船舶技術研究所報告　第24巻　第4号　研究報告　（昭和62年7月）

船用プロペラ翼の疲労損傷に関する信頼性解析

高井　元弘*

Reliability Analysis of Propeller Blade Fatigue Failure

By
Motohiro TAKAI

Abstract

Fatigue strength of Ni–Al bronze, which is normally used as large size propeller material, was discussed both experimentally and analitically. P–S–N diagram of Ni–Al bronze was proposed from S–N curve and the same stress level fatigue test results of thirty specimens. By applying modified Miner's rule to P–S–N diagram and the alternating blade stress frequency distribution model, the fatigue strength of propeller blade at various non–failure probability was estimated.

It was concluded that the blade stress of high speed ships in operation was a little higher than estimated fatigue strength at stress cycles of 10^9.

Furthermore the fatigue strength of notched specimens were examined experimentally and analitically. And the fatigue crack propagation probability was also discussed by Monte Calro simulation under postulation of distribution functions for crack size, number of cracks, material constants and applied alternating blade strees.

1. まえがき

近年，自動車専用船などの高速船に装備されているピッチ比が高く，方形係数が低いプロペラ翼にしばしば損傷事故が発生し，その原因と対策が検討されている[1),2)]。これらによると，損傷事故は船の完工後２～３年以内の比較的早期に発生したケースが多く，かつ損傷した翼について定期検査時に顕著なき裂や欠陥が発見されていないようである。損傷翼破断面の調査などから，プロペラ翼の損傷は翼前進面 0.23～0.3Ｒのいわゆる翼根部で発生し，プロペラ製造時に表面近傍に生じた鋳巣，ブローホールなどの鋳造欠陥を起点としてき裂が発生し，変動応力によりき裂が比較的短期間に進展，破壊に至った疲労破壊であることが推定されている。

船用プロペラは，鋳造による一品生産品であることから翼強度のばらつきやブローホールなどの鋳造欠陥の存在はある程度避けられないと考えられる。また，作動中のプロペラ翼に生ずる変動負荷応力値は，同一の船であっても操船方法や気象，海象条件により変動すると考えられ，一定の負荷条件で使われる構造部材とは異なった応力条件下にある。したがって，プロペラ翼の損傷を考えるには翼の材料強度，材料定数，翼根部近傍に先在する欠陥の大きさ，数，航行中に生ずるプロペラ翼の変動応力値などが確率的に分布するとして検討することが必要である。

また，プロペラ翼には，船の寿命 20 年程度と考えても，10^9 回オーダーの変動荷重が負荷されると推定される。大形プロペラ翼材料として一般に使用されているアルミニウム青銅（ALBC3）材は，鉄鋼材料などと異なり変動荷重に対する耐久限度が存在しないと考えられており，10^7 回の荷重繰り返しを越えても，繰り返し数の増加とともに疲労破壊強度が低下して行く傾向にある。10^9 回オーダーの疲労試験を実施し，疲労強度に対する許容応力値を決めるには時間的にも経済的に

＊ 機関動力部
原稿受付：昭和61年12月25日

も大きな困難が伴うため，より簡便な疲労強度評価手法が求められている。

このようなことから，本報告では，プロペラ翼の疲労損傷に対する信頼性を明らかにするため，翼材料であるアルミニウム青銅材の疲労強度のばらつき，負荷応力値の頻度分布を考慮し，翼根部の許容応力値を求めると共に，材料に切欠きが存在する場合の疲労破壊寿命の低下を検討した。また，材料定数，欠陥の大きさや数，負荷変動応力値が確率的に変動して分布するとして，疲労き裂が進展し破損に至る確率をシミュレーションにより検討したので報告する。

2. プロペラ翼材の疲労破壊寿命

2.1 翼根部の負荷応力

航行中にプロペラ翼根部に生ずる負荷応力はプロペラ一回転中に変動する。Fig. 1は，運輸省航海訓練所の練習船「青雲丸」のプロペラ翼について著者らが実船計測により得た翼前進面翼根部での応力変動波形曲線である[3)]。Table 1は，計測した翼の要目である。

一回転中の応力変動波形はプロペラ回転角0度付近で大きなピークが生じ，回転角180度付近に小さなピークがみられるが比較的正弦波に近く，full-load時で平均応力が8 kg/mm² 前後，変動応力振幅約3.5 kg/mm² を記録した。Fig. 2はその後，各国で実施された翼応力実船計測の代表値をまとめたものである[4)]。

同時に，日本海事協会技術研究所で実施された非定常

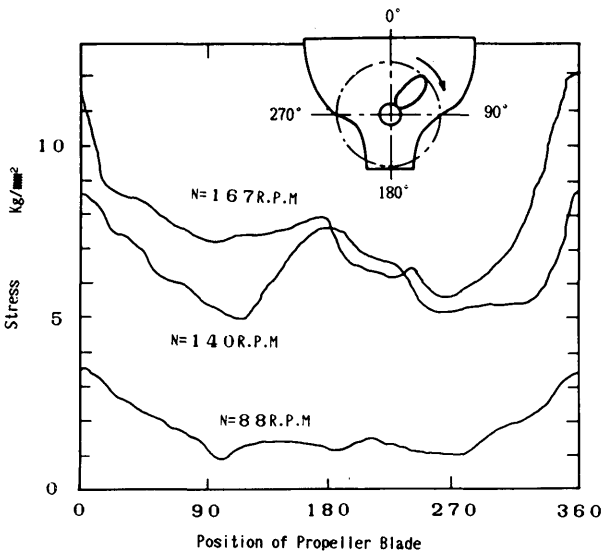

Fig. 1 Stress Variation over One Revolution at 0.3R on Blade Face (N = propeller revolution)

Table 1 Principal Paticular of Stress Measurement Propeller

Diameter (mm)	3900
Boss Ratio	0.1692
Pitch Ratio	0.8615
Blade Thickness Ratio	0.280
Blade Section	MAU-M
Number of Blade	4
Material	HZ-alloy-CE
Horse Power (M. C. R)	5400BHP ×176R. P. M

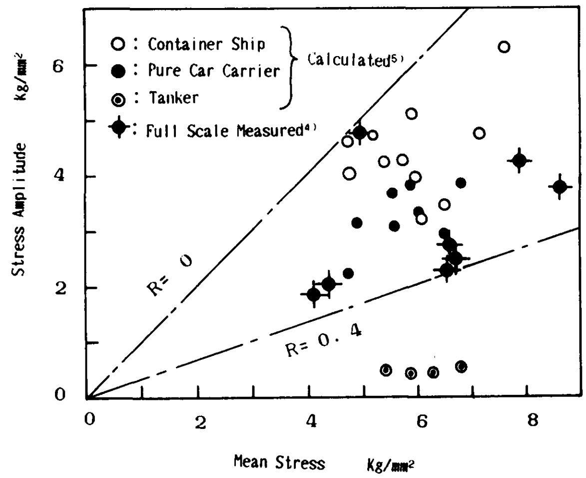

Fig. 2 Comparison between Calculated and Full Scale Measured Blade Stress (R = stress ratio)

揚力面理論に基づく負荷応力の計算結果[5)]も併せて示すが，実験値に比較的近いと思われる。これらをまとめると，プロペラ損傷が問題となっている高速船のプロペラ翼負荷応力は，実測値によると，定常航行時で，応力比R＝0.3～0.4，変動応力振幅は3 kg/mm² 前後と考えられる。計算値では変動応力振幅が若干高くなっている。

2.2 応力頻度分布

2.1で述べたようにプロペラ翼根部の負荷応力は一回転で一度変動する変動負荷応力であるが，この変動負荷応力の応力振幅値は船速，載荷状態，気象，海象条件などにより大きさが変動すると考えられる。プロペラ翼の疲労寿命を考えるには，実船プロペラ翼に負荷される変動応力振幅値はもちろんの事，その頻度分

布が正しく把握されなければならない。しかし，この頻度分布を実船計測によって求めるには長期間の計測を必要とし，技術的な問題と多額の費用を要する点から現在の所十分な計測例が報告されていない。したがって，現状では適当な分布を仮定する必要があり，(1)式で示す対数正規分布が良く適合すると言われている[6]。

この分布は，ある値（中央値）の近傍が高い確率で出現し，それ以下の値においても比較的高い確率で出現するが中央値より大きな値の出現確率は比較的小さくなる現象を模擬するのに適している。

$$f(S_a)=1/(\sqrt{2\pi}\cdot SS\cdot S_a)\,exp\{-(logS_a-logS_m)^2/2\,SS^2\} \qquad (1)$$

f (S_a)＝応力振幅値頻度分布の密度関数，

S_a ＝応力振幅値（kg/mm²），

S_m ＝応力振幅値の中央値（kg/mm²），

SS ＝尺度パラメータ（標準偏差に対応）である。

Fig. 3 に SS をパラメータとし，$S_m=3$ kg/mm² とした (1) 式の密度関数を示す。尺度パラメータ SS を変えることにより分布の形状を変化させることが出来，SS の値を大きく取る程，応力振幅値が広い範囲で出現する確率が高くなる。応力頻度分布は船種によって異なると言われている。経験的実績によるとタンカーのような肥大船は負荷応力変動値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（PCC）は約 0.15 と推定されるとしている[6]。

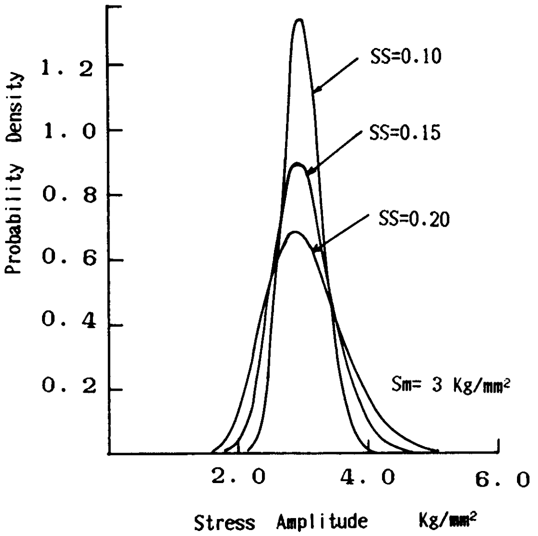

Fig. 3 Assumed Probability Density Function of Propeller Blade Stress Amplitude during Operation, SS is Standard Deviation of Logarithmic Normal Distribution

船の寿命を 20 年程度と考えると，この間プロペラ翼は 10^9 回オーダの変動荷重を受けることになる。

Fig. 4 は変動応力振幅値頻度分布の密度関数を (1) 式とし，船の一生にプロペラ翼の受ける変動荷重の繰り返し数を 10^9 回としてプロペラ翼に生ずる変動応力振幅値の頻度分布を求めたものである。タンカーのように尺度パラメータ SS が小さくなる程，変動応力振幅値が一定の場合に近づいてゆく。このことは，タンカーのような肥大船では運行中プロペラ深度が大でありかつプロペラ半径方向の伴流変化が高速船にくらべ小さいことからも理解できる。

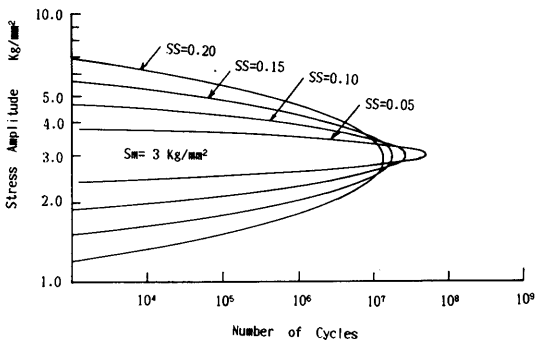

Fig. 4 Stress Frequency Distribution of Propeller Blade during 20 Year's Operation

2.3 翼材料の S–N 線図

大型プロペラ翼材料として一般に使用されているアルミニウム青銅（ALBC3）材の疲労強度についてはこれまでに主として，回転曲げ（Rotating Bending, R–B），平面曲げ（Plane Bending, P–B），軸（Tension to Tension, T–T）荷重での評価が行われている。Fig. 5 は主な試験結果についてプロットしたものである[7),8),9),10)]。平面曲げ試験は，主に著者らが実施したもので，供試材の化学成分，機械的性質を Table 2, Table 3 に，試験片形状を Fig. 6 に示す。

Fig. 5 において，破断寿命は変動応力振幅 (S_a)，破断繰り返し数 (N_f) の両対数グラフ上でほぼ直線上に分布する傾向を示している。この破断寿命曲線（S–N 線図）を最小自乗法によりそれぞれの荷重形式につい

て求めると以下のようになる。

$$\left.\begin{array}{l}\text{R-B 荷重}：S_a=15.89\,N_f^{-0.125}\\ \text{P-B 荷重}：S_a=15.18\,N_f^{-0.122}\\ \text{T-T 荷重}：S_a=6.38\,N_f^{-0.168}\end{array}\right\}\quad(2)$$

ただし，軸(T-T)荷重は応力比R=0および0.4で実施されており，S_a (kg/mm²) は変動応力振幅，N_f (×10⁷) は破断繰り返し数である。

回転曲げと平面曲げ荷重では，破壊寿命曲線にほとんど差は認められないが，軸荷重とではかなりのひらきが認められる。これは一つには回転曲げ，平面曲げ荷重の試験は主に両振り荷重で行われているのに対して軸荷重は応力比R=0および0.4で行われていること，他の一つは荷重形式の違いによる応力勾配の影響が考えられる。平面曲げ荷重での応力勾配の影響については，Fig. 6に示す(a)大形試験片と(b)小形試験片についての平面曲げ疲労試験結果をFig. 7にしめす。

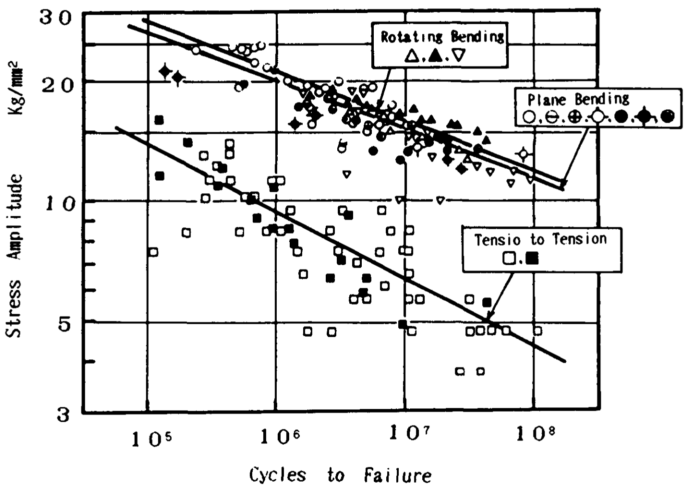

Fig. 5 Results of Fatigue Test by Rotating Bending Load, Plane Bending Load and Tension to Tension Load for Ni–Al Bronze

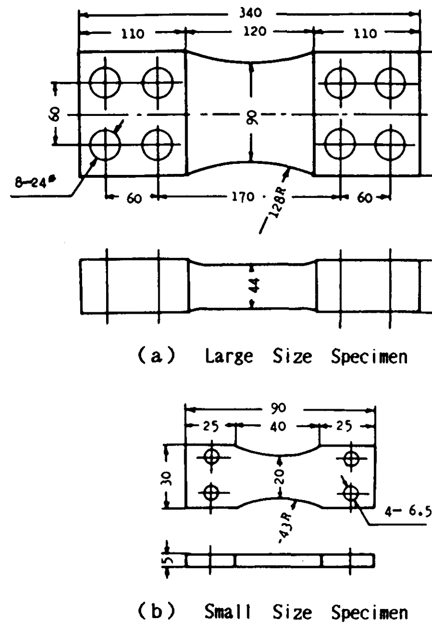

Fig. 6 Plane Bending Load ·Fatigue Test Specimens of Ni–Al Bronze

Table 2 Chemical Composition of Ni–Al Bronze used in Plane Bending Fatigue Test (wt.%)

	Al	Fe	Ni	Mn	Cu
Test Material	9.37	4.85	4.79	0.82	87.17
JIS H5114 ALBC3	8.5～10.5	3.0～6.0	8.0～6.0	<1.5	>78

Table 3 Mechanical Properties of Ni–Al Bronze used in Plane Bending Fatigue Test

	Tensile Strength (kg/mm²)	Elongation (%)	Hardness H_B
Test Material	68.9	26.0	174(10/3000)
JIS H5114 ALBC3	>60	>15	>150(10/1000)

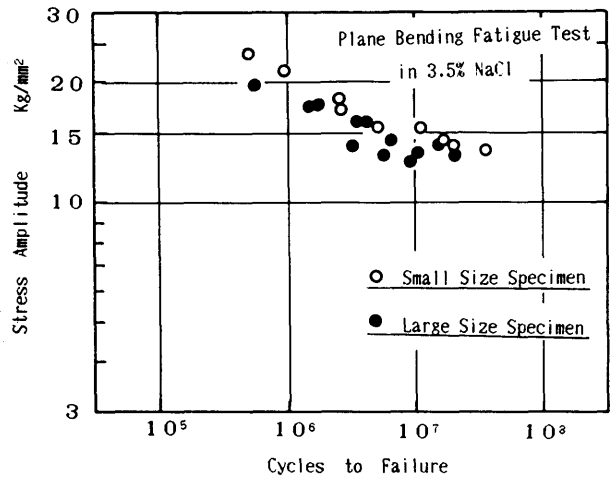

Fig. 7 Comparison of Ni–Al Bronze of Plane Bending Fatigue Test between Small Size Specimen (20×5t) and Large Size Specimen (90×44t)

小形試験片の方が疲労破壊寿命は高い傾向にあるが，その差は比較的小さい結果となっている。実機プロペラ翼では平面曲げ荷重状態であるが，翼根部では翼厚が大であるため応力勾配が小さく，表面部では軸荷重の応力状態に近いと考えられる。また，**2.1** で述べたように実測翼応力では，応力比は 0.3～0.4 程度と考えられることから翼の疲労寿命を考えるには，(2) 式において軸荷重の寿命曲線を使用することがより実態に近く，安全側の評価が可能と考えられる。なお，鉄鋼材料については回転曲げ疲労強度と軸荷重疲労強度について大差ないことが報告されている[11]。

2.4 P-S-N 線図

Fig. 5 からも分かるように，一定応力振幅下での疲労破壊寿命すなわち破壊までの荷重繰り返し数は同一の荷重形式においてもかなりばらついていることが分かる。このばらつきの原因としては供試材料や試験条件の相違等によるものが大であるが，同一の供試材料，試験機，試験条件にて試験を行ってもあるばらつきをしめす。

Fig. 8 はアルミニウム青銅材について疲労破壊寿命のばらつきを調べるため Fig. 6 (b) に示す平面曲げ試験片について，応力振幅 $S_a=16.7\ \mathrm{kg/mm^2}$, $S_a=20.3\ \mathrm{kg/mm^2}$ の 2 ケースについてそれぞれ 30 本づつ試験を行い，得られた破壊確率をワイブル確率紙にプロットしたものである。使用した試験機はシェンク式繰り返し曲げ・ねじり疲労試験機（容量 4 kg·m）である。試験環境は，本来海水環境中で行うべきであるが，平滑材の海水環境中疲労試験は，空気中の試験とほとんど変わらない結果[4]が得られているのですべて空気中である。疲労破壊寿命の確率分布特性は 3 母数のワイブル分布で良く近似できることから，相関係数法[12]を用いて破壊寿命確率の母数 F (N) を求めると(3)式のようになる。

$$\left.\begin{aligned} &S_a=16.7\ \mathrm{kg/mm^2}\ \text{の場合,}\\ &\quad F(N)=1-exp[-\{(N-N_c)/0.297\}^{1.12}]\\ &\qquad N_c=0.169 \end{aligned}\right\}\quad(3)$$

$$\left.\begin{aligned} &S_a=20.3\ \mathrm{kg/mm^2}\ \text{の場合,}\\ &\quad F(N)=1-exp[-\{(N-N_c)\\ &\qquad\qquad /0.0784\}^{2.85}]\\ &\qquad N_c=0.0257 \end{aligned}\right\}\quad(4)$$

ただし，N (×10⁷) は荷重繰り返し数であり，N_c (×10⁷) は，N_c 以下の荷重繰り返し数では破壊確率がゼロである下限の値を示す。Fig. 8 で示す直線は横軸を ($N-N_c$) にとり，式 (3), (4) を示したものである。両直線の傾きは異なっているが，横堀らの方法[13]に従い比較的長寿命領域の疲労破壊寿命確率を示す (3) 式の傾きが応力レベルのより小さい領域においても一定であると仮定すると，応力繰り返し数 N，応力レベル S_a，に対して疲労破壊寿命確率の分布関数 F (N, S_a) は (5) 式

のようになる。

$$\left.\begin{aligned} F(N,\ S_a) &= 1-exp \\ &\quad [-A\{(N-N_c)/N_c\}^{1.12}] \\ N_c &= BS_a^{-\gamma} \end{aligned}\right\}\quad(5)$$

ここで，Bおよびγは材料，荷重形式で決まる定数である。(2)式で表される Fig. 5 の直線は，それぞれ F (N, S_a) = 0.5 の時と考えられる。この時，平面曲げ荷重と軸荷重の疲労破壊寿命のばらつきの程度が等しいと仮定し，F(N, S_a) = 0.5 で (2) 式と (5) 式が一致するように，それぞれについて A, N_cを求めると，平面曲げ荷重と軸荷重の比較的長寿命領域の疲労破壊寿命の分布関数は (6), (7) 式のように得られる。

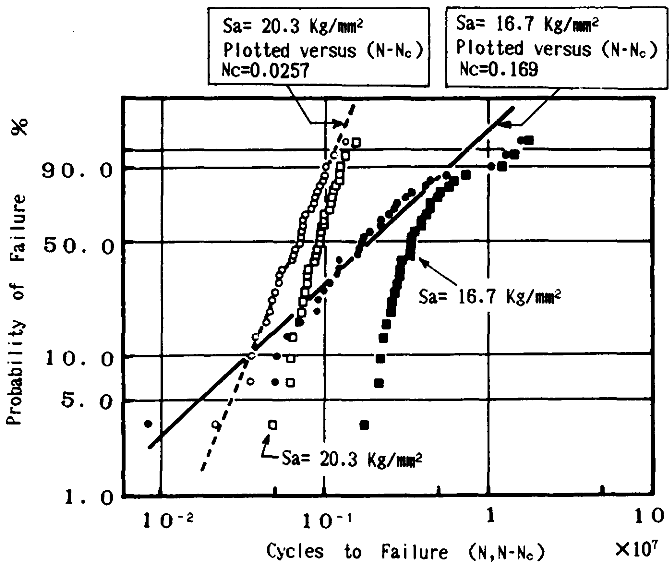

Fig. 8 Fatigue Life Distribution of Ni–Al Bronze Plotted on Weibull Probability Paper

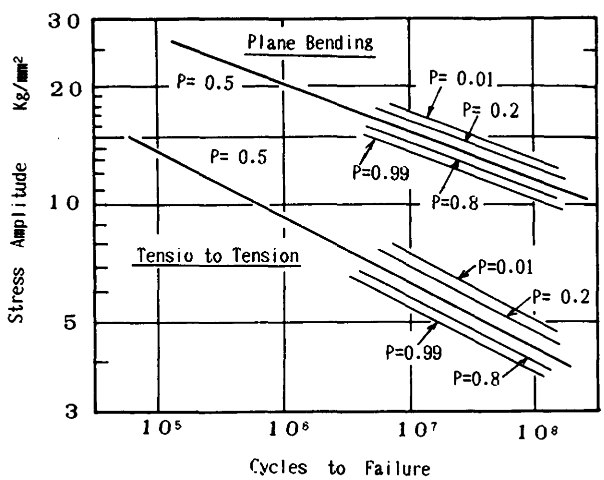

Fig. 9 P–S–N Diagram of Plane Bending and Tension to Tension Load Fatigue Life

P–B 荷重の場合，

$$\left.\begin{aligned} F(N,\ S_a) &= 1 - exp[-0.381 \\ &\qquad \{(N-N_c)/N_c\}^{1.12}] \\ N_c &= 1.80\times10^{9} S_a^{-8.20} \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

T–T 荷重の場合，

$$\left.\begin{aligned} F(N,\ S_a) &= 1 - exp[-0.383 \\ &\qquad \{(N-N_c)/N_c\}^{1.12}] \\ N_c &= 2.28\times10^{4} S_a^{-5.95} \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

(6)，(7)式における $F(N,\ S_a)$ に適当な値を与えることにより非破壊の確率 $P(P=1-F(N,\ S_a))$ をパラメータとするいわゆるP–S–N線図が得られる。このようにして得られた線図をFig. 9に示す。通常のS–N線図は，Fig. 9において $P=0.5$ の時に相当する。

同様にして，比較的高応力レベルでの疲労破壊寿命確率を示す(4)式の傾きが応力レベルのより大きい領域において一定として，疲労破壊寿命確率の分布関数 $F(N,S_a)$ を求めると(8)，(9)式のようになる。

P–B 荷重の場合，

$$\left.\begin{aligned} F(N,\ S_a) &= 1 - exp[-0.0463 \\ &\qquad \{(N-N_c)/N_c\}^{2.85}] \\ N_c &= 1.35\times10^{9} S_a^{-8.20} \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

T–T 荷重の場合，

$$\left.\begin{aligned} F(N,\ S_a) &= 1 - exp[-0.193 \\ &\qquad \{(N-N_c)/N_c\}^{2.85}] \\ N_c &= 1.71\times10^{4} S_a^{-5.95} \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

2.5　マイナー則による疲労破壊寿命の推定

2.1，**2.2**で述べたようにプロペラ翼根部に生ずる負荷応力の応力振幅値の頻度は船種によって異なる分布を示すと考えられる。このように負荷応力振幅が変動する構造部材の疲労破壊寿命の推定にはマイナーの累積損傷則（マイナー則）が良く用いられる。マイナーの累積繰り返し数比Dは(10)式のように定義される。

$$\left.\begin{aligned} D &= \int (n_i/N_i)\, dS_a = \sum_i n_i/N_i \\ &= n_1/N_1 + n_2/N_2 + n_3/N_3 + \cdots\cdots \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

ここで，$n_i dS_a$ は応力振幅区間（S_a，S_a+dS_a）での負荷応力の繰り返し数，N_i は応力振幅 S_a 一定とした時の破壊までの繰り返し数で，通常(2)式あるいは S–N 線図より得られる。累積繰り返し数比Dの値がある一定値になると破壊するとするのがマイナー則の考え方である。Dの値は一般に1とする事が多いが，実際には材料，負荷条件が同じでもある値を中心にばらつきを示すことが知られており，文献[14]によるとDの値の変動係数は一定振幅下での寿命分布の変動係数に第一近似として等しいという傾向が多くのデータに共通して認められると指摘している。ここでは $D=1$ で破壊が起こると仮定し，**2.4**で述べたP–S–N線図において非破壊の確率 $P=P_a$ に対する曲線を破壊寿命曲線としてマイナー則によりプロペラ翼の破壊寿命推定を行う。推定の計算はモンテカルロ・シミュレーションの手法を用いる。その計算法のフローチャートをFig. 10に示す。翼根部の負荷応力振幅値の頻度分布の密度関数は(1)式の対数正規分布とし，逆関数法により(1)式に従う乱数を発生させそれを変動応力振幅とする荷重がプロペラ翼に $\Delta n=10^2$ 回負荷されたとして累積繰り返し数比 $D=\sum_i(\Delta n_i/N_i)$ を計算する。この時破壊寿命曲線はFig. 9のP–S–N曲線において非破壊の確率 $P=P_a$ の曲線を使い，その直線部を低応力域まで延長したものを用いるものとする（修正マイナー則）。荷重形式は軸荷重（T–T荷重）とする。

$D\geqq1$ となった時，$N_f=\sum_i \Delta n_i$ を計算し，N_f を破断繰り返し数とする。$D<1$ なら次の乱数を発生させ上記のステップを繰り返す。Table 4に信頼度（非破壊の確率）$P=0.5$ の時の破壊寿命曲線（S–N曲線）を用いて計算した結果を示す。負荷応力振幅値のひん度分布の密度関数(1)式において，$S_m=3\ \mathrm{kg/mm^2}$ とし尺度パラメータはそれぞれ0.05，0.1，0.15とし，計算は個々のケースについて10回づつ行い，それらを平均したものである。$S_m=3\ \mathrm{kg/mm^2}$ の一定応力振幅荷重での破壊寿命を1として整理してある。Table 4によると，破壊寿命は負荷応力振幅値のひん度分布の尺度パラメータSSが大きくなるに従って低下しており，尺度パラメータ $SS=0.05$（タンカーなどの肥大船に相当）で一定変動応力の場合の96％，$SS=0.15$（PCC船などの高速船に相当）で67％となっている。

Table 5は同様に荷重の振幅値が対数正規分布に従って変動するとして荷重繰り返し数が 10^9 回および 10^8 回になった時マイナーの累積繰り返し数比 $D=1$ となる，すなわち 10^9 回および 10^8 回まで破壊が生じない応力振幅値の中央値を求めたものである。SSパラメータは0.05，0.1，0.15とし，破断寿命曲線はP–S–N線図で非破壊の確率 $P=0.5$ および $P=0.9$ とした時の計算結果である。この値は設計時の許容応力値とも考えられ，10^9 回荷重繰り返し数では信頼度（非破壊

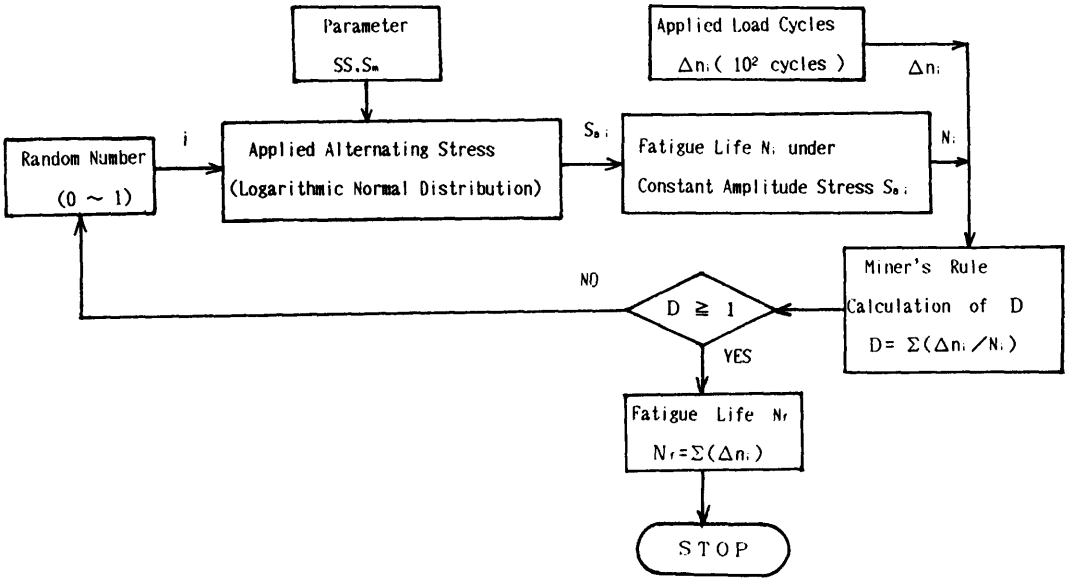

Fig. 10 Calculation Flow Chart of Propeller Blade Fatigue Life N_f by using Miner's Rule

Table 4 Calculated Fatigue Life of Propeller Blade by using Miner's Rule, Taking Fatigue Life under Constant Amplitude Load as 1

S_m Parameter	SS Parameter	Fatigue Life(P=0.5)
3 kg/mm²	Constant Amplitude	1(8.93×10⁸)
〃	0.05	0.96
〃	0.10	0.84
〃	0.15	0.67

Table 5 Median Value of Stress Amplitude, under which Propeller Blade does not fail before 10^8 and 10^9 Load Cycles, considering that the Distribution of Blade Stress Amplitude is expressed by Logarithmic Normal Distribution (P=non failure probability in P-S-N diagram)

SS Parameter	Median Value of Stress Amplitude (kg/mm²) P=0.5		Median Value of Stress Amplitude (kg/mm²) P=0.90	
	10^8	10^9	10^8	10^9
Constant Amplitude	4.33	2.96	3.82	2.61
0.05	4.30	2.93	3.78	2.57
0.10	4.20	2.86	3.70	2.51
0.15	4.07	2.76	3.57	2.43

の確率）P＝0.90 とした時，一定振幅荷重では 2.61 kg/mm²，SS＝0.05 のタンカー等では 2.57 kg/mm²，SS＝0.15 の高速船では 2.43 kg/mm² となっている。高速船では肥大船に比べ5％程度値が低下しており，船種によって許容応力値を変えることが合理的であることを示している。また，**2.1** で述べたように翼根部の負荷応力は，変動応力振幅が 3 kg/mm² 前後であることが推定され，船齢 20 年，10^9 回負荷応力での疲労寿命では負荷変動の大きい高速船では翼根部の実応力は危険側にあることが考えられる。

3. 応力集中部の疲労破壊寿命

欠陥などの応力集中の度合を表示するために応力集中係数（形状係数）α が用いられるが，応力集中部の疲労強度の低下の度合を示す切欠き係数 β とは一般に一対一に対応せず，α が等しく，材料，荷重などの条件が同一の場合でも，応力集中部の応力勾配やサイズの違いにより β の値も異なってくる。ここでは，アルミニウム青銅材の応力集中部の疲労破壊寿命を平滑材の疲労破壊寿命確率分布を用い，Weibull の Wea-

3.1 応力集中部の疲労破壊確率分布関数

応力集中部のサイズは平滑部分に比べ非常に小さいとし，部材の表面部より疲労破壊が生ずると仮定する。$F_0(N, S_a)$ を単位面積当たりの N（繰り返し数），S_a（変動応力値）に関する疲労破壊確率分布，$F_n(N, S_a)$ を切欠きを含む部材の疲労破壊確率分布関数，$F(N, S_a)$ を平滑材の疲労破壊確率分布関数とする。部材表面を微少領域 dV に分け dV 内で変動応力値 S_a が一定とすると，部材の破壊しない確率は直列系の信頼度と考えられるから，

$$(1-dF_n(N, S_a))=(1-F_0(N, S_a))^{dV} \tag{11}$$

したがって，

$$log(1-dF_n(N, S_a))=dV\cdot log(1-F_0(N, S_a))$$
$$log\overline{F_n(N, S_a)}=\int_V log\overline{F_0(N, S_a)}\,dV$$
$$\overline{F_n(N, S_a)}=exp\left[\int_V log\overline{F_0(N, S_a)}\,dV\right] \tag{12}$$

ただし，$\overline{F_n(N, S_a)}=1-F_n(N, S_a)$，$\overline{F_0(N, S_a)}=1-F_0(N, S_a)$ である。

V_n を切欠き部の応力集中領域とすると，(12)式は，

$$\overline{F_n(N, S_a)}=exp\left[\int_{V-V_n} log\overline{F_0(N, S_a)}\,dV\right.$$
$$\left.+log\overline{F_0(N, S_a)}\,dV\right]$$
$$=exp\left[\int_{V-V_n} log\overline{F_0(N, S_a)}\,dV\right]$$
$$exp\left[\int_{V_n} log\overline{F_0(N, S_a)}\,dV\right]$$

応力集中領域 V_n は平滑部に比べて非常に小さいことから，上式において $exp\left[\int_{V-V_n}log\overline{F_0(N, S_a)}dV\right]$ は平滑材の破壊しない確率分布関数 $\overline{F(N, S_a)}$ に等しくなると考えられる。したがって，切欠きを含む部材の疲労破壊確率分布関数 $F_n(N, S_a)$ は (13) 式のようになる。

$$F_n(N, S_a)=1-\overline{F(N, S_a)}$$
$$\cdot\, exp\left[\int_{V_n} log\overline{F_0(N, S_a)}\,dV\right] \tag{13}$$

$F(N, S_a)$ は，(6)～(9) 式より求め，$F_0(N, S_a)$ は (12) 式を平滑材に適用することにより得られる。以上より切欠き部近傍の応力分布が得られれば，(13) 式より切欠き部を含む部材の疲労破壊確率分布関数を推定することができる。

3.2 切欠き材の疲労破壊寿命

(13) 式を用い切欠き試験片の疲労破壊寿命分布を求める。Fig. 11 に切欠き試験片の形状，寸法を示す。切欠きは円孔とし，円孔の径 d，試験片幅 B として，d/

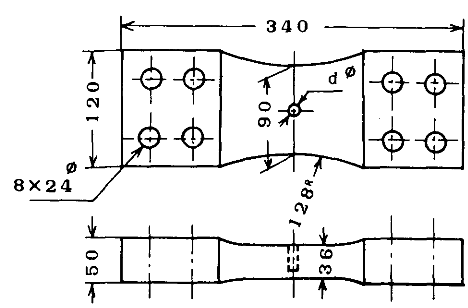

Fig. 11 Size of Notched Specimen

B＝0.011，0.039，0.067 の 3 種類とし，荷重は繰り返し曲げ荷重とした。切欠き部の応力分布は，中央に一個の円孔を持つ有限幅の板が引張り，圧縮を受ける場合と考え，Howland[16]の厳密解より求める。これによる応力集中係数は，b/B＝0.011 で 3.0004，d/B＝0.039 で 3.0054，d/B＝0.067 で 3.0159 となりほぼ等しいが応力勾配など応力の分布は異なる。厳密解より求めた応力集中部近傍の応力は，ある値以上になると塑

性変形を起こし実際の値とは異なる。ここでは，歪が厳密解より得られた応力に比例しているとして求め，応力は Fig. 12 に示す引張り試験より求めた応力-歪線図における歪に対応する値とした。

なお，アルミニウム青銅材の Young 率は Fig. 12 より $E=1.24\times10^4 kg/mm^2$ とし，応力 16 kg/mm² 以上では Fig. 12 の測定値を最小自乗法により，(14) 式のように近似する。

$$\varepsilon_p=1.37\ \sigma^{2.64} \tag{14}$$

ここで，ε_pは塑性歪，σ は応力である。

(13) 式における $F(N, S_a)$は，$S_a=18$ kg/mm² 以下では長寿命，低応力レベル領域として (6) 式を用い，$S_a=18$ kg/mm² を越える場合は高応力レベル領域として (8) 式を用いた。Fig. 13 に (13) 式を用い，切欠き材の疲労破壊確率 0.5 の時の疲労破壊寿命求めた結果を示す。同時に，Fig. 11 の試験片による実験結果も併せて示す。高応力領域では実験値の疲労破壊寿命の低下が著しいが，10^7 回以上の長寿領域では計算値と比較的一致する傾向が見られる。繰返し数 2×10^7 回および 10^8 回での切欠き係数 β を計算結果より求めると，2×10^7 回では d/B=0.011 で $\beta=1.05$, d/B=0.039 で $\beta=1.15$, d/B=0.067 で $\beta=1.23$ となる。また，10^8 回では d/B = 0.011 で $\beta=1.30$, d/B = 0.039 で $\beta=1.38$, d/B=0.067 で $\beta=1.41$ の値が得られる。アルミ

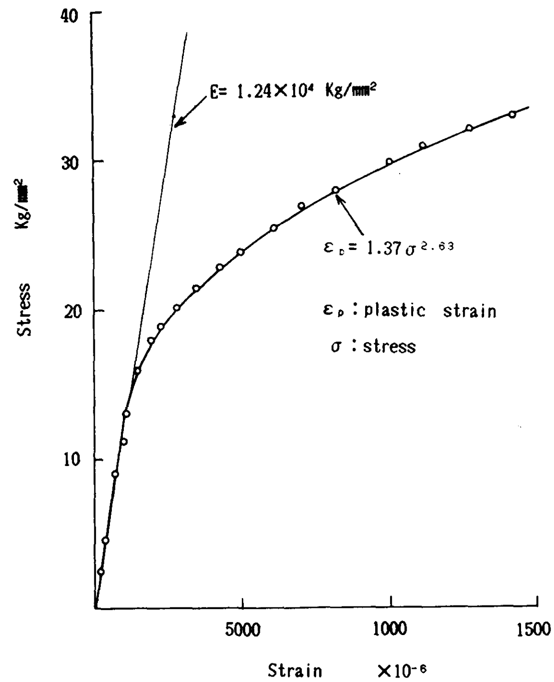

Fig. 12 Stress–Strain Curve of Ni–Al bronze for Relatively Small Strain Range

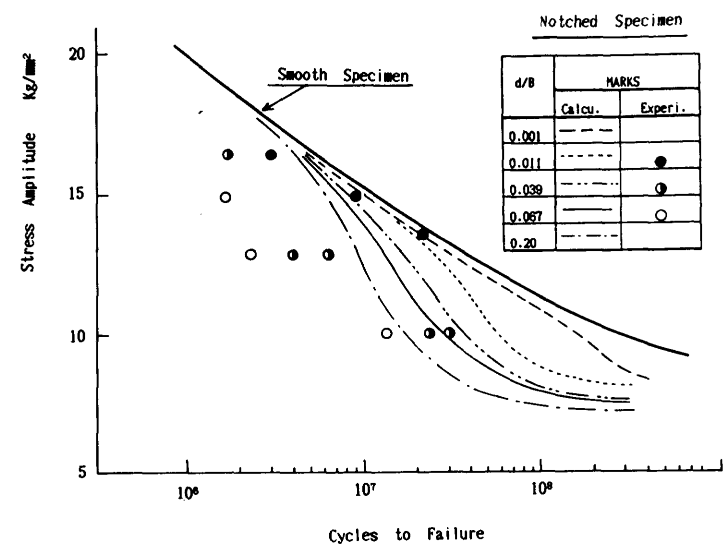

Fig. 13 Fatigue Life of Notched Specimens of Ni–Al Bronze (B=breadth of specimen, d=diameter of notth)

ニウム青銅材について切欠き形状とサイズを変え $\alpha=1.9\sim4.2$ とし，小形丸棒回転曲げ試験片および大形角板曲げ試験片について 2×10^7 回での β を求めた結果[4]によると，小形試験片で $\beta=1.04\sim1.12$，大形試験片では $\alpha=2.2$ および 4.2 に対して $\beta=1.24$ となっている。以上より，切欠き材の疲労破壊寿命は平滑材の疲労破壊確率分布を用い，(13) 式によりある程度推定が可能であると考えられる。

4. 疲労き裂進展の評価シミュレーション

プロペラ翼根部の欠陥などに発生した疲労き裂は，変動応力により進展し，最終的に翼の折損に至ることも考えられる。疲労き裂の進展挙動は，破壊力学的な手法により推定可能であるが，負荷応力値，材料定数，初期き裂の大きさなどに大きく支配される。ここでは，これらの値が確率的に分布すると考え，最終的に破断に至る確率をモンテカルロ・シミュレーションの手法により検討を行う。

4.1 シミュレーションの方法

プロペラ翼根部には，各種サイズの欠陥が存在し翼によりその数も異なると考えられる。疲労き裂の進展特性を示す材料特性である m, C も製造プロペラにより異なることも予想される。翼負荷応力の変動も **2.1** で述べたように船種，船速，気象条件，運行条件などにより，頻度分布がことなる。これらの要因がある確率分布に従って生じると考え，欠陥に発生したき裂が一年以内（応力繰り返し数 $N=5\times10^7$ 回，年間 300 日程度運行するとして）に進展し，破損に至る確率を求める。

シミュレーションの概略を Fig. 14 に示す。プロペラ翼は，自動車専用船などの高速船に装備されているものを対象とする。材料定数 m, C，欠陥のサイズ，欠陥の数が互いに独立な要因であるとして，それらの要因の確率密度関数に従う乱数を計算機により発生させ，ある材料定数と欠陥サイズ，数を持つ供試プロペラを設定する。変動負荷応力はある応力頻度を表す密度関数に従う乱数により発生させ，き裂進展量を計算する。5×10^7 回の変動応力が負荷される間に，き裂が進展し破断に至った i 回目の試行を $y_i=1$ とし，破断に至らないならば $y_i=0$ とする。このような試行をN回繰り返すと，破損の確率 P_f は，

$$P_f=\lim_{N\to\infty}(1/N)\sum_i y_i \tag{15}$$

として求まる。Nを大きくすると精度が向上するが，ここでは $N=10^4$ とする。

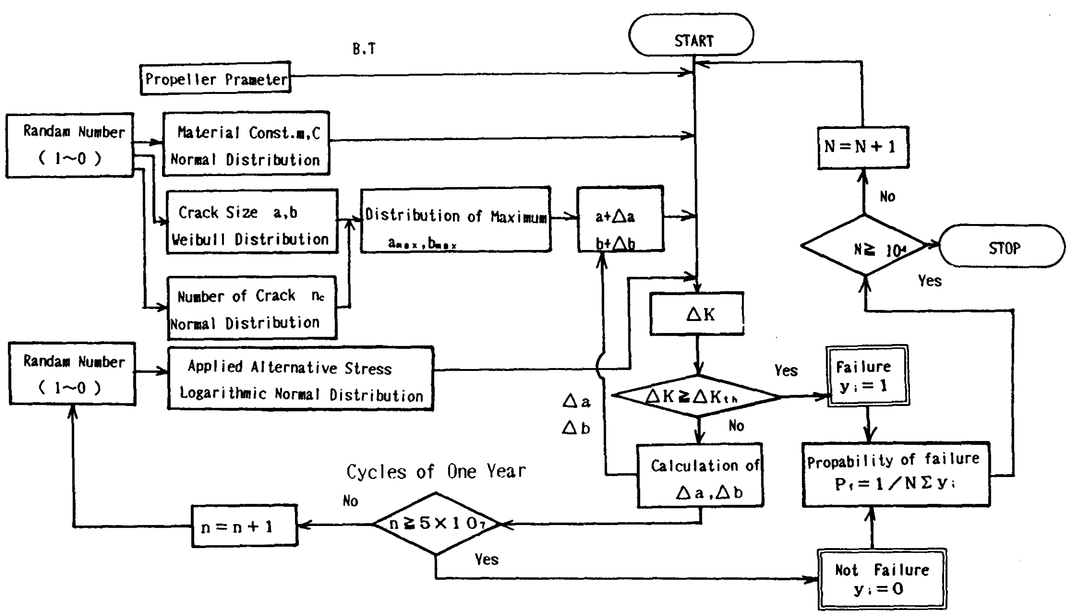

Fig. 14 Simulation Model Flow Chart for Calculating Probability of Failure during One Year's Operation

4.2 各種要因の設定と定式化

4.2.1 き裂モデルと応力拡大係数

翼根部の欠陥は，すべてき裂と考え，Fig. 15 に示すように，平面曲げ，引張り荷重を受ける種々の形状（a/c）を持つ表面き裂と考える。この種のき裂先端のK値を理論的に求めるのは困難であり，Newman & Raju[17]が三次元 FEM により求めて，近似式を得た(16)式を用いる。

$$K=(S_t+H(a/t,\ a/c,\ c/b,\ \phi)\cdot S_b)\cdot \sqrt{\pi a/Q(a/c)}\cdot F(a/t,\ a/c,\ c/b,\ \phi) \tag{16}$$

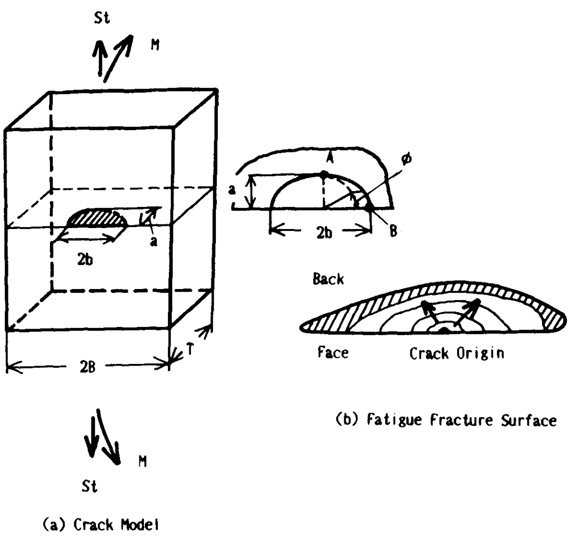

Fig. 15 Model of Surface Crack of Propeller

ここでは，S_t：引張応力，S_b：曲げ応力，$Q(a/c)$：き裂の形状を補正する係数，$H(a/t,\ a/c,\ c/b,\ \phi)$，$F(a/t,\ a/c,\ c/b,\ \phi)$：境界条件を補正する係数であり，H, Q, F は a/t, a/c, c/b のべき乗の多項式および ϕ の三角関数式で与えられる。

4.2.2 疲労き裂伝播則と疲労き裂形状変化

き裂の進展が穏やかな場合，変動荷重繰り返し数Nに対する疲労き裂の進展速度は，

$$da/dN=g(\varDelta K,\ R) \tag{17}$$

で与えられ，ここで $R=K_{min}/K_{max}$ で応力比とよばれる。片振り変動荷重の場合は R=0 である。Rの影響は，二義的と考え，(17)式は(18)式のように近似する。

$$da/dN=C_R\cdot(\varDelta K)^m,\ C_R=C/(1-R) \tag{18}$$

Rは，実応力から推定し，R=0.4 と一定とする。

Fig. 15 に示すき裂モデルの A, B 点での進展速度が独立に(18)式に従うと考え，微小表面き裂の形状変化の実験値から，$C_{RB}=C_{RA}\cdot 0.9^m$ とおいて[18]，

$$da/dN=C_{RA}\cdot(\varDelta K_A)^m,\ db/dN=C_{RB}\cdot(\varDelta K_B)^m$$

したがって，

$$\left.\begin{aligned}\varDelta b&=C_{RB}(\varDelta K_B)^m dN\\ \varDelta a&=C_{RA}/C_{RB}(\varDelta K_A/\varDelta K_B)^m\cdot\varDelta b\\ &=(\varDelta K_A/(0.9\cdot\varDelta K_B))^m\cdot\varDelta b\end{aligned}\right\} \tag{19}$$

ここで，$\Delta K_{A,B}$は A, B 点での ΔK 値，Δa, Δb は A, B 点での微小き裂進展長さである。(19)式を用いて，初期き裂 4 mm，a/b=1.0，変動応力 4.5 kg/mm² とし，

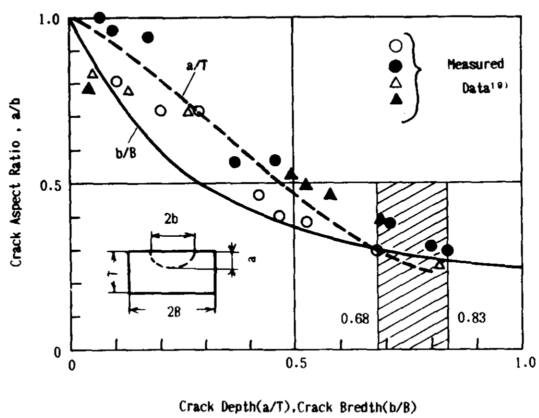

Fig. 16 Changes of Crack Shape due to Fatigue Crack Crowth

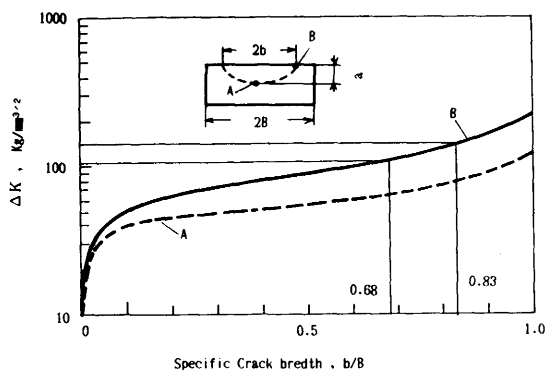

Fig. 17 Changes of ΔK of Crack Tips (point A and B) due to Crack Growth

プロペラ翼根部は総トン数 11,500 トンの自動車専用船を想定し，板幅 1820 mm，板厚 280 mm とし，疲労き裂の形状変化を求めた結果を Fig. 16 に示す。折損翼の破面より求めた形状変化[19]と比較的良く一致している。Fig. 17 は，き裂先端 A，B 点でのき裂形状変化に伴う ΔK 値の変化を求めたものである。B点での ΔK 値がA点の ΔK 値より常に大きく，最終破断はB点で生ずると推定できる。この時，Fig. 16，Fig. 17 より b/B＝0.7～0.85，ΔK は，110～140 $kg/mm^{3/2}$ と推定できる。一般に ΔK の値がある程度以上小さくなると，疲労き裂の進展速度がほとんど零となる。この ΔK の値を限界応力拡大係数範囲 ΔK_{th} としているが，アルミニウム青銅のき裂停止速度は 10^{-8} mm/cycle 程度と非常に小さいため，精度良く測定するのは困難であり，信頼できるデータは得られていない。

したがって，ここでは，ΔK が小さい時でも，(20) 式に従って疲労き裂が進展するとして扱う。

4.2.3 材料定数 m, C

大形プロペラ材であるアルミニウム青銅について，m, C 値について実験データが公表されている主なものについて m と logC についてプロットした結果を Fig. 18 に示す。データが少なく，ばらつきがあるが，m と logC について負の相関が見られる。ここでは，logC の確率密度関数は正規分布とし，m は Fig. 18 の直線より求める。

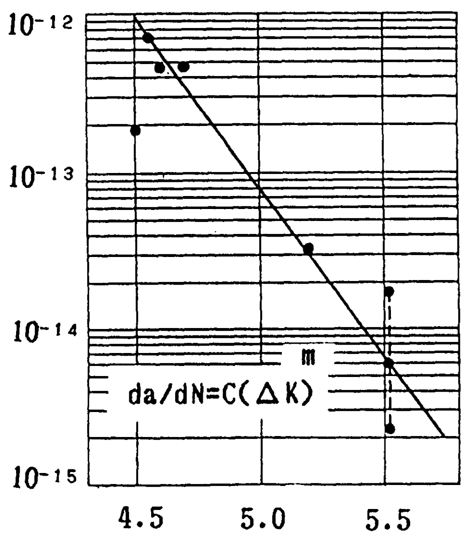

Fig. 18 Material Constant m, C

4.2.4 欠陥の大きさと数の分布

プロペラ翼根部に存在する欠陥の大きさの確率密度関数は，(20) 式で表されるワイブル分布[2]とする。

$$f(x)=\beta/\eta((x-\gamma)/\eta)^{\beta-1}\exp\{-((x-\gamma)/\eta)\} \tag{20}$$

ただし，x は欠陥の大きさ，η：尺度パラメータ，β＝形状パラメータ，γ：位置パラメータである。

欠陥の数 n は，正規分布とする。き裂は，最も大きい欠陥より進展すると考えられるから，(21) 式で表される最大値の密度関数を用いる。

$$\left.\begin{aligned} f_n(x) &= n\{f(x)\}^{n-1}\cdot f(x) \\ f(x) &= dF(x)/dx \end{aligned}\right\} \tag{21}$$

n は欠陥の数であり，f(x) は (20) 式より得られる。Fig. 19 に η＝1.17，β＝1.60，γ＝0.10，n＝30 とした時の (20), (21) 式で表される密度関数を横軸に欠陥の大きさをとってしめす。なお，η，β，γ の値は，文献 2）において実体プロペラ翼根部断面に分布する欠陥寸法を実測した結果を Weibull 分布に近似して得られているものである。

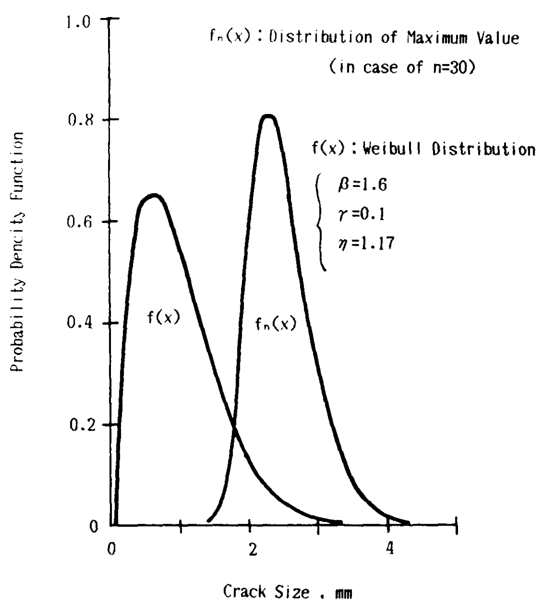

Fig. 19 Crack Size Probability Density Function

4.2.5 負荷応力変動値の頻度分布

負荷応力変動値の頻度分布は，(1)式，Fig. 3で表される対数正規分布とする。分布の形状は，応力振幅値の中央値 S_m と尺度パラメータ SS により変化する。前述したように，高速船で SS=0.15，肥大船で SS=0.05程度と推定される。

4.3 シミュレーションの結果

Fig. 20に負荷応力振幅値の頻度分布のパラメータを変え，試行回数 10^4 回として，シミュレーションにより得られた破損確率を示す。負荷応力振幅の中央値 S_m=5.5，4.5，3.0 kg/mm² について計算をおこなったが，S_m=3.0 kg/mm²の場合は尺度パラメータ SS がいずれの値の時も破損の確率は零となった。通常航海時より50%負荷応力変動値が高くなった時と考えられる S_m=4.5 kg/mm², SS=0.15では，破損確率0.03%が得られた。

Fig. 21は，S_m=3.0 kg/mm²，欠陥の大きさを(20)式の Weibull 分布で得られる値より大きな一定値として破損確率を求めた結果である。
き裂長さ 2b=40 mm, a/b=1.0の時の破損確率は，1.9%，2b=25, a/b=1.0では破損のケースはなかった。

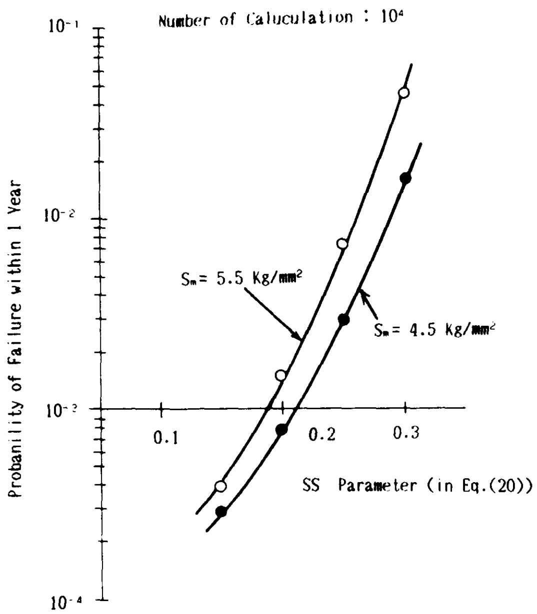

Fig. 20 Probability of Failure within One Year Calculated by Monte Calro Simulation (S_m=meadian value, SS=standerd deviation)

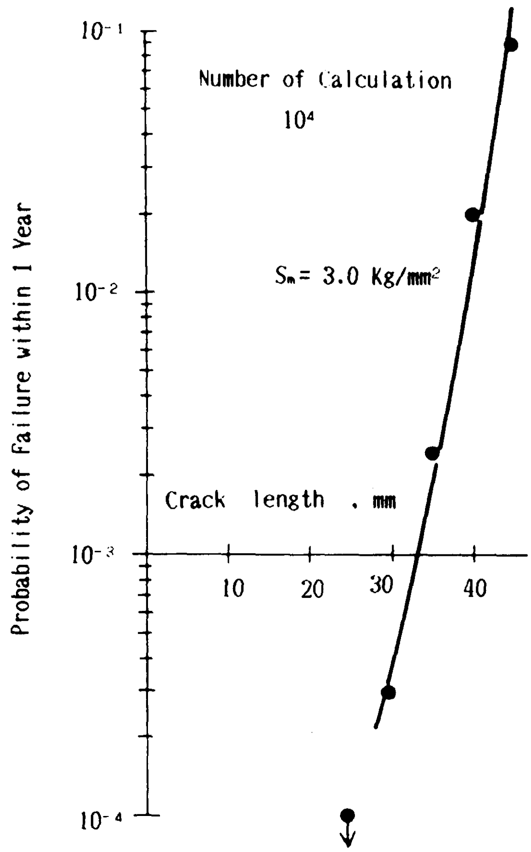

Fig. 21 Relation between Probability of Failure within One Year and Crack Length (S_m=3.0kg/mm², SS=0.15)

以上の結果より，自動車専用船などの高速船におけるプロペラ翼根部の負荷応力状態（S_m=3.0 kg/mm², SS=0.15として）では，通常のプロペラ翼材に存在すると思われる欠陥からは一年以内に破損に至る確率は 10^{-4} 以下であるが，30 mm の欠陥がある場合は，破損確率は 3×10^{-4} 程度になることが考えられる。

5. まとめ

本研究では，プロペラ翼の疲労損傷に関する信頼性について，主に，プロペラ翼負荷変動応力およびプロペラ材料であるアルミニウム青銅材の疲労破壊寿命特性が種々の要因によって変動することを考慮し，2章，3章ではプロペラ翼の強度設計時の許容応力値の妥当性を，4章ではプロペラ製造時や定期検査時にプロペラ翼面上に発見された欠陥が破壊に結びつく可能性を

定量化し，検査に役立たせることを念頭において検討した。得られた結果は，即実機に適用できるものではないが，荷重や材料強度がばらつく構造物の1例として，プロペラ翼の疲労損傷の信頼性をある程度定量的に評価することが出来たと考える。得られた主な結論は次のとおりである。

(1) 翼損傷が問題になっている高速船における翼根部負荷応力は，応力比 0.3～0.4，変動応力振幅 3 kg/mm^2 程度と推定されるが，運行条件，気象条件により変化するため，その頻度分布を考慮し疲労損傷を考えることが重要である。

(2) アルミニウム青銅材について求められている疲労試験データについて，荷重形式ごとに S–N 線図上で最小自乗法による最適曲線を求めた結果では，回転曲げ疲労試験結果の曲線と平面曲げ疲労試験結果の曲線は，ほとんど差はなかった。しかし，軸荷重疲労試験結果の曲線は両者より大きく低下しており，主に，応力比の違いによるものと考えられる。

(3) 同一荷重 30 本の試験片による疲労試験を実施し，疲労破壊寿命のばらつきを Weibull 分布で近似し，最適 S–N 線図と組合せ P–S–N 線図を求めた。P–S–N 線図より任意の非破壊の確率を持つ疲労破壊寿命を求めることができる。

(4) 翼負荷変動応力の頻度分布を対数正規分布とし，非破壊の確率 0.5 および 0.90 の疲労寿命曲線を P–S–N 線図より求め，修正マイナー則を適用し，船種ごとの許容応力値を求めた。自動車専用船などの高速船の場合，10^9 回オーダの高サイクル領域では，実翼変動応力値は危険側にあることが推定された。

(5) 平滑材の疲労破壊寿命確率分布関数を用い，Weibull の Weakest–link theory により円孔切欠き材の疲労破壊寿命の低下を検討した結果，実験値と比較的良い一致をしめした。

(6) 高速船において，翼根部の欠陥の大きさ，数，き裂進展特性を示す材料定数，負荷応力変動値がある確率分布に従って分布するとした時，欠陥が疲労き裂として進展し，破損に至る確率をモンテカルロ・シミュレーションにより求めた。破損の確率は，10^{-4} 以下となる結果が得られた。しかし，より確度の高い推定を行うには翼根部の欠陥や材料定数などの確率分布関数をより精度良く推定する必要がある。

最後に，本研究を遂行するにあたり御指導いただいた植田靖夫前装備部部長に深く感謝いたします。

参 考 文 献

1) 井野幸雄，多田羅豊：プロペラ翼損傷解析，日本海事協会技術研究所発表会，昭和 58 年 11 月，pp. 61～67

2) 岡実，井野幸雄，渡辺富雄，多田羅豊：プロペラ用アルミブロンズ鋳造材の疲労強度評価，日本海事協会技術研究所発表会，昭和 60 年 10 月，pp. 55～62

3) 植田靖夫，前橋正雄，高井元弘ほか 2 名：プロペラ翼応力の実測実験，日本舶用機関学会誌，第 8 巻第 9 号，昭和 48 年 9 月，pp.35～40

4) 日本造船研究協会第 126 研究部会報告：大型プロペラ翼強度に関する研究，第 74 号，昭和 50 年 5 月

5) 梅野満，青木秀男，馬場宣裕：揚力面理論によるプロペラ羽根の応力解析，日本海事協会会誌，No. 167，May 1979，pp.19～42

6) 福井義典，佐々木佳男，森谷清：舶用プロペラ翼の疲労設計，日本舶用機関学会誌，第 19 巻第 11 号，昭和 59 年 11 月，pp.12～22

7) 植田靖夫，竹沢節夫，高井元弘：プロペラ材料の疲労強度について，第 22 回船研研究発表会講演集，昭和 48 年 12 月，pp.13～16

8) Ichiji Nakano: Mateial for High Powered Marine Propellers, I. S. M. E., TOKYO'73 (1973)，pp.355～365

9) 馬越立郎，中村宏ほか 2 名：二軸高速コンテナ船におけるプロペラ翼の実応力と疲労強度について，日本舶用機関学会誌，第 12 巻第 12 号，昭和 52 年 12 月，pp.33～41

10) 出納真平，森本敬三ほか 2 名：舶用プロペラの疲労強度に関する研究（第 1 報　プロペラ材料の疲労強度），日本舶用機関学会誌，第 15 巻第 4 号，昭和 55 年 4 月，pp.24～33

11) 西島敏，竹内悦男，石井明：回転曲げ疲労強度と軸荷重疲労強度の関係，日本材料強度学会誌講演論文集（1980），pp.49～52

12) 酒井達夫，田中道七：3 母数ワイブル分布の母数推定について，材料，第 29 巻第 316 号，昭和 55 年 1 月，pp.17～23

13) 横堀武夫，横堀寿光，淡路英夫：材料破損寿命，強度の信頼性の確率過程論的評価法（第 1 報），日本材料強度学会誌，第 18 巻第 2，3 号，昭和 58 年 12 月，pp.43～55

14) 市川昌弘, 座古勝：実働荷重疲労に対する信頼性設計手法の提唱, 材料, 第 34 巻第 380 号, 昭和 60 年 5 月, pp.90～94

15) J. J. Petrovic, M. G. Stout : Fracture of A1203 in Conbined Tension/Torsion : II, Weibull Theory, J. of the American Ceramic Soc., Vol. 64, No. 11, 1981, pp.661～666

16) R. C. Howland : On the Stresses in the Neibourhood of a Circular Hole in a Strip under Tension, Phil. Trans. Roy. Soc., A, Vol. 229 (1930), pp.49～86

17) J. C. Newman, I. S. Raju : An Empirical Stress Intensity Factor Equation for the Surface Crack, Engng. Fracture Mech., Vol. 15, 1-2, 1981, pp.185～192

18) 尾野英夫, 仁瓶寛太, 杉本幸治：疲労き裂進展解析システム "KASPAC" の開発, 川崎重工技報, 89, 1985 年 7 月, pp. 1 ～ 9

19) 徳田祥一, 奥山義勝ほか 2 名：舶用プロペラ翼の疲労破壊, 神戸製鋼技報, Vol. 27, No. 2, 1977, pp.71～75