船用プロペラ翼の疲労設計*

福井 義典**・佐々木佳男**・森谷 清***

Fatigue Design of Marine Propeller Blades

By Yoshinori Fukui, Yoshio Sasaki, Kiyoshi Moriwa

A study has been carried out concerning the design stress of marine propellers made of Mn bronze and Ni-Al bronze considering the fatigue strength at 10^9 cycles. The fatigue strength up to 10^8 cycles and the crack propagation characteristics of the materials were obtained in laboratory tests conducted under the same condition as full-scale propellers in service, and these test data were utilized in the study. The test data were analysed statistically and calculated according to fracture mechanics. The S-N curve which is necessary for the fatigue design could be obtained through this procedure. The relation between the design stress and the design life, which is dependent on each kind of vessel and the degree of safety, was established by applying Miner's rule to the design S-N curve and the stress frequency distribution model which coincided well with the measured data on vessels in service. It is becoming possible for us to have a near satisfactory level of the design stress through this study, if the stress frequency distribution can be obtained for each kind of vessel in various service conditions.

1. 緒 言

船用プロペラが受ける応力は海象、気象、船種あるいは運航条件などによって異なり、また腐食作用がある海水中で使われるため、強度査定がむづかしい船用部品の一つである。最近、ピッチ比が大きくかつ軽喫水で高速運航される自動車専用船用プロペラの疲れ損傷事故率が高いことがわかった。この原因は、自動車専用船用プロペラに負荷される応力変動が他の船種に比べて大きいことによると考えられたため、航海中のプロペラに負荷される実働応力を把握し、プロペラ材料の疲れ諸特性を明らかにして、適切な疲れ設計基準を作成し、プロペラの強度的信頼性を高めることが強く要望された。

プロペラ材料の疲れ諸特性は、すでに筆者らによって実働状態が再現された海水中における疲れ試験によって、 10^8 回寿命までの疲れ強さ及び疲れき裂伝播特性は明らかにされている^{1)~3)}。しかし、プロペラの実働寿命は 10^9 回またはそれ以上に及ぶため、 $10^9 \sim 10^{10}$ 回寿命域の疲れ強さを明らかにしなければならない。これを実験的手段によって求めようとすると10年をこえる年日が必要に

なる。そこで、既に求められている 10^8 回寿命までの疲れ諸特性の実験値を統計的に整理し、これに破壊力学的手法を適用することによって $10^9 \sim 10^{10}$ 回寿命域の疲れ強さを理論的に外挿推定することが考えられた。

本報は、この考えにもとづいて次に示す手順1)~5)によって求められた船用プロペラ翼の疲れ設計基準に関するものである。

手順1) 既に求められている 10^8 回寿命までの疲れ強さ及び疲れき裂伝播特性など疲れ諸特性値の統計解析。

手順2) 統計解析された疲れき裂伝播特性値に破壊力学的手法を適用した疲れき裂伝播解析。

手順3) 手順1), 2)によって求められた解析結果をもとに非破壊確率(安全率)が考慮されたプロペラ材料の設計S-N曲線の作成。

手順4) 実船計測されたプロペラの応力ひん度分布をもとに、プロペラに負荷される応力ひん度分布をあらわす数学モデルの作成。

手順5) 設計S-N曲線、船種別にあらわされた応力ひん度分布をもとに、Minerの累積損傷則を適用し、材料銘柄、非破壊確率、使用寿命、及び船種別の疲れ設計許容応力の算出。

2. 疲れ試験及び疲れき裂伝播試験

2.1 供試材料及び試験片 供試材料は高力黄銅

* 原稿受付 昭和59年5月10日

ISME TOKYO '83講演(昭和58年10月5日)

** 正会員 (株)神戸製鋼所構造研究所(尼崎市道意町6-32)

*** (株)神戸製鋼所鍛造事業部(呉市昭和町8-1)

鋳物第1種(以下, Mn青銅と記す)及びアルミニウム青銅鋳物第3種(以下, Ni-Al青銅と記す)の2種類の船用プロペラ材料が用いられた。表1及び表2に供試材料の化学成分及び機械的性質を示す。試験片は未使用のまま入手された実体プロペラ翼(翼径9.7m, 重量約80トン)及び試験材用として作られた大形鋳物(720mm×900mm×120mm)から採取された。図1に, 疲れ試験に用いられた試験片の寸法形状を示す。疲れ試験は3種類の異なった寸法形状の試験片を用いて, 軸力荷重及び平面曲げ荷重形式で行われた。疲れ試験の大部分は図1(a)及び(b)に示す小形試験片によって軸力荷重形式で行われた。これはプロペラ材料の疲れ強さに関する実験値を

表1 供試材料の化学成分

Material	Chemical Composition (%)						
	Cu	Zn	Al	Fe	Ni	Mn	Sn
Mn bronze	bal.	39.23	0.65	0.86	0.24	0.84	0.48
Ni-Al bronze	bal.	—	9.31	4.87	4.85	0.74	—

表2 供試材料の機械的性質

Material	0.2% Proof Stress $\sigma_{0.2}$ (kgf/mm ²) [MPa]	Tensile Strength σ_b (kgf/mm ²) [MPa]	Elongation δ (%)	Sharpy Impact Value E_s (kgf-m) [N-m]	Young Modulus E (kgf/mm ²) [MPa]	Poisson's Ratio ν
Mn bronze	19.2 [188]	44.1 [432]	20.1	3.7 [36]	10,500 [102,900]	0.34
Ni-Al bronze	19.9 [195]	47.3 [464]	10.8	1.9 [19]	12,000 [117,600]	0.34

[] : SI unit

図1 疲れ試験片の形状寸法

図2 疲れき裂伝播試験片の形状寸法 (CT試験片)

短期間に多数収集すること, 及び実体プロペラに負荷される応力は曲げ応力であるが, 翼厚が厚い実体プロペラにおいては, き裂の発生が問題になる翼表面は軸応力状態になるとみなされるからである。

図1(c)に示す大形試験片は翼厚が厚い実体プロペラの肉厚方向の応力こう配を再現するため肉厚は厚くとられ, 実際のプロペラの基本的応力状態である曲げ応力状態を再現するため平面曲げ荷重形式で疲れ試験が行われた。疲れき裂試験は, 図2に示すコンパクトテンション型試験片によって行われた。

2.2 試験条件 実体プロペラの使用条件を再現するため, 下記の点に留意して試験条件が定められた。

(1) 環境・海水温度: 船用プロペラは海水中で使われるため試験はすべて3‰人工海水浸漬下で行われた。海水温度はヒータ及びサーモスタットによって, $30 \pm 2^\circ\text{C}$ に保たれた。

(2) 応力比: 応力比 $R (= \sigma_{\min} / \sigma_{\max})$ は, 0 及び 0.4 が選ばれた。これはプロペラに負荷される応力の実船計測結果によると, 疲れ破壊が最も起りやすい前進面翼根部から $0.3r$ (r : プロペラ半径) にかけての応力比 R の平均値は $R=0.4$ であったが, 下限は $R=0$ であったためである。

(3) 繰返し速度: プロペラは1回転するごとに1回大きな応力変動をうける。可変ピッチプロペラでクラッシュアスターンするような特殊な場合を除くとプロペラの1回転は負荷応力変動の1サイクルに対応する。また大形プロペラの設計回転数は大部分70~150 rpmの範囲にあるが上限は約400 rpm, 下限は約60 rpmであるため, 試験時間の短縮をはかるため, 疲れ試験の繰返し速

度は上限に近い 360 cpm で主として行われ, 300 cpm 及び 90 cpm でも副次的に行われた。

2.3 試験結果 図3に疲れ試験結果を示す。図中の○印は軸力荷重形式の結果を示す。●印は平面曲げ荷重形式の結果を示す。図3から実体プロペラの応力負荷条件を再現していると考えられる平面曲げ荷重形式の疲れ強さとプロペラの表面部の応力負荷条件を再現していると考えられる軸力荷重形式の疲れ強さの間に有意な差

図3 疲れ試験結果

図4 疲れき裂伝播試験結果

は認められない。したがって、図3に示す軸力荷重形式の疲れ強さを含みすべての疲れ強さの実験値が実体プロペラ材料の疲れ強さをあらわすとして統計的に整理された。なお、本報でいう試験片の破断寿命(N_f)は、実体プロペラではき裂発生寿命(N_c)に相当すると考えられる。これは本報の疲れ試験で主として用いられた試験片寸法は実体プロペラ寸法に比べて小さく、試験片が破断に至るき裂寸法は実体プロペラにおいては肉眼で検出される大きさのき裂に相当すると考えられるからである。図4に、疲れ試験と同じ試験条件で行われた疲れき裂伝播試験の結果を示す。これらの疲れき裂伝播特性の実験値も実体プロペラの疲れき裂伝播特性をあらわすとして統計的に整理された。

3. 疲れ強さ及び疲れき裂伝播特性の統計解析

3.1 疲れ強さの統計解析 図3に示す疲れ強さの実験値は、次に示す(1)~(3)の仮定のもとで統計的に整理された。

(1) 疲れ強さ σ_a と破断寿命 N_f の間には式(1)に示す関係が成立つ。

$$\sigma_a = k \cdot N_f^c \quad (1)$$

ここで、

k, c : 材料によって定まる定数

(2) 両対数グラフ上で破断寿命に対する疲れ強さの分布は、正規分布の確率密度関数にしたがう。

(3) 疲れ強さ分布の標準偏差は破断寿命に関係なく一定である。

図5に、上記の仮定のもとに求められた非破壊確率 P : 50%, 90%, 及び 99% に対する疲れ強さと破断寿命の関係を示す。本報では、この曲線を“ P - S - N 曲線”と呼ぶ。各供試材料の疲れ強さ分布の標準偏差はほぼ等しく非破壊確率 90% の 10^8 回寿命における疲れ強さ(応力振幅)は、Mn 青銅で約 2.7 kgf/mm² (26.5 MPa), Ni-Al 青銅で約 3.0 kgf/mm² (29.4 MPa) となる。

3.2 疲れき裂伝播特性の統計解析

図4に示す疲れき裂伝播特性の実験値は次に示す(1)~(3)の仮定のもとで統計的に整理された。

(1) 疲れき裂伝播速度 da/dN と応力拡大係数範囲 ΔK の間には式(2)に示す Paris 則が成立つ。

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (2)$$

ここで、

C, m : 疲れき裂伝播特性の定数

(2) 応力拡大係数範囲 ΔK に対する疲れき裂伝播速度の分布は、両対数グラフ上で正規分布の確率密度関数にしたがう。

(3) 疲れき裂伝播速度分布の標準偏差は応力

拡大係数範囲 ΔK に関係なく一定である。

疲れき裂伝播特性の統計解析は、き裂伝播の安定成長域のみについて行われた。これは疲れき裂伝播試験において、き裂の安定成長過程の測定値の信頼性は ΔK_{th} 近傍における測定値の信頼性よりはるかに高いこと、及び疲れ設計が安全側になるように考慮されたためである。図6に上記の仮定にもとづいて行われた統計解析結果を示す。

図5 疲れ試験結果の統計解析 ($P-S-N$ 曲線)

す。図中の実線は疲れき裂伝播特性の平均値 (添字 mean) を示し、破線は90%信頼限界の上, 下限値 (添字 max 及び min) を示す。図6に示す疲れき裂伝播速度 da/dN_{max} , da/dN_{mean} , 及び da/dN_{min} は式(3), (4)によってあらわされる。

(a) Mn青銅の場合

$$\left. \begin{aligned} da/dN_{max} &= 5.30 \times 10^{-16} (\Delta K)^{6.25} \\ da/dN_{mean} &= 1.50 \times 10^{-16} (\Delta K)^{6.25} \\ da/dN_{min} &= 4.27 \times 10^{-17} (\Delta K)^{6.25} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

(b) Ni-Al 青銅の場合

$$\left. \begin{aligned} da/dN_{max} &= 1.74 \times 10^{-14} (\Delta K)^{5.52} \\ da/dN_{mean} &= 6.18 \times 10^{-15} (\Delta K)^{5.52} \\ da/dN_{min} &= 2.20 \times 10^{-15} (\Delta K)^{5.52} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

4. 破壊力学的手法が用いられた 疲れき裂伝播解析

疲れき裂の伝播解析は曲げ応力成分 σ_b のみが負荷されるモデルについて行われた。これはプロペラに負荷される応力状態は基本的に曲げ応力状態であること、及び平面曲げ荷重形式で行われた疲れ試験の実験値との比較検討を容易にするためである。

4.1 疲れ破壊起点部の欠陥の査定及び応力拡大係数 図7に平面曲げ荷重形式の疲れ試験における代表的なき裂伝播の状況を示す。写真1に図7に示した疲れ破壊起点部の破面例を示す。Mn青銅, Ni-Al 青銅いずれも疲れ破壊起点部は、写真1に示すごとく表面近傍の微細な欠陥であって、その寸法はMn青銅で約0.7~4.0 mm, Ni-Al 青銅で約0.5~2.0 mmと推定された。図1

(c)に示す大形試験片によって平面曲げ荷重形式の疲れ試験が行われると写真1に示す微細な欠陥を起点にして疲れき裂が発生し、図7に示すごとくき裂形状を半円形から半円形に変えながら伝播して最終破断に至る。本報では、図8に示すごとく、初期欠陥を包絡する半円形 ($b/a=1.0$) の表面き裂を初期き裂と仮定した。

この種の表面き裂に関する応力拡大係数に関しては、図9に示すRaju & Newmanらによって提案されている応力拡大係数が精度面で最も信頼性が高いといわれているので、式(5)~(7)であらわされるこの応力拡大係数の式⁴⁾を用いてき裂伝播解析が行われた。

図6 疲れき裂伝播試験結果の統計解析 (90%信頼限界)

図7 代表的な疲れ破面

(a) Mn bronze

(b) Ni-Al bronze

写真1 疲れ破壊起点部のフラクトグラフィー

(a) Model for estimating initial crack
(aspect ratio $a/b=1.0$)

(b) Example for Photo. 1 (a)

図8 鑄造欠陥と初期き裂モデル

$$K_A = (\sigma_m + H \cdot \sigma_b) \sqrt{\pi \cdot b / Q \cdot F} \quad (5)$$

ここで,

$$\left. \begin{aligned} Q &= 1 + 1.464 (b/a)^{1.65} \\ F &= [M_1 + M_2 (b/h)^2 + M_3 (b/h)^4] \cdot f_w \cdot f_\phi \cdot g \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここで,

(a) Semi-elliptical surface crack in a finite plate

(b) Geometry of surface crack

図9 K値評価のための半楕円き裂モデル

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= 1.13 - 0.09 (b/a) \\ M_2 &= -0.54 + 0.891 (0.2 + b/a) \\ M_3 &= 0.5 - 11 (0.65 + b/a) + 14 (1 - b/a)^{2.4} \\ f_w &= \sqrt{\sec(a/2W \sqrt{b/h})} \\ f_\phi &= (b/a)^{0.5} \\ g &= 1.1 + 0.35 (b/h)^2 \\ H &= 1 - 0.34 (b/h) - 0.11 (b/a)(b/h) \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

ここで,

- a : 表面き裂の半長 (mm)
- b : 表面き裂の深さ (mm)
- h : 平板の板厚 (mm)
- $2W$: 平板の幅 (mm)
- K : 応力拡大係数 ($\text{kgf}/\text{mm}^{3/2}$)
- $\sigma_m = P/2Wh$: 軸応力成分 (kgf/mm^2)
- $\sigma_b = 3M/Wh$: 曲げ応力成分 (kgf/mm^2)
- P : 軸力 (kgf)
- M : 曲げモーメント ($\text{kgf} \cdot \text{mm}$)

4.2 疲れき裂進展にともなうき裂形状の変化過程

き裂伝播解析が精度良く行われるためには、第4.1節で述べた応力拡大係数(K 値)が精度良く与えられるほか、き裂が発生してから最終破断に至るまでのき裂形状の変化過程が正しく把握されなければならない。図10に大形試験片(図1(c)参照)の破面から読取られたき裂深さ b/h とき裂形状 b/a の関係を示す。図中の●印は、Mn青銅試験片について読取られたものであり、図中の実線は式(8)、(9)であらわされる。川原らによって提案されたき裂形状の変化を^{5,6,7)}あらわす式において、曲げ応力のみが負荷された場合の結果である。図中の破線は実船プロペラの疲れ折損破面から読取られたき裂形状

図10 疲れき裂伝播にともなうき裂の形状変化

の変化をもとに求められた回帰式⁸⁾によって算出された結果である。図10から明らかなごとく、き裂深さ b/h とき裂形状 b/a の関係は、式(8)、(9)あるいは実測にもとづく回帰式によって精度良くあらわされることがわかる。本報のき裂伝播解析は川原らによって提案された式(8)及び式(9)を用いて行われた。

$$\left. \begin{array}{l} \text{i) } b_0/a_0 < A - B \cdot b_0/h \text{ のとき} \\ a = [(b/(A - B \cdot b_0/h))^n + a_*^n]^{\frac{1}{n}} \\ a_* = [a_0^n - (b/(A - B \cdot b_0/h))^n]^{\frac{1}{n}} \\ \text{ii) } b_0/a_0 = A - B \cdot b_0/h \text{ のとき} \\ a = b/(A - B \cdot b_0/h) \\ \text{iii) } b_0/a_0 > A - B \cdot b_0/h \text{ のとき} \\ a = [A/(b^n - b_*^n)^{\frac{1}{n}} + B/h]^{-1} \\ b_* = b_0^n - A^n/(1/a_0 - B/h)^n \end{array} \right\} \quad (8)$$

ここで、

$$\left. \begin{array}{l} A = 0.98 + 0.07 \cdot R_B \\ B = 0.06 + 0.94 \cdot R_B \\ R_B = \sigma_b/(\sigma_m + \sigma_b) \\ n = m/2 + 1 \end{array} \right\} \quad (9)$$

ここで、

a_0 : 初期き裂の半長 (mm)
 b_0 : 初期き裂の深さ (mm)

4.3 疲れき裂伝播解析 応力拡大係数範囲 ΔK

が比較的大きく疲れき裂が安定して成長する領域では、き裂伝播速度 da/dN と応力拡大係数範囲 ΔK の間には、Paris則が成立つ。式(2)から試験片の伝播寿命 N_p は、式(10)で与えられる。

$$N_p = N_f - N_i = \frac{1}{C} \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{(\Delta K_A)^m} \quad (10)$$

ここで、

N_f : 破断寿命 (cycles)
 N_i : き裂発生寿命 (cycles)
 a_f : 破断き裂長さ (mm)
 a_i : 初期き裂長さ (mm)

式(10)で与えられるき裂伝播寿命 N_p は、応力拡大係

数に関する式(5)~(7)、き裂形状の変化過程に関する式(8)、(9)及び式(10)を組合わせ解くことにより求めることができる。

き裂伝播解析の初期条件は、平面曲げ荷重形式で行われた疲れ試験結果と比較検討するため、次のように設定された。

(1) 図1(c)及び図9をもとに、対象平板モデルの寸法は板幅 $2W$: 200 mm, 板厚 h : 50 mm, 破断き裂深さ σ_f : 30 mm(板厚の60%)とする。

(2) 初期き裂長さ a_i は実測された欠陥寸法及びその分布をもとに仮定する。

また、試験片のき裂発生寿命 N_i は式(11)に示すごとく破断寿命 N_f に比べて短いと仮定する。

$$N_i \ll N_f \quad (N_p \approx N_f) \quad (11)$$

図11に初期き裂長さ a_i をパラメータとした疲れ強さと伝播寿命 N_p (破断寿命 N_f)との関係を示す。本報では、この曲線を“ a - S - N 曲線”と呼ぶ。図から、初期き裂長さが短くなるにつれ、疲れ強さが高くなることがわかる。

図12にき裂伝播定数 C 及び m の90%信頼限界値及び適正な寸法に仮定された初期き裂長さ a_i を初期条件として算出された a - S - N 曲線と実験値の関係を示す。初期き裂長さは、Mn青銅に対しては4.0 mm, Ni-Al青銅に対しては2.0 mmに設定された。平面曲げ荷重形式で行われた疲れ試験結果を含む大部分の実験値は a - S - N 曲線の90%上, 下限値信頼限界内に入り試験片の疲れ寿命は破壊力学的手法によって精度良く推定できることがわかる。さらに、破壊力学的手法による疲れ寿命の有効性を確かめるため、実験値から求められた P - S - N 曲線の

図11 破壊力学により計算された a - S - N 曲線(a をパラメータ)

図12 破壊力学により計算された a - S - N 曲線
(信頼限界をパラメータ)

図14 設計 S - N 曲線(A～C等級)

図13 P - S - N 曲線と a - S - N 曲線の比較

こう配と a - S - N 曲線のこう配について比較したところ、図13に示すごとく、両曲線のこう配は良く一致した。したがって、 $10^9 \sim 10^{10}$ 回寿命域の疲れ強さは実験的手段によらずとも破壊力学的手法によって、かなりの精度でもって外挿推定できると考えられる。

5. 設計 S - N 曲線及び応力ひん度分布モデル

5.1 設計 S - N 曲線 前節における検討結果から、 10^8 回寿命をこえる長寿命域の S - N 曲線は破壊力学的手法によって外挿推定できると考えられる。したがって、

実験値から求められた P - S - N 曲線から、 10^8 回寿命における非破壊確率別疲れ強さを求め、 10^8 回におけるこの疲れ強さを基準として、それより長寿命側は a - S - N 曲線のこう配にあわせて外挿して設計 S - N 曲線が設定された。図14に非破壊確率をパラメータとした設計 S - N 曲線を示す。この設計 S - N 曲線は非破壊確率(安全率)に応じてA、B及びC等級に便宜的に分けられた。A、B及びCの各等級の非破壊確率はそれぞれ50%、90%、及び99%に相当する。

5.2 応力ひん度分布モデル プロペラ翼の疲れ設計許容応力を精度良く決めるにはプロペラ材料の設計 S - N 曲線とともに、実船プロペラに負荷される実働応力ひん度分布が正しく把握されなければならない。しかし、プロペラが受ける実働荷重は海象、気象、船種あるいは運航条件によって異なる。またプロペラの応力ひん度分布を実船計測によって求めるには多額の費用を要する他、長期間にわたる計測に耐えるひずみゲージの固定法及び保護法の開発など測定技術上のむづかしさがあるため、極くわずかな実船計測例が報告されているにすぎない^{9,10)}。これらの実測値からプロペラの応力ひん度分布を正しく把握することはむづかしいが、現状以上の実船計測結果を現時点で求めることはできないので、プロペラの実働応力ひん度分布は式(12)であらわされる対数正規分布にしたがうと仮定した。対数正規分布は比較的小さい応力変動が集中して起こり、大きい応力変動も少ないひん度ではあるが起こるひん度分布を模擬するのに適している。

$$n' = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot SS \cdot \sigma'} \cdot \exp \left\{ -\frac{(\ln \sigma' - \ln \sigma_m')^2}{2 \cdot SS^2} \right\} \quad (12)$$

ここで、

σ' : 応力振幅(無次元)

σ'_m : 応力振幅の中央値(無次元)

n' : 応力振幅 σ' のひん度数(無次元)

SS : 尺度パラメータ(標準偏差に相当)

図15にコンテナ船で実測されたプロペラの無次元化された応力ひん度分布、及び $SS=0.1$ としたときの無次元化された対数正規分布の適合状況を示す。両者の分布は、図16に示すコルモゴロフスミルノフ(略称K-S)検定¹¹⁾の結果からわかるようによく適合すると判定される。他船種についてプロペラの実働応力測定例を見出すことができなかったため、本例のみで結論を出すことはむづかしいが、船用プロペラの応力ひん度分布は対数正規分布に従うと仮定しても大きな誤りはないと考えら

図15 応力ひん度分布モデル

図16 応力ひん度分布モデルのK-S検定 ($SS=0.1$ の場合)

れる。

プロペラに負荷される実働応力ひん度分布は船種によって異なるといわれている。過去の経験の実績によるとタンカーのような肥大低速船は負荷応力変動が小さく尺度パラメータ SS は約 0.05, コンテナ船のような高速船は約 0.1, 自動車専用船のような軽喫水高速船は負荷応力変動が大きく SS は約 0.15 と推定される。本報では、尺度パラメータ SS として、上述の値の上, 下限値である $SS=0.05$ 及び $SS=0.15$ の場合について検討が加えられた。

6. 設計応力曲線

図17に本研究結果をもとに下記の手順1)~4)にしたがって求められたプロペラ材料の設計許容応力曲線を示す。

手順1) 設計S-N曲線の選択: 各供試材料について非破壊確率が50%, 90%, 及び99%に相当するA, B及びC等級の設計S-N曲線が選ばれた。

手順2) 応力ひん度分布の選択: 応力ひん度分布モデルの尺度パラメータ SS は想定される上限値, 下限値として0.05及び0.15が選ばれた。

手順3) 疲れ破壊のクラリティリオンを選択: 疲れ破壊は式(13)で与えられるMinerの累積損傷比 $\sum n_i/N_i$ が, 1.0 になったとき起ると仮定された。

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_p}{N_p} = 1.0 \quad (13)$$

ここで、

図17 設計許容応力と設計寿命の関係

n_i : 対象構造物の設計寿命範囲内で生ずる設計スペクトルにおける応力振幅 σ_i のひん度数

N_i : 対応する応力振幅 σ_i の一定応力振幅試験のものと破壊に至るまでのひん度数

手順4) 設計許容応力の計算: 1)で選択された設計S-N曲線, 2)で選択された応力ひん度分布が式(13)の条件のもとで解かれ, 非破壊確率, 船種(応力ひん度分布モデルの尺度パラメータであらわす), 設計寿命別に設計許容応力(応力振幅)が求められた。

図17の縦軸の設計許容応力は対数正規分布であらわされた応力ひん度分布の中央値(メジアン)の応力振幅であり, 横軸の設計寿命は全航海中にプロペラに負荷される種々の応力変動(応力振幅)の総ひん度数をあらわす。自動車専用船($SS=0.15$)に装備されるプロペラの設計許容応力を, 設計寿命: 10^9 回, 非破壊確率: 90%(B等級)の条件で試算すると, Mn青銅で約 1.75 kgf/mm^2 (17.5 MPa), Ni-Al青銅で約 2.10 kgf/mm^2 (20.0 MPa)になり, プロペラの設計上採用される値にほぼ合致する。

7. 結 言

本報で得られた結果は以下のとおりである。

(1) 今までに行われたプロペラの実働状態を模擬した疲れ試験及び疲れき裂伝播試験によって得られた疲れ特性の実験値を統計的に整理することによって, 90%信頼限界値におけるプロペラ材料の疲れき裂伝播特性及び非破壊確率に応じたP-S-N曲線が求められた。

(2) 試験片に内在する欠陥の寸法形状の査定及びこの欠陥にRaju & Newmanらによって提案された半だ円表面き裂の応力拡大係数(K値)を適用することによって, 10^8 回をこえる長寿命域の疲れ強さが破壊力学的手法によって理論的に求められた。この理論的に求められた疲れ寿命及びS-N曲線のこう配は実験値と良い一致を示した。この結果にもとづいて, 非破壊確率(安全率)をパラメータとしたプロペラ材料の設計S-N曲線が作成された。

(3) プロペラの実働応力ひん度分布の数学モデルとして対数正規分布を適用し, 実測されたコンテナ船のプロペラの実働応力ひん度分布に対して, コルモゴロフスミルノフ検定を行うと, 対数正規分布はプロペラの実働応力ひん度分布によく適合した。この応力ひん度分布モデル及び設計S-N曲線に, Minerの累積損傷則を適用することによって, 船種及び非破壊確率(安全率)をパラメータにしたプロペラの設計許容応力と設計寿命との関係が求められた。このようにして求められた設計許容応力はプロペラ設計上採用される値とほぼ合致した。

文 献

- 1) 出納, 森本, 中野, 森谷; 日本船用機関学会誌, Vol.15, No.4(1980), p.316
- 2) 出納, 佐々木, 奥, 後藤, 森谷; 日本船用機関学会誌,

Vol.15, No.4(1980), p.385

- 3) 佐々木, 早見, 森谷; 日本船用機関学会誌, Vol.18, No.2(1983), p.132
- 4) J. C. Newman, Jr., I. S. Raju; NASA Technical Paper 1579 (1979)
- 5) 川原, 栗原; 日本造船学会論文集, No.137(1975), p.297
- 6) 川原; 金属材料, Vol.17, No.7(1977), p.41
- 7) 豊貞, 金沢, 他; 日本造船学会論文集, No.149(1981), p.174
- 8) 出納, 徳田, 奥山, 井上; 日本船用機関学会誌, Vol.12, No.1(1977), p.91
- 9) 第126研究報告(SR-126), 日本造船研究協会, No.172(1973)
- 10) 中村, 馬越, 堀川; 日本船用機関学会誌, Vol.10, No.5(1975), p.390
- 11) 塩見, 三郷, 齊藤, 益田; 信頼性における確率紙のつかい方, 1983年11月, 日科技連
- 12) 岩崎, 鈴木, 徳田, 木村, 西本; SNAME, 1978, Symposium
- 13) 馬場, 井野, 佐々木; ISME, 1983, Symposium
- 14) Ir. R. Wereldsm; "Stress Measurement on a Propeller Blade of a 4200 ton Tanker on Full Scale"

〔質 疑 応 答〕

質問者 川崎重工業(株)技術研究所 堀川 武

〔質問〕 本研究に関し著者である福井氏及び共著者の方々に敬意を表します。また鑄造欠陥からの疲労き裂の伝播という観点から行われた船用プロペラの疲労寿命推定に関する本研究に対しても敬意を表します。著書の方々に次の二つの質問についてご回答をいただきたい。

その1) 図17は鑄造欠陥の寸法が2.0 mmと4.0 mmの大きさをもつプロペラ翼材料の疲労寿命を示している。許容欠陥寸法は非破壊検査の検査能力が関係するため, 非破壊検査能力の観点から決められるべきであると考えられる。したがって, 実体プロペラ翼の鑄造欠陥の許容欠陥寸法について著書の方々のご意見を伺いたい。

その2) 図17に示されるC等級翼の非破壊確率は99%である。これは100個のプロペラ翼の内1個が破壊することを意味すると考えられる。この確率は実際の使用条件からすると少し高いと思われる。

〔回答〕 その1) 実体プロペラ翼の許容欠陥寸法に関する質問についての回答の詳細は, 文献2)に記述されている。文献2)の結果は次のようにして求められた。Mn青銅及びNi-Al青銅の両材料について疲労き裂の進展が停止する下限界応力拡大係数 ΔK_{th} は, 我々が行った一連の研究の一つである文献1)の中に記述されており, 文献1)で求められた下限界応力拡大係数 ΔK_{th} と破壊力学的手法によって, 文献2)に記述されている許容欠陥寸法及び船種に応じた翼面上の超音波探傷範囲が求められた。

非破壊検査法の検査能力に関する質問についての回答

の詳細は文献12)に記述されている。文献12)は、次のように要約される。超音波検査法は、最近著しく進歩しており、超音波の減衰が大きいMn青銅製船用プロペラ材料への適用はむづかしいが、Ni-Al青銅製船用プロペラ材料には適用できる。

検査能力としては表面から深さ20mmまでに存在する直径4mmよりも大きい断面積をもつ铸造欠陥は検出できると考えられる。

その2) 99%の非破壊確率はご指摘のように、実際の使用状況を考慮すると少し高いように思われる。しかし、次に述べる理由を考えると、その確率は実体プロペラ翼の疲労破壊に対しむしろ安全側にあると考えられる。第一の理由は設計S-N曲線を誘導する時、疲労設計が安全側になるようにき裂伝播特性は修正マイナー則に従うとして、き裂の安定成長域のみを対象にしてき裂伝播特性値の統計解析が行われたこと、第二の理由は試験片の寸法は実体プロペラ翼に比べて小さいので、実体プロペラ翼のき裂発生寿命 N_f は、試験片の破断寿命 N_b に相当すると考えられる。このことから、99%非破壊確率は実体プロペラ翼で疲労き裂の発生確率が1%に相当すると考えられる。

したがって、疲労き裂がプロペラの翼表面にたとえ発生したとしても、定期的に検査が行われることによって、疲労き裂の成長が確かめられ、プロペラ翼の疲労破壊は未然に防がれると考えられる。参考までに、99%非破壊確率のS-N曲線に相当する a -S-N曲線の初期き裂寸法 a_i を計算によって求めると、Mn青銅で約28mm、Ni-Al青銅で約18mmであり、このような大きな铸造欠陥は出荷前の検査で十分検出されられると思われる。

質問者 日本海事協会 加藤宣弘

〔質問〕 有益な指針と豊富な情報を提供してくれた極めて興味深い、また時機を得た本研究に対し敬意を表します。高速船プロペラ翼の変動応力は低速船プロペラ翼の変動応力よりもはるかに高いこと、また高速船のいくつかのプロペラ損傷はそうにより高い変動応力によって引き起こされることは事実である。そのため、日本海事協会は認可手続きの折、日本海事協会規則に従って、ある種の高速船プロペラに対して、翼厚を増すように要求している。今回本研究によってプロペラ翼の疲労設計法が紹介されたが、ここに紹介された考え方は極めて合理的であると思われる。本研究では、高速船の 10^9 回の設計寿命に基づいた疲労設計応力(応力振幅)は、Mn青銅で約1.75 kg/mm²、Ni-Al青銅で約2.10 kg/mm²としているが、多くの船舶によって測定され報告されている実働状態の負荷応力は本研究で提案されている値よりも大きいと思われる。

この点に関し、実船で計測されている応力水準と本研究で提案されている疲労設計応力の差異について著書の方々のご意見を伺いたい。

〔回答〕 我々の知る限りにおいて、実働状態で計測さ

れ報告されている応力測定値と我々の提案した疲労設計応力との間に大きな差異はないと考えている。例えば、実船計測に関するいくつかの研究〔文献9)、13)、14)〕を参照すると、実船プロペラに負荷される応力はほぼ1.5 kg/mm²から、2.8 kg/mm²と推定される。一方、我々が提案した疲労設計応力は負荷変動応力が大きい自動車運搬船を例に考えると、 10^9 回の設計寿命、及び50%非破壊確率の場合、Mn青銅で約2.6 kg/mm²、Ni-Al青銅で約2.9 kg/mm²であり、90%非破壊確率の場合、Mn青銅で約1.75 kg/mm²、Ni-Al青銅で約2.1 kg/mm²である。これらの結果から、我々の考えている疲労設計応力と実働状態で計測され報告されている測定応力測定値との間にほとんど差異はないと考えられる。

質問者 石川島播磨重工業(株)技術研究所 酒井啓一

〔質問〕 本研究は人工海水環境下におけるMn青銅材料及びNi-Al青銅材料の 10^8 回までの疲労特性データ及びその疲労特性データの統計解析を取り扱っており、船用プロペラの疲労設計に大きく寄与すると思われる。しかしながら、著書達は図12に示されるように実験的に求められたS-N曲線のばらつきがき裂伝播速度のばらつきのみを考慮することによって破壊力学的手法によって精度よく評価できると結論している。このことに関し、更に次の質問にご回答いただきたい。

その1) き裂の伝播速度はどのような方法で測定されたか。また、測定法の信頼性はどうか。

その2) 個々の試験片において铸造欠陥の大きさと実験で得られたS-N曲線との間に相関関係は見いだせたか。

〔回答〕 その1) き裂伝播試験は、いわゆる ΔK 減少法を用いて実施した。詳細は文献1)に記述されている。測定精度及び信頼性に関する質問に対しては、定量的な測定精度及び信頼度を明確に述べることはむづかしい。本研究の中でも述べられているように、き裂伝播試験は実体プロペラの実働条件に出来る限り近い条件で実施さ

Fig. 1 Correlation between the experimental fatigue life and the size of casting defects.

れたので, すべての試験データは実働状態における実体プロペラ翼の疲労き裂伝播特性とみなしうると考えられる。

その2) 試験片に内在していた鑄造欠陥の大きさと実験で得られた $S-N$ 曲線との間の相関関係に関する質問については, 収集したデータの数が少ないため明確に回答することはむづかしい。しかし, 平面曲げ荷重条件下で試験した試験片のいくつかの破面写真がフラクトグラフィーによって収集されているので, このデータによって両者間の相関関係を検討することができる。

Fig. 1 にフラクトグラフィーによって明らかにされた鑄造欠陥の大きさと実験によって求められた疲労寿命と

の関係を示す。太い実線は初期欠陥寸法 a_i を 0.5 mm, 1.0 mm, 及び 2.0 mm として計算した $a-S-N$ 曲線である。図中の黒印は平面曲げ荷重条件下における実験データを示す。また, 記載されている数字は鑄造欠陥の寸法を示す。Fig. 1 から明らかなように, 実験によって求められた疲労寿命と鑄造欠陥寸法との間には密接な関係があることがわかる。実働状態において, プロペラ翼に負荷される応力は, これらの試験条件の応力水準に比べるとはるかに低いので, ここに記載されている大きさの鑄造欠陥がプロペラ翼表面に存在したとしても, 必ずしも翼の疲労折損を引き起すとは考えられない。