

# プロペラ翼の折損に及ぼす主要因子の解明

## (第2報：プロペラ軸とプロペラ翼の共振の影響)

川 添 強\* ・ 松 尾 信太郎\*\*  
錦 戸 真 吾\*\*

### Main Factors Affecting Blade Failure of Marine Propeller (2nd Report: Resonance between Vibrations of Propeller Shaft and Blade)

by

Tsuyoshi KAWAZOE\*, Shintaro MATSUO\*\* and Shingo NISHIKIDO\*\*

The first report showed the difficulty to consider the small material defects and the low fluctuating stress by the hydrodynamic force as the main factors of the propeller blade failure. For the purpose of the elucidation of resonance between vibrations of the propeller shaft and the propeller blade, this paper presents the measurements and calculations of the flexural natural frequency of the full scale propeller blade in air and in water, the vibratory stress due to the resonance and the life of the fatigue failure. It is shown that there is a fair possibility for the high vibratory stress of about 60 N/mm<sup>2</sup> to affect the early blade failure.

Key Word: Life Prediction, Fracture Mechanics, Vibration of Rotating Body, Resonance, Natural Frequency, Corrosion Fatigue, Marine Propeller

#### 1. 緒 言

ケミカルタンカに装備された直径7.08mの船用プロペラにおいて、4翼中の1翼が就航後約9ヶ月という極めて早期に翼根部より折損した。

この主要因子の解明をするために、第1報では破壊起点部の材料欠陥の評価および伴流による翼変動応力の計算を行い、破壊力学に基づく翼の疲労寿命を推定した。しかし、材料欠陥(深さ2.5mm以下)および翼変動応力(13.8~27.9N/mm<sup>2</sup>)ともに小さいことから、これらが翼折損の主要因子とは考え難いことが判明した。

そこで本報では、主機およびプロペラ軸の縦振動と

プロペラ翼との共振に注目し、その解明を目的として、主機およびプロペラ軸の振動調査、実船プロペラ翼の空気中および水中における曲げ固有振動数の計測と計算、共振による振動応力の計算と疲労寿命の推定を行った。その結果、共振により翼に誘起された高い振動応力(約60N/mm<sup>2</sup>)が、翼の折損に大きな影響を及ぼす可能性を明らかにした。

#### 2. 主機およびプロペラ軸の振動計測

第1報に示すように、通常の流体力により生じる翼変動応力は最大でも27.9N/mm<sup>2</sup>と推定され、最大深さ2.5mm、幅8.0mmの小さな材料欠陥より、き裂が進展

平成6年4月28日受理

\* 機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems Engineering)

\*\* 三菱重工業(株) (Mitsubishi Heavy Industries, LTD.)

し、翼が疲労破壊することは推定し難い。

そこで、就航中の作動状況資料を調査したところ、本船は就航直後から主機の縦振動が従来よりもかなり大きく、船級協会より Vibration Absorber を追設するようにリコメンドされていたことが判明した。しかし、実際には船内スペースの問題から、Absorber は追設されていない。

図1には、プロペラ翼折損前に計測された主機上部とプロペラ軸のスラスト軸受部の縦振動振幅を示す。5シリンダの主機の回転数91.5rpmにおいて、スラスト軸受部の振幅は、17.5(mm/s R. M. S)と5次(7.63 Hz)の過大振動が計測されている。

これは、従来船の振動実測値の約3倍の振幅に相当する。

この振動により第1報で示したように、主機と船体間のサポートに、き裂が頻繁に発生したと推定される。主機の過大振動は、プロペラ軸を介して図2に示すよ

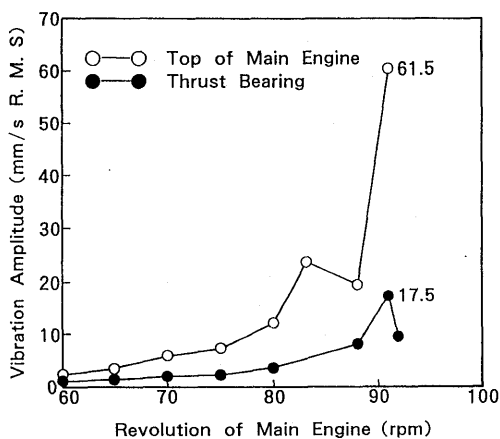


図1 主機およびスラスト軸受部の振動計測結果。

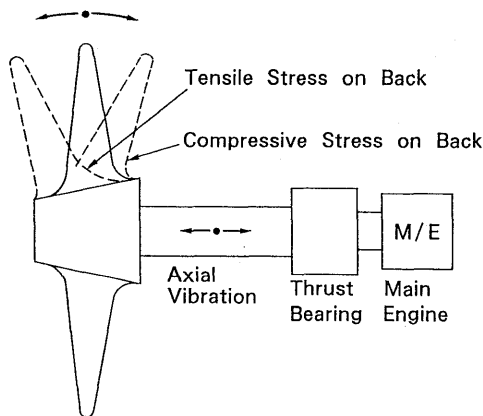


図2 プロペラ軸振動と翼後進面の応力。

うに、プロペラ翼根部に振動応力を誘起することが考えられる。

即ち、通常の流体力では、プロペラ翼の後進面には圧縮応力のみが発生するが、プロペラ軸の縦振動が存在すると、引張応力も発生することになる。

後進面の引張応力は、第1報の調査で検出された後進面のき裂につながった可能性がある。

### 3. 実船プロペラの固有振動数

主機及びプロペラ軸が7.63Hzで過大振動していることから、実船プロペラとの共振を調べる必要が生じた。このため、下記に示すように空気中における翼の曲げ固有振動数を計測し、これをベースに水中での翼の固有振動数を推定した。

#### 3.1 実船プロペラの空気中における固有振動数計測

図3に示すように残存翼を利用して、プロペラ翼の空気中における曲げ固有振動数を計測した。計測ではA翼前進面の先端をハンマで加振し、A翼の翼幅中心点4個所とB、C翼の先端各1個所の加速度を検出した。

図4、図5および図6には、計測点A<sub>1</sub>、A<sub>3</sub>およびB<sub>1</sub>におけるプロペラ翼の振動応答曲線を示す。その結果、振動数13.2Hz、34.6Hzにおいて大きな振幅が計測され、プロペラ翼の空気中における曲げ1次振動モードの固有振動数は $f_{am}=13.2\text{Hz}$ であることを確認した。

また、曲げ1次振動における各翼のモードは、対面翼が同相であるのに対し、隣翼は逆相で振動していることが明らかになった。

#### 3.2 水中における固有振動数の推定

プロペラは水中で作動しているため、実船プロペラの水中における曲げ固有振動数を把握する必要がある。しかし、直径7.08mの実船プロペラでは、その計測自

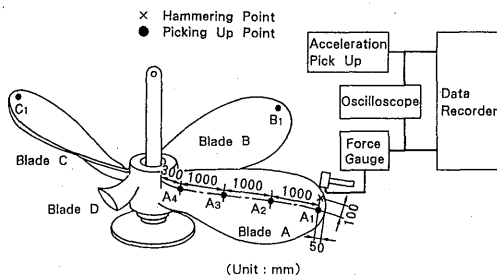


図3 実船プロペラの空気中の固有振動数計測。

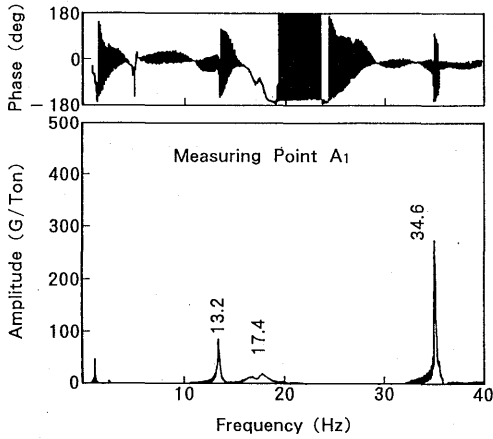


図4 空気中における翼の振動応答曲線 (計測点A<sub>1</sub>)

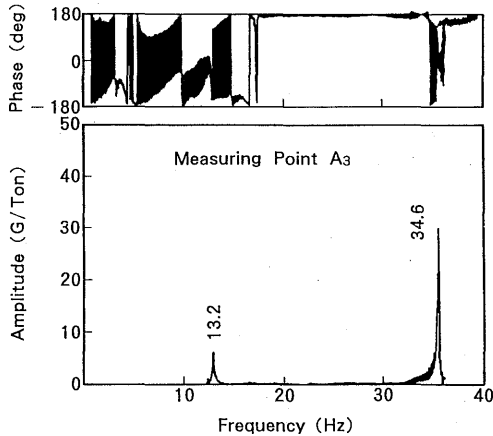


図5 空気中における翼の振動応答曲線 (計測点A<sub>3</sub>)

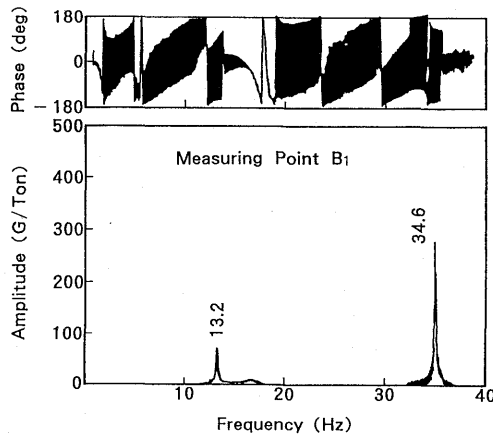


図6 空気中における翼の振動応答曲線 (計測点B<sub>1</sub>)

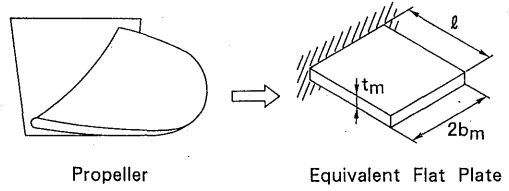


図7 プロペラ翼の相当平板モデル

体が大規模となり困難であることから、下記に示すように、空気中の固有振動数に水付加比を乗じて水中の固有振動数を求めることとした。

$$f_w = \alpha f_{am} \tag{1}$$

但し、 $f_w$  : 水中における実船プロペラの曲げ固有振動数

$\alpha$  : 実船プロペラの水付加比

$f_{am}$  : 空気中における実船プロペラの曲げ固有振動数 (計測値)

また、水付加比を求めるために、プロペラ翼を図7に示すような平板の片持梁としてモデル化した。

平板片持梁の固有振動数の基本式は

$$f = \frac{\lambda^2}{2\pi\ell^2} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma_m A}} \tag{2}$$

(2)式を基礎にした水付加比 $\alpha$ は(3)式で示される。

$$\alpha = \sqrt{\frac{\gamma_m A}{\gamma_m A + \gamma_w A_w}} \tag{3}$$

但し、 $\lambda$  : 曲げ1次振動数の係数

$\ell$  : 翼先端から翼根までの自由長 (cm)

$A$  : 断面積 =  $2b_m t_m$  (cm<sup>2</sup>)

$A_w$  : 付加質量に相当する断面積 =  $\pi b_m^2$  (cm<sup>2</sup>)

$I$  : 断面2次モーメント =  $1/6 b_m t_m^3$  (cm<sup>4</sup>)

$E$  : ヤング率 (kg/cm<sup>2</sup>)

$g$  : 重力加速度 (cm/sec<sup>2</sup>)

$\gamma_m$  : 材料の比重量 (kg/cm<sup>3</sup>)

$\gamma_w$  : 水の比重量 (kg/cm<sup>3</sup>)

$2b_m$  : 平均翼弦長 (cm)

$t_m$  : 平均翼厚 (cm)

次に、水付加比を用いた(1)式の妥当性を確認するために、直径250mmの模型プロペラを用いて、空気中および水中における曲げの固有振動数を計測した。

模型プロペラの主要目を表1に、固有振動数の計算値と計測値の比較を表2に示す。

水付加比を用いた水中の曲げ固有振動数の計算値が

432Hz に対し、計測値は370Hzとなり、両者には16.7%の差はあるが、一応水付加比を用いた(1)式は使用できると考えられる。

表3には、実船プロペラの水中における曲げ1次固有振動数の計算値を示す。計算の結果、水付加比は0.615となり、3.1項で計測した空気中における固有振動数13.2Hzを乗じると、水中における計算値は8.10

表1 模型プロペラの主要目

Diameter	D	250mm
Pitch ratio	P	1.05
Expanded area ratio	Ae/Ad	0.625
Number of blades	Z	5
Boss ratio	d/D	0.18

表2 模型プロペラの水中における曲げ1次の固有振動数：計算値と計測値

Average chord length of blade	$2b_m$	5.98cm
Average thickness of blade	$t_m$	0.48cm
Section area	A	2.58cm <sup>2</sup>
Section area equivalent to additional mass of water	$A_w$	28.1cm <sup>2</sup>
Specific gravity of propeller material	$\gamma_m$	$2.65 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$
Specific gravity of water	$\gamma_w$	$1.0 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$
	$\alpha$	0.462
Fundamental natural frequency of flexural vibration in air	$f_{am}$	measurement 938 Hz
$f_w = \alpha f_{am}$ in water		calculation 432 Hz
Fundamental natural frequency of flexural vibration in water	$f_{wm}$	measurement 370 Hz
$f_w/f_{wm}$		1.167

表3 実船プロペラの水中における曲げ1次の固有振動数

Average chord length of blade	$2b_m$	165.5cm
Average thickness of blade	$t_m$	10.4cm
Section area	A	$1.72 \times 10^3 \text{cm}^2$
Section area equivalent to additional mass of water	$A_w$	$2.15 \times 10^4 \text{cm}^2$
Specific gravity of water	$\gamma_w$	$1.0 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$
Specific gravity of propeller material	$\gamma_m$	$7.6 \times 10^{-3} \text{kg/cm}^3$
	$\alpha$	0.615
Fundamental natural frequency of flexural vibration in air	$f_{am}$	measurement 13.2 Hz
$f_w = \alpha f_{am}$ in water		calculation 8.10 Hz

Hzとなる。

参考までに Burill<sup>1)</sup>は直径1.32m、ピッチ比0.79、展開面積比0.525、翼数4翼のプロペラを用いて、空気中および水中の固有振動数を計測し、曲げ1次の水付加比として0.625を得ている。

水中における実船プロペラの固有振動数8.10Hzは、主機およびプロペラ軸の過大縦振動の振動数7.63Hzと近似しており、共振によりプロペラ翼に過大な振動応力が発生した可能性を示唆している。

4. 翼に発生する振動応力の推定

スラスト軸受部で計測された縦振動の振幅17.5 mm/secは、プロペラへ伝達されて翼の変形を誘起し、これが翼根部の振動応力発生へとつながる。翼根部に発生する振動応力の推定値を表4に示す。ここでは、スラスト軸受とプロペラとの間に船尾管軸受が存在すること、および前項の水中共有振動数の推定精度を考慮して、共振点の倍率を最大値の50%と仮定し計算した。また、表中(7)の翼先端の変形量1.0mmに対する翼根部(0.25R)の応力の計算には図8に示すFEMを用いた。その結果、翼根部の振動応力として約60N/mm<sup>2</sup>が推定された。

5. 振動応力による疲労寿命の推定

図9は、プロペラ1回転中において、プロペラ軸の振動による翼根部の変動応力と通常前進時の流体力による変動応力を示す。流体力による変動応力はプロペラ1回転中に1回の変化であるが、60N/mm<sup>2</sup>の振動応力は5シリンダの主機の振動に伴って、プロペラ1回転中に5回の繰返し応力となる。

振動応力60N/mm<sup>2</sup>、初期欠陥深さ2.5mmにおける疲労寿命を図10より求めると、 $5.0 \times 10^7$ サイクル (㊄)

表4 共振による翼振動応力の計算

1	Vibration amplitude of thrust bearing	V	17.5mm/sec
2	Amplitude of thrust bearing	$\Delta X_t$	0.37mm
3	Logarithmic decrement of NiA/Bz in water	S	0.026
4	Max. magnification at resonance	M	120
5	Adopted magnification	Ma	60
6	Flexural amplitude of blade	$\Delta X$	22.2mm
7	Blade stress at 0.25R due to deflection of 1.0mm at blade tip by FEM		2.69 N/mm <sup>2</sup>
8	A half amplitude of vibratory stress	$\Delta \sigma_n$	60 N/mm <sup>2</sup>
9	Full amplitude of vibratory stress	$\Delta \sigma_r$	120 N/mm <sup>2</sup>

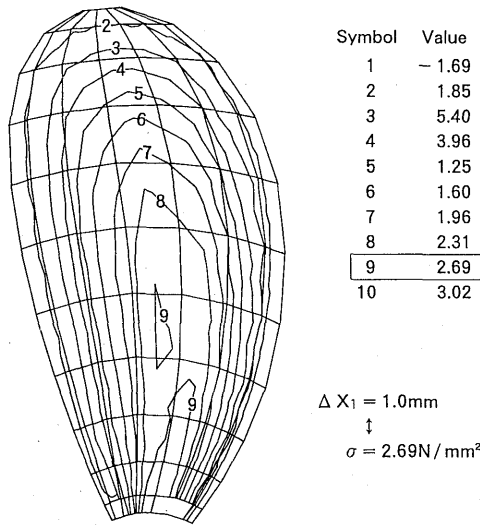


図8 FEMによる振動応力の計算結果。

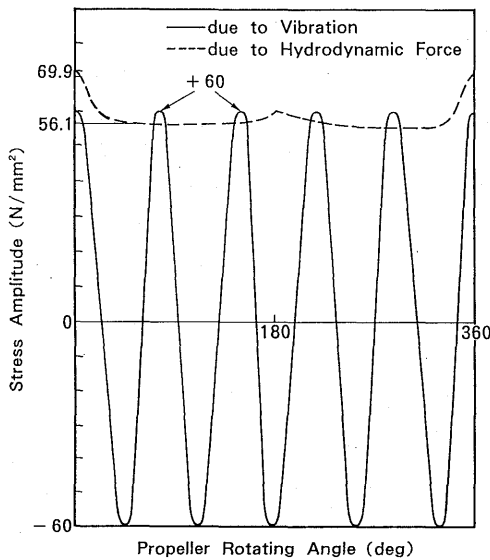


図9 翼根部の変動応力。

点)となる。

しかし、振動がプロペラ1回転中に5回の繰返し応力を誘起することを考えると、プロペラ1回転を1サイクルとする疲労寿命はその1/5に縮められ、 $1.0 \times 10^7$ サイクルと推定される。

これは、実際のプロペラ翼折損までの寿命 $1.21 \times 10^7$ サイクル(就航後約9ヶ月)にほぼ近い値となる。

ここでは、水中における翼の曲げ固有振動数を推定し、共振点における変形倍率を仮定したため、振動応力の推定精度に問題が残る。しかし、前報で示したように、小さな初期材料欠陥(深さ2.5mm以下)と流体力による小さな変動応力(13.8~27.9N/mm<sup>2</sup>)が主要因となって、就航後約9ヶ月で翼が疲労折損したとは推定し難い。このことは、従来の損傷事例<sup>2)</sup>からしても言えることであり、今回の翼折損においては、主機およびプロペラ軸の過大振動が大きな影響を及ぼしたことは否定できない。

参考までに、H. Keil<sup>3)</sup>等は振動の大きい貨物船に装備された直径6.1mのプロペラ翼面上にストレインゲージを貼付し、翼面上の応力を計測しているが、6シリンダの主機に対応する6次の引張応力のピークがプロペラ翼の前進面と後進面に発生したことを報告している。また、M. B. Wilson<sup>4)</sup>等は直径6.4mの補給艦のプロペラ選定において、プロペラ軸の縦振動数とプロペラ翼の2次モードの固有振動数が非常に近接していることを指摘し、プロペラの再設計を行っている。

このように、プロペラ設計に当たっては、主機およびプロペラ軸とプロペラ翼の共振回避を考慮する必要がある。このためには、水中における翼の固有振動数を精度よく推定する実験式の確立が重要となる。

## 6. 結 論

ここで事例としてとりあげたプロペラは、ケミカルタンカに装備された直径7.08mのもので、就航後約

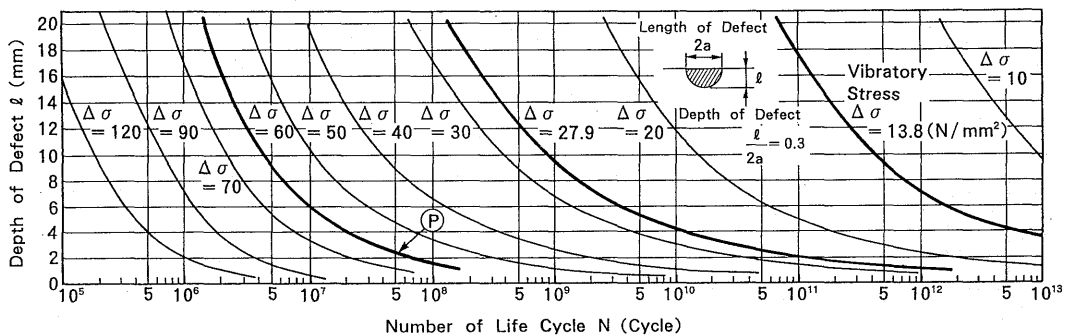


図10 初期き裂深さと疲労寿命サイクル。

9ヶ月という異例の早さで、4翼中の1翼が翼根部より疲労破壊し欠損した。この主要因子を解明してきた結果、初期の材料欠陥が深さ2.5mm、幅8.0mm以下と小さいこと、および通常前進時の流体力による翼の変動応力も $13.8\sim 27.9\text{N/mm}^2$ と小さいことから、破壊力学上および従来の折損事例からして、これらが主要因となって早期折損したとは推定し難いという結論を得た。

そこで、主機およびプロペラ軸の過大な縦振動に注目し、翼の曲げ固有振動数を推算した結果、両者の振動数が近接しており共振の可能性が明らかになった。共振が起こると約 $60\text{N/mm}^2$ の振動応力が翼根に発生し、これが翼の早期折損の主要因子になり得ることが確認された。

第1報および本報を通じて、ケミカルタンカのプロペラ翼の折損を例として取り上げ、次の①～⑬のプロセスを経て、その主要因子を解明してきた。

- ① 損傷プロペラの目視検査
- ② 染色浸透探傷試験
- ③ 材料試験
- ④ 化学成分の分析
- ⑤ 材料のマイクロ組織調査
- ⑥ 破壊起点部のSEM調査
- ⑦ 起点部の材料欠陥の評価
- ⑧ 伴流による前進作動時の翼の変動応力の推定
- ⑨ 主機およびプロペラ軸の振動調査
- ⑩ 実船プロペラの空気中における曲げ固有振動数の計測
- ⑪ 実船プロペラの水中における曲げ固有振動数の推定
- ⑫ 主機およびプロペラ軸とプロペラ翼の共振による振動応力の推定
- ⑬ 破壊力学に基づくプロペラ翼の疲労寿命の推定

この解明プロセスが、船用プロペラに携わる技術者の一助となれば幸いである。今後の課題としては、実船プロペラの水中における固有振動数を計測して、翼振動応力の推定精度を上げることが重要と考える。

#### 参考文献

- 1) L. C. Burrell, Underwater Propeller Vibration Tests, NECIES, Vol. 62 (1949), 301.
- 2) 久米, 第2回船用プロペラに関するシンポジウム, 日本造船学会 (1971), 81.
- 3) H. Keil, 他2名, Jahrbuch STG 64 (1970), 203.
- 4) H. B. Wilson, 他4名, SNAME Transaction, Vol. 90 (1982), 277.