

(昭和 39 年 11 月造船協会秋季講演会において講演)

船舶壁用波板の強度について

正員 藤 田 譲*

On the Strength of Corrugated Panels for Ship's Wall

By Yuzuru FUJITA, Member

Summary

In part 1, the compressive strength of corrugated panels is described, showing the fact that the corrugated plate will reach its maximum load when the part of corrugation with effective width, buckled plastically after the part of flat plate between corrugated waves, buckled elastically.

In part 2, shearing rigidity of corrugated plates is studied, and it is clarified that the corrugated plates for house wall may be treated with good accuracy as anisotropic plates having the equivalent shear modulus of elasticity $G' = Gb/bw$, where b = wave length and bw = girth length of a wave. The effective tensile modulus of corrugated plate is also given.

Experimental verifications are given to both compressive strength and shearing rigidity of the corrugated plates, showing a good agreement between the values of calculation and the results of experiments.

緒 言

船舶上部構造に波形鋼壁を利用することにより重量の軽減をはかるとともに、溶接による残留歪の歪とり工数を減少せしめ工数の相当大幅な削減が期待される。また縦強度の面から上部構造への応力の流入を減少せしめること等多くの利点が考えられる。

船舶壁用波板については、現在までに比較的研究発表が少なく、特に設計に必要な資料に関しては極めて少ない現況である。

本報告は、第1篇において船舶壁用波板の圧縮強度を、また第2篇においてその剪断剛性に関する理論的ならびに実験的研究を取り扱っている。実験値と計算値は比較的良好にあつていたので、本報告による計算法を設計に応用し得るものと期待できる。

1 船舶壁用波板の圧縮強度

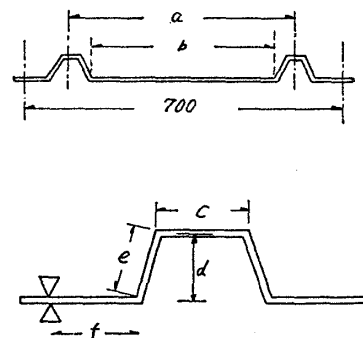
現在までの波板の研究は、概してピッチが小さく、Sine 状の波が連続して存在するものに関してであり、実際に造船用に使われる波と波との間隔が相当大きくその間に平板部があるようなもの(第1図参照)は少ない。

このような波形鋼板の圧縮強度に関しては従来¹⁾のように異方性板として取扱うことができず、板部と波部とを分離して取扱う必要がある。

以下、この考え方に従て解析されている。

1.1 試 験 片

圧縮試験に用いられた試験片は、第1図および第1表に示す通り、板厚約 3.2mm および 4.5mm の2種と、波と波とにはさまれた平板部の幅約 280mm および 450mm の2種につき、圧縮荷重の方向に波を



第1図 波板断面

原稿受付 昭和 39 年 6 月 20 日

* 東京大学船舶工学科

第1表 試験片寸法 (実測値)

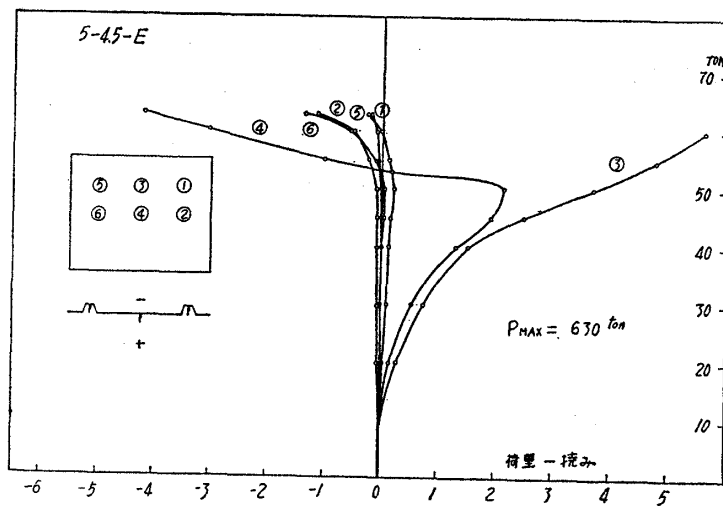
試験片 (長-厚-幅)	板厚 平均 mm	板幅 (B) mm	板長 (L) mm	断面積 mm ²	断面積 mm ²	C mm	d mm	C+2e mm	f mm	a mm
25-4.5-A (250)	4.57	454	2075	1594	3669	36	37	114	62	516
" -B	4.57	455	2079	1616	3695	35	37	114	62	515
5-4.5-A (500)	4.62	450	2079	1663	3742	36	40	120	60	515
" -B	4.58	450	2061	1648	3709	37	40	120	60	515
" -C	4.62	450	2079	1663	3742	36	39	120	60	515
" -D	4.61	450	2075	1659	3734	38	40	120	60	515
" -E	4.55	454	2066	1646	3712	38	39	119	63	514
" -F	4.58	455	2079	1598	3677	37	37	114	60	518
11-4.5-A (1100)	4.56	450	2052	1641	3673	39	38	120	60	515
" -B	4.58	450	2061	1648	3709	38	39	120	60	515
" -C	4.61	450	2075	1659	3734	38	38	120	60	515
" -D	4.55	452	2057	1628	3685	36	38	115	62	514
" -E	4.56	455	2075	1570	3645	37	36	113	60	518
17-4.5-A (1700)	4.58	275	1260	2449	3709	36	39	120	148	360
" -B	4.56	275	1254	2439	3693	36	40	120	148	360
5-3.2-A	3.24	285	923	1604	2527	35	34	115	133	360
" -B	3.28	285	933	1625	2558	36	33	115	133	360
11-3.2-A	3.33	285	949	1648	2597	34	34	115	133	360
" -B	3.28	285	933	1625	2558	34	35	115	133	360
17-3.2-A	3.28	290	957	1607	2558	35	36	115	170	365
" -B	3.28	285	933	1625	2558	36	35	115	133	365

全断面積は Support 間(700mm)全断面積

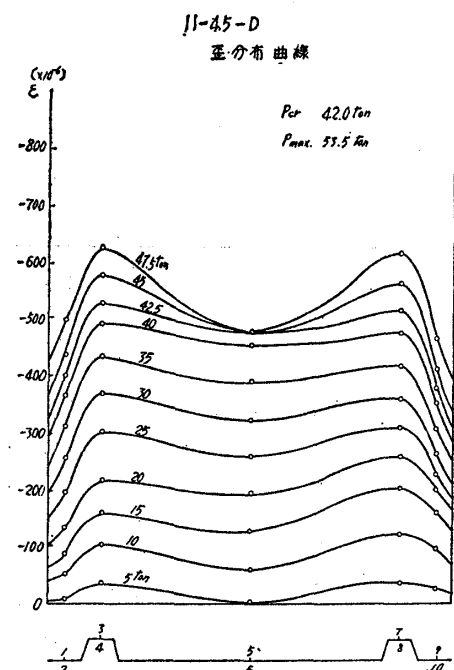
材料の降伏応力は引張試験の結果、平均値として $\sigma_y = 26.7 \text{ kg/mm}^2$ が得られたので、以下の計算にはこの数値を用いた。

1.3 解析および考察

第2図および第3図で明らかのように、この種波板では先ず平板部のパネルが弾性的に座屈し、その後で有効幅を伴った波部が柱として塑性域で最高荷重に達する。第3図からこの模様を極めて明瞭に見ることができよう。すなわち中央平板パネル部は座屈後応力 σ_b を保持し、波部が柱としてさらに応力の上昇する様子がよく看



第2図 荷重-撓み曲線



第3図 歪分布曲線

配置したときの試験片の圧縮方向の長さを 250, 500, 1100 および 1700 mm の4種をえらび、これらにつき圧縮試験を行なった。ただし試験片の支持縁から支持縁までの幅は全部の試験片を通じて 700 mm で一定である。

試験片の符号は、最初の数字が試験片の長さ L を、次の数字が板厚を、そして最後の A, B, C 等は同一試験片の繰返し実験を示している。例えば 5-4.5-C は長さ 500 mm, 板厚 4.5 mm の板について第3番目の試験片であることを示している (第1表)。本実験に用いた波板は初期の試作段階のプレス成品なのでで試験片による形のバラッキが相当にあつたが、現在のロール成品はこの点極めて優れているので一言付記する。

1.2 試験方法およびその結果

前述の試験片を周辺支持の条件で支持できる試験枠に入れ、荷重が試験片の断面に略々様に分布するとく調整を行なった後、圧縮座屈させる。この際、荷重、試験片の各点の撓み、縮みおよび試験片の適当な個所に貼付した電気抵抗線歪計により試験片両面の歪を計測した。

試験片の荷重-撓み曲線の一例を第2図に示してある。また第3図に荷重途上における歪分布の測定例を示し、結果の一覧表を第2表に示す。

取される。

1.3.1 平板部座屈値の決定 平板部の座屈荷重は、実測された荷重-撓み曲線から Δ^2 -法 (第4図にその一例を示す) により図式に求めた。これと計算値との比較が第2表中に示されている。

この値が、第2表中に示されていないものは、 Δ^2 -法で明確に座屈値を決定できなかったものである。初期不整、試験片寸法の不整、Dial gage による撓みの測定位置の不適當、外荷重の不均一負荷等、種々の因子が重複しているので、同型の試験片でも相当に座屈値のバラツキが見られるのはある程度やむを得ないと思われる。

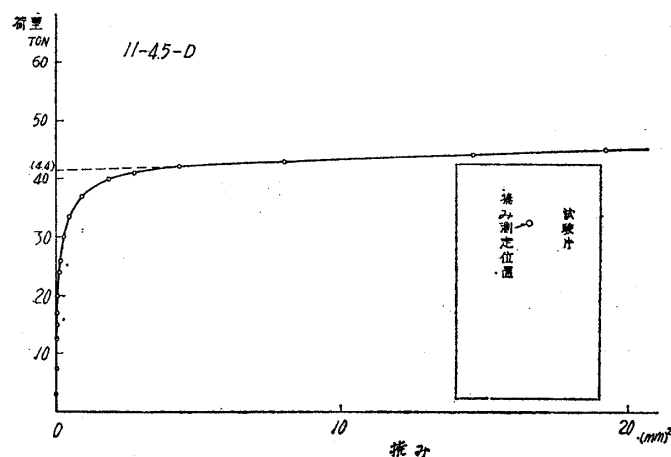
さて、パネル部の座屈値を計算するにあたって、試験片の荷重辺は一応単純支持と考えられるが、荷重に平行な辺、すなわち波と接する辺の支持条件が問題である。当然、この支持条件は固定と支持の中間弾性支持であろう。そこでこの周辺条件を簡単に第5図に示すように模型化し、波による平板部での固着モーメントを計算した。

支持梁 (E_0, I_0) の撓みの式は、

$$W_0 = \frac{RL^4}{24E_0I_0} \left(\frac{y}{L} - \frac{2y^3}{L^3} + \frac{y^4}{L^4} \right) \quad (1)$$

で与えられ、また端梁 (E, I) の方程式は、

$$EIW = -\frac{M}{2}x^2 + \frac{R}{6}x^3 + C_1x + C_2 \quad (2)$$



第4図 Δ^2 -法

第2表 座屈試験結果

試験片	最高荷重 (測定値)	屈曲時の 最高応力 P_t (mm ²)	板の撓み値 Δ^2 -法		計算値(平均)		板の撓み値(平均)	
			δ (mm)	δ (mm)	弾性	非弾性	δ (mm)	δ (mm)
2.5-4.5-A	76.0	20.7	53.4	14.5	12.0	10.8	26.3	54.3
" -B	77.4	20.9	40.2	11.0	"	"	$\frac{1}{2} \delta = 11$	"
5-4.5-A	67.0	17.9	38.0	10.2	10.3	7.8	25.7	53.3
" -B	68.0	18.3	37.0	10.0	"	"	$\frac{1}{2} \delta = 32$	"
" -C	68.0	18.2	33.0	8.8	"	"	"	"
" -D	73.0	19.6	40.5	10.8	"	"	"	"
" -E	63.0	17.0	41.0	11.1	"	"	"	"
" -F	67.0	18.2	41.0	11.1	"	"	"	"
11-4.5-A	68.4	18.5	48.0	13.0	10.2	7.9	22.1	45.3
" -B	59.5	16.0	35.0	9.4	"	"	$\frac{1}{2} \delta = 32$	"
" -C	44.0	11.8	—	—	"	"	"	"
" -D	53.5	14.5	42.0	11.5	"	"	"	"
" -E	58.0	15.4	37.7	10.2	"	"	"	"
17-4.5-A	65.0	17.5	—	—	—	20.8	16.0	44.9
" -B	52.0	14.1	—	—	—	"	$\frac{1}{2} \delta = 11.3$	"
5-3.2-A	65.0	25.7	37.5	14.8	—	8.77	25.4	49.6
" -B	68.8	26.9	40.0	15.8	—	"	$\frac{1}{2} \delta = 32$	"
11-3.2-A	59.0	22.7	40.5	15.6	—	"	21.1	46.5
" -B	53.0	20.7	36.5	14.3	—	"	$\frac{1}{2} \delta = 82$	"
17-3.2-A	35.7	14.0	—	—	—	"	13.1	30.9
" -B	30.0	11.7	—	—	—	"	$\frac{1}{2} \delta = 124$	"

$$\left. \begin{aligned} \text{at } x=0 \quad W=W_0 \\ x=C \quad W=0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

から、

$$\left. \begin{aligned} C_2 &= EIW_0 \\ C_1 &= \frac{MC}{3} - \frac{EI}{C} W_0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ゆえに at $x=0$,

$$EI \frac{dW}{dx} = \frac{MC}{3} - \frac{EI}{C} W_0 \quad (5)$$

端梁として単位幅の梁を考え、波板試験片の試験枠支持辺から平板部までの一波を含む長さを S とすれば (第1図参照),

$$S = f + c + 2e \quad (6)$$

$$I = \frac{t^3}{12} \cdot \frac{C}{S} \quad (7)$$

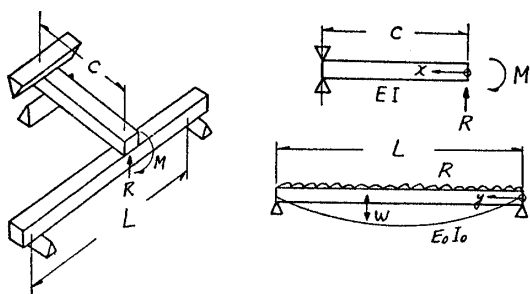
(5), (7) を用い固着モーメントを求めると、

$$\phi = M \left(\frac{dW}{dx} = 1 \right) = \frac{CEt^3}{4S} \cdot \frac{Et^3L^4}{96E_0I_0CS} \left(\frac{y}{L} - \frac{2y^3}{L^3} + \frac{y^4}{L^4} \right) \quad (8)$$

(8) 式で $y=0$ とおけば、試験片の上下端部の場合となり、

$$\phi_0 = \frac{Et^3}{4S} \quad (9)$$

となる。この ϕ は平板パネルの長さに沿って分布することになるが、簡単のためこれらを長手方向の平均値 ϕ_m が



第5図 弾性支持

一様にパネルの両側に沿て存在するような弾性固着であると仮定して計算を試みた。

さて、二辺支持、二辺弾性固着平板の座屈値について、軟鋼板の場合は一般的に Haaijer²⁾ によて解かれている。座屈形を次のごとく仮定する。

$$W = \left[B\pi \left(\frac{y}{d} - \frac{1}{4} \right) + (A+B) \cos \frac{\pi y}{d} \right] \sin \frac{\pi x}{d} \quad (10)$$

W = 撓みの形

DI = 板の幅方向の曲げ剛性

ϕ = 固着モーメント (単位長当り)

d = 板の幅

$\beta = \frac{\phi b}{2DI}$ (固着度)

ν = ポアソン比

とすれば、座屈応力は、

$$\sigma_k = \frac{\pi^2}{12} \left(\frac{t}{d} \right)^2 \left[D \left(\frac{d}{l} \right)^2 + D \left(\frac{l}{d} \right)^2 \frac{1/4 + (C_1 + 2/\pi^2)\beta + \beta^2 C_3}{1/4 + \beta C_1 + \beta^2 C_2} + 2\nu D \frac{1/4 + \beta C_1 + \beta^2 C_4}{1/4 + \beta C_1 + \beta^2 C_2} + 4G \frac{1/4 + \beta C_1 + \beta^2 C_4}{1/4 + \beta C_1 + \beta^2 C_2} \right] \quad (11)$$

座屈波長は、

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{1/4 + \beta C_1 + \beta^2 C_2}{1/4 + (C_1 + 2/\pi^2)\beta + \beta^2 C_3}} \quad (12)$$

ただし

$$C_1 = 0.09472$$

$$C_2 = 0.00921$$

$$C_3 = 0.04736$$

$$C_4 = 0.01139$$

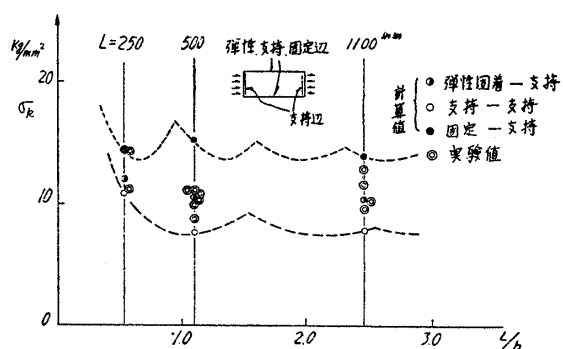
いま $t=4.5\text{mm}$ b または d すなわち平板のパネル部の幅 450mm の場合について数値計算を行なうと第3表のようになる。この計算値と実測値の比較が第6図である。

第3表 板部座屈値

試験片	25-45	5-45	11-45
波数 m	1	1	2
固着度 β_{nom}	3.55	3.59	3.70
k^*	6.19	5.39	5.40
$\sigma_k (\text{kg/mm}^2)$	11.99	10.34	10.24
$P_{cr} \text{ ton}$	43.7	38.2	37.7

$$* \sigma_k = k \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b} \right)^2$$

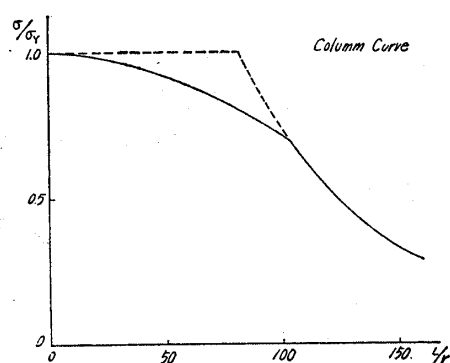
$$P_{cr} = \sigma_k \times (\text{波板の全断面積})$$



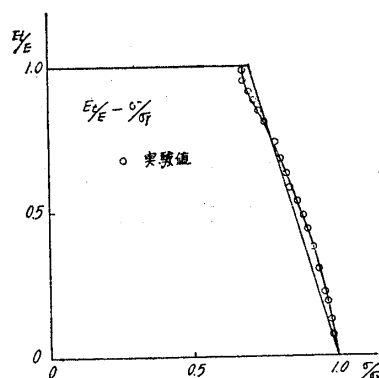
第6図 板部座屈値

1.3.2 柱部の最高荷重の決定 前述の通り平板パネル部は極めて低い応力で座屈をおこすが、さらに荷重を増大して、柱部が塑性域で座屈して最高荷重となる。この有効幅を伴った柱の最高荷重を塑性域における Tangent Modulus Load で求める。そのためにはまず $E_t/E \sim \sigma/\sigma_y$ 曲線を求める必要がある。第7図は実験的に求めた上記曲線と、これを近似した直線を示している。計算はすべてこの近似折線によつた。

よく知られているように、Tangent Modulus Load は、



第8図 Column Curve



第7図 \$E_t/E \sim \sigma/\sigma_{cr}\$

$$\frac{\sigma}{\sigma_y} = \frac{\pi^2}{(L/r)^2} \cdot \frac{E}{\sigma_y} \cdot \frac{E_t}{E} \quad (13)$$

で与えられる。第7図と(13)式から Column Curve (第8図) が得られる。

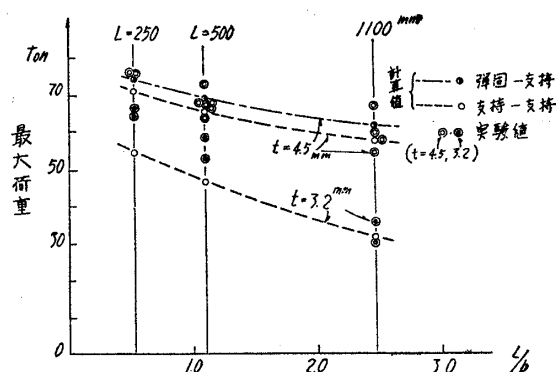
ここで問題となるのは、柱につけるべき有効幅であるが、この実験の範囲の L/r に対しては、柱の σ_{cr} は有効幅 b_m によりほとんど変化しないことが知られる。例えば、 $L=1100\text{ mm}$ に対して、有効幅 b_m を 0, 10, 20, 30, 40, 50 mm と変化しても、 σ_{cr} はそれぞれ 22.14 kg/mm², 22.04, 22.01, 21.96, 21.92, 21.87 kg/mm² である。

$2b_m/b$ の値は Wagner⁹⁾ によれば $\sqrt{\frac{\sigma_k}{\sigma_{cr}}} \approx 0.45$ 付近に peak をもち 0.6 付近で谷となり、Kármán は直線的に $\sqrt{\frac{\sigma_k}{\sigma_{cr}}}$ に比例し減少するとしており、Cox, Marguerre は 0.4 付近より大きいところで平坦に近く与えている。本実験では $\sqrt{\frac{\sigma_k}{\sigma_{cr}}} \approx 0.6$ ($L=1100\text{ mm}$), $\sqrt{\frac{\sigma_k}{\sigma_{cr}}} \approx 0.55$ ($L=500\text{ mm}$) および $\sqrt{\frac{\sigma_k}{\sigma_{cr}}} \approx 0.41$ ($L=250\text{ mm}$) であるので、簡単のため $\sqrt{\frac{\sigma_k}{\sigma_{cr}}} = 0.5$ を採用し、Cox, Kármán の $2b_m/b \approx 0.25$ とすれば、 $b_m=56.5\text{ mm}$ 従つて Kármán の式を使つていわゆる有効幅は $2b_m=113\text{ mm}$ となる。その他の公式の場合も 100~150 mm 程度である。

座屈したパネルは座屈後も σ_k を保つと仮定して実験結果から有効幅 b_0 に換算すると、 $b_0=51.5\text{ mm}$ となるので計算には一律に波の板側で $b_0=50\text{ mm}$ とし、支持辺側は全部有効として柱の断面積に算入した。

第4表 最高荷重計算値

試験片	計算値			
	柱の荷重	板の荷重		最高荷重 b_0
		弾性支持	単純支持	
L 250-4.5	54.3	18.9	17.0	73.2
500-4.5	53.3	16.2	12.5	69.5
1100-4.5	45.3	16.1	12.4	61.4
1700-4.5	44.9	—	16.4	61.3
500-3.2	49.6	—	5.3	54.9
1100-3.2	46.5	—	—	46.5
1700-3.2	30.9	—	—	30.9



第9図 最高荷重

第4表はこのようにして計算した最高荷重の計算値を示し、第9図にはそれらの値が点置されている。第4表から、この種の波板では波部の耐荷能力が大きいので、平板パネルの荷重に平行な辺を弾性支持にしてもあるいは簡単に周辺単純支持としても、その最高荷重の差は数%程度であり、設計式としては安全側にある周辺単純支持を採用するのが賢明であろう(第9図参照)。

1.4 結 論

以上を総括して次の結論を得る。

(1) 船舶壁用波板は、平板パネル部がまず弾性座屈し、しかる後有効幅を伴った波部が柱として塑性域で座屈して最高荷重に達することが明らかにされた。

(2) この際、平板パネル部を周辺単純支持の板として弾性座屈値 σ_k を計算し、Kármán の式の有効幅 (この場合 $b_m \approx 50 \text{ mm}$) を波部の両側にとつて、柱の Tangent modulus Load を計算し、それらを加算すれば、この種波板の最高荷重を極めて容易に評価し得ることが示された。

(3) 平板パネル部については、荷重に平行な辺を弾性支持とすれば、 Δ^2 -法により求めた実験値と理論値とは略々一致することが示された。

2 船舶壁用波板の剪断剛性

特殊な断面をもつ、この種船舶用波板の剪断剛性に関しては、白石⁶⁾の研究が最近発表されたが、それ以外に発表された論文の数は極めて少ない⁷⁾。本報告には、波板の剪断剛性を明らかにするため行なわれた剪断試験の実験およびその解析が述べられ、設計に対する指針が与えられている。

2.1 波板の引張弾性試験

波板の波と直角方向の引張剛性を求めるため第 10 図および第 11 図に示すごとく二枚背中合わせにした。試験片につき引張試験を行なった。その結果を第 5 表に示す。

第 12 図に示す波形が荷重 p によつて Δl_2 だけ変形したときには、

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} p \Delta l_2 &= \int_0^s dV \\ &= \frac{1}{2} \int_0^s \frac{M^2}{EI(1-\nu^2)} ds \\ &= \frac{p^2(1-\nu^2)}{2EI} \int_0^s z^2 ds \end{aligned} \quad (1)$$

であるから、

$$\Delta l_2 = \frac{12p(1-\nu^2)}{EBt^3} \int_0^s z^2 ds \quad (2)$$

$$\therefore E_y = \frac{p}{\Delta l_2 / l_2} \frac{1}{Bt} = \frac{ELt^2}{12(1-\nu^2) \int_0^s z^2 ds} \quad (3)$$

$$E_x = \frac{E}{1-\nu^2} \frac{S}{l_2} \quad (4)$$

本実験の場合には、(3)、(4) 式から、

$$E_x = \frac{E}{1-\nu^2} \frac{T+2R}{l_2} \quad (5)$$

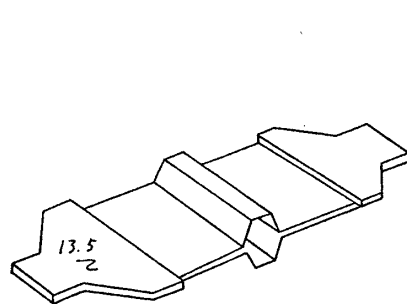
$$E_y = \frac{EL_2 t^2}{4(1-\nu^2) h^2 (2R+T)} \quad (6)$$

(5)、(6) から波板の $E_{y \text{ eff}}$ は次式で与えられる。

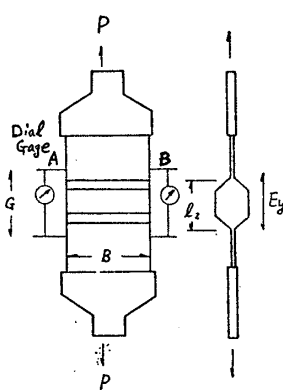
$$E_{y \text{ eff}} = \frac{l_1 + l_2}{l_1/E + l_2/E_y} \quad (7)$$

ただし、 l_1 = 平板部の幅 (第 16 図参照)。

第 6 表に実験値と計算値の比較があるが、略々一致している (実験結果の一例を第 13



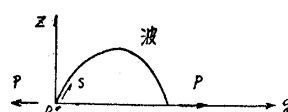
第 10 図 試験片



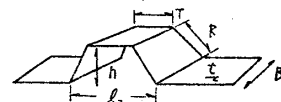
第 11 図 試験片

第 5 表 試験片寸法

試験片 No	No. 1	No. 2	No. 3
板 厚 mm	3.25	3.25	4.65
板 幅 mm	287	201	201
波の波長 (l_2)	75.0	73.0	57.9
T = 頂部(水平部) mm	33.0	33.0	31.8
R = 斜部(波の長さ) mm	l_2	39.5	36.9
試験片全長 mm	438	294	274



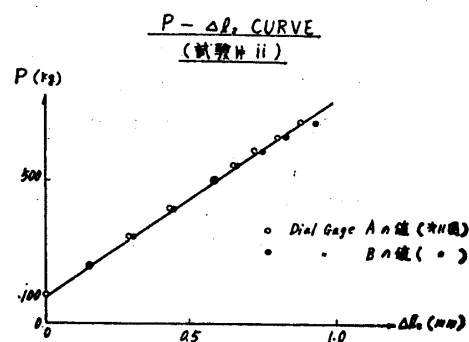
波に直角にy軸
波に平行にx軸
y 方面の伸び Δl_2

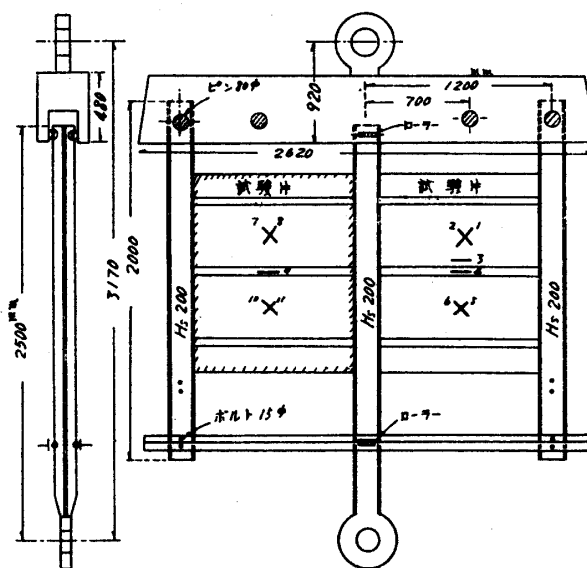


第 12 図 波板断面

第6表 引張剛性

	試験片	実験値 kg/mm^2	理論値 kg/mm^2	理論値/ 実験値 %
E			(2.1×10^4)	
E_x	$t=3.2$ No.1		3.64×10^4	
	$t=4.5$ No.3		4.31×10^4	
E_y	No.1	36.1	37.3	93.0
	No.2	38.4		
	No.3	49.5		


第13図 $p-\Delta l$ 曲線

第14図 Test set-up
(Photo)


装置略図

第15図 装置図

図に掲げてある)。

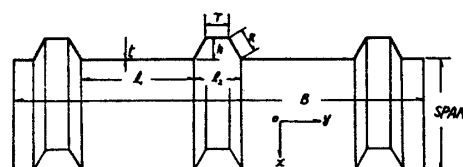
2.2 剪断試験

2.2.1 実験装置 (第14図および第15図) 第15図に示すとき装置を製作し、左右2ヶの試験片を対称に3本のH断面柱に溶接し、ピンを介して主梁に装着する。ピンは深さ1,000mmと500mmの二種の剪断試験片が装着できるよう穿孔されている。また中央の柱の上下端の枠組と揺動する部分にはローラを噛ませて摩擦を防いでいる。同図中に試験片に貼られた電気抵抗線歪計の位置が画かれている。

2.2.2 試験片および計測 剪断試験片の寸法を第16図に示す。歪の測定は板の両面から第15図に示す位置で行なわれた。一例を第17, 18 および 19 図に示す。これらの図で裏面の測定値には'をつけて区別している。第20図および第21図に剪断試験の撓み変形と荷重の関係を示した。

2.2.3 理論的考察 (1) 重ね梁理論による解析 波板に剪断力のかかる場合、波の部分では剪断剛性率が相当に低下するであろうことは想像される。そこで波の部分の剪断剛性率を G_w と考えて、平板部 (剪断剛性率 G) と波部との重ね梁と考えると問題を解くことができる。今簡単のため剪断力は矩形分布であると仮定する。

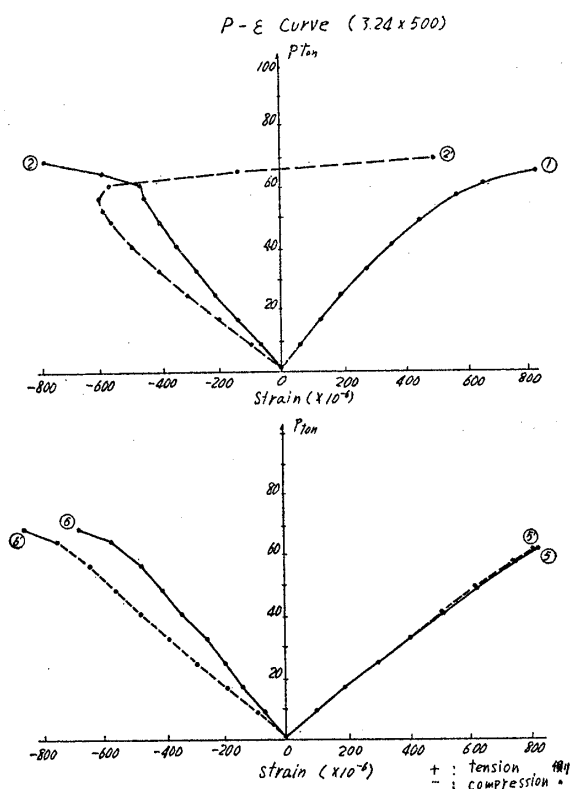
第22図のように座標をとると、平板部の微分方程式は、



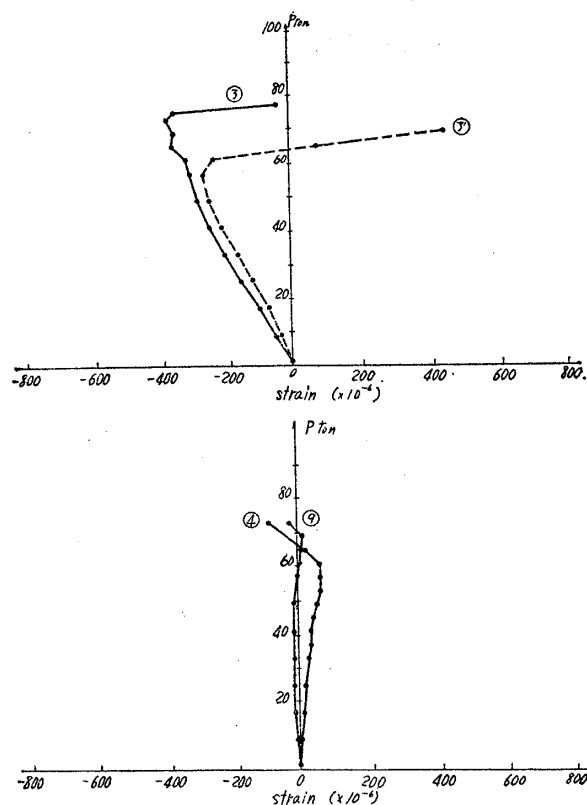
	3.2 mm	4.5 mm
t	3.2	4.5
E	285	285
E_s	76	60
T	35	32
R	38	37
B	1000	970
SPAN	500	1000

Specimens

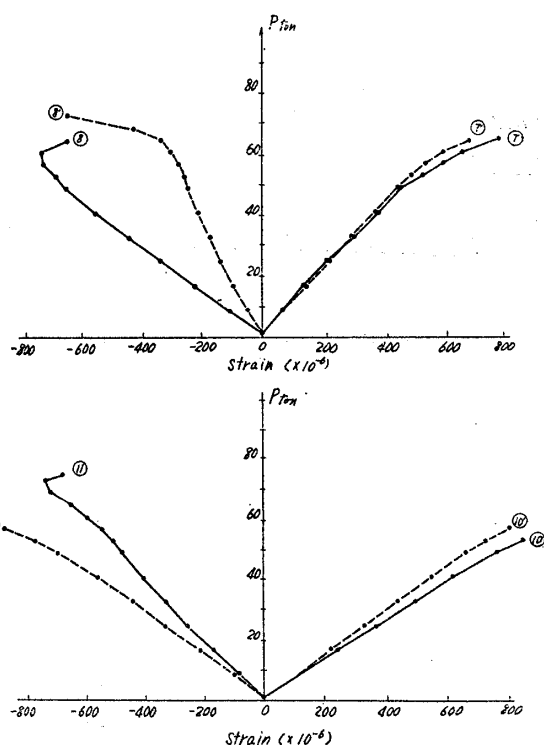
第16図 波板寸法



第 17 図 p-ε Curve



第 18 図 p-ε Curve



第 19 図 p-ε Curve

$$\frac{d^3y}{dx^3} - \frac{tl_1^2 G_w}{EI l_2} \frac{dy}{dx} = \frac{F'}{EI} \quad (8)$$

ここに,

I = 平板部の断面 2 次モーメント

F' = 平板部に働く剪断力

この解は,

$$y_{\text{end}} = -\frac{B}{A^{3/2}} \left\{ \frac{2(1 - \cosh L\sqrt{A})}{\sinh L\sqrt{A}} + L\sqrt{A} \right\} \quad (9)$$

ここに,

$$A = \frac{tl_1^2 G_w}{EI l_2}, \quad B = \frac{F'}{EI}$$

いまこの (9) 式が実験値と合うように実験に用いた波板の波部剪断剛性率を実験値から逆に求めてみると,

$$G_w = \frac{1}{4} G \quad (10)$$

となる。この値は次節で求められる波板全体としての剪断剛性率 G' から、板部と波部に分離して求めた G_w の値とも略々一致する ((10) 式の方が 3~5% 小さめである)。

したがって、(10) 式の値は妥当なものと考えられる。この値を (9) 式に入れ、剪断撓み

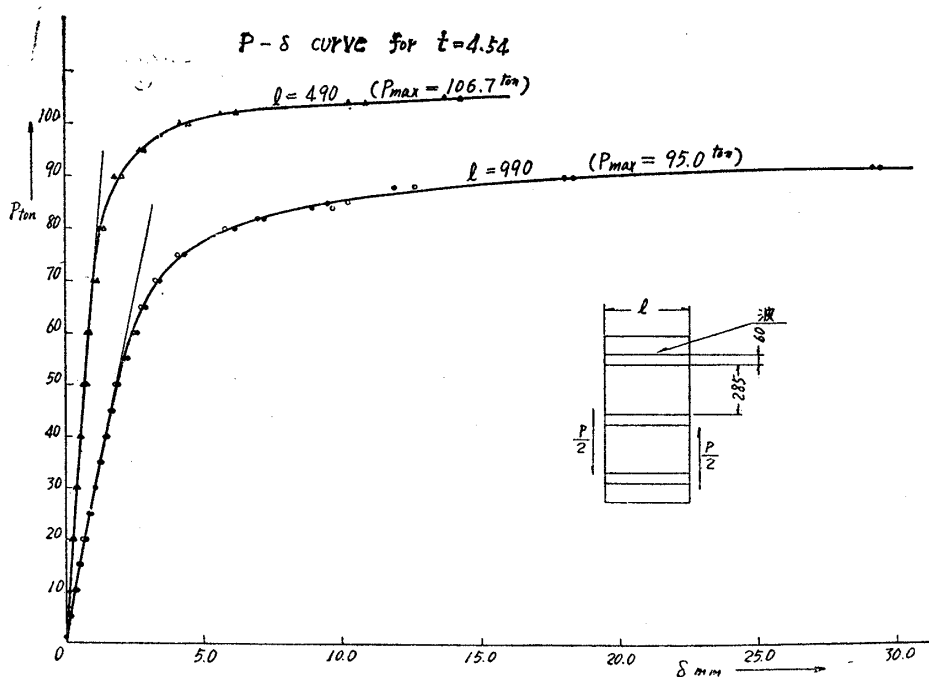
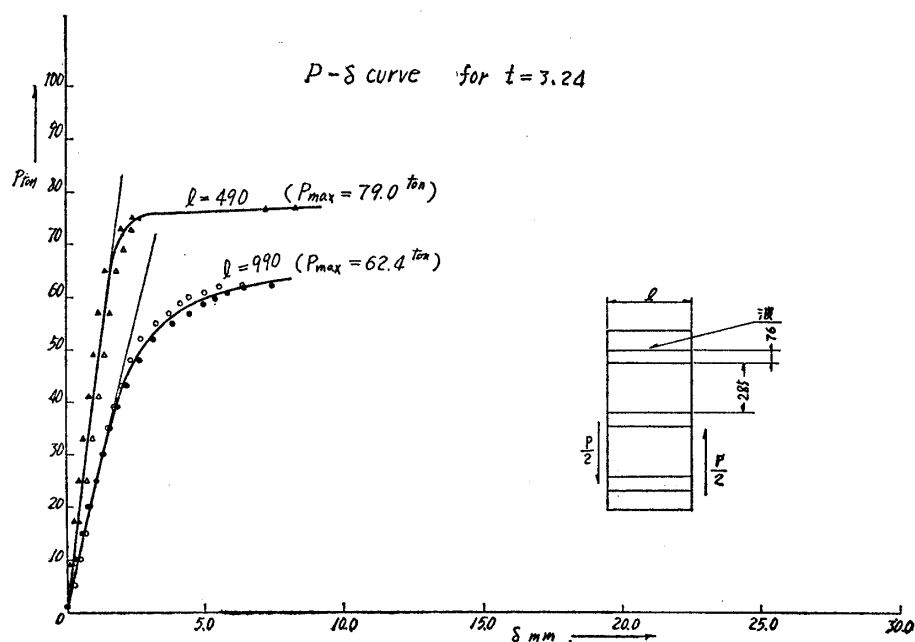
の修正を加えたものが第 23 図中の 2 本の実線である。

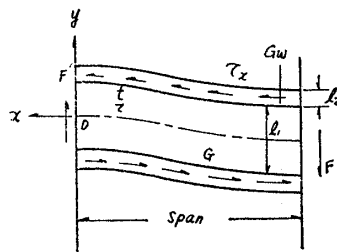
(2) 異方性梁としての解法

波板を見掛けの剪断剛性率 G' を有する異方性梁と見なして解くこともできる。前述の論文⁶⁾では、波板の各面素の間の釣合いを考へてこの問題を解かれていたが、第 24 図に示されるような波板 shell の捩り剛性の式から出発して解を求めることもできる⁷⁾。

この方法では、Bredt の式を利用する。Bredt によれば波板 shell の捩り剛性は、

$$R = \frac{F_0^2}{\oint \frac{ds}{Gt}} \quad (11)$$





第 22 図 Sandwich Beam

で与えられる, ここに F_0 は波板の包む閉断面面積, s は波に沿って測った座標である。この波形円筒と等しい捩り剛性を持つ等価円筒を考え, その半径を波板円筒の外接円の半径に等しくとれば,

$$B = Gt \frac{b}{b_w} \left(1 - \frac{2F_1}{br} \right)^2 \quad (12)$$

さて, b に対して r を十分大きくとれば, 平板状波板の剪断剛性は,

$$B = Gt \frac{b}{b_w} \quad (13)$$

したがって, 見掛けの剪断剛性率 G' は,

$$G' = G \frac{b}{b_w} \quad (14)$$

ここに, G = 平板の剪断剛性率, b = 波長, b_w = 波に沿って測った一波長の長さである。ここで注意すべきは G' は波形そのものには無関係であることである。

この結果は, 前記論文⁶⁾の結果とも一致している。

第 23 図中にこの異方性梁の計算結果も破線で示されている。

第 23 図から上記いずれの計算法によつても, 計算値と実験値とは略々満足すべき程度に一致している。

2.3 結 論

以上, 船舶壁用波板の剪断剛性実験の結果について述べてきたが, 実験数が比較的少ないうらみはあるが, 本実験に使用された波板およびそれらと類似な板厚と断面を持つ波板に関しては以下のことが明らかとなり, 設計の基礎資料として使用できる。

- (1) 波部の引張剛性および波板全体としての $E_{y \text{ eff}}$ が求められ, E_x , E_y の計算式が与えられた。
- (2) 波板の全体としての剪断剛性率 G' は,

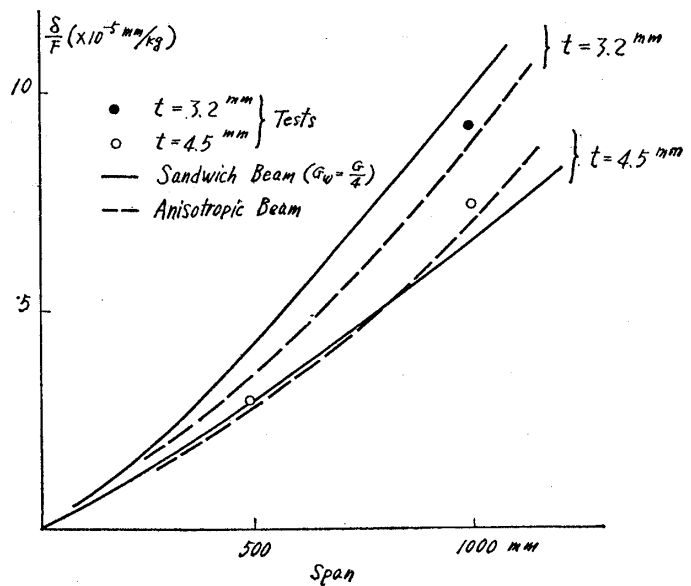
$$G' = \frac{\text{一波長の長さ (} b \text{)}}{\text{一波長に沿って測った長さ (} b_w \text{)}} \cdot G$$

で与えられる。

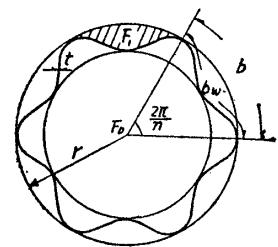
- (3) 前項 (2) の G' を有し, 前項 (1) の引張剛性率をもつ異方性梁として波板を取り扱えばよいことが示された。

- (4) この種の断面寸法をもつ波板の剪断荷重による撓みは, 波部の剪断性率 G_w を $G_w = \frac{1}{4} G$ として, 平板部と波部の重ね梁として取扱うこともできる。この値は断面の形が変われば当然変化すべきであり, また前項の G' から直接計算することもできる。

最後に, 本研究は八幡製鉄建設用鋼材研究委員会の研究の一部として行なわれたもので, 種々ご討論ご援助をいただいた吉識委員長はじめ委員の方々に深く感謝致します。なお本研究は, 緒方源信, 藤谷堯, 篠原十士夫,



第 23 図 Experimental Results



第 24 図 Corrugated shell

三和英一の諸氏に負うところが大きく、また航空技術研究所川井忠彦氏には実験の一部実施にあたり非常に便宜を計つていただいたことを付記して心から感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 吉識雅夫, 藤田 譲, “圧縮力をうける波板の最高荷重について”, 造船協会論文集第106号 (1960)
 - 2) G. Haaijer, “Plate Buckling in the Strain-Hardning Range”, Proc. A. S. C. E. No. 1212 (April 1957)
 - 3) 長柱研究委員会, “弾性安定要覧”, コロナ社刊
 - 4) 山名正夫, “On the Elastic Stability of Aeroplane Structures”, 東京帝国大学工学部紀要 Vol. $\times\times$, No. 8 (1933)
 - 5) 林毅, “直交異方性板の弾性係数と剛性について”, 日本航空学会誌, Vol. 8, No. 79 (1941)
 - 6) 白石隆義, “コルゲートプレートの剪断剛性”, 造船協会論文集第115号 (1964)
 - 7) 国安常雄, “ライトコルゲートパネルを使用した上部甲板室について”, 造船協会論文集第110号 (1961)
-