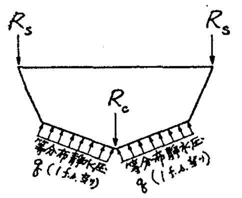


第14図 立体計算による曲げモーメントと応力分布

さて以上求められた結果と平面ラーメン計算結果と比較してみることにする。

この場合平面ラーメン計算を軸力を考慮した撓角撓度法により行なつた。また外力と均合うためには反力を仮定しなければならないので，反力の位置として中心線桁板（C点）および甲板と船側外板との交点（S点）との二点をえらび，この点における未知反力 R_c, R_s を上述の結果と一致するように決定してみる。

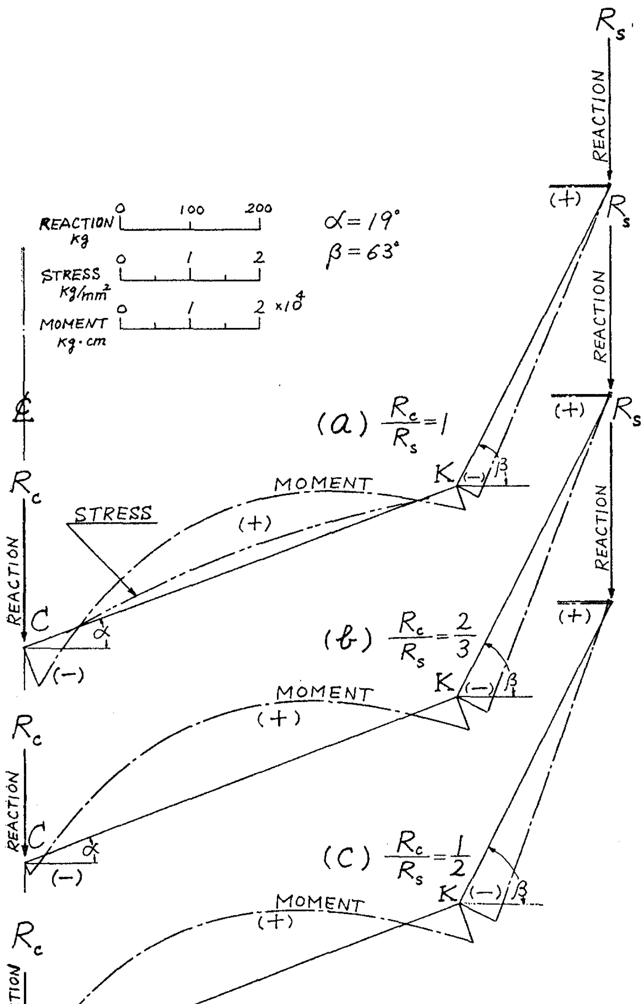
平面ラーメン計算を行なうために Deck beam をも考え，外力との均合い状態を第15図に示す。この図で船長方向は1肋骨間隔を切り出して考えている。図中に示した R_c と R_s とを適当に変化させて計算を繰返す方法をとつた。船底には横方向単位長さ当り 1 kg の均等静水圧が作用するとして $R_c/R_s=1$, 2/3, 1/2 の場合を計算し，それぞれの結果を図示すると第 16 図のごとくになる。これらを比較して気付くことは R_c/R_s が小さくなるにつれ，曲げモーメントは C 点では負から正に変化し，一方 CK 間で発生する正の曲げモーメントは増加の傾向を示し，またK点における負の曲げモーメントも次第に増加していることである。



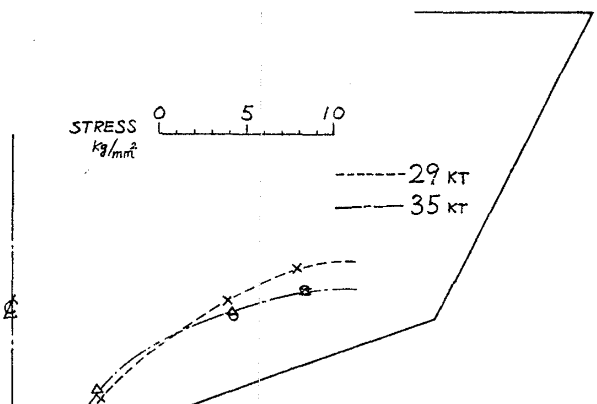
第15図　反力 R_C と R_S

これら平面ラーメン計算結果と前述の箱型模型の計算結果とを比較してみると第 14 a 図と第16 a 図とより両者は応力並びに曲げモーメントの分布ともにその傾向がよく似ていることがわかる。従つて平面ラーメン計算の場合では大体 $R_c/R_s=1$ すなわち $R_c \fallingdotseq R_s$ とおいた結果が実際の場合を説明しているようである。またこの時 $R_c=R_s \fallingdotseq 199\,\mathrm{kg}$ となり，このように大きな反力 R_c が中心線桁板で作用している理由としては，船底の面内撓み剛性によつて見かけ上中心線桁板の効きが増すことに起因していると思われる。一般に中心線桁板の効きの増加は $\alpha, \beta, l/B$ 等によつて左右されることは事実であるが，これら諸量のうち特に影響を与える因子は α と l/B であると考えられる。この点については後に再び考察することにする。

つぎにここの例に用いた高速艇の実艇試験結果中船速が 29 と 35 ノットの場合肋骨番号 15 番の face plate 上の応力実測値の分布を第 17 図に示す。(1)* この結果並びにこの結果を用いて算出した曲げモーメント分布は第14 a 図の分



第16図　平面計算による曲げモーメントと応力分布図



第17図　応力実測値

*　参考文献の項目（1）を参照，以下同様

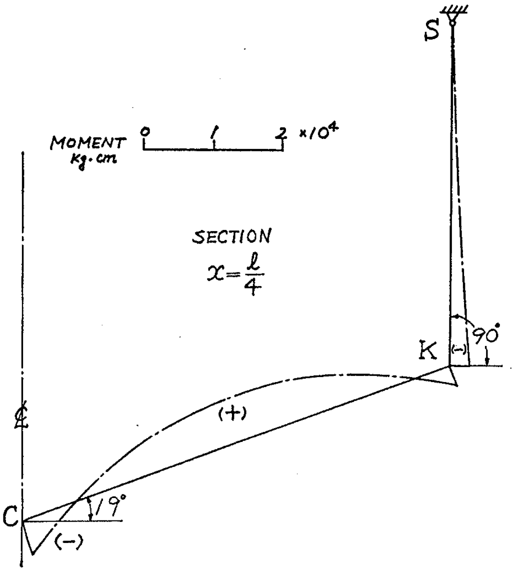
布図とは傾向が大体良く似ていると考えられるので，立体計算並びに $R_c/R_s \fallingdotseq 1$ の時の平面計算いずれも実用性があるものと判断される。つぎに船底傾斜 α，船側傾斜 β が曲げモーメントにおよぼす影響について考察してみよう。

2・2 α, β の曲げモーメントに及ぼす影響

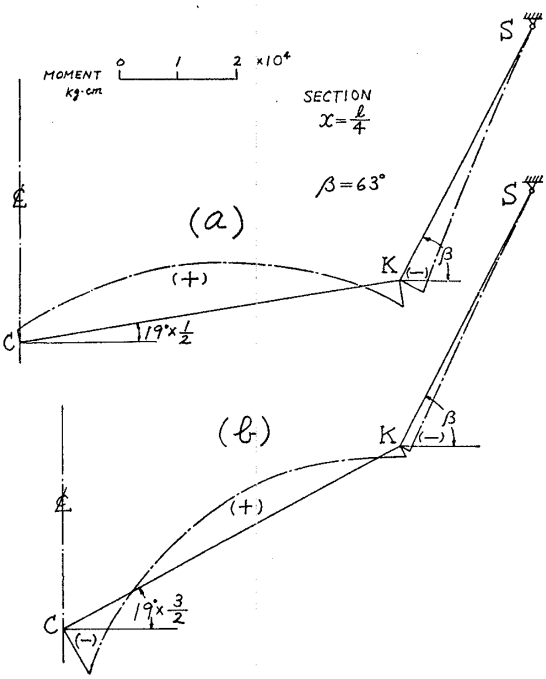
前述したごとく船底板の面内撓み剛性は α, β の外 l/B それに考えている断面の位置等によつて変化するわけであるが，ここでは第2表の数値例について，さらに断面位置も $l/4$ の所を考察の対象とする。従つて α, β 両因子による船底板の面内撓み剛性変化につき立体計算の結果を述べる。

$\alpha=19°, \beta=90°$ のときの曲げモーメント分布を第 18 図，また $\beta=63°$ として $\alpha=19°\times\frac{1}{2}$，$19°\times\frac{3}{2}$ に変化させた場合の曲げモーメント分布を第 19 図にそれぞれ示す。

第 14a，第 18 両図を比較すると β 変化に対し曲げモーメント変化はほとんどないので，β の船底板面内撓み

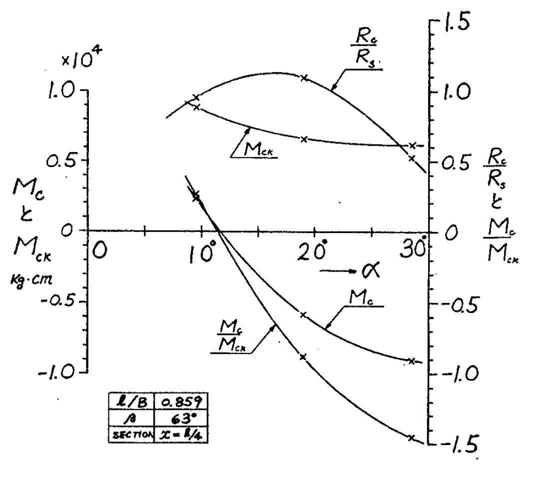


第18図 立体計算による曲げモーメント分布図



第19図 立体計算による曲げモーメント分布図

剛性への効果はないものと考えられる。つぎに第 19a，14a，19b 図を互いに比較すると，α が大きくなるに従い C 点における曲げモーメントが正より負になり，しかもその値もかなり変化していることに気付く。従つて α の船底板面内撓み剛性への効果は大きく，この3種の変化を横軸に α，左側縦軸に C 点，CK 間におけるモーメント M_C，M_{CK} をとつて図示すると第 20 図のごとくになる。この図より α が大きい程 M_C が負に増大し剛性が増してよいことになるが，CK 間で大きい正の曲げモーメント M_{CK} が発生しているので，今 $M_C/M_{CK}=1$ が成立するように α をえらぶ必要があり，このような考え方をすれば有効な構造配置がえられると思われる。右側縦軸に M_C/M_{CK} をとり，この値が -1 になる α をえらぶと 19° となる。従つてこの数値例の $\alpha=19°$ は以上の理由から考えると強度上有利だといえ，合理性をもつた角度であると結論しうる。参考までに R_c/R_s と α との関係を第20図に加えておく。



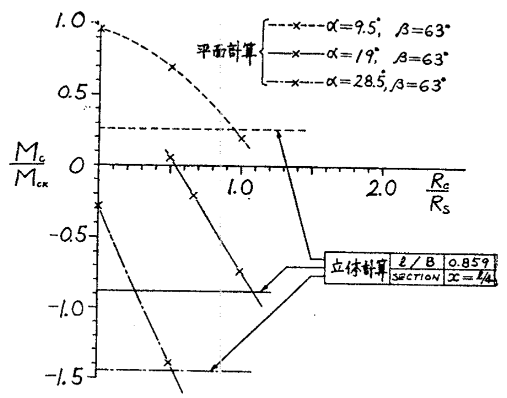
第20図 曲げモーメント並びに反力の α との関係

さて $\alpha=9.5°, 19°, 28.5°$，$\beta=63°$ の場合立体計算による M_C/M_{CK} の変化と平面ラーメン計算における値とを図示したのが第 21 図である。第 21 図の横軸は R_c/R_s を

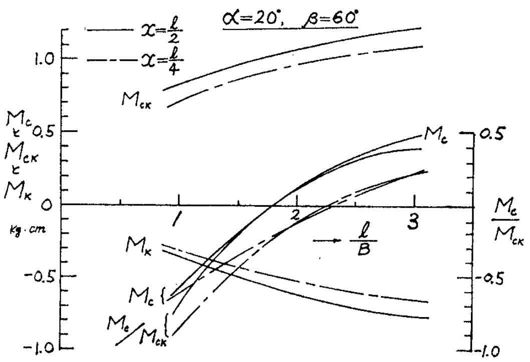
とつてあるが，両計算結果えられた曲線の交点の横軸の読みが正しい R_c/R_s の値を与えることになる。$\alpha=19°$ の場合であると $R_c/R_s=1.1$ となり，約1で前述した通りである。この第 21 図は一定の l/B, $x=l/4$ 断面について求めたものであるが，つぎに $l/4$ 断面のみならず，さらに $x=l/2$ 断面について，l/B による影響を考えてみることにする。

2.3 l/B の曲げモーメントおよび抗力 R に及ぼす影響

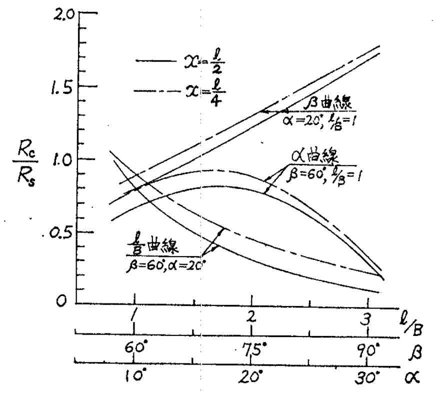
いま $\alpha=20°, \beta=60°$ として船底に1肋骨間隔当り 1kg/cm の静水圧を作用させた際発生するモーメント M_C, M_K, M_{CK} は立体計算法によると第 22 図のごとくえられる。この図は l/B を横軸にとつて $l/4$, $l/2$ 両断面のモーメント変化並びに比を縦軸にとつてある。この図より l/B 変化に対し M_C, M_K, M_{CK} が可なり変化することを知る。また $M_C/M_{CK}=-1$ になる l/B は1よりも小さい。さて平面ラーメン計算



第21図 R_c/R_s を決定する関係図



第22図 立体計算による曲げモーメントと l/B との関係



第23図 R_c/R_s と l/B, β および α との関係

における R_c/R_s を以上の立体計算結果と互に比較することにより求めると第 23 図のごとくになる。この図より l/B が大きくなると R_C/R_S は小さくなり，$l/B>3$ では R_S の反力のみを考え R_C は無いとしてもよいと考えられる。また $x=l/2$ 断面の方が R_c/R_s は多少小さい。つぎに R_c/R_s と β との関係を概説しておく。

2.4 R_c/R_s と β との関係

R_c/R_s と β との関係を第 23 図に示す。この図は $\alpha=20°$, $l/B=1$ の場合である。図中にはさらに前述した α との関係を $\beta=60°$, $l/B=1$ の時に対し記入してある。この図により α 一定のとき β の増すほど R_c/R_S も増大することを知る。

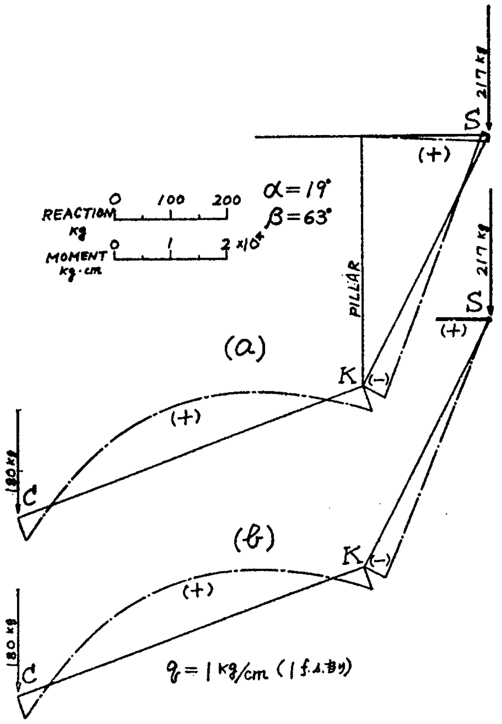
さて K 点に柱があると船底曲げモーメントが変化すると思われるのでこの点について概説したい。

2.5 柱の有無と曲げモーメント

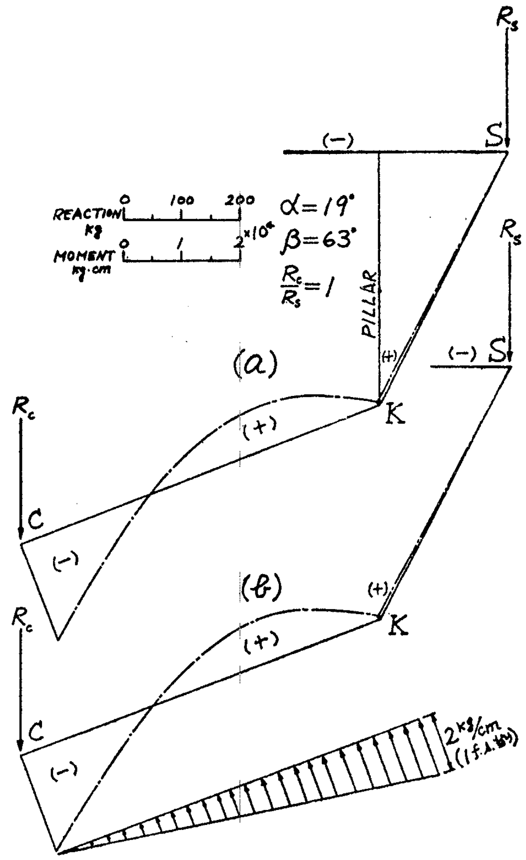
柱は K 点においてピン・ジョイントとする。柱の有無による船底曲げモーメントの影響を検べるのであるから計算が簡単になるように反力をえらぶ。すなわち $R_c=180$ kg, $R_s=217$ kg をとつた。船底に均等静水圧 1 kg/cm をうけたときにおける平面計算の結果を第 24 a, b 図に示す。第 24 a 図は柱のあるときであり，第 24b 図は柱のないときである。両図を比較すると差がないことを知る。また K 点に 2 kg, C 点で零の線型分布水圧を作用させた際 $R_C/R_S=1$ の場合を第 25 a, b 図にそれぞれ示す。これら両図の比較からも曲げモーメントの違いはほとんどないことがわかる。

この高速艇は肋骨番号 18 番の K 点に縦隔壁があるので，$R_C':R_L':R_S'=2:1:1$, および $R_C:R_L:R_S=1:1:1$ の場合に対し船底水圧 1kg/cm として平面ラーメン計算結果を示すと第 26 図のごとくになり 35 ノットにおける実測値は両者の中間にある。[1] 最後にスラミング現象中に発生した船速に対する最大船底衝撃水圧，曲げモーメント分布等の実測値と上述した静的水圧とを比較してみることにする。

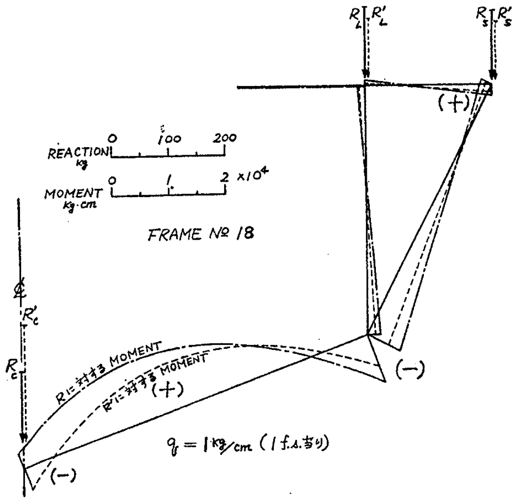
2.6 衝撃水圧と同等水圧について



第24図 柱の有無による曲げモーメント分布図



第25図 柱の有無による曲げモーメント分布図



第26図 縦隔壁がある場合の曲げモーメント分布図

船速 KT と波との関係	実測応力 kg/mm²	同等水圧 q_0 kg/cm²	実測水圧 q_0^* kg/cm²	q_0^*/q_0
19 向波	1.85	0.093	1.85	19.9
29 向波	5.18	0.260	4.10	15.8
35 向波	4.28	0.216	4.58	21.2

第3表 同等水圧 q_0 と実測最大衝撃圧 q_0^*

肪骨番号 15 番の船底部最大曲げ応力 0.22 kg/mm² (第 14a 図参照) と船速 29 と 35 ノット向波における実測最大応力 (第 17 図参照) とを比較すれば，同一応力を生ずる均等静水圧を求めることができる。これを同等水圧と名付けることにする。この同等水圧と肪骨番号 $14\frac{1}{2}$ の船底部で実測した最大衝撃圧との比を求めると船速19ノットの場合をも含めて第3表のごとくになる。この表より同等水圧が実測衝撃圧に比し可成り低いことがわかる。この理由は実測衝撃圧は局部的に働らき，船底に広く働いていないことと，また約 10～20milliseconds のオーダーの間作用して短時間であることに起因しているものと考えられる。これらの現象は実艇試験の結果よりも明らかである。[1] [2]

3 結 語

高速艇の横強度を検討するために箱型構造物を高速艇の模型にして横強度計算を行なつた。この結果と慣習計算法である平面ラーメン計算結果とを比較し，合理的な計算方法について論究した。えられた結果はつぎのごとくである。

（1） 船底板並びに船側板を同等な等方性板に置換え，船底部に均等静水圧の作用をうけた結果えられる箱型模型による横方向応力並びに曲げモーメント値は実艇計測結果をよく説明しているものと思われる。

（2） 平面ラーメン計算法は近似的結果をうるために有効な方法であるが，予め反力の決定が必要である。従

つて，この反力を立体計算結果と比較することにより求めた。一計算例の結果ではあるが，高速艇に関する一般の傾向を予測するのに役立つと思われる。

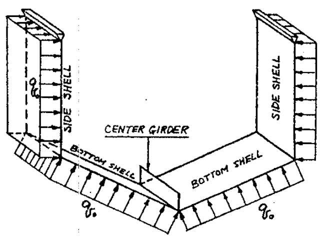
最後にこの論文作製に当り有益なご意見をして下さつた九州大学の山越先生に感謝致します。また数値計算の施行に当り多大の協力をされた三菱重工業株式会社技術本部長崎研究所計装研究課の大高勝夫係長をはじめ関係各員に厚くお礼申し上げる次第です。

参考文献

(1) Nagai, T.; Ohtaka, K.; Seki, H.; On the Transient Transverse Strength of A Torpedo Boat during Slamming, 西部造船会会報第 31 号，昭和 41 年
(2) Report of Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.; Sea Tests of Torpedo Boats, 昭和 32 年

付　　録*

船底傾斜が船底部強度に及ぼす影響を検べるため，船の中央長手方向平行部より第 27 図のごとき平板にて構成されたブロックを取出し，このブロックが船底部あるいは船側部に等分布荷重 q_0 の作用をうけて変形するとき各部に発生する変位量や応力を求めた。計算に用いた仮定は（1）微小変形理論に従う。（2）中心線桁板は曲げ変形だけを考える。（3）船底外板，船側外板ともに平板と考え，両外板の結合縁では変形の前後において角度変化はなく連続条件を満足するものとする。両外板とも，面に垂直な変形は曲げ変形だけ，また面内変形は剪断変形だけを考える。横隔壁では単純支持，また船側外板と甲板との結合部では単純支持。



第27図　平板構造物のブロック

以上の仮定を用いて撓みwに関する基礎方程式 $\nabla^4 w = q_0/D$ （Dは曲げ剛性）を解く際に中心線桁板の上下変位と結合点の角度変化を未知量とし，これを三角級数にて表現し，傾斜角，曲げモーメント，剪断力等をこの二つの未知量で求めておく。最後に結合縁における連続条件として曲げモーメント並びに剪断力の均合い条件を利用して二つの未知量をきめる。（以上）

* 三菱重工業株式会社長崎造船所の西村信男氏の未発表研究「船底傾斜が船底構造の強度に及ぼす影響」による