

Volume 4

Number 2

造船研究

昭和37年7月

社団法人 日本造船研究協会

The Shipbuilding Research Association of Japan

目 次

研 究 部 会

第46研究部会

「高張力鋼の高速船舶体構造への応用に関する研究」

調査小委員会報告 1

海外文献リスト

(昭和37年4月～昭和37年6月) 36

行 事 表 36

研究部会

第46研究部会

「高張力鋼の高速船船体構造への応用に関する研究」

調査小委員会報告

委員名簿 (アイウエオ順)

第46研究部会主査 調査小委員会 委員長	委員名	所属	委員長	委員名	所属
吉 識 雅 夫	(東京大学)	長 沢 準	(運輸技術研究所)		
秋 田 好 雄	(石川島播磨重工業株式会社)	中 西 三 郎	(石川島播磨重工業株式会社)		
藤 井 登 喜 男	(石川島播磨重工業株式会社)	西 牧 興	(日立造船株式会社)		
安 藤 文 隆	(運輸技術研究所)	能 登 隆 一	(三菱日本重工業株式会社)		
井 上 肇	(運輸技術研究所)	服 部 堅 一	(浦賀船渠株式会社)		
岩 崎 三 郎	(日立造船株式会社)	藤 田 謙	(東京大学)		
大 野 榎	((社)日本造船研究協会)	堀 浩 一	(三菱造船株式会社)		
楠 田 忠 雄	(三菱造船株式会社)	榊 田 吉 郎	(日本海事協会)		
栗 田 省 吾	(日本鋼管株式会社)	三 木 三 省	(川崎重工業株式会社)		
郷 田 国 夫	(運輸技術研究所)	南 義 夫	(横浜国立大学)		
河 野 卓	(株式会社藤永田造船所)	山 口 勇 男	(日本海事協会)		
田 中 秀 雄	(新三菱重工業株式会社)	山 本 善 之	(東京大学)		
手 塚 敦	(日本鋼管株式会社)				

目 次

1 横荷重をうける防撓板……………(2)	6 腐食……………(20)
2 防撓板の挫屈……………(5)	7 工作法……………(25)
3 船体の静的撓み……………(10)	8 許容応力……………(25)
4 ホイッピング……………(13)	[付録]
5 疲 勞……………(15)	国産溶接性高張力鋼規格値一覧表……………(32)

緒 言

昭和35年に発足した日本造船研究協会第46研究部会「高張力鋼の高速船船体構造への応用に関する研究」は第1年度に於て「倉口隅部の応力集中部に高張力鋼を使用した場合に関する研究」外6項目の実験研究¹⁾と「高張力鋼を使用した設計法」の研究²⁾を実施し、その成果は既に発表された通りである。

併し乍らこの設計法の研究の審議を通じて、現実高張力鋼を船体構造に使用する場合尚検討すべき問題が多々あることが痛感された。これらの問題を整理し、夫々を更に深く調査検討し、併せて今後の研究の指針を求める目的をもって、第2年度に於ては実験研究を継続実施する一方、新たに本調査小委員会を設立する事となった。

この趣旨に基き問題を

1. 横荷重をうける防撓板
2. 防撓板の挫屈
3. 船体の静的撓み

1) 日本造船研究協会; 昭和35年度実施研究成果概要, 昭和36年11月, p.15~p.46

2) 日本造船研究協会; 造船研究, Vol. 3, No. 2

4. ホイッピング
5. 疲労
6. 腐食
7. 工作法
8. 許容応力

の8項目に整理し、爾後一年間に亘って検討を行い、その結果を本報告書に取纏めた。

本調査の結果、なお今後検討すべき諸点が明らかになったが、この中疲労に関しては第46研究部会の37年度の研究課題として採り上げることとなった。

1. 横荷重をうける防撓板

(最小コスト設計に対する考察)

1.1 目的

防撓材によって縦横に補強された防撓板に板面に垂直な荷重のみが加った場合の塑性設計法による最小コスト設計法を検討したもので、コストとしては材料のみでなく、溶接等による加工費を含めて検討したものである。

1.2 概要

荷重としては、板の面に垂直な一様分布荷重を考え防撓板の強度としてはこの荷重によりまず防撓材に囲まれるパネルの崩壊荷重を基準として設計する。ついで防撓材の設計は防撓材自身にパネルを有効巾として含めて考え、すなわち、防撓板を格子構造として考えた格子梁の崩壊荷重を基準として、外力に対して設計するものとする。ただし、防撓材は縦横の方向に等間隔で、同じ寸法、形状のものを設け、板の有効巾は防撓材の間隔の全巾をとる。格子梁の崩壊荷重を考える場合、板に働く分布荷重は格子梁の交点に等分されて集中して働くものと仮定する。

つぎに製作費としては、このように設計された板と防撓材の組立、溶接による加工費を考えて、材料費と合せ計算したものである。

1.3 防撓板の設計法

(1) パネルの板厚

防撓板としては簡単な場合を考えて正方形板とし、防撓材も前に述べたように縦横に等間隔で同寸法、同形状のものとして考える。

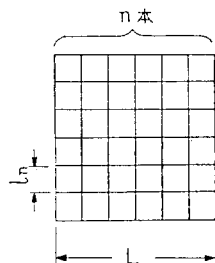
この場合、パネルの崩壊荷重としては

$$\frac{\rho l_n^2}{6M_0} = k \quad \dots\dots(1.1)$$

が用いられる。

ここで

- ρ : 分布荷重
- l_n : パネルの長さ
- M_0 : 板の全塑性モーメント
- k : 定数



1.1 図

n : 防撓材の本数

また σ_y : 材料の降伏応力

t_{pn} : 防撓材が n 本入った場合の板厚

とすれば

$$M_0 = \frac{\sigma_y}{4} t_{pn}^2 \quad \dots\dots(1.2)$$

したがって (1.1) と (1.2) から

$$t_{pn} = \sqrt{\frac{2\rho}{3k\sigma_y}} \cdot l_n \quad \dots\dots(1.3)$$

をうる。

安全率を S とすると、設計される板厚は

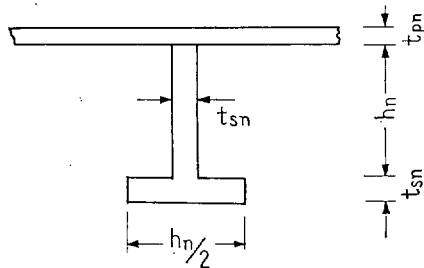
$$t_{pn} = \sqrt{\frac{2S\rho}{3k\sigma_y}} \cdot l_n \quad \dots\dots(1.4)$$

あるいは一般に

$$t_{pn} = \sqrt{\frac{2S\rho}{3k\sigma_y}} \cdot \frac{L}{n+1} \quad \dots\dots(1.4')$$

(2) 防撓材の設計

防撓材としては、パネルの全巾を有効巾として考え、防撓材の形状は 1.2 図のようなものを仮定する。



1.2 図

この防撓材の塑性中立軸としては、ここで考えるような設計法の場合にはだいたいの板の内部にある。

この防撓材の塑性モーメント M_{pn} は

$$M_{pn} = \frac{\sigma_y}{16} \left\{ (16 - 9 \frac{t_{sn}}{l_n}) t_{sn} \cdot h_n^2 + 4 (t_{sn} + 3t_{pn}) t_{sn} \cdot h_n + 4l_n \cdot t_{pn}^2 \right\} \quad \dots\dots(1.5)$$

ここで梁の交点に一樣に集中荷重をうける格子構造の梁に対する Heyman の計算した崩壊荷重に対する式を用いると M_{pn} は一般に

$$M_{pn} = \frac{1}{\lambda} \cdot P \cdot L \quad \dots\dots(1.6)$$

P は防撓板に加わる全荷重

λ の値は、次のごとくである。¹⁾

n	1	2	3	4	5	6	9
λ	16	48	83.16	119	158	201	342

安全率 S' を用いると、設計する防撓材の M_{pn} は

$$M_{pn} = \frac{S'}{\lambda} PL \quad \dots\dots(1.7)$$

したがって (1.7) を用いれば (1.5) から防撓材寸法は h_n か t_{sn} の一方を与えることによって決定出来ることになる。

1.4 防撓板のコスト

(1) 材料費

(1.4) 式から防撓板のパネルの板厚が決定され (1.5) (1.7) から防撓材寸法が決定されると、防撓板の重量 W_{1n} は次式で与えられる。

$$W_{1n} = L \left\{ \frac{2}{n+1} L t_{p1} + 3n \cdot h_n \cdot t_{s1} \right\} \rho \quad \dots\dots(1.8)$$

ここで ρ は材料の比重である。

材料の単価を C_1 とすれば、材料費は

$$C_1 W_1 \quad \dots\dots(1.9)$$

(2) 加工費

防撓材自身および防撓材と板との溶接による加工費をわけて考え、溶接材料費と溶接による人件費および溶接加工に附滞する人件費とすると、加工費は溶接の単位長さについて

$$C_2 W_2 + (C_3 + C_4) W_3 \quad \dots\dots(1.10)$$

となる。

ここで C_2 : 溶接材料の単価 (円/ton)
 W_2 : 溶接材料の単位長さ重量 (ton/m)
 C_3 : 溶接に要する人件費の単価 (円/hr)
 W_3 : 溶接単位長さの溶接時間 (hr/m)
 C_4 : 溶接加工に附帯する人件費の単価 (現図、マーキング、カッティング、配材、歪取等に要する人件費) (円/hr)

したがって溶接加工によるコストは

$$4n(2L + nh_n) (C_2 W_2 + (C_3 + C_4) W_3) \quad \dots\dots(1.11)$$

となる。

さらに材料費を加えれば、全コスト C は

$$C = C_1 W_1 + 4n(2L + nh_n) (C_2 W_2 + C_3 W_3 + C_4 W_3) \quad \dots\dots(1.12)$$

1.5 計算例

(1.12) 式を用いて防撓板のコスト C を計算した例を 1.3 図に示す。

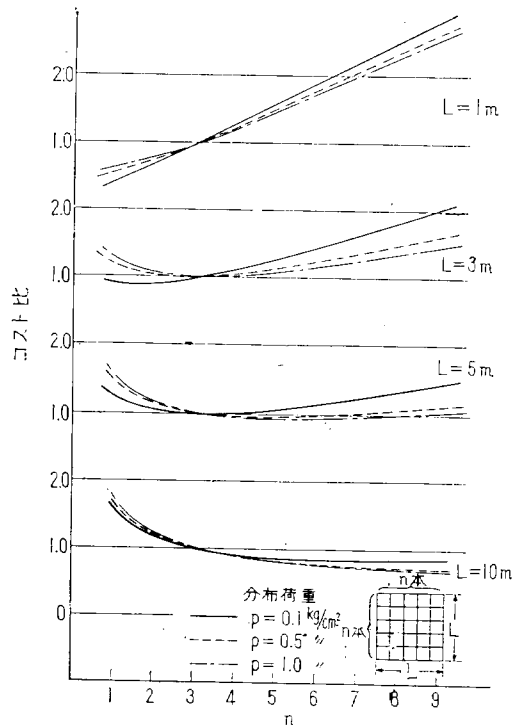
ただし $C_1, C_2, C_3, C_4, W_2, W_3, S, S', \sigma_y$ および t_{s1} はそれぞれ次の値の場合である。

- C_1 $\begin{cases} = 50,000 \text{ 円/ton} & (\text{M. S. } \sigma_y = 28 \text{ kg/mm}^2) \\ = 65,000 \text{ 円/ton} & (\text{H. T. } \sigma_y = 33 \text{ kg/mm}^2) \end{cases}$
- $C_2 = 100 \text{ 円/ton}$
- $C_3 = 500 \text{ 円/hr}$
- $C_4 = 500 \text{ 円/hr}$
- $W_2 = 0.6 \text{ ton/m}$
- $W_3 = 1/3 \text{ hr/m}$

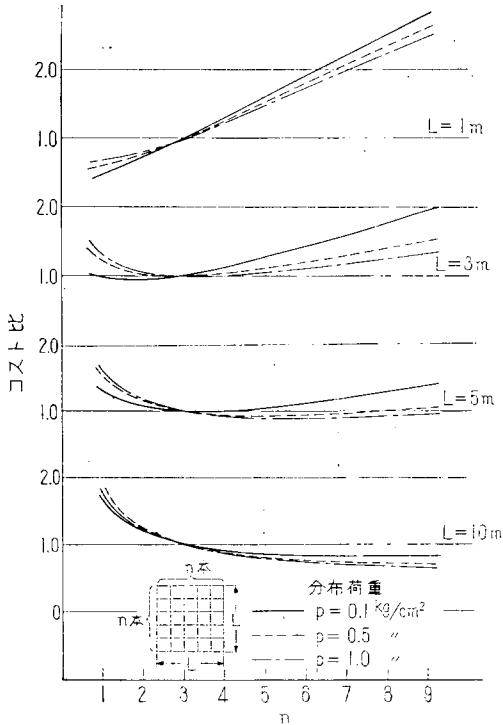
および

$$S = 1.5 \quad k = 0.96$$

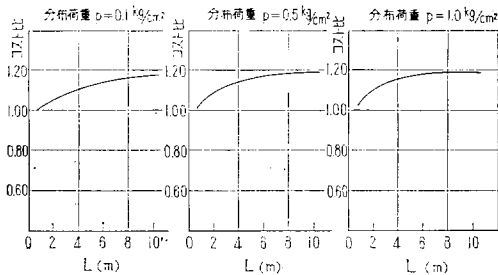
$$S' = 3.0$$



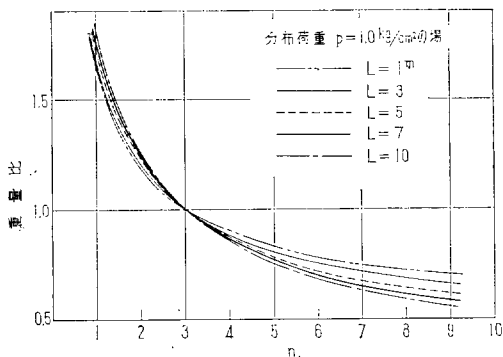
1.3 a 図 軟鋼を用いた場合の本数 n とコストとの関係 ($n=3$ を基準とする)



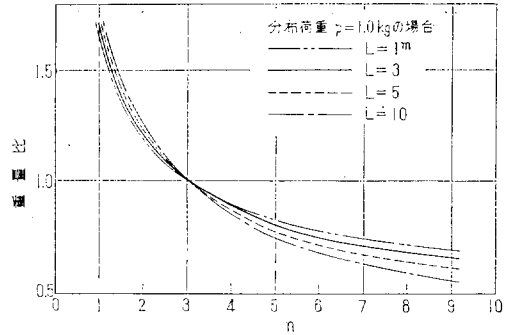
1.3b 図 ハイテンを用いた場合の n とコストとの関係 ($n=3$ を基準とする)



1.3c 図 ハイテンと軟鋼の場合のコストの比較 (軟鋼を基準とする) ($n=3$ の場合)



1.3d 図 軟鋼の場合の n と重量との関係 ($n=3$ を基準とする)



1.3e 図 ハイテンの場合の n と重量との関係 ($n=3$ を基準とする)

$$\begin{aligned} \sigma_y &= 28 \text{ kg/mm}^2 \text{ (軟鋼)} \\ \sigma_y &= 33 \text{ kg/mm}^2 \text{ (ハイテン)} \\ t_{s1} &= 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

1.6 結 論

防撓板の板をその崩壊荷重に対して安全率を考慮して設計し、防撓板については板を有効巾として有する梁の格子構造としてその崩壊荷重に安全率を考慮して設計する方法により、ハイテンを用いた場合と軟鋼を用いた場合のコストあるいは重量を求めた結果からつぎのことがいえる。

- (i) 防撓板の重量は梁の本数を多くした方が軽減される傾向になる。
- (ii) 防撓板のコストはある程度その大きさが大きくなれば重量の軽減の影響が溶接等の加工費の増加による影響より大きくなって、全コストが減少する傾向になる。
- (iii) ハイテンを用いた場合と軟鋼を用いた場合の防撓板の重量の比較は σ_y を基準として設計したこの方法によると防撓板の板厚及び防撓板の深さは近似的に $1/\sqrt{\sigma_y}$ に比例するので、全重量も近似的に $1/\sqrt{\sigma_y}$ に比例する。
- (iv) ハイテンを用いた場合のコストを軟鋼を用いた場合と比較すると、材料の重量軽減による影響と材料の単価の上昇による影響とが相殺して、若干ハイテンの場合の方がコストが高くなる。

最後に今後における問題点について考えられることをあげてみると、ここで求めてきた結果は防撓板の形状としてごく簡単な場合をとりまた周辺条件も四周支持の場合についてのみ検討したものであって、きわめて基礎的な性質を明らかにしたものであり、今後さらに実際の船体構造での防撓板について検討し、とくに防撓材の形状の影響を考慮して最小経済設計を検討する必要があると思われる。

さらに進んで、防撓板の初期撓みの影響、挫屈、残留応力等の影響まで考慮し、経済設計法としては重量、加工費のみでなく、構造物の維持費まで含みて検討することが最終的な目的となるであろう。

(長沢 準)

参考文献

- 1) Jacques Heyman; The Limit Design of a Transversely Loaded Square Grid, J. of App. Mech. Vol. 19, No. 2, June, 1952

2. 防撓板の挫屈

2.1 高張力鋼の挫屈強度

船体の縦曲げモーメントに対する許容応力の決定の基礎として、材料の引張強さ、降伏点、疲労限等の他に挫屈強度が考えられているが、その中のいづれであるかは現在までの所、余り明らかにされていない。

高張力鋼を船体の縦強度部材に用いた場合、当然、軟鋼の場合に比べて薄い構造となり、挫屈強度がこの許容応力の決定の一つの重要な因子になるであろうと想像される。

したがって高張力鋼を縦強度部材に使用する場合は、それら縦通部材の挫屈を検討する必要があり、またかぎられた断面積内で最大の挫屈強さをもつような設計を考えてゆく必要がでてくるものと思われる。

縦強度部材の挫屈としては、

- (i) 防撓材間のパネルの挫屈
 - (ii) 横および縦のガーダーあるいは隔壁で囲まれた防撓板の挫屈
 - (iii) 横および縦のガーダーの格子構造としての挫屈
 - (iv) ウェブあるいはフランジの局部挫屈
- が考えられる。

一般にこれら各部材は塑性挫屈を生ずるような寸法比になっており、また塑性挫屈するように設計をするのが重量軽減上有利であることも、すでに知られている。¹²⁾

塑性挫屈については、一般的な理論が確立されており柱、板、いづれの場合にも、切線係数応力

$$\sigma_t = \frac{E_t(\sigma_t)}{E} \sigma_E \quad \dots\dots(2.1)$$

ただし σ_E : 弾性挫屈応力
 E_t : 切線係数

でその安定下限が与えられることが明らかにされている。¹³⁾

応力-歪関係が殆んど同じ傾向を示す軟鋼と高張力鋼では、本質的な差異はないと考えて良く、したがって軟鋼に対する式をそのまま高張力鋼に拡張して使用するこ

とができる。

これは最高荷重(圧壊荷重)についても同様である。

昭和30年に船舶設計協会内に設けられた挫屈委員会では、SM 52W, SM 41W の2種類の材料について、平板、縦防撓材が1本入った防撓板、および縦横に防撓材を入れた防撓板を周辺支持の条件で実験を行っており、これらのことが認められている。⁴⁾⁵⁾

パネルの最高荷重に対して、挫屈委員会は、Kármánの公式を修正した実験公式

$$\begin{aligned} \sigma_u &= 0.8 \sqrt{\sigma_E \sigma_y} & \sigma_E < \sigma_y & \quad a/b \geq 21 \quad \dots(2.2) \\ &= 0.8 \sigma_y & \sigma_E \geq \sigma_y & \quad a/b \geq 21 \end{aligned}$$

ただし σ_u : 最大応力
 σ_E : 弾性挫屈応力
 σ_y : 降伏点
 a/b : 辺長比

を与えているが、これをもとにして、次のような船底外板の挫屈強度に対する N.K. 試案がだされている。⁷⁾

(2.2) の σ_E として辺長比 3 以上の周辺支持の平板の挫屈応力

$$\sigma_E = \frac{E\pi^2}{3(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 \quad \dots\dots(2.3)$$

をとり、60K ハイテンに対して下記の数値をとると

$$\begin{aligned} E &= 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \\ \nu &= 0.3 \\ \sigma_y &= 46 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

(2.2) より

$$(\sigma_u)_{60HT} = 475\pi \left(\frac{t}{b}\right) \quad \dots\dots(2.4)$$

腐食予備厚および水圧の影響を含めて最大応力に対する安全率を 1.5 にとり、縦曲げに対する最大許容応力を 22kg/mm² とすると(軟鋼の場合の縦曲げに対する最大許容応力を 15 kg/mm² とし、これを材料の引張強さの比であげた値が許容されたとした場合、すなわち、15 × 60/40 = 22) 外板の板厚は下式で与えられる。

$$\left(\frac{t}{s}\right)_{60HT} \geq \frac{n}{45.2} \quad \dots\dots(2.5)$$

ただし $n = \frac{y_B}{y}$
 y_B : 中立軸より船底外板までの距り
 y : 中立軸より船底外板あるいは上甲板までのうち大なる方
 s : 縦肋骨の心距 (mm)
 t : 外板の板厚 (mm)

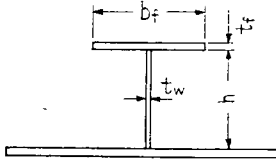
ガーダーあるいは防撓材のウェブまたはフランジの圧縮板としての局部挫屈に対しては、現在程度の寸法比をとっている場合まず問題無いと考えてよさそうである。かなりの塑性変形をうけても局部挫屈を生じない。ウェブ

ブ,あるいはフランジの寸法として歪硬化領域の下限での
の挫屈強度をとり,

$$\left(\frac{b_f}{t_f}\right) \leq 17 \quad \dots\dots(2.6)$$

$$\left(\frac{h}{t_w}\right) \leq 34 \quad \dots\dots(2.7)$$

ただし



2.1 図

なる値から ASTM A-7 (軟鋼) に対して求められているが, 60 K ハイテン ($\sigma_y = 46 \text{ kg/mm}^2$) についてこれに対応する値を求めると

$$\left(\frac{b_f}{t_f}\right)_{60\text{HT}} \leq 12 \quad \dots\dots(2.8)$$

$$\left(\frac{h}{t_w}\right)_{60\text{HT}} \leq 24 \quad \dots\dots(2.9)$$

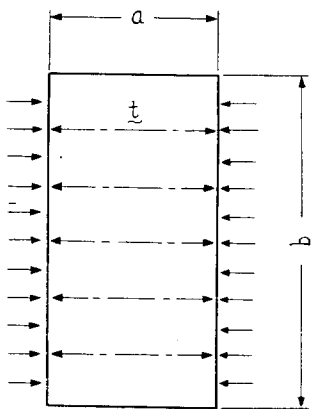
となる。

2.2 防撓板の挫屈に対する最小コスト設計

高張力鋼の防撓板を設計する場合, 最も能率の良い板と防撓材のバランス, 防撓材の間隔等これまでの経験より若干変ってくるものと予想されるので, これについて挫屈を対象とした最小コスト設計の見地から概略の検討を行った。

(1) r_{\min} の防撓材を有する防撓板の挫屈応力

2.2 図のように等間隔に縦防撓材が n 本入った周辺支持の防撓板に対して防撓材と板が同時に挫屈する場合を考える(さきに防撓材間のパネルが挫屈し, しかるのち有効防撓材の挫屈によって防撓板全体が挫屈するような設計もあり, この方が板を薄くできる点軽くなる可能性もあるが, ここでは一応この仮定にしたがって検討を



2.2 図

おこなった)。

防撓材間の板の挫屈応力は次式で与えられる。

$$f_p = k_p \frac{E_t(f_p)}{E} \sigma_0 \quad \dots\dots(2.10)$$

ただし f_p : パネルの挫屈応力

$$k_p \doteq 4(n+1)^2 \quad \dots\dots(2.11)$$

$$\sigma_0 = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 \quad \dots\dots(2.12)$$

防撓板の全体挫屈を生ずる場合

$$f_{sp} = k_{sp} \frac{E_t(f_{sp})}{E} \sigma_0 \quad \dots\dots(2.13)$$

ただし f_{sp} : 防撓板の挫屈応力

$$k_{sp} \doteq \frac{(1+\beta^2)^2 + 2\gamma \sum_{i=1}^n \frac{\sin^2 i\pi}{n+1}}{\beta^2 \left[1 + 2\delta \sum_{i=1}^n \frac{\sin^2 i\pi}{n+1}\right]}$$

$$= \frac{(1+\beta^2)^2 + (n+1)\gamma}{\beta^2 [1 + (n+1)\delta]} \quad \dots\dots(2.14)$$

$$\beta = a/b$$

$$\delta = \frac{A_s}{bt} \quad \dots\dots(2.15)$$

A_s : 防撓材の断面積

$$\gamma = \frac{EI}{Db} \quad \dots\dots(2.16)$$

$$D = \frac{E^3}{12(1-\nu^2)} \text{ : 板の曲げ剛性}$$

EI : 板付防撓材の曲げ剛性

板と防撓材が同じ材料であれば, これらが同時に挫屈する条件は $f_p = f_{sp}$ より $k_p = k_{sp}$, すなわち

$$4(n+1)^2 = \frac{(1+\beta^2)^2 + (n+1)\gamma_{\min}}{\beta^2 [1 + (n+1)\delta]} \quad \dots\dots(2.17)$$

より弾性挫屈および塑性挫屈に対する r_{\min} の概略の値が得られる。

防撓材が r_{\min} の剛性を持っておれば防撓板の挫屈応力は次式で与えられる。

$$f = \frac{(n+1)\pi^2 E_t}{3(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 \quad \dots\dots(2.18)$$

ここでは (2.18) が Johnson の公式を準用した 2.3 図のように与えられているものと仮定する。

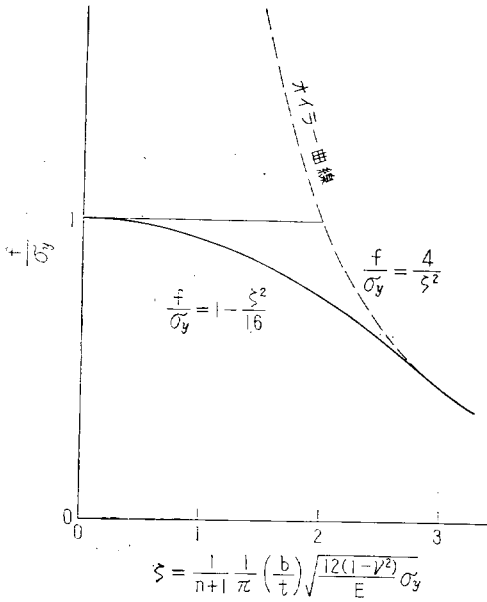
(2) 板付形鋼の曲げ剛性

板付形鋼の曲げ剛性として板上面に中立軸をとった形鋼のみの曲げ剛性で代用できるものとする

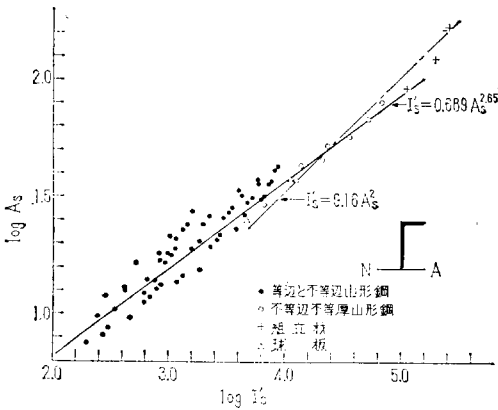
$$\gamma = \frac{EI'_s}{Db} = 12(1-\nu^2) \left(\frac{I'_s}{A_s^2}\right) \left(\frac{b}{t}\right)^2 \quad \dots\dots(2.19)$$

ただし I'_s : 板上面に中立軸をとったときの形鋼の断面 2 次モーメント

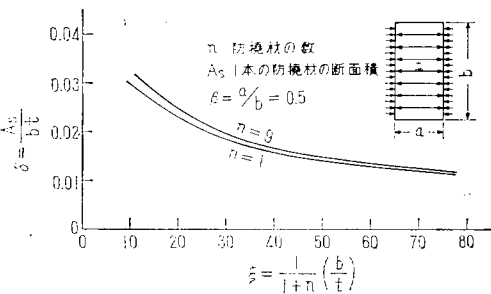
造船用形鋼について I'_s と A_s の関係を求めてみると



2.3 図 板の撓屈応力 f



2.4 図 造船用形鋼の断面性能



2.5 図 γ_{min} を与える防撓材の断面積

2.4 図のようになり一般には

$$I_s' = 0.689 A_s^{2.65} \quad \dots\dots(2.20)$$

と表わすことができるが、大型形鋼あるいは組立材を対象として考えると

$$I_s' = 9.16 A_s^2 \quad \dots\dots(2.21)$$

と表わしてよい。したがってこの様な場合には

$$\gamma = 100 \left(\frac{b}{t} \right)^2 \delta^2 \quad \dots\dots(2.22)$$

となる。

パネルの寸法 ($\beta = a/b, b/t$) と防撓材の数 n がきまれば、(2.17) と (2.22) より γ_{min} を与える防撓材がきまる。 $\beta=0.5$ の場合、これらの関係は 2.5 図のようになる。

(3) 最小重量設計

防撓材の支え得る最大荷重は

$$P_m = A f$$

ただし $A = bt(1+n\delta)$: 防撓板の全断面積

また単位長さ当りの重量は、

$$W \propto A$$

したがって単位強さ当りの重量を次の形で表わすことができる。

$$\frac{W}{P_m} = w \propto \frac{A}{P_m} = \frac{1}{f} \quad \dots\dots(2.23)$$

さらに強度と重量の関係を求めるためには、荷重を受けもち、伝達する領域を規定する必要があるので、ここでは P/b^2 なる値を Shanley¹⁾ にしたがって構造指数 (Structural Index) とよび、強度の基準にとる。

$$S = \frac{P_m}{b^2} = f \left(\frac{t}{b} \right) (1+n\delta) \quad (\text{kg/cm}^2) \quad \dots\dots(2.24)$$

ただし S : 構造指数

塑性撓屈を対象とし、 $\beta=0.5$ の場合について、防撓材が γ_{min} をもつような最小重量設計を行ったときの、単位強さ当りの重量と S の関係を (2.17) (2.18) (2.22) (2.23) および (2.24) から求めると 2.6 図のようになる。

これより次のようなことがわかる。

- (i) 撓屈応力を高くする程軽くできる。
- (ii) 撓屈応力を高くするには、 S を大きくとるか (縦ガーダー間隔 b を小さくする)、防撓材の数を増せばよい。
- (iii) 防撓材の数は、ある程度以上増しても重量は余り軽くならず、工数のみ増えるおそれがある。
- (iv) 60K ハイテンの場合軟鋼に対して S が大きくなる様に (辺長比 $\beta=0.5$ の時 2 倍程度)、縦ガーダー間隔 b の値を選ぶ必要がある。

(4) 最小コスト設計

コストは重量および工数とともに増加する。したがって、ここでは単位強さ当りのコストが次のような単純な

式で表わされるものとして計算する。

$$C = \alpha_1 w + \alpha_2 n \quad \dots\dots(2.25)$$

ただし C: 単位強さ当りのコスト

w: 単位強さ当りの重量 (n と S の函数)

n: 防撓材の数

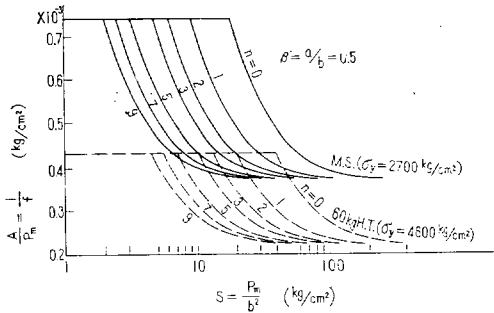
α_1, α_2 : 常数

コストを最小にする n の値は $\frac{\partial C}{\partial n} = 0$ すなわち

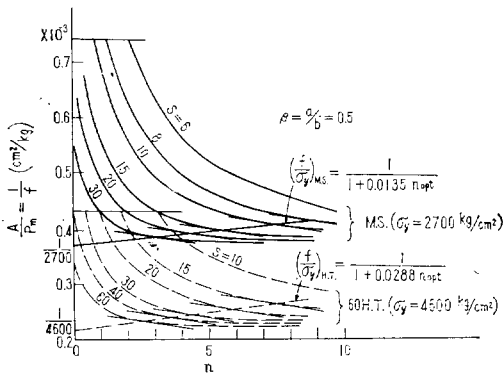
$$\frac{\partial w}{\partial n} = -\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \text{常数} \quad \dots\dots(2.26)$$

より求まる。

2.6 図よりの値を一定にして重量と防撓材の数 n の関係を求めると 2.7 図の様になる。



2.6 図 各防撓材数 n に対する最小重量曲線 (塑性撓屈の範囲)



2.7 図 S をパラメタとしたときの n と重量の関係および最小コストを与える n_{opt}

2.7 図の軟鋼の $S=30$ の曲線で、 $n=3$ 程度までは重量が急激に減少するが、それ以上 n を増しても殆んど重量は減少せず、あとは工数のみ増加する。

いま

$$\frac{\partial w}{\partial n} \propto \frac{\partial \left(\frac{A}{P} \right)}{\partial n} = -0.0075$$

とすると、 $S=30$ で $n=3$ が最も経済的な設計となり、他の S の値に対応する曲線に、これと同じ勾配をもつ接線を引けば、この接点が最適の防撓材数 n_{opt} を与え

ることになる。

これらの接点は次の直線式で表わされる。

$$\left(\frac{f}{\sigma_y} \right)_{MS} = \frac{1}{1 + 0.0135 n_{opt}} \quad \dots\dots(2.27)$$

60K ハイテンに対しても同じ勾配が適用できると仮定すると

$$\left(\frac{f}{\sigma_y} \right)_{60HT} = \frac{1}{1 + 0.0288 n_{opt}} \quad \dots\dots(2.28)$$

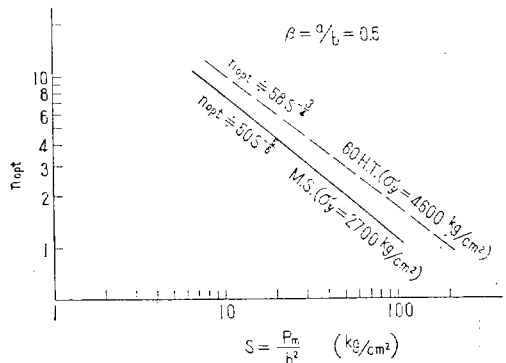
となる。上式を S と n_{opt} の関係に直すと 2.8 図あるいは下式のように表わすことができる。

$$(n_{opt})_{MS} = 50 S^{\frac{5}{6}} \quad \dots\dots(2.29)$$

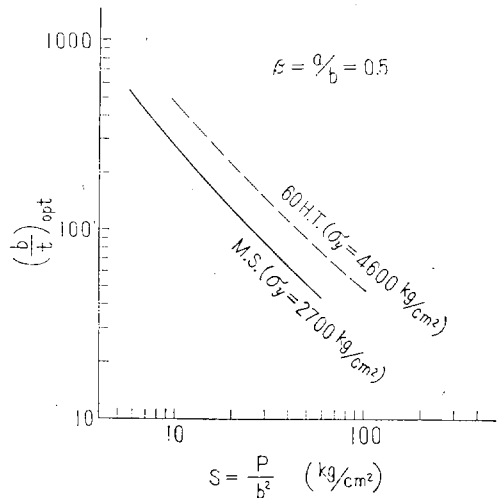
$$(n_{opt})_{60HT} = 58 S^{\frac{3}{4}} \quad \dots\dots(2.30)$$

これらの式より S と $\left(\frac{b}{t} \right)$ の関係を求めると 2.9 図のようになる。

以上はいずれも $\beta=0.5$ について計算した結果であるが、構造指数が与えられれば、最も経済的な防撓材の数 n_{opt} (2.8 図)、板厚 (2.9 図)、防撓材の断面積 (2.5 図)



2.8 図 構造指数 S と最適の防撓材数 n_{opt}



2.9 図 構造指数 S と最適の板厚

が決る。

これらより次の様なことが考察される。

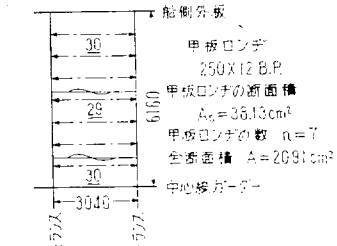
- (i) 構造指数は軟鋼で 7 以上, 60 K ハイテンで 10 以上にとるのが適当である。
- (ii) したがって, それに対応する防撓材の数は 10 本以下となり, 10 本以上では工数の面より不利になる恐れがある。
- (iii) 構造指数が同じであれば, 軟鋼と 60 K ハイテンでは, 60 K ハイテンの方が 1~2 本最適の防撓材の数が增える。
- (iv) 防撓材の辺長比 β の値が小さくなれば, さらに縦通部材の重量を軽くすることができるが, 横部材の重量がその分だけ増えるので, β の最適値はさらに検討しないとわからない。

5) 33,000 D.W.T. 油槽船の甲板の試設計

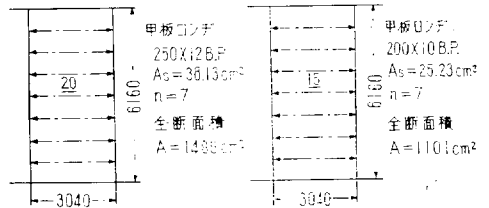
日本造船研究協会第 46 研究部会の第 1 年度の設計小委員会で試設計の対象となった 33,000 D.W.T. 油槽船の甲板について以上の計算結果を利用した試設計を行ってみる。

この船の軟鋼のみによる設計の $D\Delta$ の構造は 2.10a 図に示すごとくあり, 考える防撓板の辺長比 β は約 0.5 である。

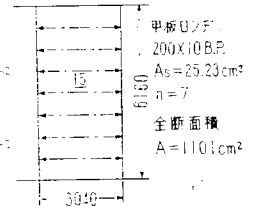
これよりこの防撓板の構造指数を推定すると縦曲げに対する最大応力を 1500 kg/mm^2 , 腐食予備厚を含めて撓屈に対する安全率を 1.5 と仮定して (2.1 参照)



(a) 軟鋼のみによる設計



(b) 60Kハイテンの基準による設計



(c) 60Kハイテンの基準による設計

2.10図 33,000 D.W.T. 試設計油槽船の甲板

(日本造船研究協会第 46 研究部会設計小委員会で試設計されたもの)

$$S = \frac{fA}{b^2} = \frac{1500 \times 1.5 \times 2091}{616^2} = 12.4 \text{ kg/cm}^2$$

となる。

$S=12.4$ として 2.5 図, 2.8 図, 2.9 図を用いて軟鋼と 60 K ハイテンの設計を行うと次の様になる。

	n_{opt}	$\left(\frac{b}{t}\right)_{opt}$	t mm	A_s cm ²	I_s' cm ⁴
軟 鋼	6.2	215	28.7	33.6	10300
60 K ハイテン	8.2	370	16.7	17.0	2650

これより実際に設計を行うとすれは下表の様になる。

	n	t mm	防 撓 材	A_s cm ²	I_s' cm ⁴	A cm ²
軟 鋼	7	29	250×12 B.P.	38.13	10835	2053
60 K ハイテン	9	17	150×100×9 I.A.	21.84	2774	1247

すなわち 2.10a 図に示されている設計は, $S=12.4$ に対する最小コスト設計に良く一致している。

一方軟鋼の場合と撓屈強度を同等にした 60 K ハイテンの設計を 2.10 b 図および 2.10 c 図と比較すると, σ_B 基準の設計 (中央断面の腐食予備厚を差引いた正味の I/y を, 軟鋼と高張力鋼の引張強さの比で減少させた設計) と σ_B 基準の設計 (同じく降伏点の比で正味の I/y を減少させた設計) の中間にきている。

なお, ここに示された計算には多くの仮定が含まれて

おり, したがって今後さらに検討を加える必要がある。

2.3 今後の問題点

2.1 にも記してある様に, 高張力鋼と軟鋼とで, 撓屈強さに対する考え方が本質的に異ってくることは無いと考えられるが, 構造がやせてくるだけ, 撓屈に対して注意する必要がでてくる。

しかしそれ以前の問題として, 防撓板の様な場合, 種々の破壊形式, 例えばフランジやウェブの圧縮板としての局部撓屈, ウェブの剪断撓屈, 防撓材の横倒れ撓屈,

パネルの挫屈、防撓板としての挫屈等があり、またそれらが複合して表われるため、防撓板の挫屈の問題は非常に複雑になる。

それぞれの単独の挫屈に対応する理論式は導かれており実験もされているが、それらの連成したものに対しては殆んど未解決であり、また実験もなされていない。その上に我々の対象として防撓板は軸力を受けると同時に横圧も受けるため、これも考えに入れる必要がある。

その他、ガーダー、トランスを対象とした格子構造の強さの問題も残されている。

これらが解決されてはじめて高張力鋼を有効に使用することが可能になり、本当の最小重量設計その道が開ける。

(藤井登喜男)

参考文献

- 1) F. R. Shanley; Weight-Strength Analysis of Aircraft Structures, DOVER P. INC.
- 2) 倉西正嗣; 軸圧縮を受ける薄肉平面壁「プロファイル」柱の各種のヘレ折れ強度と重量最小の条件について、造船協会々報第56号
- 3) 山本善之; 平板の塑性挫屈、日本機械学会誌 第60巻第467号
- 4) 挫屈委員会; 薄板構造の挫屈研究実験(其の一)報告書
- 5) 吉識雅夫・秋田好雄・長沢準; 高張力鋼材を用いた薄板構造の挫屈および圧壊強度について、造船協会論文集第104号
- 6) N.K.; Part の船底縦強力部材に高張力鋼を使用する場合の部材寸法についての試案, SR-46-D-5-5
- 7) The Joint WRC-ASCE Committee on Plasticity Related to Design; Commentary on Plastic Design in Steel, Additional Design Considerations-I, J. of EMD Proc. ASCE, Oct. '59.
- 8) ティモシェンコ; 挫屈理論, 256 p, コロナ社
- 9) 日本造船研究協会; 造船研究, Vol. 3, No. 2

3. 静的撓み

3.1 静的撓みの問題点

例へば 60K ハイテンを σ_B 基準で使用すると、船体撓みは約 1.3 倍に、又 σ_y 基準で使用すると約 1.8 倍となる。

$$D/W \text{ 33,000 } T \text{ 型}$$

$$LBDd = 205 \times 28.2 \times 14.8 \times 11.069$$

$$d \quad 52,000 \text{ } T$$

ハイテン使用による I の減少のための撓みの変化を計算した例¹⁾によると次表のようになる。ここに、タンカーにつき、縦曲げモーメントによる δ の撓みは $B.M./I$ を 2 回積分することにより求め、剪断力による撓みは "Neverita" 号の実験報告に於ける $\delta_{shear}/\delta_{bending}$ を用

いて求めた計算例¹⁾によれば

I の減少による撓みの増加

0.6 区間の I	$\delta_{bending}$	δ_{shear}	δ_{total}
100 % I	82 mm	6 mm	88 mm
70 % I	115	8	123
50 % I	161	12	173

さて、かくの如く撓みが増えたとすれば、次の様な不都合が考へられる。

- (i) ハッチカバーを含めて艤装品取付に支障はないか。
- (ii) 主機関据付け及軸系に及ぼす船体撓みの影響はないか。
- (iii) 船尾機関船の場合、積荷の際サグの撓みが大きくて、満載吃水線マークの規定からくる D/W の減少量が軟鋼のみの船の場合より大きくなる。つまり折角ハイテンを使用して D/W を増しても、その利益が一部失われる。
- (iv) 船級協会が剛性についても普通船と等価を要求するなどのため、 σ_B や σ_y 基準のものより部材寸法を上げねばならない事になるのではないか。

以上の問題点につき

(i) に対しては、油槽船の場合はこの程度の撓みの増加は船体に取付く種々の艤製品に対しても特に支障とはならない。貨物船、鉱石船の場合はハッチ蓋の締付けボルトの折損の問題が一応考へられるが、これはハッチ蓋締付け構造の方で考慮すればよい。ハッチ蓋のスパンに対応する撓みの増加はごく僅かであり、特に問題になるとは考へられない。

(ii) に対しては、中央機関船の場合でも問題はないと思はれるが、一応の検討は要するかも知れない。高張力鋼を特に使用したいのは大型船尾機関船であり、たとえ 6L 区に高張力鋼を使用しても影響はない。

(iii) および (iv) は最も重大な問題であり、以下この問題を対象に述べる。

3.2 静的撓みの実例

船の撓みについて提出された実船例資料²⁾をまとめると 3.1 表の如くなる。これらのうち "1~5" 船の値は末広、井口の計算法による温度補正を行い、"6~9" 船については金子、小岩(造船論文集 No.62)の温度補正法をやや修正して補正しているが、他の資料は温度補正を行っていない。しかし温度補正量は大体 10% 乃至 20% の程度であるから、実船の撓みの程度を知るには差支えない。

3.1 表によれば静的撓みは D/W 87,000 T 型, "5"

3.1表 携み実船例

船種 船名	C 1	C 2	C 3	T 4	T 5	T 6	T 7	T 8
Δ (K.T.)	16,714	15,005	15,003	43,080	112,590	27,000	43,000	52,000
L (m)	140	192.34	132	192.32	254	167	190	205
I_{xx} (m ⁴)	40.481	33.486	33.486	121.904	550.995	-	-	-
MAX. δ (mm)	Sag. 52	Sag. 27	Sag. 50	Sag. 122	Sag. 203	Sag. 114	Sag. 113	Sag. 102
状態	運航	運航	運航	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転
δ/L	1/2,690	1/4,900	1/2,640	1/1,570	1/1,250	1/1,460	1/1,680	1/2,000
船種 船名	T 9	T 10	T 11	T 12	C 13	C 14	C 15	C 16
Δ (K.T.)	62,000	52,300	54,570	27,668	10,394	10,394	17,653	17,305
L (m)	216	204	213.1	167	134.8	134.8	145	136
I_{xx} (m ⁴)	-	158.171	177.234	61.779	35.019	35.019	40.64	35.06
MAX. δ (mm)	Sag. 145	Sag. 76	Sag. 89	Sag. 25	Hog. 15	Sag. 50	Sag. 10	Sag. 78
状態	試運転	試運転	試運転	試運転	運航	運航	試運転	試運転
δ/L	1/1,490	1/2,700	1/2,390	1/6,700	1/9,000	1/2,700	1/14,500	1/1,745
船種 船名	C 17	C 18	C 19	C 20	C 21	C 22	T 23	T 24
Δ (K.T.)	15,197	11,170	7,550	20,747	17,374	7,295	60,930	28,245
L (m)	128	116	100	150	136	98	213	168
I_{xx} (m ⁴)	29.35	19.12	9.86	49.63	35.80	9.43	192.90	63.87
MAX. δ (mm)	Sag. 74	Sag. 31	Sag. 75	Hog. 5	Hog. 5	Hog. 26	Sag. 138	Sag. 95
状態	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転
δ/L	1/1,730	1/3,740	1/1,335	1/4,050	1/2,720	1/3,770	1/1,540	1/1,770
船種 船名	O 25	O 26	O 27	O 28	セメント 29	O 30	セメント 31	T 32
Δ (K.T.)	38,847	23,004	20,179	19,848	17,478	12,666	11,815	44,080
L (m)	187.5	157	144	144	138	132	122	197
I_{xx} (m ⁴)	106.79	50.04	43.17	40.21	40.83	19.99	20.08	-
MAX. δ (mm)	Sag. 152	Sag. 10	Sag. 25	Hog. 3	Sag. 77	Sag. 25	Sag. 48	Sag. 115
状態	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転
δ/L	1/1,235	1/15,700	1/5,760	1/48,000	1/1,790	1/5,280	1/2,540	1/1,730
船種 船名	T 33	T 34	T 35	T 36	T 37	T 38	T 39	T 40
Δ (K.T.)	60,150	60,660	27,808	37,280	43,179	51,184	51,851	60,135
L (m)	212	215	167	185	192.02	200	204	213
I_{xx} (m ⁴)	-	-	62.86	97.83	120.72	146.28	167.11	192.04
MAX. δ (mm)	Sag. 178	Sag. 127	Sag. 75	Sag. 86	Sag. 55	Sag. 95	Sag. 25	Sag. 140
状態	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転	試運転
δ/L	1/1,190	1/1,690	1/2,230	1/2,150	1/3,490	1/2,110	1/8,160	1/1,520

船で約 200 mm に達して居り、150 mm 級が 5 例ある他は、凡て高々 100 mm 級である。これを L との比で見れば、最大は“33”船の 1/1190 で、“25”船 1/1235, “5”船 1/1250, “6”船 1/1460, “9”船 1/1490 がこれに続いている。船主協会が静水中で従来経験した最高が 1/1000 と云っているのと符合する。

尚この資料に於て注意すべきは、一部に、初期サグ撓みと思われるものが、貨物船で 50 mm, タンカーで 85 mm も存在することで、従来この様な傾向で建造されているものと仮定すれば、初期サグ撓みなしに建造すればハイテン使用による撓み増加はかなり吸収されそうである。

$$\delta = \alpha \frac{ML^2}{EI}$$

の係数 α は、貨物船の一例³⁾では .085~.095 位に見え(点が散っているので大約の平均), Dahlmann の 115×0.9=.103 よりは少し小さい様である。これは縦通材算入メンバー以外のものが実際に効いている(貨物船であるから)ためと思われる。油槽船の一例では、平均線は .122 に対応している。但しこの油槽船の値はやや過大に思われる。NK に国内の各造船所から提出された実船の撓み計測結果⁴⁾から求めるとほぼ .09 前後である。⁴⁾

NK はこれを安全側に考慮して、0.1 とし縦強力上の許容応力を 15 kg/mm², $L/D=14.0$ のとき $\delta/L = \frac{1}{500}$ となり、実船例の撓みの上限もこれになっていると云っている。

3.3 対 策

満載吃水線マークの問題に対しては次の如き対策が考えられる。

(i) バラストタンク或は空所をうまく配置する。(タンク範囲長さを更に長くしても同様なことになるが、これは、種々困難があると思われる) 大型船尾機関船は、これで解決出来るものと考えられる。例えば満載排水量 60,000 T の船で、積付配置が異なるだけで Sag. 127 mm が約 1/3 となる。⁵⁾ 配置によってはサグモーメント=0, $\delta=0$ にでも出来ると思われる。

但しそのためにはタンク容積上の余裕が必要で、後述の船の深さを大きくする問題にも関係がある。

(ii) 船の深さを大きくすれば、タンク容積上の余裕を得るだけでなく I/y 一定でも I が増えるので撓み量が減少する。

(iii) 満載吃水線マークの規則を変更する。即ち現在は δ に円標があるが、これを $L/4$ の箇所に移すか、或いは若し満載状態で等吃水にならない船では $L/4$ の箇所の吃水スケールを読んで平均することにすればよい。

一般に油槽船の船長は船首尾のタンクから積んでなるべくサグを小さくし D/W を少しでも取ろうとする傾向にあるが、これは自然にサグの応力を小さくすることにもなる訳である。之に反し中央機関の貨物船ではホグの傾向にあるにもかかわらず、船長は船首尾ばかり積み、ホグの量を大きくし少しでも満載吃水線マークを上げて余分に積むことを心掛ける。これはホグの応力を大きくすることで、船級協会としても、又軽い船を造ろうとする造船所にとっても工合悪い。このような点から例えば N.V.⁶⁾ は、 $L/4$ に円標を動かすことを提案して居るが、若しそうなればハイテンの船尾機関船に対しても問題はなくなる。

しかしこのことは国際条約であるから早急な改正は望めないかも知れない。

剛性の問題は、強度には原則的には関係ない問題であるから、船級協会要求をなるべく寛大にして貰う。

若し静水中応力が小さい船は寛大に扱われるならその点からもバラストタンク又は空所をうまく配置すればよい訳である。

因みに普通鋼の場合の L/D に関する各船級協会の見解は

- (i) LR 普通鋼の $L/D=16$ に等価な剛性をハイテンの船に要求している。⁷⁾
- (ii) AB $L/D=14$ が限度
- (iii) NK 中央機関船は $L/D=14$
船尾機関船は $L/D=15$

それより細長くなれば等価の I まで補強するを要す。

中央機関船で $L/D=14$ はこのとき波浪中での撓みが $L/500$ となることを目安にしたものであり、これは一般商船及び旧海軍艦艇がハイテンを使用した巡洋艦、駆逐艦等を含め大部分 $L/500$ より大きくない撓みである(一部巡洋艦に普通鋼の艦も、ハイテン使用の艦も $L/450$ 程度の撓みがある)ことより来ている。

尚船尾機関船で $L/D=15$ は撓みは約 $L/460$ 迄許容したことになるが、これは船尾機関船では軸系には問題はないし、又 δ に不連続な構造がないので予期せぬ不都合なことがあらわれる恐れがないと云う点より来ている。

剛性の問題は船の深さを深くすれば解決するが、吃水を押へて深さを増せば重量的には先づ変らないとして、総屯数、操船(風圧によるドリフト)に一応検討の余地は残る。しかし、総屯にかかる税金はハイテン、使用による償却費の減少に比し問題にならぬ位小額であり、操船上の差異は現在のバラスト航海時でも大きな乾舷であ

るから、これ又、問題とする程のことはないと思われる。

(末長一志, 安東重美)

参考資料

- 1) 油槽船の撓み実測値資料, SR46-C-5-7
- 2) K丸(貨物船)撓み実測値, SR46-C-5-1
- 大型油槽船の撓み量(試験運転時), " -2
- 実船の撓み実測値及び計算値, " -3
- 実船の撓み実測値, " -4
- 船体の許容撓みの大きさに関する調査, " -5
- 船体撓み計測データ, " -6
- 油槽船の撓み実測値資料, " -7
- 3) 船体撓み計測データ, SR46-C-5-6
- 4) NK 鋼船規則改正委員会; 船の L/D_s について, DL-8
- 5) 船体の許容撓みの大きさに関する調査, SR46-C-5-5
- 6) NV; 吃水線円標を動かすべきか, VERITAS No. 22, Jan., 1961, SR46-C-23
- 7) Use of High Tensile Steels in Longitudinally Framed Bulk Carriers and Tankers, SR46-C-20-1

4. ホイッピング

4.1 ホイッピングの発生

船舶が波浪中を航行するとき、スラミングなどの衝撃力をうけると、船体に大なる振動が誘起される。このとき生ずる振動応力は、船のホグ、サグの応力に重畳されて、船体に大なる応力が発生することがある。特に細長く、またフレアーの大きい航空母艦、巡洋艦、駆逐艦などではホイッピングによる応力が無視できなくなる。4.1図はホグ-サグ応力にホイッピング応力の加わる様子を示している。ホグ-サグの応力の最大のホイッピング

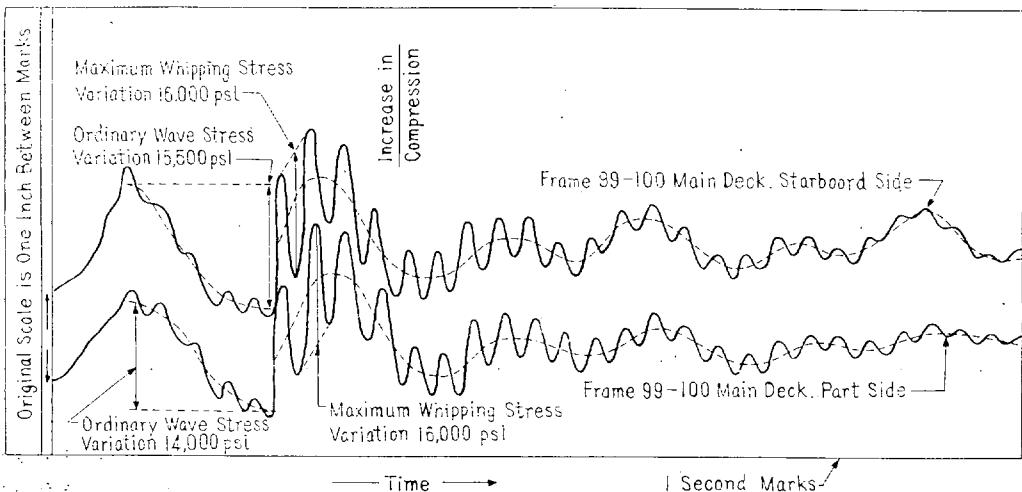
応力のピークは一致せず、ホイッピング応力は減衰により減少するが、その減衰に過大な期待をよせることはできそうにないので、現段階では近似的にホグ-サグの応力にホイッピング応力の振幅を加え合せたものが実現すると考えざるを得ない。

さて、船首船底にスラミングなどによる衝撃圧力が加わると、それによって、(i) まずこの部分のパネル、肋板、ガーダーなどが変形する (period of localized effect) (ii) 続いてこの作用が船体全体に伝わる (period of transition) (iii) 最後に船体全体の自由振動が残る (period of over all effect)。

(i) (ii) の期間は弾性波が船を伝わる程度の時間であるので短く (1/20 秒のオーダー)、實際上ホイッピングとして重要なのは (iii) の期間である。ホイッピング時に生ずる自由振動には各次数の振動が含まれ、それぞれ異なる減衰特性をもつので、これらを合成したものは複雑な形を示す。衝撃力はある範囲に加わるので、極く高い次数の振動は発生し難く、また高次振動は減衰が激しいので、ホイッピングによる応力としては2節振動によるもののみを考えれば實際上十分と思われる。そして、前述のようにこの振動については減衰効果を期待しない方がよいであろう。

4.2 スラミング

船が荒天時の海洋を航行すると、船首部船底が、波面をたたき大きな衝撃をうけることがあるが、この衝撃現象をスラミングと云い、ホイッピングや船首船底の損傷の原因となる。1930年頃ディーゼル船の出現でスラミングによる船底損傷が続発したため、スラミングの現象と



Notes: This is part of run labeled $\times 2.2$ -20-foot quarter-head seas at 17 knots. The characteristics of this ship are listed on page 3.

4.1 図 Maximum Whipping Stress Measured on Dutch Destroyer.¹⁾

損傷について多くの調査研究がなされたが、それらによれば次の様なことが言われている。

- (i) 船： スラミングを受ける船は、長さ80~140m, 試運転速度は大体 11~18 knot, 軽荷又はバラスト状態に多い。ディーゼル又はタービン船に限られる。
- (ii) 天候： 風力 5~10, 即ち風速 10 m/sec 以上の荒天で起っている。
- (iii) 損傷の場所： F.P. より 0.1~0.25L の間に起り, 速度が増すと位置が後方に来る。
- (iv) 縦揺によって起る。
- (v) 船首部船型の扁平な程起るが、速度が大きくなる程扁平度の少いものにも起る。

Les J. Tick はスペクトル解析の方法によって、不規則波中にて生ずるスラミングの頻度を理論的に計算した。²⁾ その一例を4.1表に示す。

表で上段は模型のスラミングの頻度(期待値)(回/秒), 下段は実船(長さ 500 ft)に換算した場合の頻度(回/時間)である。

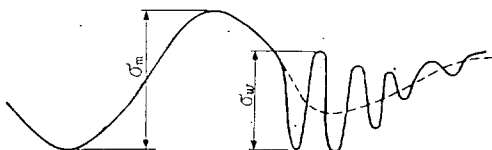
模型速度 ft/sec	実船速度 knot	風速, knot (full scale)				
		20	25	30	35	40
0	0	0	0	0.001 0.36	0.037 13.3	0.13 46.8
1	5.9	0	0	0.068 24.5	0.23 82.8	0.40 144
2	11.8	0	0.003 1.08	0.15 54.0	0.41 148	0.60 216
3	17.7	0	0	0.12 43.2	0.43 155	0.65 234
4	23.6	0	0	0.10 36.0	0.42 151	0.67 241

4.1表 スラミングの頻度の理論値 (Series 60 Model)

一定のスペクトルをもつ波の中で行われた Lewis の模型実験によれば、頻度は 0.05 回/秒であった。それに対する理論計算結果は 0.32 回/秒で実験値の 6 倍に出ている。

摂津丸実験 (第44研究部会) の経験によると

- 風速 約 15 m/sec (30 knot)
- 波長 60~70 m
- 波高 6~7 m
- 速力 11~13 knot
- 吃水 船 7.7 m, 艀 8.5 m (満載 8.82 m)



4.2図

の状態 $\frac{\sigma_w}{\sigma_m} \geq \frac{1}{3}$ なる如きホイッピングが最も頻繁なときで 1 時間に 4~5 回起っている。もっともこのような海象本船状態は 3 ヶ月にわたる航海中 2 日しかなかった。このようなホイッピングが船底露出によるスラミングが原因で起ったか、そうでないかはわからないが、4.1表の値を、1/6 した値と比較するとオーダーは合っている。

σ_w/σ_m が小さくて、船上下加速度記録に振動的変化のあらわれている現象 (スラミングが起っていると思われる) は 1 分間 1 回位で見られるが、 σ_w/σ_m は問題にならない位小さい。したがって、単にスラミングの起る頻度だけでなく、その激しさの度合も考えた頻度分布を計算することが望ましいと考えられる。

4.3 ホイッピングに関する Jasper の相似則¹⁾

Jasper は船長方向に分布する衝撃力

$$P(x, t) = f_1(x/L)f_2(t)$$

x : 長さ方向の座標 t : 時間 L : 船長

をうける船に生ずるホイッピングの相似則を研究した。これによると A, B 2 船にホイッピングによって発生する n 節振動に対応する曲げモーメント M_{nA}, M_{nB} は

$$\frac{M_{nA}}{M_{nB}} = \frac{U_{nA}P_A(EI)_A L_A \Delta_B (w_{nB})^2}{U_{nB}P_B(EI)_B L_B \Delta_A (w_{nA})^2}$$

$$U_n = \int_0^{w_{nt}} f_2\left(\frac{\xi}{w_n}\right) \sin(w_n t - \xi) d\xi$$

$w_n = n$ 節の固有円振動数 Δ : 排水量 EI : 曲げ剛性で関係づけられる。ホイッピングによる曲げモーメントとしては實際上 2 節振動だけを考えればよいので

$$\frac{M_A}{M_B} = \frac{U_{2A}P_A(EI)_A L_A \Delta_B (w_{2B})^2}{U_{2B}P_B(EI)_B L_B \Delta_A (w_{2A})^2} = \frac{U_{2A}P_A(L_A)^2}{U_{2B}P_B(L_B)^2}$$

D : 船の深さ

となる。対応する応力は

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_B} = \frac{U_{2A}P_A L_A D_A I_B}{U_{2B}P_B L_B D_B I_A}$$

となる。 $P_A = P_B, L_A = L_B, D_A = D_B$ だと

$$\frac{\sigma_A}{\sigma_B} = \frac{U_{2A} I_B}{U_{2B} I_A}$$

である。

使用鋼材を高張力鋼とすると、断面 2 次モーメントは許容応力 σ_{al} に比例して変化する。すなわち

$$\frac{I_A}{I_B} = \frac{\sigma_{al} A}{\sigma_{al} B}$$

である。 U_2 は固有円振動数に関係するが、その最大値は固有円振動数に関係しないと見なして差支えないので

$$\frac{\sigma_A \max.}{\sigma_B \max.} = \frac{\sigma_{al} A}{\sigma_{al} B}$$

となる。したがって、発生するホイッピング応力は許容

応力に比例するので、ホイッピングを考えない安全率が両船で等しければ、ホイッピングによる振動振幅も同様にして、

$$\frac{w_A}{w_B} = \frac{U_{2A} P_A L_A (w_{2B})^2 J_B}{U_{2B} P_B L_B (w_{2A})^2 J_A} = \frac{U_{2A} P_A (L_A)^4 I_B}{U_{2B} P_B (L_B)^4 I_A}$$

である。前と同様に同型船で使用鋼材をかえた場合を考えると、

$$\frac{w_A \text{ max.}}{w_B \text{ max.}} = \frac{\sigma_{al B}}{\sigma_{al A}}$$

となる。それ故、高張力鋼の使用により船の剛性が低下すると、ホイッピングの振幅は増大し、乗心地が多少悪くなるかも知れないが、船体縦強度の安全率は変わらないことがわかる。

4.4 結 論

以上により、船首部に余りフレアーがなく低速でスラミングの発生しにくい商船では、ホイッピングの問題は重要でないと考えられる。もし発生する場合でも、ホイッピング応力を考慮した安全率は使用鋼材に関係しないので、高張力鋼使用により、剛性が低下してもホイッピング強度には関係しないことがわかった。しかし高張力鋼の使用によりホイッピング時の加速度は増大するので、原子力船などでは注意を要する。

(山本善之, 郷田園夫)

参考文献

- 1) J. T. Birmingham, R. L. Brooks and N. H. Jasper; Statistical Presentation of Motions and Hull Bending Moments of Destroyers, DTMB Report 1198.
- 2) Leo J. Tick; Certain Probabilities Associated with Bow Submergence and Ship Slamming in Irregular Seas, Journal of Ship Research, June 1958.

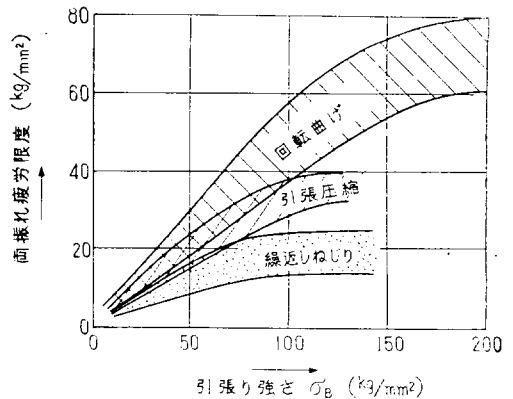
5. 疲 勞

5.1 高張力鋼の疲労破壊

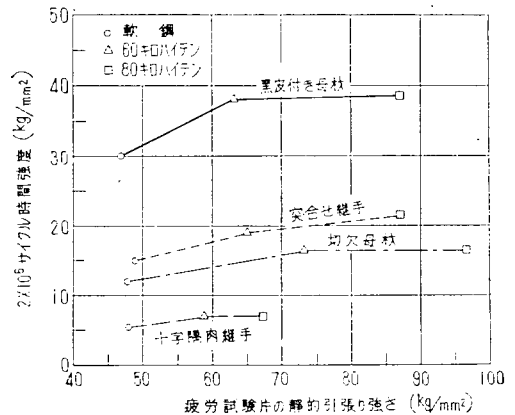
高張力鋼の疲労強度で先づ問題になるのは引張り強さと疲労限の関係でその例を 5.1 図および 5.2 図に示す。この図で示されたデータは比較的古く、また、その鋼種も造船用高張力鋼とは異なるかも知れないが(例えば、パネ鋼とか特殊鋼とか)、或る程度の目安となるであろう。この両図からわかるように、パネ鋼の幅はあるが、現在使用されようとしている 50 kg/mm^2 , 60 kg/mm^2 高張力鋼に関しては、平滑材の場合は、引張り強さと疲労限とは比例関係にあると考えて差支えなさそうである。しかし 100 kg/mm^2 以上の高張力鋼の場合は比例関係が成立しなくなる。

5.3 図は軟鋼, 60K ハイテンおよび 80K ハイテンの

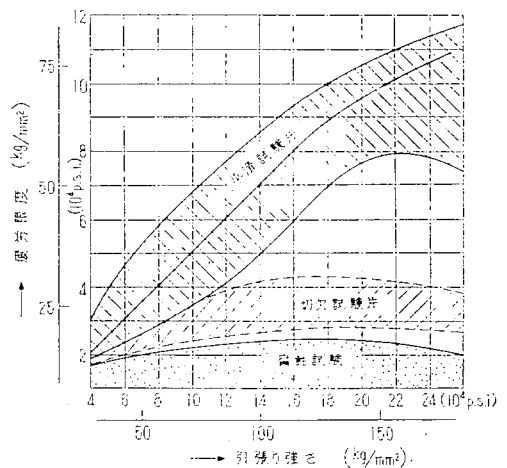
2×10^6 サイクル時間強度と静的引張り強さとの関係を示しているが、黒皮母材では 60K ハイテンと 80K ハイテンではほとんど差がない。



5.1 図 鋼の疲労限度と引張り強さとの関係 (I)



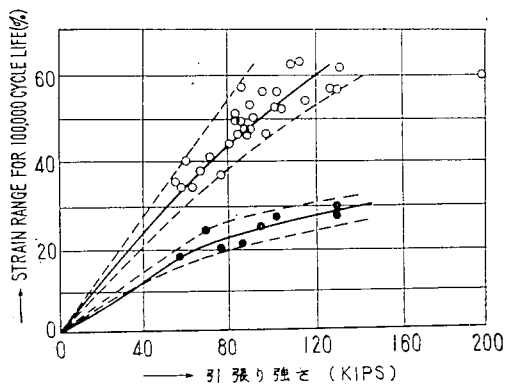
5.2 図 鋼の疲労限度と引張り強さとの関係 (II)



5.3 図 引張り強さと疲労強度との関係

以上は疲労限あるいは疲労限附近の低応力のときの時間強度の場合であるが、高応力領域の時間強度についてはデータが少なく、断定的な結論は下せない。

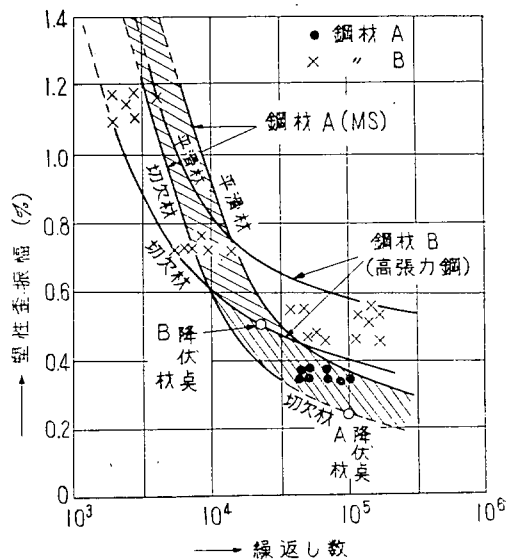
高橋助教授の実験結果（半円切欠丸棒試験片、回転曲げ）になると、繰返し数 10^3 附近では、大体引張強さに比例した時間強度を示している。



5.4 図 引張り強さと疲労強度との関係 (リーハイ、イリノイ大学における実験結果)

5.4 図は引張り強さと寿命が 10^5 サイクルになる歪振幅の関係を示す図である。上方の曲線は Stout 等による片持ち曲げ疲労試験の結果によるもので、下方の曲線は Bowman 等による二軸応力による疲労試験結果から得られたものである。前者は 100 ksi から多少曲線の傾斜がゆるやかになっているが、ほぼ直線関係となっている。それに対して、後者では約 70 ksi からかなり急に傾斜がゆるくなっている。しかし、この関係は寿命を何程にとるかによっても変り、又応力振幅一定の試験であるか、歪振幅一定の試験であるかによっても変ってくる。

5.5 図は Illinois 大学で行なわれた実験結果であるが、鋼材 A は降伏比 0.62 の軟鋼、鋼材 B は降伏比 0.75 の高張力鋼の疲労試験結果である。鋼材 A は塑性歪振幅が小さい時には鋼材 B よりも寿命が短い、振幅が大きくなると寿命が永くなっている。これは塑性歪振幅一定の実験を行なったため変形しにくい高張力鋼が大きな塑性歪振幅を受けるので、そのような結果となったと考えられる。しかし、同じ塑性歪振幅をかけるためには、高張力鋼では、軟鋼に比べて大きな荷重の振幅を与えねばならないので、荷重の振幅を一定にした試験を行えば、やはり高張力鋼の方が強いという結果が出るであろう。このことは、単純な引張圧縮を受ける部材の設計には、あまり問題とはならないかも知れないが、不連続部を持つ構造によっては、局部的に歪振幅一定の荷重状態になる可能性もあり、今後の高張力鋼の研究課題の 1 つとなっている。



5.5 図 高張力鋼と軟鋼の疲労曲線

試験片に切欠、溶接、腐食などの影響の加わった場合の試験結果は、実際に高張力鋼を採用した場合に重要となる。

5.2 図からわかるように、腐食疲労に対しては、高張力鋼でも、疲労限の向上は全く期待出来ないと言っても過言ではない。しかし低繰返し疲労の場合の腐食の影響についてはデータが無いので何とも云えない。又 5.2 図あるいは 5.3 図に見るように、切欠のある場合は、引張り強さが少々上昇しても、その疲労限の向上は多く望めない。極端な例かも知れないが、防撓材付試験片の疲労試験結果では、軟鋼と 60K ハイテンの 10^6 附近の時間強度は殆んど差異が認められなかった。

溶接継手の試験の場合には、さきにも述べたように継手の種類、溶接条件などによって大きくデータが左右される。日本溶接協会の圧力容器研究委員会構造分科会で、比較的最近行なった疲労試験の結果の一例が 5.3 図である。材料は軟鋼と 60K ハイテンおよび 80K ハイテンで、図中、横軸には疲労試験片の引張り強さをあらわし、縦軸は 2×10^6 の時間強度をあらわしている。なお実験は引張片振れの荷重で行なわれたものである。黒皮母材の場合は高張力鋼の引張り強さが軟鋼よりも $15 \sim 40 \text{ kg/mm}^2$ ほど上って、疲労強度は約 8 kg/mm^2 向上しているが、突合せ継手の場合はいずれも約 15 kg/mm^2 母材の疲労強度より下って、軟鋼と高張力鋼との差は $5 \sim 6 \text{ kg/mm}^2$ 程度である。さらに切欠母材 (V 型切欠、切欠底部 0.25 r) ではその差は $4 \sim 5 \text{ kg/mm}^2$ となり、十字隅肉継手の場合には、高張力鋼の静的引張り強さも相当落ちてはいるが、疲労強度の差はわずかに $1 \sim 2 \text{ kg/mm}^2$

になっている。ここであらわれた突合せ継手と十字隅肉継手の疲労強度の差は形状の効果の違いが大きいためと考えられるが、溶接の予盛りの形状などは、特に応力集中の効果の大きいと考えられる高張力鋼では、現行のものに対して疲労の点から検討する余地があるかもしれない。

最後に、設計を行う場合の使用応力を引張り強さ又は降伏点によって如何に定めるべきかという問題がある。米国溶接協会の圧力容器研究委員会の実験結果をもとにして Murphy 等が行なった考察は参考になると思われるので紹介する。まず、彼等は同実験の結果から、許容する膜応力 S_a と寿命 N との関係が次の式であらわされるとした。

高張力鋼 ASTM A302 又は T1 に対して

$$N = 10,000 \left(\frac{0.00363E}{\beta S_a} \right)^6 \quad \dots\dots(5.1)$$

軟鋼 ASTM A201 又は A225 に対して

$$N = 10,000 \left(\frac{0.00276E}{\beta S_a} \right)^6 \quad \dots\dots(5.2)$$

ここで E : ヤング率, β : 応力集中係数

この時、高張力鋼 T1 と軟鋼 A201 を用いて同じ寿命になるように容器を設計すると ($N_{T1} = N_{201}$), T1 鋼の応

力集中係数 β_{T1} と許容応力 S_{T1} および A201 の応力集中係数 β_{201} と許容応力 S_{201} との間に次の関係が成立つ。

$$\beta_{T1} S_{T1} = \beta_{201} S_{201} \quad \dots\dots(5.3)$$

さらに同じ形状を用いたとすると、応力集中係数も同じになると考えられるが ($\beta_{T1} = \beta_{201}$), T1 鋼の許容応力は A201 の 1.32 倍までしかとれないことになる。ここで T1 鋼の引張り強さは A201 の 1.91 倍で、降伏点では 3 倍である。

また、いろいろの使用応力の規準をとって、A201 鋼と T1 鋼で同じ安全率 10 を寿命に対してあたえ、(5.1) と (5.2) から寿命を計算したものが 5.1 表に掲げている。

その結果、同じ基準で設計した場合はいずれも高張力鋼の方が寿命が短く、同じ寿命にした場合は高張力鋼で許される応力集中係数は軟鋼よりも低くしなければならぬことを示している。これらは高張力鋼にとって苛酷な歪振幅一定の実験が基礎になってはいるが、軟鋼と高張力鋼の許容応力を同じ規準にすることの危険さが示されている。しかしこの点に関しては、各国の圧力容器の設計基準では降伏比によって許容応力を変えるような改正の方向に向っている。

5.1 表 各種材料のいろいろな設計基準における寿命 ((5.1), (5.2)より計算)

設計基準 S_a	ITEMS	MATERIAL				
		A285 or A201 55,000 UTS 30,000 YS	A212 70,000 UTS 38,000 YS	T1 105,000 UTS 90,000 YS	A302 80,000 UTS 50,000 YS	A225 75,000 UTS 43,000 YS
.25 UTS	β N	3 655,000	3 154,000	3 70,000	3 362,000	3 101,000
.25 UTS	β N	4.35 70,000	3.42 70,000	3 70,000	3.94 70,000	3.19 70,000
.333 UTS	β N	3 116,000	3 27,400	3 12,400	3 63,000	3 18,100
.333 UTS	β N	4.35 12,400	3.42 12,400	3 12,400	3.94 12,400	3.19 12,400
.333 UTS	β N	2 1,320,000	2 311,000	2 141,000	2 720,000	2 206,000
.333 UTS	β N	1.5 7,450,000	1.5 1,750,000	1.5 795,000	1.5 4,050,000	1.5 1,160,000
.625 YS	β N	3 101,000	3 24,600	3 720	3 24,400	3 11,600
.50 YS	β N	3 386,000	3 93,800	3 2,750	3 93,800	3 44,400

β = 局所的応力集中係数
 N = 寿命
 $E = 30,000,000$ psi
 UTS = 破断強度
 YS = 降伏応力

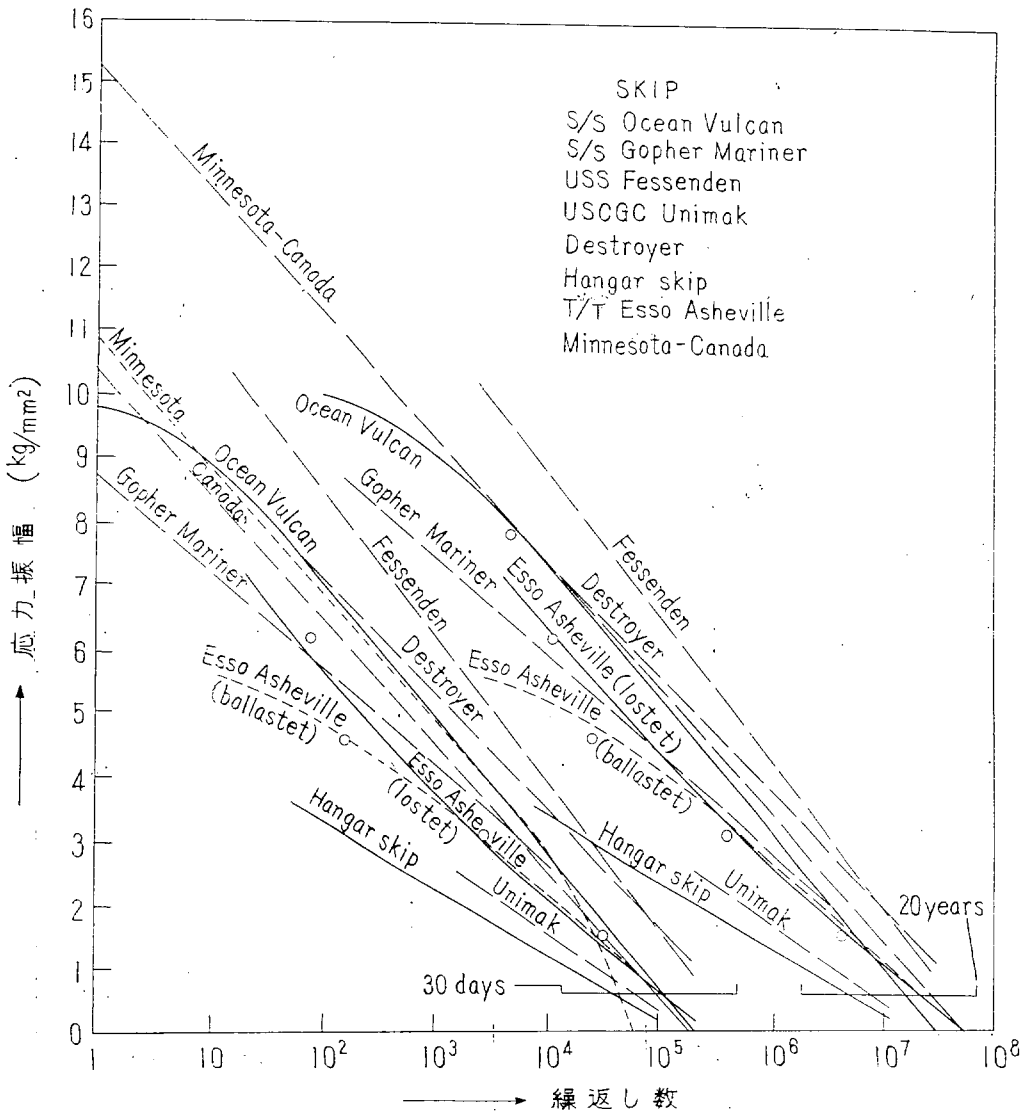
5.2 船体構造と疲労強度

はじめに、船体構造部材の疲労強度の特異性について考えてみよう。簡単のため、船体構造部材と船用機関軸系とを対比させながら説明する。

海上を航行する船舶は、ある時は猛烈な嵐にもまれ、またある時は油のような海面を平穏無事に航海するであろう。嵐の時の船体構造部材は、相当苛酷な繰返し外力を受けた場合に匹敵し、逆に、平穏無事な場合は、応力振幅がほとんどなくて、平均応力だけが存在するような荷重条件すなわち静的な荷重条件に近くなるであろう。これに対し、船用機関軸系では、船が航行する間絶えず

振りの繰返し荷重をうけている。海象の如何により多少の変動はあっても、この影響は二次的なものと考えられるであろう。このように対比すると、軸系の外力は同じような荷重サイクルの繰返しに近い状態であって、船体構造部材(特に縦強度部材)の外力は、変動荷重である。ゆえに、船体構造部材の疲労強度を検討する場合は、変動荷重の影響を考える必要がある。

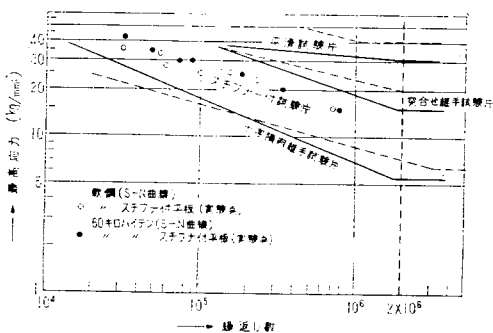
船体構造部材に生ずる応力頻度も、最近の研究により次第に明らかになった。すなわち、公称縦曲げ応力の頻度については、徳高山丸の実測結果¹⁾があり、諸外国においても、この方面の研究は非常に盛んで、Jesper,²⁾ Bennet³⁾等の論文がある。5.6図は Bennet の論文から



5.6図 応力頻度曲線

引用したもので、1ヶ月間の航行中の実測結果から、毎時 600 回、1年 150 日航海するとして、船の一生すなわち 20 年間の応力頻度を統計的に推定したものである。図のように、縦軸を公称縦応力振幅、横軸にその頻度を対数目盛で表わすと、大体直線関係が成立する。また、縦軸は応力振幅を表わすもので応力の絶対値ではない。Bennet の測定した M. S. Canada 及び M. S. Minesota の静水中の応力は、現論計算によると、甲板上において、それぞれ引張 6.0 kg/mm^2 、 6.9 kg/mm^2 と推定される。ゆえに、実船では、このような値の応力をほぼ中心として応力が変動するものと考えられる。ゆえに、船の全生涯に生ずる最大応力振幅は 15 kg/mm^2 位、最大応力値は甲板上で引張 13 kg/mm^2 位と考えてよい。もちろんこのデータは、現在までの経験およびルールのもので建造された艦船を対象としたものであって、将来、外力の推定が明確になり、応力集中部の設計工作が向上し、一般的に、船の部材の寸法が減少すると、この応力は高くなる。また、現在まで測定され公表されたデータは、すべて公称縦応力に関するものであるが、将来、横部材およびその他の主要部の応力頻度も、おいおい明らかになるであろう。

この応力頻度曲線に対応して、各部材の S-N 曲線が得られると、船体構造部材の疲労強度の算定を行うことができる。現在までの資料によると、平板による平滑材及び切欠材の引張圧縮の試験結果は少い。これらの実験結果の中から適当なものを選び、前述の応力頻度曲線と比較すると、5.7 図のようになる。図において、試験材はすべて船体に使用されている普通の軟鋼である。また、実験は、すべて片振れの状態で行ったもので、防撓材付試験片においては、 2 kg/mm^2 ~ 最高荷重、その他の試験片は、0 ~ 最高荷重の状態で行い、S-N 曲線の応力値は、最高荷重をプロットした。前にものべたように、航行中の船舶では、 6 kg/mm^2 前後の平均応力があり、この応力値を中心として応力が変動しているのて、応力頻度曲線と S-N 曲線とは厳密には対比できない

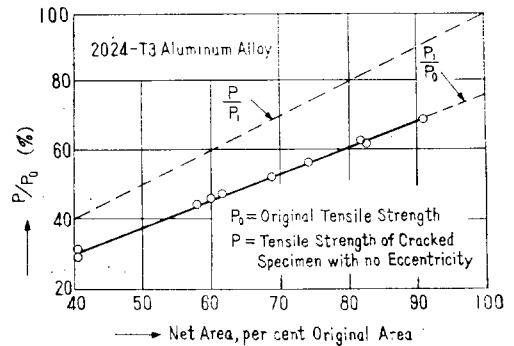


5.7 図 軟鋼試験片の S-N 曲線 (片振れ)

が、一応の目安として比較する。この図から明らかなように平滑母材及び突合せ溶接継手の疲労限は 15 kg/mm^2 以上であるので、船体用板の平滑部において、疲労の心配は全くない。防撓材付平板及び十字隅肉継手について、Miner の法則を使用して、損傷度 $D = \left(\frac{ni}{Ni} \right)$ の分布を計算すると、疲労限に近い応力、すなわち低い応力の方が頻度が多いので、破破壊に多く寄与している。また、累積損傷度 $E = \left(\sum \frac{ni}{Ni} \right)$ の値を計算すると、軟鋼について、十字隅肉継手の場合は 0.05 位で、防撓材付平板の場合は、疲労限がはつきりしないが、 2×10^6 のところ、すなわち 8 kg/mm^2 を疲労限と仮定すると、0.03 位である。60K ハイテンの場合は、Bennet の応力頻度曲線が σ_B 基準で上ったと仮定して同様な計算を行うと、十字隅肉継手で 0.15 位、防撓材付平板で 0.05 位である。以上の計算結果から検討すると、船体構造部材は疲労に對しかなりの余裕があるように思われるが、しかし、実際は、工作の不良や、ここで使用した S-N 曲線よりもっと苛酷な応力集中のため、疲労クラックを生じているのではないかとと思われる。

以上、大ざっぱな計算を行って船体疲労強度を検討したが、現在の段階では、実船の応力集中部に対応する S-N 曲線が少いため、疲労に対する安全率を云々するまでには到らない。現在疲労クラックが発生している現状から推して、応力集中部の設計工作には充分な注意が必要であることは確かである。特に、高張力鋼を使用する場合は、切欠材における疲労強度の向上が期待できないので、たとえ σ_B 基準で設計されたとしても、充分な注意が必要であろう。

一方、疲労亀裂が生じた後に、その部材がどのような強度を持つかは fail safe design をとり入れた場合に重要である。Illy と Hardrath²⁾ は、低応力の片振引張疲労試験によって亀裂を生じた試験片の引張試験を行い、5.8 図のような結果を得た。P と P₀ は、おのおの亀裂



5.8 図 疲労亀裂と引張り強さとの関係

の突った試験片と、もとの試験片の引張強さであり、 A と A_0 は、亀裂の入った試験片の残っている断面積ともとの断面積である。同図において P/P_0 の比を外挿すると $A/A_0=100\%$ のところで 76% となる。 $P_1=0.76\%$ が無限小の長さの亀裂のある試験片の引張強さとする、点線は P/P_0 と A/A_0 の関係を示している。したがって試験片の引張強さは、最初の亀裂の長さに関係せず一定となっている。これらのデータから静的荷重をかけた時の疲労亀裂の有効応力集中係数は、約 1.3 であると結論している。この 1.3 の数字は、航空機関係で安全率の決定や定期検査の要領等の点で重要なものと考えられている。

5.3 今後の問題点

以上、疲労の一般的性質と船体構造部材の疲労についての概要を述べた。

前にも述べたように、船体構造部材の疲労については、研究成果も少く、まだ多くの問題点が残されている。特に

- (i) 船体構造部材の応力集中部の疲労曲線
- (ii) 船体各部材の応力頻分布
- (iii) 高応力を受けた時の時効硬化の問題
- (iv) 船体構造部材の疲労強度に対する安全率

の4点について、今後の研究に俟たねばならない。(i)の疲労曲線は、なるべく実際の形状に近い試験片による疲労曲線が必要であり、(ii)の応力頻度については、縦部材に限らず船体構造部材のすべてについてのものが必要であろう。(iii)の時効硬化の影響は、高応力の繰返し荷重の途中でエイジングを行い、その後の疲労強度を調査し、荒天中高応力をうけた部材が、平穏な航海の後、再び荒天に遭遇したときの疲労強度を推定するもので、この研究の如何によっては、Minerの法則が船体構造部材の疲労強度算定に適用できるか否かが問題となるであろう。

以上の諸研究の成果を基として、(iv)の安全率が決められるべきであろう。この場合、単に疲労限のみにこだわらず、変動荷重をも考慮して安全率を定めるべきであろう。更に進んで、fail safe designの概念を導入して、疲労クラック発生の場合の船体構造部材の安全性、この場合の部材の経済的な寸法の決定等の研究を行う必要があると考えられる。

(山口勇男, 井上肇)

参考文献

- 1) 秋田好雄・石山一郎; 徳高山丸の航走中の船体応力頻度について, 造船協会論文集 No. 105 (1959)
- 2) Jasper W. H. et al; Statistical Presentation of Motions and Hull Bending Moments of ESSEX Class Aircraft Carriere, Dav. Tay. Model Basion

Rep. No. 1251 (1960)

- 3) Bennet B.; Stress and Motion Measurements on Ships at Sea III Test Results from M/S Canada and Minesota, Swed. Ship Res. Found No. 15 (1959)
- 4) 山口勇男・井上肇; 海洋波による応力頻度の荷重サイクルを受けた材料の被害度について, 日本造船研究協会第46研究部会資料 SR46-C-7
- 5) Illg, W., and Hardrath, H. F.; Some Observation on Loss of Static Strength Due to Fatigue Cracks, (NACA RM L55 D15a) 1955

6. 腐 食

6.1 高張力鋼の海水中の腐食量について

(1) 調査の目的

高張力鋼を船体外板に使用した場合、どれ程の腐食予備厚をとればよいかということについての基礎資料を得る目的で文献に出ている高張力鋼の腐食量を調査し、10年後の腐食量を推定して見る。

(2) 調査の進め方

高張力鋼を外板に使用した船舶の長期腐食実績が無いので、次の方法で推定をして見る。

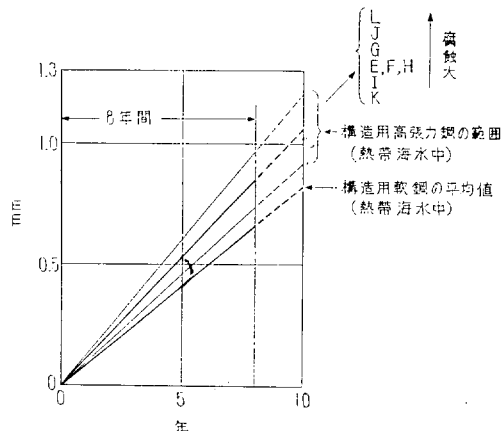
- (i) 軟鋼と高張力鋼の試験片の海水浸漬実験結果より10年後の腐食量を推定し、両者の比率を求める。
- (ii) 在来船(軟鋼)の海水中腐食量実績があるので、これの平均値を求める。
- (iii) 最後に(ii)の実績に(i)の比率をかけて、高張力鋼が10年後に船体外板としてどれ程腐食するかを推定して見る。

なお、軟鋼と高張力鋼の大気中曝露比較結果も併せ調査して見た。

(3) 文献の検討

(i) 軟鋼と高張力鋼の海水中浸漬結果^D

パナマ地方の熱帯海水中における8年間の浸漬実験結果



6.1 図 軟鋼と高張力鋼の熱帯海水中8年間浸漬結果

6.1 表 長期浸漬実験に使用した供試材料組成

鋼 種 類	仕 様	成 分 (%)									
		C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Cu	Mo	
A	Unalloyed Low Carbon	QQ-S-741 Type 11 Grade A Class 1	0.24	0.48	0.040	0.027	0.008	0.03	0.051	0.080	—
D	Copper Bearing	QQ-S-741 Type 11 Grade A Class 2	0.22	0.44	0.019	0.033	0.009	Trace	0.140	0.350	—
E	Nickel (2%)	RR-SPECS-3-A	0.20	0.54	0.012	0.023	0.180	0.15	1.940	0.630	—
F	Nickel (5%)	SAE-2515 5% Ni Steel	0.13	0.49	0.010	0.014	0.160	0.10	5.510	0.062	—
G	Chromium (3%)	Max. 0.10% C Hot Rolled	0.08	0.44	0.010	0.017	0.130	3.16	0.160	0.110	0.02
H	Chromium (5%)	AISI Type 501D.	0.08	0.41	0.020	0.019	0.200	5.06	0.110	0.062	0.52
I	Low Alloy	Proprietary Cu-Ni	0.08	0.47	0.007	0.026	0.060	None	1.540	0.870	—
J	Low Alloy	Proprietary Cu-Cr-Si	0.15	0.45	0.113	0.026	0.470	0.68	0.490	0.420	—
K	Low Alloy	Proprietary Cu-Ni-Mn-Mo	0.07	0.75	0.158	0.022	0.040	Trace	0.720	0.610	0.13
L	Low Alloy	Proprietary Cr-Ni-Mn	0.13	0.60	0.089	0.021	0.150	0.55	0.300	0.610	0.159

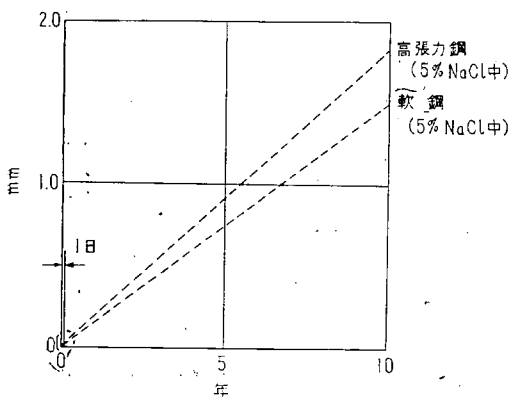
果であって、使用した軟鋼及び高張力鋼の組成は 7.1 表の通りである。この文献によると表中 A 材が軟鋼で他は総べて構造用高張力鋼であると記されている。

10年間を想定すると高張力鋼は 1.05 mm、軟鋼は 0.8 mm 腐食する。腐食量の比率は約 1.3 である。

(ii) 軟鋼と高張力鋼の 5% 塩水浸漬結果²⁾

6.2 表

鋼 種	C	Si	Mn	P	S	Cu
高張力鋼	0.16	0.316	1.33	0.027	0.012	0.56
軟 鋼	0.19	0.126	0.44	0.015	0.034	0.17



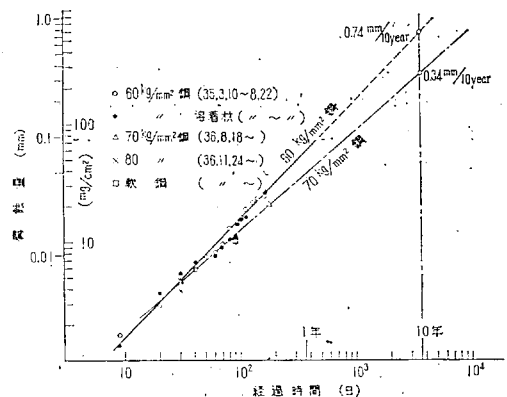
6.2 図 軟鋼と高張力鋼の塩水浸漬結果

本資料は24時間という短期の塩水中浸漬実験の結果であるため、10年後をこの資料より推定することは出来ない。しかし、両者の腐食の度合いの傾向を見るための参考にはなると考えられる。即ち、高張力鋼は軟鋼より塩水中での腐食の度合いが大である。

(iii) 軟鋼, 60K, 70K, 80Kハイテンの実験室内海水浸漬結果³⁾

本資料より明らかに判ることは、60Kハイテンよりも70Kハイテンの方が耐食性が良好であることである。

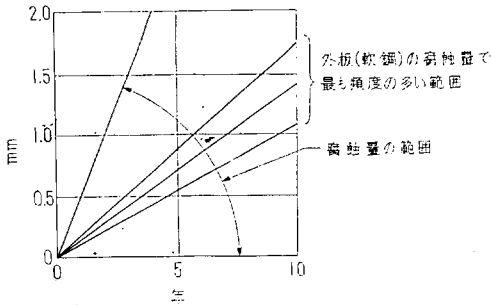
これは後に出て来る、大気中の腐食試験結果でも同じような傾向が見られる。



6.3 図 軟鋼60K, 70K, 80Kハイテンの海水浸漬結果

次に、明らかに判定することは出来ないが、高張力鋼より軟鋼の方が耐食性が良好のように見えるふしもある。

(iv) 在来船の腐食実績⁴⁾



6.4 図 実船の腐食実績

この調査はA型戦艦船47隻(10~15船命)の腐食量の実績である。腐食量は14年間で0~7mmの広い範囲に分布しており、平均値を定め難い。しかし、最も多く見られる腐食量は10年間で1.1~1.7mmのところ集中している。そして、その平均をとると1.4mm/10年ということになる。

(4) 結論

以上の極く小数の資料から結論を纏めることは試験材料の組成の相違、試験環境の相違、また短期実績をそのまま長期実績の基礎としたこと等の点から見て非常に難しい。更にまた、A型戦艦船に対して措かれていた防食対策よりも、現在の防食対策の方が塗料の性能においても、電気防食の技術においても長足の進歩があるがこれを無視していることも考えなくてはならない。

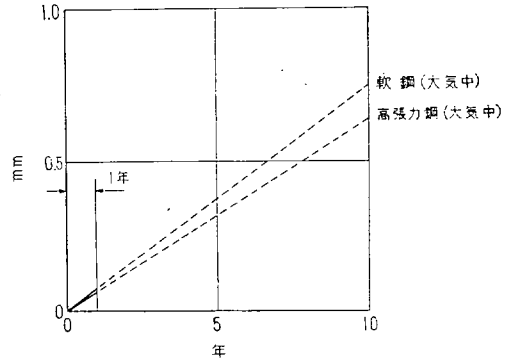
しかしこのような危険を考えず強いて結論を纏めれば次のようである。

- (i) 高張力鋼は軟鋼より海水中の腐食量が多いようである。
- (ii) 海水中で高張力鋼は軟鋼の1.3倍程度腐食量が多いようである。
- (iii) 軟鋼の外板が海水中で10年間に1.4mm腐食するところが一番多いと思われるから、高張力鋼の外板は海水中で10年間で1.8mm程度腐食する箇所が最も多いと推定される。

6.2 高張力鋼の大気中の腐食量について

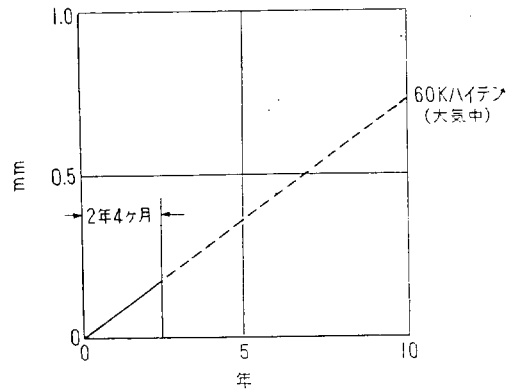
(1) 文献の検討

(i) 軟鋼と高張力鋼の大気中腐食試験⁵⁾



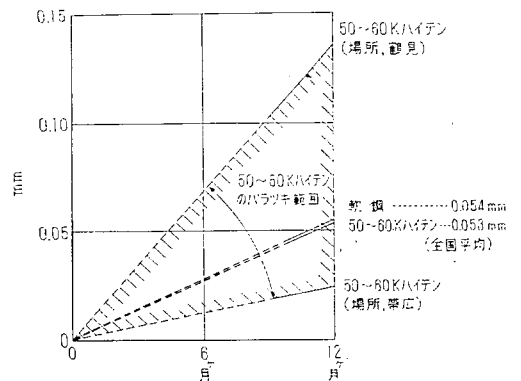
6.5 図 軟鋼と高張力鋼との大気中腐食試験結果

(ii) 高張力鋼の大気中腐食試験⁶⁾

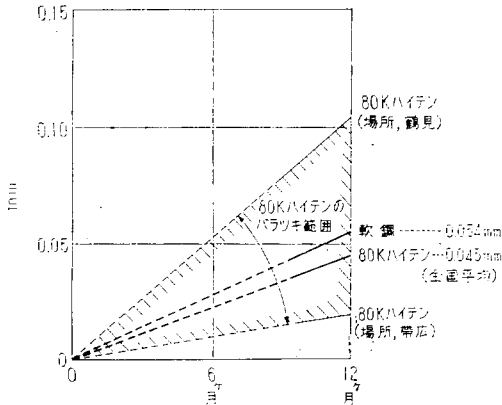


6.6 図 60Kハイテンの大気中腐食試験

(iii) 軟鋼と高張力鋼の大気中腐食量について⁷⁾



6.7 図 50~60Kハイテンと軟鋼との大気中腐食結果



6.8 図 80K-Hi-Ten と軟鋼との大気中腐食結果

(2) 結 論

- (i) 高張力鋼は軟鋼より大気中の耐食性が僅かに勝る。
- (ii) 80K-Hi-Tenは軟鋼より大気中の耐食性が明かに勝る。
- (iii) 大気中腐食量は高張力鋼、軟鋼とも場所により非常に変化する。即ち、(i)-(ii)の試験実施場所は御前崎、枕崎、高山、輪島、帯広、日本鋼管技研(鶴見)、石川島播磨(東京江東区)の7ヶ所であるが、極端に差の出たのは帯広と鶴見で、その差は約5倍にも達している。
- (iv) 全国平均をとることは非常に難しいが、10年間の大気中腐食量を推定して見ると、高張力鋼、軟鋼とも約 0.6~0.7 mm 程度である。

(大野 檀)

参考文献

- 1) Corrosion of Metals in Tropical Environment, Corrosion, 1961年3月
- 2) 耐食性試験, 材料試験 第4巻23号, 昭和30年6月
- 3) 横浜国大工学部造船工学科教室資料

- 4) 在来船の腐食実情調査結果, 某船級協会資料, 昭和34年4月
- 5) 軟鋼と高張力鋼の大気中腐食試験, 材料試験, 第4巻23号, 昭和30年6月
- 6) 高張力鋼の大気中腐食試験, 日本製鋼技報, 鋼板特集, 1961年7月号
- 7) 各種金属材料および防錆皮覆の大気腐食に関する研究 [第3報], 陸上鉄骨構造物防食研究会, 昭和36年12月

6.3 高張力鋼の腐食疲労

(1) 目 的

構造部材としての高張力鋼の用途は次第に開発され、船舶に於ても溶接性のすぐれたものが注目されている。しかし、船舶の場合には強度のみならず耐食性も良好でなければならない。又、溶接部及び熱影響部は母材と組織を異にするので、腐食に対する抵抗も異ると予想される。これは高張力鋼及びその溶接部について疲労試験を行い、海水腐食の影響及び防食塗料の保護効果についての研究である。

(2) 試験方法

使用材料は 50 kg/mm² (HS-1) 及び 60 kg/mm² (2H) 高張力鋼で、その成分及び機械的性質は 6.3 表の通りである。厚さ 22 mm の板より試片の軸が圧延方向と一致するように試片を採取した。試片にはチャック部と荷重点の間にテーパ部をもうけ、テーパ部中央に最大応力が加わるようにした。溶接材の場合には溶接線と最大応力点を一致させた。腐食液としては天然海水を用い、裸材では海水を満した円筒中で試片を回転させて腐食させたが、塗粧試片では、海水を試験部に流下させる方法をとった。使用試験機は回転数毎分 2,900 の片持梁型回転彎曲試験機である。腐食疲労試験中、飽和甘汞電極を基準として、時々、試片の電位を記録した。防食用に使用した塗料はビニール系船底塗料及び高濃度亜鉛塗料である。

6.3 表

鋼 種	組 成 (%)					機 械 的 性 質		
	C	Si	Mn	P	S	降 伏 点 kg/mm ²	引 張 強 度 kg/mm ²	伸 長 %
50キロ鋼	.18	.40	1.02	.022	.020	35	54	23
60 "	.15	.41	1.23	.023	.014	48.9	61.8	20.1

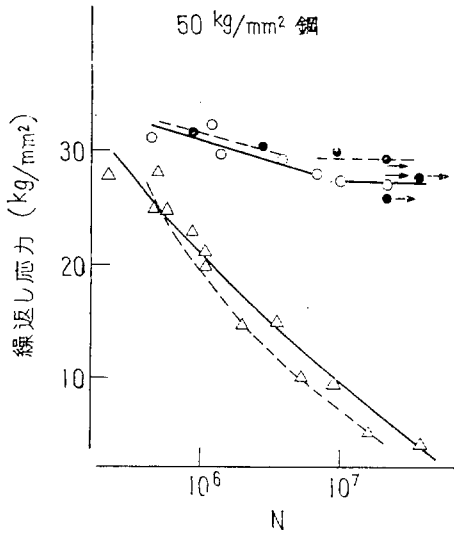
(3) 試験結果及びその考察

母材及び溶接部の S-N 曲線を 6.9 図及び 6.10 図に示す。腐食疲労に於ては明らかな疲労限度が得られないので、便宜的に 20×10⁶ に於ける応力を以て疲労限度とし、この値を 6.4 表に示す。大気中の疲労限度は両鋼種とも溶接材の方が母材より約 10% 大きい、腐食疲労強

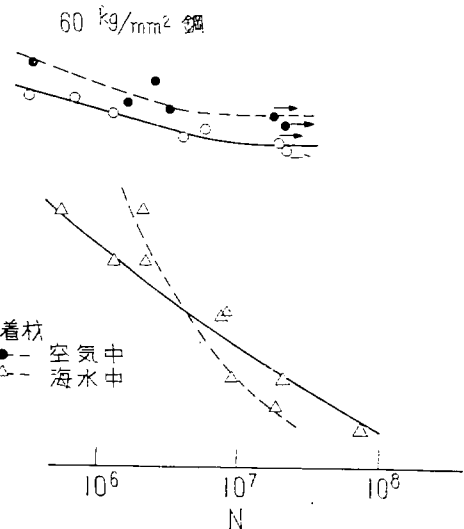
度は逆に溶接材に比べて母材の方が、約 30% 大きい。6.11 図は引張強さに対する疲労強度の関係を図示したものであるが、(同図には軟鋼の結果も参考の為に代入してある。) この図から、大気中の疲労限度は引張強さにほぼ比例すると見ることが出来るが、腐食疲労強度には引張強さから期待出来るような差はないと認められる。

6.4 表

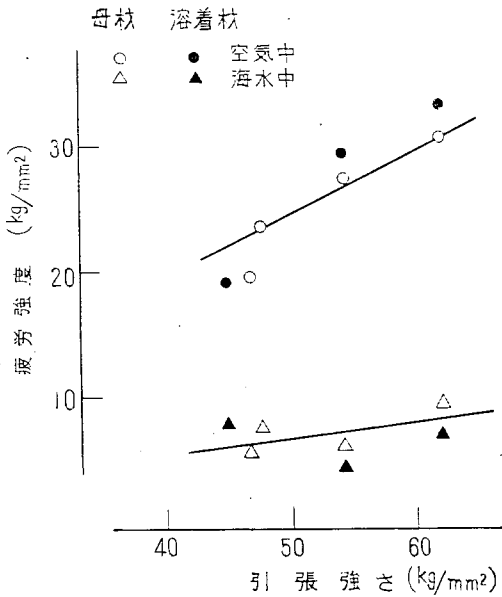
	母材				溶接材			
	空气中	海水腐食			空气中	海水腐食		
		裸材	VS 塗粧	ZRP 塗粧		裸材	VS 塗粧	ZRP 塗粧
50キ口鋼	27.3	6.2	22.9	19.2	29.5	4.5	21.8	15.9
60キ口鋼	30.6	9.7	29.5	28.3	33.2	7.2	27.4	26.2



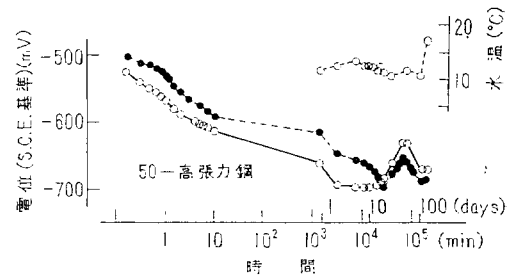
6.9 図



6.10 図



6.11 図



6.12 図

煩雑を避ける為塗粧試片の S-N 曲線群は 6.9 図及び図には載せなかったが、これらの曲線群は空气中の試験の S-N 曲線に類似し、明らかな疲労限度を与えるように見える。6.4 表に見るように、塗粧により疲労限度は空气中の値の 75 乃至 95% 程度まで快復する。即ち塗料を使用することは腐食疲労に対して相当に有効である。

溶接材の腐食疲労破断は溶着金属部が母材と溶着金属の境界部で起っている。溶着部と母材とは組織が異なる為、両者の間に電位差を生じ、腐食が母材のみの場合に比べて激しいといわれるが、どちらが浸されるかは一定

しないようである。本試験に供した材料の母材及び溶着部から小片を切り出し、リード線をつけ、電流計を介してつなぎ海水中に浸して電流を測ると同時に時々回路を開いてその各々の電位を測ったところ、はじめは溶着材が貴であったが、途中で母材が貴となり、電流も逆転した。6.12図が電位の変化を示したものである。従って、母材と溶着材の何れが腐食され易いかは一義的には決らず、その時の各種の条件によって支配されるものと思われる。

(南 義夫)

7. 工 作 法

60 kg/mm² 級以下の高張力鋼の加工性、溶接性については、すでに高張力鋼工作基準委員会および造船研究協会の第33研究部会¹⁾、第36研究部会²⁾等において研究がなされたが、これらの結果をまとめてみるとなお若干の問題は残されているが、いずれも工作的に避け得る問題と考えられる。たとえばシヤーとかローラーシヤーで切断された縁はフリーエッジのままでは延性が低下し脆化するので硬化部を切削する必要があるが、これはガス切断を使用することにより避けることが出来る。実際に軟鋼の場合でもシヤーはほとんど使用せず、ガスで切断しているので問題ないと考えられる。もちろんガス切断でも高張力鋼の場合には、軟鋼以上にガスノッチをなくすることがのぞましいので、切断方法を工夫することにより、グラインダー仕上げ等のための工数増加を出来るだけ減らす努力は必要である。

また、フランジ等の冷間加工を行った材料の靱性についてはいろいろと研究されているが、まだはっきりした結論は出ていないようである。しかし、ラウンドガンネル等に使用する場合には表面歪があまり大きくなりないうよう注意を要する。

その他の熱間加工とか溶接性の問題、あるいはアークストライクによる悪影響等については軟鋼以上に工作上の注意は必要であるが、いずれも解決し得る問題であり、工数の増加も努力すれば十分減じ得ると考えられる。

高張力鋼、とくに調質鋼の使用に当って、熱間加工とか歪取りの際にその熱処理温度以上に加熱しないように、また予熱とか後熱の場合にはいわゆる青熱脆性範囲の温度を避ける等、温度の管理が重要な問題となるが、十分注意してやれば材質の劣化はないようである。

結論として工作法に関しては、設計に制約を加えるような問題は一応ないものと考えられる。

(河野 卓・中野 毅)

参考文献

1) 日本造船研究協会第33研究部会「船体用特殊鋼板の

研究」(防衛庁委託研究)資料

2) 日本造船研究協会第36研究部会「HT60厚板の溶接性及び加工性の研究」(防衛庁委託研究)資料

8. 許 容 応 力

構造物の許容応力は各業種によりかなりの差があり、これには設計基準条件や外力の設定などに考え方の差があるためと思われる。しかし許容応力値は技術革新にもなって次第に増加して行く傾向は世界的にうかがうことが出来る。

高張力鋼に対する許容応力の定め方には種々の方法がとられており、各鋼種別に個々の許容応力を定めている場合と、降伏応力(以下 σ_y と略記する)と抗張力(以下 σ_B と略記する)の函数として定めている場合があり、以下に後者の場合を主に考察することにする。

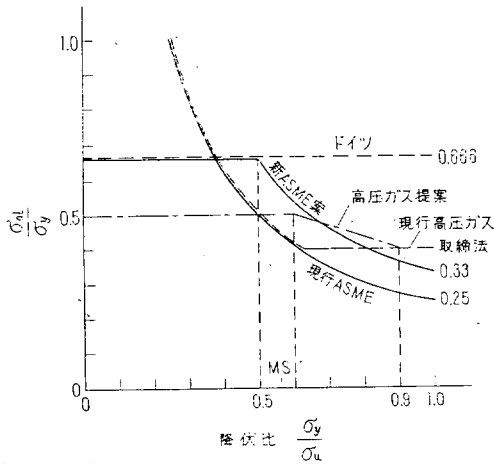
許容応力が $\sigma_y + \sigma_B$ の変数に対してどのような函数形であるべきかは現在の知識では明確にすることは出来ないが、構造物の破壊形式によって、主としてどちらによるかは推定することが出来る。

- | | |
|----------------------------------|--|
| (i) 単純引張りの破断のとき | σ_B |
| (ii) 塑性変形(引張り、曲げ、圧縮)が重要なとき | σ_y |
| (iii) 塑性変形を行って崩壊(collapse)が生ずるとき | σ_y |
| (iv) 弾性挫屈及び塑性挫屈の後の最大荷重 | σ_y |
| (v) 低応力疲労強度 | 近似的に $= \sigma_B$ |
| (vi) 低繰返し疲労強度 | 近似的に $= \sigma_B$ |
| (vii) " 歪振幅 | 近似的に静的引張の伸び ϵ |
| (viii) 脆性破壊 | 材質が最も支配的であるが、応力としては σ_y と考えられている。 |

構造物は上記の各破壊形式を考慮して許容応力を定めるべきであり、例えば压力容器においては(i)と(ii)と(vi)が主に考慮されており、欧州では(ii)の点を重視し、米国は保守的な傾向もあって(i)を重視し、高張力に対しては(vi)の点も重視している様に思われる。

ドイツの压力容器の許容応力は $\sigma_y/1.5 (=0.67\sigma_y)$ で低温容器に対しては $\sigma_y/1.8$ をとっているが、アメリカのASME規定では $1/4 \sigma_B$ をとっている。しかし米国でも最近許容応力をあげて $1/3 \sigma_B$ と $2/3 \sigma_y$ の小さい方をとるといふ新提案を考慮しているようである。この方式によると高張力鋼に対しては依然として σ_B を基準とすることになる。この関係を8.1図に降伏比を横軸にとり、許容応力と降伏応力の比を縦軸として示す。すなわち現行ASMEは $\sigma_y/\sigma_B=0.5$ で縦軸0.5を通る双曲線であるが、新提案は0.5で $0.67E$ を通る双曲線と水平線で(0.67)で規定される。

日本における高圧ガス取締法では $\sigma_B/4$ と $\sigma_y/2.5 (=$



0.4 σ_y) の大きい方をとっており、降伏比の高い T1 などの高張力鋼には規定はない。

高圧ガス取締法に対する新提案として許容応力を降伏比の函数として

$$\sigma_y/\sigma_B \text{ が } 0.6 \text{ 以下では } \sigma_{al}=1/2 \sigma_y$$

$$\sigma_y/\sigma_B \text{ が } 0.9 \text{ では } \sigma_{al}=1/2.5 \sigma_y$$

この中間は直線で結んで σ_{al} を定める

という案が考えられている。この提案で降伏比の高い材料で許容応力を下げたのは、この種の鋼材では疲労を考慮すると（これは σ_B に比例）や、低目にすべきであるという理由によっている。

橋梁関係においても最近高張力鋼が用いられているが、許容応力は各場合に応じて適当に定められており、一例では関西橋梁鉄骨溶接研究会が σ_y を基準として許容応力として $\sigma_y/1.76$ を用いることを提案している。

船舶においては次に述べる如く各船級協会が一応の見解を示している。

HT を使用した場合の各船級協会の見解

(1) LR の見解 (LR は HT 使用に対し下記 Letter を出している)

(a) 縦通肋骨式 鉾石運搬船及び油槽船に於ける高張力鋼の使用について

鉾石運搬船又は油槽船の船体に高張力鋼を使用する際許容し得る Scantling の減少量に就て数値の質問を受け取って来た。それらの提案には PL 58 が準備された時直而したよりも更に広範囲に高張力鋼を使用したい要求が見られる。

採用される処置に対しては更に検討を要するが下記事項が本件に関し造船所側と討議する場合の検査官の指針である。但し高張力鋼使用についての明確な提案はすべて本部に問合されねばならない。

(i) 係数 “K” は下記要領に従い高張力鋼に対し導き出される。

$$K = \frac{45}{U+Y} = \frac{71}{\sigma_u + \sigma_y} \text{ in kg/mm}^2$$

ここに U = 高張力鋼の破断応力 (tons/sq.in) で保障最小破断応力上保障範囲の 1/3 の点の応力値を取る。

Y = 保障最小降伏応力又は $0.7U$ のどちらか小さい方

下記鋼材に当しては特に考慮を払わねばならない。

$$Y < 0.5U$$

(ii) 縦強度

要求横截面抵抗率はルール横截面抵抗率に K 又は $0.0625 L/D$ のどちらか大きい方を掛けたものとする。

連続縦通部材に高張力鋼と普通鋼材(Mild steel)の両者を使用する場合、全断面二次モーメント及び中性軸より最端部普通鋼部材迄の距離 “ Y ” を用いて求められた抵抗率はルール抵抗率より小となつてはならない。このことは甲板及び底板に高張力鋼を使用する場合は舷側厚板、底外板又は甲板に取付く縦通材、及び縦桁も今高張力鋼を使用すべきであることを意味している。

(iii) 高張力鋼に於ける局部強度

(上記 2 項目に従う)

(i) 甲板側及び底外板付縦通材及び甲板、船底の縦桁のルール上の断面係数では係数 “ K ” により減じてよい。

(ii) 側及び底外板のルール上の板厚 (最小板厚を含む) は係数 \sqrt{K} により減じて差支えない。甲板最小板厚は現在のみとする。

(iv) ルール上 Grade D 又は E を要求される箇所に高張力鋼を使用する場合、衝撃試験を行わねばならない。但し Grade D に対する限界板厚は $0.80 \times K$ 迄減じて差支えない。又その要求されるエネルギー値は $1/\sqrt{K}$ で増加されねばならない。

(v) 提出された鋼材に対し化学分析及び機械的性質を含む明細書を提出しなければならない。協会は材質の熔接性、熔接施工要領の詳細及び使用熔接棒が満足すべきものであることを要求する。

(b) マスト及びデリックポストに高張力鋼を使用する場合 (1961. 11. 29 付 Letter より)

マスト及びデリックポストに高張力鋼を使用することは何等差支えない。協会の習慣として試験荷重に対する計算応力につきその許容応力として降伏点

の 67% 又は破断応力の 40% のいずれか小さい方を
使用している。

(2) NK の見解

σ_B 基準, 腐食予備厚 2mm で軟鋼と同等な強度と
する。(1961. 9. 12 調査)

尚現在具体案を検討中である。

(3) AB の見解

大型客船に対して σ_B 基準で腐食予備厚 0.17" (4.3
mm) を許容して居るが一般貨物船にハイテンを使用
する場合には明確な規定を指示して居ない。

最近 Ore or Oil 船の船体縦強度部材に 50kg/mm²
ハイテンを使用した場合に I/g の 10% 減少を認め
て居るが暫定的な措置と考えて居るようである。

(4) USSR の見解

$\sigma_s \geq 35 \text{ kg/mm}^2$ のハイテンを使う場合は次の規定
による。

(a) $0.5 L_{\Sigma} \cdot \text{shell, deck pleat}$

$$t_1 = \frac{A}{\sigma_s} t_0 + K \left(1 - \frac{A}{\sigma_s} \right) \text{ mm}$$

t_0 : ルールによる mild steel の板厚

$K=1.5$ strength deck of cargo vessel

$=3.0$ shell pleat

$=4.0$ strength deck & shell pleat of
tanker

$A=28$ when $\sigma_b - \sigma_s = 20$

$=29$ " $=15$

$=30$ " $=10$

$\sigma_b = \text{ultimate, breaking strength of HT}$

$\sigma_s = \text{yield point}$ "

(b) 板厚を軽減した時挫屈, 局部強度に対して注意の
こと。

(c) ハイテン使用の際腐食後の船体 I/y は軟鋼の場合
の腐食後の I/y の A/σ_s 倍なければならない。

(d) ガーダー等の I/y は次の通り

$$w_1 = 1.05 A/\sigma_s w_0 \dots \dots \text{cargo}$$

$$w_1 = 1.1 A/\sigma_s w_0 \dots \dots \text{tanker}$$

(w_0 : mild steel 使用のときの I/y)

(w_1 : highten 使用のときの I/y)

以上の板厚決定式中 $A\sigma_s$ は σ_b, σ_s いずれも変化した
両者とも考慮に入れているかたちになっている。し
かし上式で計算した結果は σ_B 基準で計算したもの
を僅かに上廻っている。

(5) BV の見解

1951年版には下記の通り定めてあるが, 1958年版に
は算式は削除されている。

$$t = T \left[\frac{180 - 1.59R}{100} \right]$$

R : breaking stress of HT

T : normal thickness for ordinary steel

t : thickness for HT

yield point の特に高いものに対しては上式の 1.59
の代りに 1.66 を使用する。

但しいかなる場合でも $t \geq 0.82 T$

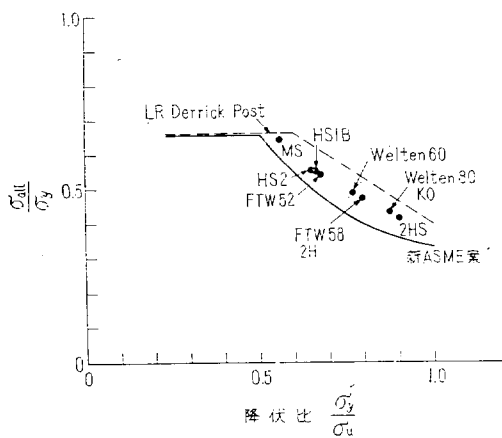
これは明らかに σ_B 基準で腐食予備厚は考えに入れ
ていない。

(6) NV の見解

Rule には協会の承認を受ければよいとあるのみ。

見解は未調査。

これによると縦強度に対してはほとんどの協会が σ_B
を基準としており, ソ連の場合のみ σ_B と σ_y の中間を
標準としている (これはほとんど σ_y を基準としたもの
に近い)。局部強度に対しては LR は σ_B と σ_y の中間
を標準とする考え方を採用しており, これに従って高張
力鋼を使用するとすると, その許容応力は (軟鋼の許容
応力を 15 kg/mm² にした場合) 8.2 図のようになる。船
体においては最近 Yuille¹⁾ は船体の損傷は航海中の最大
異常応力で設計すべきで, この場合は過去の実船の破壊
実験例 (8.1 表) に示す如くすべて挫屈による船体の圧壊
を考えるべきであるとしている。



8.2 図

さらに低繰返し疲労による損傷は局部的に限られ, ま
た亀裂の伝播段階において, 発見し, 修理しうるので,
これをもって船体の設計を規定すべきでないと思ってい
る。この見解も充分考慮する価値があると思われる。現
在では σ_B を基準としたものは, 充分安全側にあり, む
しろ σ_y と σ_B の中間を標準とした許容応力を考慮する
ことも充分意味がある。

8.1表 実験による船体の破壊強度 (ultimate strength)

船名	設計時	破壊の最大モーメント	
		設計で仮定した最大モーメント	破壊時の応力 降伏応力
Preston	第一次大戦	3.58	0.625
Bruce	"	1.83	0.594
Albuera	第二次大戦	2.91	0.74

なお次に各業種における許容応力を示す。

他業界における許容応力・安全率の 採り方の調査資料

(1) 許容引張応力

水圧鉄管については戦国では古くから抗張力に対して安全率4が広く慣用されていたが、鉄管の破壊例からみて、管厚の不足によるものではなく、また近來の技術面の向上により世界的傾向として、従来より幾分許容応力の値を大きく定め、安全率を用いず各材料の種別により夫々に許容応力を規定している。そのとり方も従来の抗張力を対象とする考え方から、降伏点を基準とするものになっている。例えば SS 41 に対しては、従来の安全率4 (1,025 kg/cm²) から新しく降伏点の 1/2 (1,150 kg/cm²) を採る様に定めている。

水門扉については危険性及び経済性の点から常時使用状態にあるものとそうでないものとに分け、前者は上記の水圧鉄管と同じ許容応力を採り、後者はその約15%増しの許容応力を採っている。(以上「水門鉄管技術基準」)

許容応力を高める傾向は一般的なものであり、「鋼鉄道橋設計示方書」においては鋼材の強度上昇と、これまでの経験及び諸外国の例から 1,200 kg/cm² を 1,300 kg/cm² に増加しており、SS 41 の降伏点と比べるとその 1/1.77 となった。「送電用鉄塔設計標準」においては試験結果などから許容応力を 1,450 kg/cm² から 1,600 kg/cm² 位まで高めるべきであるとの意見も出ている。「鋼道路橋設計示方書」においても 1,300 kg/cm² から 1,400 kg/cm² にしている。

「ボイラ、圧力容器構造規格」においては高温度における鋼材の計算に使用する許容引張応力として、各鋼材につき各温度に対する許容応力をグラフによって示している。

(2) 許容圧縮応力

「水門鉄管技術基準」「ボイラ、圧力容器構造規格」においては引張強さと等しいものとしている。「鋼道路橋設計示方書」「鋼鉄道橋設計示方書」「水門鉄管技術基準」「送電用鉄塔設計標準」では長柱の考えを採り入れて規定している。それらの式は一覧表に示す通りである。長柱の範囲 (Euler 式の適用範囲) は実験結果より決めて

いる。

(3) 許容剪断応力

「鋼鉄道橋示方書」によれば最大剪断応力説や最大剪断歪エネルギー説、Ros の実験などの検討により、引張許容応力の約 60% としている。「水門鉄管技術基準」では 80%、「ボイラ構造規格」では 85% としており、また「鋼構造計算規準」では剪断応力と曲げ応力が同時に作用するときに便利だとして、引張許容応力の $1/\sqrt{3}$ としている。

(4) 許容曲げ応力

「鋼鉄道橋示方書」「鋼道路橋示方書」及び「水門鉄管技術基準」では、桁の引張縁については許容引張応力と同じく、圧縮縁については許容圧縮応力に準じて規定している。「送電用鉄塔設計標準」「鋼構造計算規準」においてはこの区別はなく、数値だけで与えている。又「鋼道路橋示方書」では軸方向圧縮力及び曲げを受ける部材に対する換算式を規定している。この式は圧縮のみによる応力度の許容応力に対する比と、曲げのみによるそれとの和を 1 以下として、他の許容応力との均衡を保つようにしたもので「鋼鉄道橋示方書」にはこの規定はないが、これと同じ考え方をしている。

(5) 許容応力の割増

「鋼鉄道橋示方書」「鋼道路橋示方書」「水門鉄管技術基準」「鋼構造計算規準」などにおいては、まれにしか起らぬ様な荷重を考慮して計算する場合には許容応力を増加することを認め、その増加の割合を規定している。

(6) 高張力鋼の許容応力

「水門鉄管技術基準」ではハイテンを使用する時は、その都度許容応力の値について所轄官庁の承認を受けることとしている。

その基本的な考え方は軟鋼の許容応力の規定に準じて決定し、 σ_B と σ_y の差の少ないものでは材料試験により、伸び、疲労強さ等を検討の上決定する必要があるとのみ云っている。

「送電用鉄塔設計標準」においても、SS 41 に準じて定めて、それを標準にするとしている。

関西橋梁鉄骨溶接研究会の「高張力鋼を使用した鋼道路橋設計指針の一提案」(添付別紙)では、軸方向の引張許容応力に対しては合成桁の限界変形の照査を行うのに

第 46 研究部会「高張力鋼の高速船船体構造への応用に関する研究」

便利であると云う理由から「鋼鉄道橋設計示方書」の SS 41 に対する γ_F (降伏点に対する安全率) = 1.76 を用いて許容応力を出している。また圧縮および曲げ応力度については軸方向引張応力度を基として「鋼道路橋設計示方書」の方針に従って定めている。またプレートガーターの腹板の許容剪断応力は許容引張応力に従って「鋼道路橋設計示方書」から求めるとやや高めに出るので、

諸外国の例 (独・米などの示方書では $\tau_j = \sigma_{Ta} / \sqrt{3}$) に近くなる様に値を小さくしている。

(秋田好雄・服部堅一・西牧興)

参考文献

- 1) Yuille; Longitudinal Strength of Ships, INA 1962年 春季講演会前刷

許容応力一覧表 (kg/cm²)

示方書・基準等		鋼道路橋設計示方書 (改訂)	鋼道路橋設計示方書 (改訂)	鋼道路橋設計示方書	水門鉄管技術基準 (鉄管)
材質	構造用鋼	S S 41 S M 41	S M 50 A S M 50 B	S S 41	S S 41 (S M 41)
軸方向 応力	引張応力 (純断面につき)	1,400 kg/cm ²	1,900 kg/cm ²	1,300 kg/cm ²	1,150 kg/cm ²
	圧縮応力 (総断面につき)	$0 < L/r \leq 110$ $1,300 - 0.06(L/r)^2$ $L/r > 110$ $7,200,000(r/L)^2$	$0 < L/r \leq 90$ $1,800 - 0.11(L/r)^2$ $L/r > 90$ $7,200,000(L/r)^2$	$0 < L/r \leq 110$ $1,200 - 0.05(L/r)^2$ $L/r \geq 110$ $7,200,000(r/L)^2$	1,150
	圧縮添接材 (総断面につき)	1,300	1,800	1,200	
曲げ 応力	引張縁 (純断面につき)	1,400	1,900	1,300	
	圧縮縁 (総断面につき)	$1,300 - 0.6(l/b)^2$	$1,800 - 1.1(l/b)^2$	$l/b \leq 30$ $1,200 - 0.5(l/b)^2$	
剪断力	鋼板総断面 純断面	800 1,000	1,100 1,400	800 1,000	900
軸方向 圧及 縮び 応曲 力 げ 応力	水平軸のまわりの座掘 σ_{ca1} : 水平軸まわりの 回転半径を用いた軸方向許容圧縮応力 垂直軸のまわりの座掘 σ_{ca2} : 垂直軸まわりの 回転半径を用いたもの σ_{ca3} : 曲げ応力に対する圧縮縁のもの	$P/Ag + M/I \cdot y_c \frac{\sigma_{ca1}}{1300}$ $\leq \sigma_{ca1}$ $P/Ag + M/I \cdot y_c \leq \sigma_{ca3}$ ただし $P/Ag \leq \sigma_{ca2}$	$P/Ag + M/I \cdot y_c \frac{\sigma_{ca1}}{1800}$ $\leq \sigma_{ca1}$ $P/Ag + M/I \cdot y_c \leq \sigma_{ca3}$ ただし $P/Ag \leq \sigma_{ca2}$		

示方書基準等		イギリス (1949) 鉄道橋設計示方書	ドイツ (1951) 鉄道橋設計示方書	A.A.S.H.O (1953) アメリカ(道路橋)	鋼構造 計算規程
材質	構造用鋼	B S 15	St. 37	A S T M A 7-50 T	S S 41 (S M 41)
軸方向 応力	引張応力 (純断面につき)	1,420 kg/cm ²	1,400 kg/cm ²	1,265 kg/cm ²	1,600 kg/cm ²
	圧縮応力 (総断面につき)	グラフ	グラフ	$l/r \leq 140$ $1,055 - 0.018(l/r)^2$	1,600
	圧縮添接材 (総断面につき)			1,265	
曲げ 応力	引張縁 (純断面につき)	1,420	1,400		1,600
	圧縮縁 (総断面につき)	$50 > l/b \geq 20$ $1,965 - 27.5(l/b)$ $l/b < 20$ 1,420		$1,265 - 0.35(l/b)^2$	
剪断力	鋼板総断面 純断面	865	808	773	900
軸方向 圧及 縮び 応曲 力 げ 応力	水平軸のまわりの座掘 σ_{ca1} : 水平軸まわりの 回転半径を用いた軸方向許容圧縮応力 垂直軸のまわりの座掘 σ_{ca2} : 垂直軸まわりの 回転半径を用いたもの σ_{ca3} : 曲げ応力に対する圧縮縁のもの		重心が桁高の中心にある か、引張縁に近い場合 $w P/A + 0.9M/W \leq \sigma_{ta}$ 重心が圧縮縁に近い場合 $w P/A + 0.9M W_c / \leq \sigma_{ta}$ $w P/A + \frac{300 + 2\lambda}{1,000}$ $\frac{M}{W_t} \leq \sigma_{ta}$		

許 容 応 力 一 覧 表 (kg/cm²)

水門鉄管技術基準 (鉄管)	水門鉄管技術基準 (水門)	送電用鉄塔設計標準	送電用鉄塔設計標準	AREA(1950) アメリ カ鉄道橋設計示方書
S M50	S S41 (S M41)	S S41	S S50	A S T M A-7
1,600 kg/cm ²	1,150 kg/cm ²	1,450 kg/cm ²	1,750 kg/cm ²	1,265 kg/cm ²
1,600	$0 < L/r \leq 110$ $1,060 - 0.044(L/r)^2$ $L/r > 110$ $6,350,000(r/L)^2$	$L/R \leq 100$ $1,450 - 500(L/100R)^2$ $100 < L/R \leq 220$ $1,900 \div \{1 + (L/R100)^2\}$	$L/R \leq 100$ $1,750 - 700(L/100R)^2$ $100 < L/R \leq 150$ $2,900 \div \{1 + 1.76(L/100R)^2\}$ $150 < L/R \leq 220$ $1,900 \div \{1 + (L/100R)^2\}$	$l/r < 140$ 端リベット結合 $1,055 - \frac{7}{400}(l/r)^2$ 端ピン結合 $1,055 - \frac{7}{300}(l/r)^2$
	1,060	1,450	1,750	
	1,150	1,450	1,750	1,265
	$1,060 - 0.4(l/b)^2$			$l/b \leq 40$ $1,265 - 0.35(l/b)^2$
1,250	900	1,100	1,300	770

鋼構造計算規準	鋼構造計算規準	NK-HITEN 60 とその橋梁 への応用 (日本鋼管KK)	高張力鋼を使用した鋼道 路橋の設計指針の一提案 (関西橋梁鉄骨溶接研究会)
S S50	S M50	NK-HITEN 60	S M50
2,000 kg/cm ²	2,200 kg/cm ²	2,600 kg/cm ²	1,800 kg/cm ²
2,000	2,200	$0 < l/r \leq 80$ $2,400 - 0.199(l/r)^2$ $l/r > 80$ $7,200,000(l/r)^2$	$0 < l/r \leq 100$ $1,700 - 0.098(l/r)^2$ $l/r > 100$ $7,200,000(l/r)^2$
		2,400	1,700
2,000	2,200	2,600	1,800
		$2,400 - 2.0(l/b)^2$	$1,700 - 0.98(l/b)^2$
1,200	1,300	1,900	1,200
		$P/Ag + M/I_c \cdot Y_c \frac{\sigma_{ca1}}{2,400} < \sigma_{ca1}$ $P/Ag + M/I_c \cdot Y_c \leq \sigma_{ca3}$ ただし $P/Ag \leq \sigma_{ca2}$	$P/Ag + M/I_c \cdot Y_c \frac{\sigma_{ca1}}{1,700} \leq \sigma_{ca1}$ $P/Ag + M/I_c \cdot Y_c \leq \sigma_{ca3}$ ただし $P/Ag \leq \sigma_{ca2}$

使 途	製 造 所	商 品 名	化 学 成 分 (最大又は範囲 %)								
			C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	
一 般 用 鋼 管	川 崎 製 鉄	HTP-47 W	0.16	0.20 ~0.50	0.80 ~1.30	0.03	0.03	0.03	0.25	0.10	
		HTP-52 W	0.18	0.30 ~0.50	0.90 ~1.50	同 上					
		HTP-57 W	0.20	0.35 ~0.55	1.10 ~1.70	同 上					
		HTP-57 VW	0.18	0.30 ~0.50	0.90 ~1.50	同 上					
		QT-60 A	0.12	0.15 ~0.30	0.60 ~1.00	0.03	0.03	0.04	0.40 ~0.70	0.40 ~0.70	
		QT-60 B	0.20	0.35 ~0.55	1.10 ~1.50	0.03	0.03	0.03	—	—	
		K-O	0.10 ~0.20	0.15 ~0.35	0.60 ~1.00	0.030	0.030	0.15 ~0.50	0.70 ~1.00	0.40 ~0.80	
	日 本 鋼 管	NK-HITEN HS-1 B	0.18	0.55	1.30 (<i>t</i> ≤30) 1.40 (<i>t</i> >30)	0.035	0.040	—	—	—	
		NK-HITEN HS-1 C	同 上								
		NK-HITEN HS-2	0.18	0.60	1.50	0.035	0.040	—	—	—	
		NK-HITEN 60 A	0.18	0.55	1.50	0.035	0.040	—	—	—	
		NK-HITEN 60 B	0.16	0.55	1.35	0.035	0.040	—	0.60	0.40	
		NK-HITEN 80	0.18	0.15 ~0.35	1.00	0.035	0.040	0.15 ~0.50	1.00	0.80	
		WELCON-50 B	0.18	0.55	1.35	0.035	0.040	—	—	—	
WELCON-50 C		同 上									
WELCON-2 H		同 上									
WELCON-2 H SUPER	0.08 ~0.16	0.55	0.60 ~1.20	0.035	0.040	—	1.00	0.50			
WELCON-2 H ULTRA	同 上						0.15 ~0.50	1.50	0.80		

鋼 規 格 値 一 覧 表

				機 械 的 性 質				
Mo	V	B		降 伏 点 (kg/mm ²)	引 張 強 さ (kg/mm ²)	伸 び (%)	曲 げ 180° (内側半径/厚さ)	V シャルピー (kg·m/cm ²)
—	—	—		30	47	*27 ($t > 38$) 24 ($t \leq 38$)	1.0	4.5 ($t \leq 25$)
				33	52	*25 ($t > 38$) 22 ($t \leq 38$)	1.0	4.0 ($t \leq 25$)
				36	57	*23 ($t > 38$) 20 ($t \leq 38$)	1.0	3.5 ($t \leq 25$)
	0.20	—		36	57	*23 ($t > 38$) 20 ($t \leq 38$)	1.0	3.5 ($t \leq 25$)
0.20	0.03 ~0.10	—		48	60	16	1.0 ($t \leq 32$) 1.5 ($t > 32$)	8.0
—	—	—		46	60	16	同 上	6.0
0.04 ~0.06	0.03 ~0.08	0.002 ~0.006		70	80~95	18*	1.0	6.0 3.5 (-30°C)
—	—	—		33	50~60	20	1.0 ($t \leq 19$) 1.5 (19 < $t \leq 32$) 2.0 ($t > 32$)	3.5
								6.5
—	—	—		36	55~65	18	1.5 ($t \leq 19$) 2.0 ($t > 19$)	3.5
0.30	0.10	—		46	60	16	1.5 ($t \leq 32$) 2.0 ($t > 32$)	6.0
0.30	0.15	—		同 上				
0.60	0.10	0.006		70	80	18*	同 上	6.0 (-10°C)
—	—	—		33	50~58	22 ($t \leq 20$) 22 (20 < $t \leq 50$)	1.0 1.5	3.5
				同 上				
				46	58~68	25 ($t \leq 20$) 30 (20 < $t \leq 25$) 30 (25 < $t \leq 35$)	1.0 1.0 1.5	8.0
0.40	—	—		63	70~80	22 ($t \leq 20$) 25 (20 < $t \leq 25$) 25 (25 < $t \leq 35$)	1.0 1.0 1.5	8.0
0.70	(0.10)	(0.006)		70	80~95	20 ($t \leq 20$) 22 (20 < $t \leq 25$) 22 (25 < $t \leq 35$)	1.0 1.0 1.5	6.0

使 途	製 造 所	商 品 名	化 学 成 分 (最大又は範囲 %)									
			C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr		
一 般 用 鋼	富 士 製 鉄	FUJI HITEN	FTW-52	0.18	0.55	1.50	0.030	0.030	—	—	—	
			FTW-58	0.17	0.55	1.50	0.030	0.030	(調質を行い必要に応じ)			
	三 菱 製 鋼	V-52	HI-Z	0.18	0.15 ~0.35	0.60 ~1.20	0.030	0.030	0.15 ~0.50	0.70 ~1.00	0.40 ~0.80	
			V-52	0.15 ~0.20	0.30 ~0.60	1.00 ~1.40	0.035	0.035	0.15 ~0.50	(Ni, V, Ti, B — —)		
	八 幡 製 鉄	WEL-TEN-50 A	V-65	0.14 ~0.20	0.20 ~0.40	0.80 ~1.20	0.035	0.035	0.20 ~0.50	(同 — 0.30 ~0.70)		
			WEL-TEN-50 B	同 上								
	耐 候 性 鋼	富 士 鋼 管	FUJI COR-TEN	WEL-TEN-55	0.18	0.35 ~0.55	1.20 ~1.50	0.035	0.040	—	—	—
				WEL-TEN-60	0.16	0.55	1.30	0.04	0.04	—	0.60	0.04
				WEL-TEN-80	0.18	0.15 ~0.35	0.60 ~1.20	0.035	0.040	0.15 ~0.50	1.50	0.40 ~0.80
				YAW-TEN 50	0.12	0.25 ~0.75	0.20 ~0.50	0.07 ~0.15	0.05	0.25 ~0.55	0.65	0.30 ~1.25
鋼	八 幡	YAW-TEN 50	CUPTEN	0.12	0.60	0.60	0.060 ~0.120	0.040	0.20 ~0.50	—	0.40 ~0.80	
			YAW-TEN 50	0.12	0.35	0.60 ~0.90	0.060 ~0.120	0.040	0.25 ~0.50	—	—	

- 註 1) 適用厚さは、特記の外 13 mm 以上とする。
 2) 伸びに於ける*印は L(標点距離)=50 mm の場合を示す。
 3) 衝撃値は、特記の外 0°C に於けるもの。

第 46 研究部会「高張力鋼の高速船舶体構造への応用に関する研究」

				機 械 的 性 質				
Mo	V	B		降 伏 点 (kg/mm ²)	引 張 強 さ (kg/mm ²)	伸 び (%)	曲 げ 180° (内側半径/厚さ)	V シャルピー (kg·m/cm ²)
—	—	—		35	52~62	22(15≤t<30) 20 (t≥30)	1.5 (t≥15)	6.0
て合金元素を添加することがある。)				46	58~68	16 (t≥15)	1.5	8.0
0.40 ~0.60	0.03 ~0.10	0.002 ~0.006		70	80~95	20 (t<20) 22 (t≥20) 18*	1.5 2.0	2.06 (-45°C)
は必要に応じて添加する。)				52	65	24 (t≤25) 22(25<t≤35)		
上)				65	75	18 (t≤25) 17(25<t≤50)		
0.30 ~0.50	—	—						
—	—	—		33	50~58	22(15<t≤30) 20 (t>30)	1.0 (t≤19) 1.5 (19<t≤32) 2.0 (t>32)	3.5
				同 上				6.0
—	—	—		36	55~63	20 (t>15)	1.0 (t≤19) 1.5 (t>19)	3.5
—	0.15	—		46	60~70	16, 25*	1.5	8.0
0.60	0.10	0.006		70	80~95	20* (t<20) 19*(20≤t≤50)	1.5 (t≤32) 2.0 (32<t≤50)	6 (-10°C)
—	—	—		33 (t≤38) 30 (t>38)	47 44	19	1.0 (t≤38) 1.5 (t>38)	—
0.15 ~0.35	—	—		35	50	22*	—	—
—	—	—	Ti 0.15	40	50	22*	1.0	—

外国文献リスト (昭和37年4月~6月)

Holland

International Shipbuilding Progress No. 91~93

England

The British Shipbuilding Research Association

Journal Volume 17, Number 4

„ Index to Volume 14

Sweden

Publications of the Swedish State Shipbuilding Experimental Tank

Nr. 51 Mathematical representation of bodies of revolution by use of a digital computer

Canada

National Research Council of Canada

LR-323 The vibration damping of complex structures subjected to acoustic excitation

LR-331 A note on the effect of very infrequent load range changes on cumulative fatigue damage

LR-332 Properties of a stress-carrying insulating composite of vermiculite and sodium silicate

LR-339 The calibration of the canadian 100,000-pound standard of force

Norway

Det Norske Veritas

No. 29 On stresses and failures in propeller shafts of single screw ships

VERITAS Nr. 27, Nr. 28

Ship Technique Research Instituté

Nr. M36 Støybekjempelse ombord 1 motordrevne handelskip

Nr. M38 Spenningskonsentrasjonene ved to nærliggende dekkspåninger

行事表 (昭和37年4月~6月)

4月6日	第49研究部会第5回委員会	25日	高経済性船舶試設計特別委員会第1回幹事会
6日	第1回調査部会	25日	第46研究部会第5回調査小委員会
18日	第51研究部会第3回設計小委員会	26日	第59研究部会第2回打合せ会
18日	調査部会第1回機関小委員会	6月1日	第51研究部会打合せ会
19日	第51研究部会第3回設計小委員会	5日	第11期年度第1回臨時総会
19日	調査部会第1回船体小委員会	7日	高経済性船舶試設計特別委員会第1回連絡会
24日	第113回技術委員会	8日	高経済性船舶試設計特別委員会第1回委員会
25日	第46研究部会第4回調査小委員会	8日	調査部会第3回機関小委員会
27日	第66回常任理事会	9日	第3回調査部会
28日	第54研究部会第4回委員会	11日	第50研究会連絡会
5月8日	高経済性船舶試設計特別委員会第1回準備会	15日	第49研究部会第8回幹事会
9日	第51研究部会第12回幹事会	18日	第46研究部会第6回委員会
9日	調査部会第2回機関小委員会	21日	第56研究部会連絡会
10日	第2回調査部会	22日	第51研究部会第6回委員会
11日	第52研究部会第3回幹事会	22日	自動化講演会
21日	第11期年度定時総会	23日	第51研究部会製造工場見学会
22日	第114回技術委員会	25日	高経済性船舶試設計特別委員会第2回連絡会
23日	調査部会第2回船体小委員会	28日	第45研究部会第6回委員会
24日	高経済性船舶試設計特別委員会第2回準備会	29日	第59研究部会第1回委員会
24日	第52研究部会第3回委員会		

昭和37年8月20日 印刷
昭和37年8月25日 発行

造船研究

Vol. 4, No. 2

発行所 社団法人日本造船研究協会
発行人 出 淵 巽
東京都千代田区九段4の15
ニュー市ヶ谷ビル 6階
電話 (272) 0611~8

印刷所 (有) 啓文堂松本印刷
電話 (301) 2807