

(昭和38年5月造船協会春季講演会において講演)

貨物船の縦強度規定について

正員 栢田吉郎*

Proposed Rules for the Longitudinal Strength of Cargo Ships

By Yoshiro Masuda, *Member*

Summary

At present the longitudinal strength of cargo ships is specified by the construction rules of classification societies, the strength standard of the International Load Line Convention, etc., but the basis on which these rules have been developed is not always clear.

The author dealt with the longitudinal strength required for cargo ships from two different view points, viz. the longitudinal strength based on the ultimate strength and that based on the fatigue strength, and as to each of them developed formulae giving the section modulus amidships required for cargo ships, introducing the corrosion margin of 3mm for oil tankers and 2mm for general cargo ships, and using the formulae for the longitudinal bending moment proposed by the author in his previous paper as a result of statistical analysis and a constant allowable stress common to all types of ships.

The comparison between the section moduli obtained from the above formulae and those required by existing rules indicates that the average degree of safety on the longitudinal strength of cargo ships when given by the above formulae is in substantial agreement with that given by existing rules, but the scatter of the degree of safety in individual ships according to ship's type, form, etc. will be reduced to a considerable extent.

It is hoped that this paper would contribute to the progress of the rules for the longitudinal strength of ships.

まえがき

現在貨物船の縦強度は、各船級協会の構造規則、国際満載喫水線条約等によつて直接あるいは間接に規制されているが、これらの規定がどのような根拠によつたものであるかを明確に示したものは少ない。一部の船級協会の新しい規則では、ある程度その拠り所を示したものもあるが、許容応力の取り方、最小断面係数を規定した理由等については、必ずしも十分な説明はなされていない。また一般貨物船と油送船とに対しそれぞれ別の縦強度規定を与えた場合、それぞれの規定の相互の関係を明らかにしたものも少ない。

規定の本質は、規定されるものに対して同等の拘束あるいは同等の効果を与えるものでなければならない。安全上の規定であるならば、その規定に従つた場合、規定されるものの安全度が同等であることが重要である。

貨物船相互の間で、あるいは貨物船と油送船との間で縦強度上の安全度に差異を設ける必要が認められないならば、これらの船に対する縦強度規定は、同じ思想によつて統一されてしかるべきものである。

このことは、現行規定の作成に当つても当然考慮されたと考えることができよう。したがつて、一つの思想によつて各種貨物船の縦強度を規定するならば、その結果は、思想そのものに喰い違ひがない限り、現行規定と大差のない縦強度を与えるものと予想される。規定の進歩は、規定の思想、規定に含まれる各種の要素、各種の要素が最終結果におよぼす影響を明確にすることに始まり、それらの合理性を最新の研究成果、調査結果にもとづいて批判、更改することによつて達成される。

原稿受付 昭和37年12月20日

* 日本海事協会

著者はここに、一つの試みとして、各種貨物船の縦強度規定として一定の思想のもとに統一された形のものを与え、それによる結果を現行規定と比較し大差のないことを示した。このことは、現行規定の思想は、規定の表面に明確にあらわれてはいないが、著者の試案として与えた規定におけるものとそれ程離れたものではなく、縦強度規定の進歩は、本論文でとりあげた各種要素の妥当性と、各々の要素についての評価の合理性を批判、検討することによつてなされるものと考えられる。

1 最終的破壊を考慮した縦強度

船体の最終強度の実験は、その規模が大となるため、現在までに行なわれたものの数は少ないが、それらの結果は、薄肉構造物として当然予想されることではあるが、最終的に塑性座屈による崩壊を起こしている。したがって船体の最終強度は、船体の座屈強度によつて規制することが最も合理的であるといえるかも知れない。しかし、船体の甲板、外板の構造様式から座屈強度を求め、それが予想される船体の最大曲げモーメントに耐え得るようにすることは、現在の設計法による場合、必ずしも実際的であるとはいえない。現状では、船体の曲げ強度を規制し、それに対応するような座屈強度を持つように、甲板、外板の構造様式を定める方が実際的である。すなわち、曲げ強度は、主として船体横断面の断面係数によつて一義的に定められるが、座屈強度は、甲板、外板における板と防撓材との重量配分、防撓材の配置等により異なるため、これを直接船体の縦曲げモーメントと関連づけることは難しい。現在、座屈による崩壊は、近似的に材料の降伏応力に関係し、曲げによる崩壊も降伏応力に関係すると考えられている。すなわち、座屈強度を考えても、曲げ強度を考えても、材料的には同じベースで考えてよいことになる。このことは、船体の曲げによる甲板、外板等の軸応力あるいは剪断応力として、一定の値を仮定し、これらの応力に対して、座屈強度上の安全度が同等となるよう甲板、外板等の構造様式が定められるという前提にたつて、船体の曲げ強度を予想される最大の曲げモーメントに対し、同等の安全度が得られるようにして置けば、船体の縦強度上の安全度として、船体の破壊が座屈の形式によるか、曲げによるヒンジ形成の形式によるかとは関係なく、それぞれ同等の安全度が近似的に与えられることを意味する。この見解にもとづいて、著者は、船体の実際の破壊が必ずしも船体の曲げによるヒンジ形成であるとは考えないが、予想される最大曲げモーメントに耐え得るための縦強度を規制するベースとして、便宜的に船体の曲げによるヒンジ形成をとりあげることにした。

1.1 最大曲げモーメントに対する縦強度

著者は前論文⁽¹⁾において、縦強度を規制するための波浪曲げモーメントの近似式として次式を提案した。

$$\left. \begin{aligned} L \leq 150 \text{ m} \quad M_w &= 5.17 L^{2.72} \cdot B(1.5C_b - 0.4) \times 10^{-3} \cdot k_v \\ L > 150 \text{ m} \quad M_w &= 36 L^{21/3} \cdot B(1.5C_b - 0.4) \times 10^{-3} \cdot k_v \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$k_v = 1 + 1.3 \frac{V_s}{\sqrt{L}} (C_b - 0.65)$$

V_s : 計画航海速力 (kt)

この式は、船が遭遇すると予想されるすべての海面状態を考え、船体の曲げモーメントの累積エネルギー密度が 1/100 最大平均値に等しいような海面状態において 100 回に 1 回起こる曲げモーメントの最大期待値を近似的に示したものである。原論文⁽¹⁾にも述べているように、この算式による曲げモーメントは、ある程度の繰返し数を予想したもので、最大の曲げモーメントを予想したものではなく、むしろ低繰返し疲労を対象とした曲げモーメントと考えることができる。

最大曲げモーメントを推定する場合には、すべての海面状態のうち、曲げモーメントの累積エネルギー密度が最大になるような海面状態を考えるのが自然である。この場合は、曲げモーメントの統計値の係数として同じ値を考えれば、曲げモーメントの値は、上記算式による値の約 20% 増しになることが原論文に示されている。さらに曲げモーメントの統計値の係数として、百回に 1 回起こる曲げモーメントの最大期待値に対する係数をそのまま用いてよいかどうかの問題があるが、この係数については、曲げモーメントの分布がレイレイ分布であると仮定した場合のものを仮りに用いたものであり、1,000 回に 1 回あるいは 10,000 回に 1 回の最大期待値に対する係数が、波浪曲げモーメントに対して現実的な意味があるかどうかとも疑問であり、非常な荒天中における波高と曲げモーメントとの直線的関係の成立についても疑問がある。一方、速力の影響については、船が破壊するかどうかというような極端な荒天中においては、速力がほとんど零に近くなり、高速船、低速船の差異を考えることに疑問がある。そこで、(1) 式において $k_v=1.0$ としたときの値の 50% 増しの曲げモーメントを、波浪によ

り付加される曲げモーメントの最大のものとする。このモーメントは、現行規則による長さ 140 m 程度の貨物船の新造時において 15 kg/mm^2 前後の応力を与えることになり、実船における波浪縦応力の計測結果から推定される 20 年間における最大応力振幅が 15 kg/mm^2 前後であることから見ておかしくないと思われる。

上記により、最大の波浪曲げモーメントとして一応次式による値を考えることとする。

$$\left. \begin{array}{l} L \leq 150 \text{ m} \quad M_w = 7.76 L^{2.72} \cdot B(1.5 C_b - 0.4) \times 10^{-8} \\ L > 150 \text{ m} \quad M_w = 54 L^{21/3} \cdot B(1.5 C_b - 0.4) \times 10^{-8} \end{array} \right\} \quad (2)$$

船体の縦強度は、静水中の曲げモーメントおよび予想される最大の波浪曲げモーメントを重畳した曲げモーメントに耐え得るものでなければならない。たえ得る限界として、船体に塑性ヒンジが生じないという条件を考えれば、船体の全塑性モーメントが、予想される最大の曲げモーメント以上であればよいことになる。これを式であらわせば次のようになる。

$$M_p \geq M_w + M_s$$

M_p : 全塑性曲げモーメント

M_w : 最大波浪曲げモーメント

M_s : 最大静水中曲げモーメント

M_p は船体の塑性断面係数 Z_p と使用材料の降伏応力 σ_s との積として求めることができる。船体断面は I 形梁と考えることができるから、塑性断面係数は、近似的に弾性断面係数 Z の 1.1 倍と見なすことができる。

$$M_p = Z_p \cdot \sigma_s = 1.1 Z \cdot \sigma_s = M_w + M_s$$

$$\therefore Z = \frac{M_w + M_s}{1.1 \sigma_s}$$

軟鋼の降伏応力を 23 kg/mm^2 とすれば、軟鋼船の所要船体断面係数は次式で得られる。

$$Z = 38.68 (M_w + M_s) \quad \text{cm}^3 \quad (3)$$

静水中曲げモーメントは、商船の場合、均質貨物を満載した状態かバラスト状態について計算されるが、貨物によつては、偏積による曲げモーメントの変動がかなりある。中央機関の定期船について、貨物の偏積による曲げモーメントのばらつきは、均質貨物を満載したときの貨物のみによる曲げモーメントの 8% 程度にまで達する。これは、静水中曲げモーメントを $C \cdot W \cdot L / 1,000$ で表示した場合、 C の値が 6 前後変動することに相当する。したがって、一般貨物を積載する船の静水中曲げモーメントの最大に近い値としては、均質貨物を貨物倉容積に比例して満載したと仮定して計算したときの C の値に 6 を加えたものを考えることとする。以上から、一般貨物船の破壊強度を検討するときの最大の曲げモーメントとして次式が得られる。

$$L > 150 \text{ m} \quad M_w + M_s = 54 L^{21/3} \cdot B(1.5 C_b - 0.4) \times 10^{-8} + \frac{(C+6) W \cdot L}{1,000}$$

この値を (3) 式へ代入すれば、一般貨物船の破壊強度として必要な断面係数 Z_0 として次式が得られる。(海水の比重を 1.025 と仮定)

$$L > 150 \text{ m} \quad Z_0 = 2.09 L^{21/3} \cdot B(1.5 C_b - 0.4) + 0.04 (C+6) L^2 \cdot B \cdot d \cdot C_b \quad \text{cm}^3 \quad (4)$$

この式は、原論文の波浪曲げモーメントの算式を用いて導いたものであるが、商船の強度規定は、合理的であると同時に、商船が国際的な性質の強いものであることから要求される、国際的共通性という問題も考慮する必要があるので、それらの点について考察を行なう。

(i) 原論文の波浪曲げモーメントは、ある意味では、低繰返し疲労を対象として考えたものであつたため、曲げモーメントの全振幅に重点を置き、ホギング波とサギング波との曲げモーメントの差を考えていない。しかし、船の破壊強度を論ずる場合には、ホギング波とサギング波との違いを無視することはかえつて不合理であろう。ホギングの波およびサギングの波に船をのせたときの静的な計算、あるいは規則波中における実験、海洋における実船の応力計測の結果は、程度の差はあつても、サギング波による曲げモーメントの方がホギング波による曲げモーメントより大きいことを示している。その差は、数% から十数% である。そこで (4) 式の第 1 項の係数 2.09 をホギング波に対しては 2.0、サギング波に対しては 2.15 と修正する。

(ii) (4) 式で C_b に対する修正項は、満載状態および軽荷状態の両方を包含して、直線的関係に近似したものであるが、原論文に対する質問への回答でも述べたように、満載状態のみに着目すれば、 $(C_b + 0.7)$ に比例す

るとした方が実情に近い。NV の新規規則では $(C_b+0.7)$ に比例すると考えているようである。一方 LR では、 C_b に比例すると考えている。船が常に満載状態で航海するものであれば、 $(C_b+0.7)$ を採用しても差しかえなさそうであるが、航海の実情は必ずしもそうではない。また、 C_b の影響を考えない満載喫水線条約と同思想の規則も現在かなり実用されており、今直ちに波浪曲げモーメントが $(1.5C_b-0.4)$ に比例するとして縦強度を定めることは、他規則とのバランスがかなりくずれる恐れもあるので、現状では C_b に比例するとする程度が妥当であろう。こうすると、 C_b が 0.8 未満の船に対しては、原論文提案の曲げモーメントより、幾分安全側の曲げモーメントを与えることになる。なお、水槽実験の結果によると、 C_b が 0.68 未満の場合は、 C_b が小さくなくても、波浪曲げモーメントに対する影響の差はほとんどないので、 C_b の最小値として 0.68 をとることとする。

(iii) 長さ 150m 以下の船に対し、波浪曲げモーメントが $L^{2.72}$ に比例するとすると、小型船の断面係数は、実績をかなり下回る結果になり、他の規則とも傾向の異なつたものになる。小型船は、一般に板厚が薄く異常腐食の影響が大きくでる傾向があり、また船体の保守状況も大型船に劣ることが予想されるので、腐食予備厚として大型船と同じものを採用するのであれば、曲げモーメントを少し大き目にして置く方が、同等の安全度という見地からは実情に即したものとなる。また、規定として $L^{2.72}$ の計算も面倒であるゆえ、長さ 150m 以下の船の波浪曲げモーメントの算式中、第一項の $L^{2.72}$ を $L^{2.5}$ とし、 $L=150\text{m}$ で (2) 式の値が同じになるよう長さ 150m 以下の船に対する算式の常数を定めることとする。

(iv) 原論文で提案した波浪曲げモーメントの近似式では、 L が 150m 以上の場合、すべて $L^{2.5}$ に比例するよ値うになつているが、 L が 250m 以上になると、著者が計算した曲げモーメントの累積エネルギー密度の統計にもとづく曲げモーメントと傾向が離れてくる。この差を減ずるため、 L が 250m 以上で $L^{2.5}$ に比例し、 L が 300m 以上では L^3 に比例すると修正する。

(v) 同種の貨物を各船倉に満載する専用船、あるいはバラスト状態の船の静水中曲げモーメントについては、貨物あるいはバラストの偏積による曲げモーメントの変動は、一般の貨物船に較べてかなり減少するが、船のトリムの調整等のために若干の変動はあるものと考えらるべきであろう。この考えにもとづいて、同種の貨物のみを運搬する専用船あるいはバラスト状態の船については、 Z_b の算式中 $(C+6)$ の代りに $(C+2)$ を用いて差し支えないものとする。

さらに、 C の計算に際しては、燃料、清水の消費状態についても一定の標準の消費状態を仮定して計算することになるが、実際の航海では、消費物が満載に近い状態から空に近い状態まであり得る。したがつて、ある計算状態で C の計算値が零になつたとしても、それをそのまま採用することは合理的ではない。したがつて C そのものの最小値を考える必要があり、 C の下限として 2.0 をとることとした。

以上をまとめると、最終的な破壊を考慮した縦強度に対応する船体の断面係数 Z_b の規定として次のものが得られる。

$$\left. \begin{array}{ll} L \leq 150\text{m} & \left. \begin{array}{l} Z_{b\text{Hog}} = L^2 \cdot B \cdot C_b [0.87\sqrt{L} + 0.04(C+6)d] \quad \text{cm}^3 \\ Z_{b\text{Sag}} = L^2 \cdot B \cdot C_b [0.93\sqrt{L} + 0.04(C+6)d] \quad \text{''} \end{array} \right\} \\ 150\text{m} < L \leq 250\text{m} & \left. \begin{array}{l} Z_{b\text{Hog}} = L^2 \cdot B \cdot C_b [2.0L^{1/3} + 0.04(C+6)d] \quad \text{''} \\ Z_{b\text{Sag}} = L^2 \cdot B \cdot C_b [2.15L^{1/3} + 0.04(C+6)d] \quad \text{''} \end{array} \right\} \\ 250\text{m} < L \leq 300\text{m} & \left. \begin{array}{l} Z_{b\text{Hog}} = L^2 \cdot B \cdot C_b [3.17L^{1/4} + 0.04(C+6)d] \quad \text{''} \\ Z_{b\text{Sag}} = L^2 \cdot B \cdot C_b [3.41L^{1/4} + 0.04(C+6)d] \quad \text{''} \end{array} \right\} \\ 300\text{m} < L & \left. \begin{array}{l} Z_{b\text{Hog}} = L^2 \cdot B \cdot C_b [13.19 + 0.04(C+6)d] \quad \text{''} \\ Z_{b\text{Sag}} = L^2 \cdot B \cdot C_b [14.19 + 0.04(C+6)d] \quad \text{''} \end{array} \right\} \end{array} \right\} \quad (5)$$

注. (i) $C = \frac{1,000 M_S}{W \cdot L}$

M_S : 静水中曲げモーメント m-t

W : 計画満載排水量 t

d : 計画満載喫水 m

(ii) C_b が 0.68 未満のときは 0.68, C が 2 未満のときは 2 とする。

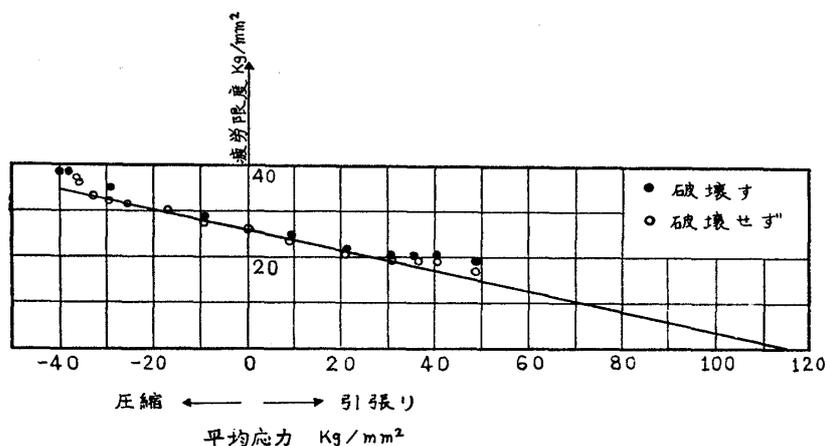
(iii) 同種の貨物を各船倉に積載する専用船およびバラスト状態の船については、算式中 $(C+6)$ の代りに $(C+2)$ として差し支えない。

2 疲労を考慮した縦強度

船体の縦強度部材の疲労強度は、船の一生を通じての縦強度部材の応力頻度曲線と船体構造の S-N 曲線（疲労曲線）とが与えられれば、実情に近いものが推定されるが、これは現在研究中の問題であつて、縦強度の規定に採用し得る段階には達していない。しかし、仮りに船体の縦強度を波浪曲げモーメントと静水中曲げモーメントを加えた全曲げモーメントのみによつて規定した場合は次のような問題が生じる。

いま、全曲げモーメントに対し、許容応力 23 kg/mm^2 になるよう断面係数を定めた2隻の船があり、1隻は、静水中曲げモーメントと波浪曲げモーメントとの比が $0.2 : 0.8$ 、他の1隻は、この比が $0.8 : 0.2$ であつたとする。前者は、常時 4.6 kg/mm^2 の応力があり、海面状態によつて振幅が $0 \sim 18.4 \text{ kg/mm}^2$ の繰返し応力が加えられることになり、後者は、常時 18.4 kg/mm^2 の応力があるが、波による繰返し応力としては、 $0 \sim 4.6 \text{ kg/mm}^2$ の振幅のものが加えられることになる。この2隻は、破壊強度上は、同程度の安全度をもっているわけであるが、疲労強度としても同程度の安全度をもっているといえるかどうかという問題である。

引張り圧縮の場合の平均応力と疲労限との関係を示す実験結果として、第1図⁽²⁾に示すものがある。この結果からは、炭素鋼の平均応力と疲労限の関係は第1表のようになる。



第1図 0.41% 炭素鋼の疲労限度

第1表 0.41% 炭素鋼の平均応力と疲労限の関係

平均応力 kg/mm^2	0	10	20	30	40	50	60
疲労限 kg/mm^2	25.8	23.6	21.4	19.2	17.0	14.8	12.6
最大応力 kg/mm^2	25.8	33.6	41.4	49.2	57.0	64.8	72.6

第1表より判るとおり、平均応力が疲労限におよぼす影響は少ない。平均応力は静水中曲げモーメントによる応力、疲労限は波浪曲げモーメントによる応力に対応すると考えられるから、平均応力を σ_s 、疲労限を σ_w とすると σ_s と σ_w の関係は、上表からは次のようになる。

$$\sigma_w + 0.22\sigma_s = 25.8 \quad (\text{kg/mm}^2) \quad (6)$$

(6) 式において、右辺の 25.8 という値は鋼種によつて変ると思われるが、真破断応力と平均応力零のときの疲労限との間に鋼種に関係なく、似たような関係があるとすれば、左辺の平均応力と疲労限との関係は変わらないと考えることができる。したがつて、船体構造に対し、疲労強度の面から許容される応力を σ_{al} とすれば

$$\begin{aligned} \sigma_{al} &= \sigma_w + 0.22\sigma_s \\ &= \frac{M_w}{Z} + 0.22 \frac{M_s}{Z} \\ \therefore Z &= \frac{M_w + 0.22 M_s}{\sigma_{al}} \end{aligned} \quad (7)$$

Z : 船体の断面係数

σ_{al} をどう定めるかは、すでに述べた通り難かしい問題である。現存船において、波浪による応力振幅は、荒天時には 18 kg/mm^2 前後にまでなる可能性があるが、一般には 15 kg/mm^2 前後であり、船の一生を通じて 10^8

～ 10^4 の繰返し数が予想される応力振幅としては、 $6\sim 12\text{kg/mm}^2$ 程度のものが予想されている⁽³⁾。一方、船体の高応力部材の応力集中部には、疲労亀裂と考えられる亀裂がときに発見されている。これらの亀裂は必ずしもその船に対して予態される最大応力が生じたときに発生したのではなく、ある程度の荒天の中で何時間かあるいは何日間か繰返し応力を受けたために発生したと考える方が実際に近いと思われる。したがって、そのときの応力振幅は、 $10^3\sim 10^4$ の繰返し数が予想されるものに近いものであろう。

造船用材料の高応力低繰返し疲労の実験は少ないが、丸棒の回転曲げ疲労試験の結果⁽⁴⁾から推測して、 $10^3\sim 10^4$ の繰返し数に対する疲労強度は 36kg/mm^2 前後と仮定する。船体構造における応力集中係数を 3 とし、切欠等による形状係数を 2 とすれば、一般の部材に 6kg 程度の応力が生じたとき、切欠部に対しては 36kg/mm^2 前後のノミナルな応力が生じたことに相当するであろう。著者が前論文で提案した波浪曲げモーメントは、船の一生を通じて $10^3\sim 10^4$ の繰返し数を予想させる程度のものであるから、この曲げモーメントを用い応力が 12kg/mm^2 以下になるよう、船体の縦強度を定めれば、船体縦強度部材の疲労破壊の発生に対して安全率が一応 3 近くになると考えて差し支えないであろう。この場合、疲労は必ずしも非常な荒天中の高応力のみによるのではなく、疲労限以上の応力が加わる場合は、その回数が時間強度に影響することを考えるとこの安全率は小さくなる、また高速船と低速船の波浪中における曲げモーメントの違いを考慮する方が妥当である。一方、サギングの波、ホギングの波による曲げモーメントの差異はそれ程重要ではなく、両方を考えた応力振幅が問題になると考えられる。したがって、著者の提案した波浪曲げモーメントの算式をそのまま採用して差し支えないと考える。ただし、この場合も、破壊強度を対象とした断面係数に対すると同様の考え方で、 C_b の影響を修正することになると、疲労強度を考えた船体断面係数 Z_f の算式として次式が得られる。

$$\begin{aligned} L > 150\text{ m} \quad Z_f &= \frac{1,000}{\sigma_{al}} (M_w + 0.22 M_s) \\ &= L^2 \cdot B \cdot C_b (3.0 L^{1/3} \cdot k_v + 0.018 Cd) \\ &\doteq L^2 \cdot B \cdot C_b (3.0 L^{1/3} + 0.01 Cd) \cdot k_v \quad \text{cm}^3 \end{aligned} \quad (8)$$

C の値としては、それぞれの船について、その一生を通じて予想される統計的な値をとるのが合理的であるが、疲労強度の場合は、静水中曲げモーメントの影響は小さく、規定としても統計的な値をそれぞれの船について求めることは、繁雑になるので、 Z_b に対して用いる C の値をそのまま採用することとし、係数を小さく目にする方が実際的である。さらに設計上の便宜、他規則との比較の便宜のため k_v をかつこの外に出した形に修正したのが (8) 式である。なお、 L に対する M_w としては、 Z_b に最終的に採用した傾向をそのまま採用することとすると、船の長さに応じて次の算式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} L \leq 150\text{ m} \quad Z_f &= L^2 \cdot B \cdot C_b (1.3\sqrt{L} + 0.01 Cd) \cdot f(V) \\ 150\text{ m} < L \leq 250\text{ m} \quad Z_f &= L^2 \cdot B \cdot C_b (3.0 L^{1/3} + 0.01 Cd) \cdot f(V) \\ 250\text{ m} < L \leq 300\text{ m} \quad Z_f &= L^2 \cdot B \cdot C_b (4.75 L^{1/4} + 0.01 Cd) \cdot f(V) \\ 300\text{ m} < L \quad Z_f &= L^2 \cdot B \cdot C_b (19.8 + 0.01 Cd) \cdot f(V) \end{aligned} \right\} \quad \text{cm}^3 \quad (9)$$

$$f(V) = 0.17 \frac{V}{\sqrt{L}} + 0.80$$

V : 計画航海速度 (kt)

d : 計画満載喫水 (m)

(注. C_b が 0.68 未満のときは 0.68, C が 2 未満のときは 2 とする。)

$f(V)$ は現在の各種規定との調整のため k_v を修正したものである。

3 腐食予備厚

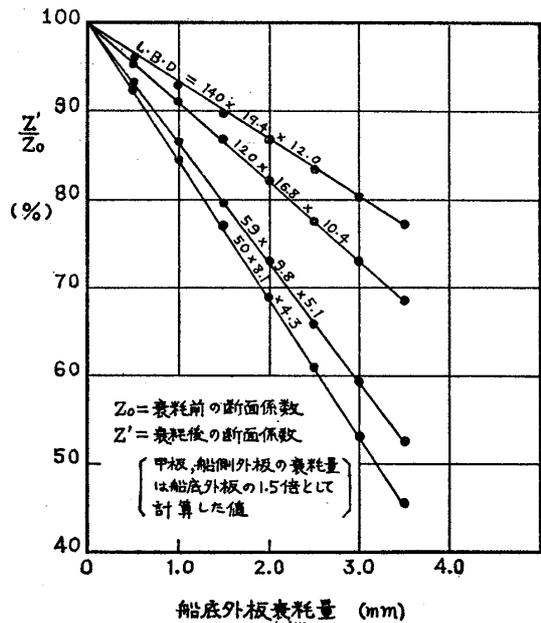
鋼材は特別な防食を行なわない限り年とともに衰耗し、構造物の強度が低下する。したがって、鋼構造物の設計にあたっては、その耐用年数に見合った衰耗量を想定し、それに応じて強度の余裕を見込まなければならない。第 2 図は、船底外板、内底板の衰耗量 1.0 に対し、甲板、船側外板は 1.5 の衰耗があるものとして、衰耗量と船体断面係数の減少率との関係を示したものである。

この図から、衰耗量と船体断面係数の減少率とは直線関係にあると見なすことができる。

実船の衰耗量についての調査資料は少ないが、その一例を第 2 表に示す。これは、船令 10 年以上の最近の船について、中央部、船首部、船尾部の外板、甲板の各条板に試孔を明けて調査した衰耗量を、計測時の船令で除

して、年間衰耗量を求めた結果を示すもので *NK* においてまとめたものである。同表で ⊗ 印は、累積頻度が 50% になる年間衰耗量を示し、矢印の範囲は全資料の 50% が包含される範囲を示している。第 2 表によると、年間平均衰耗量としては、船底外板 0.1mm、船側外板および上甲板は 0.13mm 程度と考えるとよさそうである。

船体の構造規定を作成する場合、船の耐用年数として、どの程度を見込むべきかは明確に示されていないが、実績は、客船、貨物船で 30 年前後、油送船で 20 年前後と推定される。しかし、船の場合は、老令船になれば使用条件を緩和することが考えられるので、耐用年数一杯の腐食予備厚を考慮することは苛酷に過ぎるであろう。耐用年数の 6 割に対して腐食予備厚を考えるとすれば、前記 *NK* の調査資料より、一般の貨物船に対して 2mm の腐食予備厚を見込めばよいことになる。油送船の衰耗量調査資料としては、新三菱神戸造船所が船令 15 年の *T-2* タンカーについて調査したものがあがるが、それによると平均 4mm 程度と見なすことができる。したがって、規定としては 3mm 程



第 2 図 衰耗による船体の断面係数の減少率

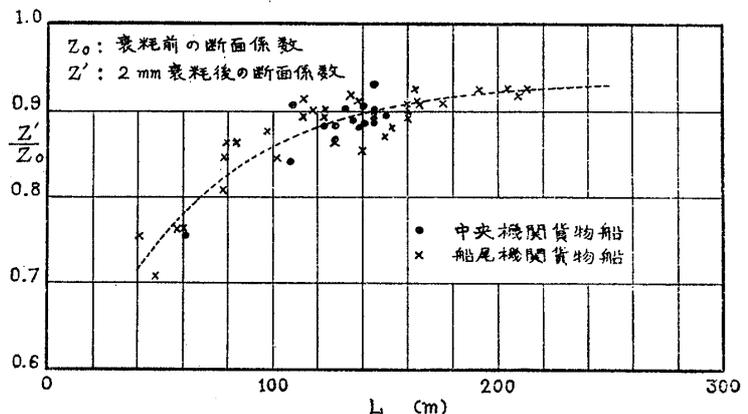
第 2 表 外板および甲板の年間衰耗量

部材名	年間衰耗量		
	0.05 mm	0.10 mm	0.15 mm
船首部 船底外板		← ⊗ →	
船首部 船側外板		← ⊗ →	
中央部 船底外板	← ⊗ →		
中央部 船側外板		← ⊗ →	
船尾部 船底外板	← ⊗ →		
船尾部 船側外板		← ⊗ →	
上甲板		← ⊗ →	

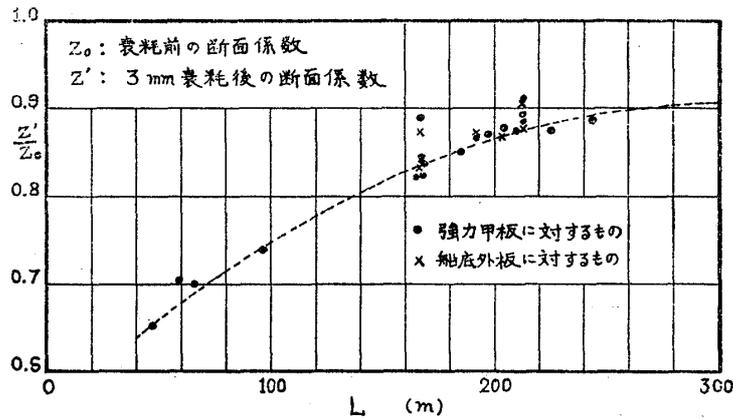
⊗ 累積頻度 50% の年間衰耗量

度の衰耗量を見込めばよいであろう。この結果は、*NK* が現在一般構造部材に対して 2.5mm、貨物油タンク内の部材に対して 3.5mm の腐食予備厚を考えているのに対し、それぞれ 0.5mm 少なくなるが、このことは、局部的な腐食がその部材におよぼす影響と船体断面係数におよぼす影響との差異あるいは、ある部材が 2.5mm 衰耗したとしてもそのとき縦強度部材のすべてが 2.5mm 衰耗した状態にはなっていないことを考えれば、むしろ合理的であるといえよう。なお、耐用期間を通じ

て、使用条件の緩和を期待しないような特殊の専用船については、耐用年数一杯の腐食予備厚を見込むべきであるといえよう。貨物船について、縦強度部材の厚さが一様に 2mm 減じたときの断面係数の減少率を第 3 図に、油送船について、縦強度部材の厚さが一様に 3mm 減じたときの断面係数の減少率を第 4 図に示してある。貨物船については、同じ長さの船であつても、船型、構造様式等によって、断面係数の減少率にかなりの差異があることが第 3 図よりうかがわれる。



第 3 図 衰耗による貨物船の断面係数の減少率



第4図 衰耗による油送船の断面係数の減少率

4 結 論

以上の考察により、貨物船の縦強度として、一般貨物船については 2mm、油送船については 3mm 縦強度部

第3表 中央機関貨物船の断面係数比較表

NO.	L (m)	d (m)	Cb	C	η_2	Z_f	$Z_{b\text{Hog}}$	$\eta_2 \cdot Z_{NK}$	$\frac{Z_{f(v)=1.0}}{\eta_2 \cdot Z_{NK}}$	$V (t)$	$V (t)$
						$L^2 \cdot B \cdot C_b \cdot f_0$	$L^2 \cdot B \cdot C_b$	$L^2 \cdot B \cdot C_b$	$f(v)=1.0$	$f(v)=1.1$	
1	84.99	5.66	.727	16.1	.835	12.90	13.02	12.31	1.058	10.84	16.27
2	85.00	5.66	.720	17.5	.835	12.93	13.34	12.43	1.073	10.84	16.27
3	86.00	5.83	.750	15.6	.837	12.96	13.10	12.23	1.067	10.90	16.36
4	109.00	7.37	.733	2.3	.870	13.78	11.68	15.38	0.896	12.28	18.43
5	112.00	7.39	.743	19.9	.873	15.22	16.86	15.13	1.114	12.44	18.67
6	115.00	7.51	.733	9.0	.876	14.62	13.83	15.51	0.943	12.61	18.92
7	117.29	8.02	.751	10.9	.878	14.95	14.84	16.10	0.929	12.74	19.11
8	120.00	7.66	.722	9.2	.881	14.94	14.18	15.95	0.937	12.88	19.33
9	128.26	7.82	.721	13.4	.888	15.78	15.93	16.06	0.992	13.32	20.00
10	130.00	8.56	.742	13.7	.890	15.99	16.66	17.05	0.977	13.41	20.12
11	130.17	8.80	.745	8.2	.890	15.55	14.93	17.44	0.892	13.42	20.14
12	130.32	8.80	.739	10.4	.890	15.77	15.71	17.79	0.886	13.43	20.16
13	132.00	8.28	.737	10.2	.892	15.78	15.36	16.56	0.953	13.51	20.28
14	132.40	8.14	.748	10.9	.892	15.85	15.52	16.04	0.938	13.54	20.32
15	132.40	8.14	.742	13.8	.892	16.08	16.46	16.15	1.019	13.54	20.32
16	132.44	8.24	.743	13.2	.892	16.05	16.34	16.34	1.000	13.54	20.32
17	134.00	8.63	.736	14.2	.893	16.23	17.05	17.21	0.991	13.62	20.44
18	134.80	8.10	.724	11.1	.894	15.99	15.64	16.41	0.974	13.65	20.49
19	137.24	8.62	.731	11.7	.895	16.25	16.30	17.20	0.948	13.78	20.69
20	142.25	8.29	.668	14.7	.899	16.73	17.24	17.66	0.976	14.03	21.06
21	145.00	9.12	.677	14.3	.900	16.95	17.88	19.33	0.925	14.16	21.25
22	145.08	8.52	.673	16.4	.900	17.07	18.12	18.06	1.003	14.17	21.27
23	145.14	8.09	.681	15.4	.900	16.92	17.31	17.12	1.011	14.17	21.27

- 注. (1) Z_f は(9)式による値
 (2) $Z_{b\text{Hog}}$ は(5)式による値
 (3) Z_{NK} は 鋼船規則による値
 (4) $Z_{f(v)=1.0}$ は $Z_{b\text{Hog}}$ および $f(v)=1.0$ のときの Z_f の値のうち大きい方の値
 (5) η_2 は 衰耗による断面係数の減少率で、第4図に実線で示した値

材の厚さが減じた状態について、船体中央部の断面係数が(5)式および(9)式により算定される断面係数のうち大なるもの以上であるように規定することを提案する。本提案により要求される船体断面係数と現在の縦強度規定により要求される船体の断面係数との比較を第3表から第6表に示してある。この結果から見て、本提案により貨物船の縦強度を規定した場合には、貨物船全体についての縦強度上の安全度は、従来の規定によるものと大差ないものになるが、船種、船型、船の大小などによる安全度のばらつきは、従来の規定、特に $f \cdot d \cdot B$ の形

第4表 船尾機関貨物船(バラスト状態)の断面係数比較表

NO.	L (m)	d (m)	Cb	C	η_2	$\frac{Z_f}{L^2 \cdot B \cdot C_b \cdot f(v)}$	$\frac{Z_{bHOG}}{L^2 \cdot B \cdot C_b}$	$\frac{\eta_2 \cdot Z_{NK}}{L^2 \cdot B \cdot C_b}$	$\frac{Z_{f(v)=1.0}}{\eta_2 \cdot Z_{NK}}$	V (t) f(v)=1.0	V (t) f(v)=1.1
1	52.00	3.95	.708	23.40	.756	10.30	10.29	10.79	0.955	8.48	12.73
2	65.00	4.78	.721	23.38	.793	11.60	11.87	11.88	1.000	9.48	14.23
3	77.50	5.15	.727	21.18	.820	12.53	12.43	12.36	1.014	10.35	15.53
4	84.00	5.75	.742	22.19	.833	13.19	13.54	13.45	1.005	10.78	16.19
5	89.00	6.17	.739	19.47	.842	13.47	13.51	14.46	0.934	11.09	16.64
6	98.00	6.35	.732	19.93	.855	14.14	14.18	14.83	0.956	11.64	17.47
7	114.00	7.355	.741	20.48	.875	15.39	15.90	16.56	0.960	12.56	18.85
8	116.00	7.40	.743	18.71	.877	15.39	15.50	16.56	0.936	12.67	19.01
9	120.06	6.97	.755	16.15	.881	15.37	14.59	15.27	1.007	12.88	19.33
10	122.80	7.65	.729	17.87	.883	15.78	15.72	17.25	0.915	13.03	19.56
11	134.80	8.58	.729	13.38	.894	16.67	17.10	18.99	0.900	13.65	20.49
12	138.00	8.65	.742	19.41	.895	16.95	17.62	18.67	0.944	13.82	20.74
13	142.90	8.82	.748	18.11	.899	17.14	17.50	18.77	0.932	14.05	21.09
14	153.00	8.25	.783	15.26	.902	17.30	16.39	16.45	1.052	14.55	21.83

注. (1) Z_f , Z_{bHOG} , Z_{NK} , $Z_{f(v)=1.0}$ および η_2 は第3表と同じ, たゞし Z_{bHOG} の算式中 (C+6) を (C+2) として計算.

(2) バラスト状態としては, バラスト専用タンクは100%, その他のタンクについては, 貨物倉部分にあるものは20%, 船首尾にあるものは80% 積載された状態を想定してCを求めてある.

第5表 油送船の断面係数比較表(1)

NO.	L (m)	d (m)	Cb	C	η_3	$\frac{Z_f}{L^2 \cdot B \cdot C_b \cdot f(v)}$	$\frac{Z_{bSAG}}{L^2 \cdot B \cdot C_b}$	$\frac{\eta_3 \cdot Z_{NK}}{L^2 \cdot B \cdot C_b}$	$\frac{Z_{f(v)=1.0}}{\eta_3 \cdot Z_{NK}}$	V (t) f(v)=1.0	V (t) f(v)=1.1
1	50.69	4.08	.743	8.8	.661	9.62	8.38	10.32	.932	8.37	12.57
2	51.00	4.01	.732	10.8	.662	9.72	8.70	10.26	.947	8.40	12.60
3	52.00	4.07	.708	1.3	.665	9.46	7.36	10.67	.387	8.48	12.73
4	53.00	4.23	.735	4.0	.667	9.63	7.79	10.57	.911	8.56	12.85
5	64.50	4.66	.732	1.0	.638	10.53	8.22	10.84	.971	9.44	14.17
6	65.00	4.92	.716	3.5	.689	10.65	8.58	11.67	.913	9.48	14.23
7	72.00	5.67	.727	11.1	.702	11.66	10.86	12.99	.393	9.98	14.93
8	96.00	6.65	.740	5.7	.742	13.12	11.16	14.64	.896	11.52	17.29
9	153.00	9.15	.725	0.5	.821	16.23	12.96	18.41	.882	14.55	21.83
10	163.00	9.31	.778	4.7	.833	16.83	14.24	17.20	.978	15.02	22.54
11	165.00	9.25	.778	4.2	.835	16.84	14.09	17.05	.988	15.11	22.67

注. (1) Z_f は(9)式による値

(2) Z_{bSAG} は(5)式において(C+6)の代りに(C+2)として算出した値

(3) Z_{NK} はNK船級船に要求される断面係数の値

(4) $Z_{f(v)=1.0}$ は Z_{bSAG} および $f(v)=1.0$ のときの Z_f のうち大きい方の値

(5) η_3 は 衰耗による断面係数の減少率で, 表4図に英線で示した値

第6表 油送船の断面係数比較表 (2)

NO	L (m)	d (m)	Cb	C	η_3	$\frac{Zf}{L^2 \cdot B \cdot C_b \cdot f(v)}$	$\frac{Z_{bSAQ}}{L^2 \cdot B \cdot C_b}$	$\frac{\eta_3 \cdot Z_{LR-DK}}{L^2 \cdot B \cdot C_b}$	$\frac{Z_{f(v)=1.0}}{\eta_3 \cdot Z_{LR-DK}}$	∇ (t) f(v)=1.0	∇ (t) f(v)=1.1
8	96.00	6.65	.740	5.7	.742	13.12	11.16	15.17	0.865	11.52	17.29
9	153.00	9.15	.725	0.5	.821	16.23	12.96	16.01	1.014	14.55	21.83
10	163.00	9.31	.778	4.7	.833	16.83	14.24	16.50	1.020	15.02	22.54
11	165.00	9.25	.778	4.2	.835	16.84	14.09	16.59	1.015	15.11	22.67
12	187.00	10.84	.774	3.5	.856	17.54	14.68	17.63	0.995	16.08	24.14
13	192.00	10.38	.790	5.0	.860	17.83	15.31	17.86	0.998	16.29	24.46
14	197.00	10.58	.782	9.9	.865	18.50	17.55	18.12	1.021	16.51	24.77
15	204.00	11.50	.814	10.0	.870	18.81	18.18	18.45	1.020	16.79	25.20
16	205.00	11.72	.794	9.4	.871	18.79	18.02	18.51	1.015	16.84	25.27
17	207.00	11.80	.807	5.5	.872	18.40	16.26	18.60	0.989	16.92	25.40
18	208.00	11.89	.804	3.3	.873	18.17	15.26	18.66	0.974	16.96	25.45
19	209.00	11.66	.802	1.8	.874	18.04	14.63	18.71	0.964	17.00	25.52
20	210.00	12.00	.800	3.9	.875	18.30	15.61	18.77	0.975	17.04	25.57
21	213.00	11.70	.810	8.5	.877	18.91	17.75	18.92	0.999	17.16	25.76
22	214.00	11.50	.818	2.7	.877	18.25	15.01	18.96	0.963	17.20	25.82
23	215.00	11.50	.811	7.9	.878	18.88	17.43	19.01	0.993	17.24	25.87
24	216.00	11.55	.808	9.7	.878	19.12	18.31	19.05	1.004	17.29	25.95
25	217.02	11.43	.813	6.1	.879	18.73	16.62	19.12	0.980	17.32	26.00
26	225.00	13.80	.794	1.3	.884	18.52	15.29	19.53	0.948	17.64	26.48
27	225.00	14.00	.816	6.8	.884	19.20	18.01	19.53	0.983	17.64	26.48
28	233.00	13.55	.807	4.4	.888	19.06	16.70	19.95	0.955	17.95	26.94
29	276.00	16.50	.809	1.7	.903	19.69	16.54	22.04	0.893	19.53	29.32

注 (1) Zf , Z_{bSAQ} , $Z_{f(v)=1.0}$ および η_3 は表5表と同じ

(2) Z_{LR-DK} は, LRのタンカー規則の最小断面係数を1,000Ntと
 假定し, その97%を考えた値.

で与えられるもの比べて大幅に減ずると考えることができる。また従来の規定によるときは, 新造時においてすでに, その船の安全度が平均の安全度より高い安全度を有しているか, 低い安全度を有しているかを推定することが困難であり, 老令船になった場合は, さらにその安全度の推定は困難であつたが, 本提案のごとく整理することによつて, それぞれの船について, 各種の状態に対し, 期待される安全度がある程度推定することが可能になつたものとする。また, 特殊の船型, 用途の船あるいは特定の航路のみに従事する船に対し, 一般の船と同等の縦強度上の安全度を与えるためには, どれだけの断面係数が必要であるかを推定することも可能にしたものとする。

終りにのぞみ, 本論文作成のため有益なご意見, 資料をいただいた日本海事協会船体構造専門委員会委員長秋田好雄氏および各委員ならびに日本海事協会船体部の諸氏に深甚の謝意を表します。

引用文献

- (1) 榎田吉郎 “統計的見地よりの船体の近似的曲げモーメント” 造協論文集第111号 昭37.6
- (2) 西原利夫, 桜井忠一 “鑄鉄の繰返引張圧縮応力に対する強さ” 機械学会論文集第4巻第15号 昭13.5
- (3) B. Bennet. Stress and Motion Measurement on ships at sea III Test Results from M/S Canada and Minesota, Swd. Ship Res. Found No.1, 1959
- (4) 高橋幸伯 “造船用鋼材の高応力疲れ試験 (第1報)” 造協論文集第108号 昭35.12