(昭和 30 年 5 月 造船協会春季講演会に於て講演)

プロペラ軸の腐蝕疲労について (その一)

(ねじり疲労について)

正員 工学士 原 三 郎*

Abstract

The Corrosion Fatigue of Marine Propeller Shaft.

Part 1 : Torsional Fatigue

By Saburo Hara, *Kogakushi, Member.*

More than 6.5% of the propeller shafts of Japanese ships classed to the Nippon Kaiji Kyokai (The Japanese Marine Corporation) have fractured, cracked, or badly corroded for these six years.

It is considered that most of the above damages have been resulted from the corrosion fatigue caused by sea water corrosion combined with repeated stress.

In torsional corrosion fatigue, to which this paper will be limited to refer, it is peculiar that number of small cracks, so-called "cross marks" or "star marks" which unexceptionally generate at 45 degree to the axis of shaft, appear at first on the surface of the shafts even under small stress, and rapidly develop into the fracture.

In order to explain the behavior of fracture and also to determine the allowable torsional stress, the author has tested small finished steel specimens subjected to repeated torsional stress and the corrosion by drops of sea water and found that the fatigue limit does not almost exist for 10^8 reversals and that such small cracks as "cross marks" found on the actual shafts also generate on the surface of the specimens.

From the results of the above tests as well as the statistical analysis of the service data on the shafts, the author concludes the condition of the damage of the propeller shaft under sea water corrosion as follows : —

(1) The fracture will occur in early stage of use, when torsional vibrating stress exceeds $\pm 350 \text{ kg/cm}^2$

(2) Cracks so-called "cross marks" may be found after considerable period of use at such locations of the shaft that concentration of stress exists when the stress is between $\pm 350 \text{ kg/cm}^2$ and $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$.

(3) Cracks will not occur, when the stress does not exceed $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$.

As it is difficult to limit the torsional vibrating stress of the shaft within $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$ in all working range of revolutions, especially for medium and small internal combustion installation, the only recommendation to clear the damage of the propeller shaft is to protect it from sea water corrosion by good continuous brass sleeve liner.

I 緒 言

船の軸系の寸法は、船級協会の規定によつて、機関の発生する最大トルクと経験的に定められた所謂「許容応力」とから静的に決定せられる。

しかるに、実際に折損した軸の破面は、いずれも疲労の様相を呈し、静的ないしは衝撃的の応力によつて破壊したと見られるものは、特別の場合を除いて殆んど見当らない。従つて軸の事故、折損の原因は、すべて繰返し

* 日本海事協会

応力によるものといつてさしかえなく、特に軸が海水に触れている場合には腐蝕疲労の現象が起り、事故の機会が多い。

日本海事協会の船級船についての統計によると、昭和 23 年より昭和 29 年 4 月までの間に抽出検査せられたプロペラ軸は 2,150 本であるが、そのうち 140 本(6.5%)が、折損、亀裂、腐蝕等のために新換され、または使用上の注意を受けている。また上記 140 本のうち、約 100 本(70%)が海水に触れた部分に事故を起しているから、海水の接触がいかに軸の安全性に大きな影響を与えるかがわかる。

この意味において、海水の浸入を完全に防止している所謂「第 1 種プロペラ軸」は、比較的に高い安全性を持つことになるが、このような構造のものでも、工作や組立上の不注意から、知らぬ間に海水が浸入している事があり勝であるから、この場合も軸に発生する繰返し応力を極力小さくして、万一海水が浸入しても腐蝕疲労が起らないよう予防して置くことが望ましい。

このように、プロペラ軸の安全を確保するためには、腐蝕疲労が起ないように繰返し応力を限定する必要があるので、筆者は、海水に触れつつある鋼棒の繰返しねじり及び曲げ応力に対する疲労限を実験的に確認する一方、その破壊に至る機構を研究し、合せて現行規定によつて設計せられた多数のプロペラ軸の事故について、実際に作用した応力と経歴とを統計的に調査して許しうる繰返し応力の限度を推定した。

研究の結果によると、腐蝕疲労の機構は、ねじり応力の場合と、曲げ応力の場合とでは全然趣きを異にし、全く別の観点から考えなければならぬことがわかつたので、今回は問題をねじり応力に限定し、曲げ応力の場合については稿を改めて別に論ずることとした。

II ねじり腐蝕疲労による破壊の特徴

小型の完全に仕上げられた試験片の繰返しねじり試験においては、しばしば剪断応力による破壊が起るが、実際のプロペラ軸には、かかる様相は現われず、亀裂は常に軸心と 45 度をなし、主応力による破壊が起る。特に軸が海水の接触を受けて腐蝕を起しているときは、まず表面の腐蝕部に数多くの軸心と 45 度をなす十字形の小亀裂(普通クロスマークと呼ばれる)が発生し、これらが、腐蝕と応力の同時作用によつて発達し、互につながり合つて折損に至るのが特徴である。

実際の軸に剪断応力による破壊が起らず、常に主応力による破壊が起るのは、大型の軸では、小型の完全に仕上げられた試験片とちがつて、表面に種々の欠陥、疵等が存在し、また特に海水に接触しているものでは、表面に腐蝕による多数のくぼみ孔が出来、これらの部分に発生する集中応力が、剪断より引張に対して大きな値をとるからである。⁽¹⁾

この場合の折損破面は破壊が次第に進んでいつたと考えられる平坦なキメの細かい部分と、最後に瞬間に破断されたと考えられる凸凹の多い部分とから成り、前者が断面の大部分を占めるのが普通である。また、折損に至らない場合も、亀裂は深刻に内部にまで滲透しておることが多く、外観だけから、亀裂の程度を判断するのは危険である。

III ねじり腐蝕疲労によつて事故を起したプロペラ軸 の実例と亀裂の発生する振動応力限度の推定

昭和 23 年 1 月以降 29 年 4 月までに日本海事協会の船級船のプロペラ軸に顕著な亀裂(所謂クロスマーク)の発見された件数は 31 で(この他にも軽微なものは多数ある)、発生位置別の分類は次の通りである。

スリーブ端(第 2 種軸の場合)	10
スリーブに入つた亀裂下	9
裸身部全般(第 2 種軸の場合)	9
接手フランジの付け根	1
プロペラ取り付け勾配の大端	2
計	31

また、機関別に見ると、焼球機関に 2 件、蒸気往復機関に 1 件起つているほかは、すべて小中型のディーゼル機関に発生し、ねじり振動がその原因であることを容易に想像せしめる。事実、問題を起した上記焼球機関は共

に戦標改E型 $\left(\frac{4\text{シ} \times 430\phi \times 470\text{mm}}{380\text{BHP} \times 280\text{RPM}}\right)$ のもので、この場合も、常用回転数附近に強い1節4次のねじり振動（プロペラ軸における推定附加応力 $\pm 300\text{kg/cm}^2$ 以上）が確認されている。また最も事故の多い戦標F型ディーゼル機関（定格 280 RPM）の亀裂発生事故の比率は、5シリンダのものと6シリンダのもので 14 : 2 になっているが、これは前者では、230 RPM（回転比 0.8）附近に附加応力約 $\pm 250\text{kg/cm}^2$ の1節5次のねじり振動が確認されているのに対し、後者では、1節6次振動が、200 RPM（回転比 0.7）を下廻り、しかも推定附加応力が、せいぜい $\pm 200\text{kg/cm}^2$ であるから、このような統計になつて現われたものと想像される。いまの所、蒸気タービンを装備する船級船の軸系に、クロスマークを発生した例は一つもないが、Jasper 氏⁽²⁾らが米国戦標 T2 型タービン油槽船（6,000 SHP, 90 RPM）のプロペラ軸について応力の実測を行つた結果では、最も悪い条件（軽喫水時）の下でも、ねじり振動附加応力は $\pm 100\text{kg/cm}^2$ をこえないから、この程度の応力では亀裂は発生しないものと想像される。

第1図ないし第3図は、ねじり腐蝕疲労によるプロペラ軸の代表的折損破面を示し、第2図及び第3図に見られる破断の出発点(矢印)を中心とした貝殻模様は、繰返し曲げの混入を物語っている。なお第2図bは、第2図aに示す軸の表面の写真で、甚だしい腐蝕の中に多数のクロスマークが認められる。

これらの軸の使用条件は次の通りである。

第1図 A丸、主機関：23号乙8型ディーゼル機関2基（330 RPM）、折損位置：右舷プロペラ軸船外露出部、ねじり振動：1節4次（260 RPM）、実測振動応力、約 $\pm 400\text{kg/cm}^2$ 、折損までの推定延べ振動数： 2.15×10^6 (3,300 h)

（備考）折損に至らなかつた左舷軸にも多数のクロスマークが発見された。

第2図 a, b B丸、主機関：F5型ディーゼル機関1基（280 RPM）、折損位置：プロペラ軸スリーブ亀裂下、ねじり振動：1節2.5次（230 RPM）、実測振動応力、約 $\pm 450\text{kg/cm}^2$ 、折損までの推定延べ振動数： 1.6×10^6 (4,800 h)。

第3図 C丸、主機関：2サイクル単動5シリンダーディーゼル機関1基（240 RPM）、折損位置：プロペラ軸スリーブ亀裂下、ねじり振動：1節5次（198 RPM）、実測振動応力、約 $\pm 400\text{kg/cm}^2$ 、折損までの推定延べ振動数： 1.2×10^6 (1,500 h)

次に、折損するまでには至らなかつたが、抽出検査の際軸身に亀裂が発見された例を第4図ないし第10図

第 1 図

第 2 図 a

第 2 図 b

第 3 図

第 4 図

に示す。

第4図は、主機を蒸気往復機関から23号乙8型ディーゼル機関に改装した船の第2種プロペラ軸の裸身部にあらわれた密集したクロスマークの写真で、蒸気往復機関で長年問題なかつた軸に、改装後約10カ月日に発見されたものである。本船は、改装後の海上試運転で、常用回転数に極めて接近した1節4次のねじり振動（実測応力 $\pm 450 \text{ kg/cm}^2$ 以上）が確認されたので、この附近での使用を禁止されていたが、航行中にこの禁止区域に接近して使用したものと推測される。

第5図は、F5型ディーゼル機関装備の改B型船の例で、新換軸の裸身部に塗ったビニール塗料が、6カ月後に一部剝離し、その部分にクロスマークが発生したものを示す。本軸系のねじり振動附加応力は、せいぜい $\pm 250 \text{ kg/cm}^2$ と推定せられ、軸が海水に触れていたとしても、このように早い時期にクロスマークが発生することは考えられないから、塗料剝離部に応力集中が起つたか、又は特別の電極作用によって腐蝕が急速に進んだのかのいずれかと思われる。

第2種プロペラ軸のスリーブ端や、プロペラはめ込み勾配部の大端には、局所的に大きな応力集中が存在するので、海水に触れていると、振動応力が小さくても、この附近にしばしばクロスマークが発生する。

第6図は、やはり、F5型ディーゼル機関装備の改B型船の例で、スリーブ端に発生したクロスマークを示し、亀裂の深さが最大18mmに及んでいたので廃却されたが、其の後2カ年目に再び同様な亀裂発生で軸を新換している。

スリーブに亀裂が入って海水が浸入し、亀裂下の軸身にクロスマークが発生した例は多いが、普通亀裂は

第 5 図

第 6 図

深刻に起る。

第7図も、F5型ディーゼル機関装備の改E型船の場合で、スリーブの接ぎ目に亀裂が入って海水が浸入していたので、スリーブを除去して、軸身を一皮削った所を示す。このまま使用していたならば、最近に折損を起したであろうことは確実である。本軸の使用期間は僅か3年である。

また、第8図は $\left(\frac{8\text{シ} \times 370\phi \times 500}{750\text{BHP} \times 280\text{RPM}}\right)$ の仕様を持つ4サイクル単働ディーゼル機関を装備した船の例で、プロペラ軸スリーブに亀裂を発生したので、これを剥ぎ取った所、軸身にこの亀裂と全く相似の溝蝕が発生していた所を示す。写真でわかるように溝蝕には既にクロスマークが見え始めている。この軸の使用期間は、約6年である。

以上の4船においては、いずれもねじり振動附加応力は、 $\pm 250 \text{ kg/cm}^2$ を超しておらないから、応力集中のない部分には、亀裂は見当たらない。

接手フランジに発生したクロスマークの例は第9図及第10図で示される。

第9図は、A丸の場合（この接手フランジは船外にあり海水に触れていた）。で応力集中部にだけ亀裂が発生、していて径の太い部分に見られない。計算によると、クロスマークの出現しているのは、振動応力が $\pm 300 \text{ kg/cm}^2$ を超す部分だけである。

第10図は、500BHP、2サイクル単働5シリンダディーゼル機関を装備したトロール船のプロペラ軸の組立フランジ下に発生した数多くの小クロスマークを示し、1節5次のねじり振動による結果と推察され、この部分

第 7 図

第 8 図

が海水の接触を受けていたものと想像する。

以上の諸例、及びその他の多くの事例から、プロペラ軸に発生するクロスマークについて概略次の事がいえると思う。

- (1) クロスマークは、海水に触れている軸が、ねじり振動応力を受ける場合に起る特異な現象で、腐蝕疲労による結果である。
- (2) 振動応力が $\pm 350 \text{ kg/cm}^2$ を超える場合は、軸の早期折損破壊は必至である。
- (3) 振動応力が $\pm 350 \text{ kg/cm}^2$ と $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$ の間では、2カ年又は3カ年毎の抽出検査時に裸身部にクロスマークを発見することがありうるが、折損に至らないですむのが普通である。亀裂は、スリーブ端、スリーブ亀裂下、接手フランジ附近、プロペラはめ込み勾配大端などのように応力集中が起る部分に現われる。
- (4) クロスマークは、振動応力が $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$ 以下では発生しない。
- (5) 内燃機関では、軸に発生するねじり振動応力をすべての回転範囲に亘つて $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$ 以下に抑える事は不可能であるから、第2種軸が使用される限り、長年に亘り、クロスマークの発生を完全に避けることはでき

第 9 図

ないのではないかと思います。

第 10 図

IV 試験片による疲労限の確認と亀裂生成の機構

上述のように、クロスマークは、軸が海水によるねじり腐蝕疲労を受けている場合に起る特異な現象であると推察されるので、筆者は、小型の試験片にこの負荷状態を再現せしめて、疲労限を確認すると共に、亀裂の生成機構を研究した。

実験に供せられた試料は、鋼船規則に規定する第2種鍛鋼材 (KSF 42) を鍛造比約 1/25 の割合に鍛伸したもので、その化学成分、機械的性質を、第1表及び第2表に示す。また、試料は、鍛伸後 870°C まで徐熱し、この温度に2時間保持した後、炉内冷却された。

第 1 表 試料の化学成分

C	Si	Mn	P	S	Cu
0.21	0.27	0.64	0.010	0.003	0.19

第 2 表 試料の機械的性質

試験番号	引張強さ (kg/cm ²)	降伏点 (kg/cm ²)	伸 (%)	絞 (%)	衝撃値 Izod kg-m
1	51.3	34.4	33	59.6	7.7
2	50.3	33.5	34	58.2	7.5

試験は、シエンク式繰返しねじれ試験機 (試験片の径 7mm) を用いて行い、繰返し数は、なるべく実際の振動数に近いように 1,500 r.p.m とし、海水は常に新鮮なものをヘッドタンクから滴下した。

1 SN 曲線

第11図は、試験結果を示す SN 曲線で、参考として、空気中における結果と、水道水を滴下したときの結果を合せ記入した。

これらの結果によると、空気中における疲労限は、普通この種の材料が示す値と大差ないが、水道水を滴下し

第11図 ねじり応力に対するSN曲線

た場合は、疲労強度が概して下がり、試験を行つた範囲では、疲労限は稍明瞭を欠いている。また、海水滴下の場合は、曲線は下向の一途を辿り、負荷応力 $\pm 500 \text{ kg/cm}^2$ の場合、なお 6.72×10^7 で折損し、 10^8 の繰返しに対しては、殆んど疲労限はないといつてさしかえないように推測される。

事実、第11図でもわかるように、海水腐蝕の場合、応力が高くて破断までに時間のかからないものでは、腐蝕の影響は殆んど現われず、腐蝕のない場合とほぼ同一の値をとるが、破断までの時間が長びくにつれてSN曲線は、順次下向を示し、時間と共に腐蝕の影響が次第に大きくなって行くことを物語っている。

ねじり振動が問題になる小中型ディーゼル船（主機関の回転数 250 RPM 又はそれ以上）の年間稼動日数を内輪に見積つて 200 日としても、4 次ないし 6 次の振動は、1 カ年で優に 10^8 を超すから、かかるプロペラ軸が

第 12 図

第 13 図

第 14 図

海水に触れつつある場合の危険性は、思い半ばに過ぎるものがある。

2 試験片の表面に現われた亀裂の状況

第 12 図ないし第 14 図は、上記の腐蝕疲労試験の結果、破断した試験片の表面の展開写真で、破断までの繰返し数、応力などは第 3 表の通りである。

第 3 表

写 真 番 号	腐 蝕 条 件	負荷応力 ($\pm \text{kg/cm}^2$)	破断までの繰返し数
第 12 図	水道水滴下	1,400	5.53×10^6
第 13 図	海水滴下	1,300	6.41×10^6
第 14 図	同 上	600	4.68×10^7

これらの写真によると、いずれの試験片の表面にも、大小さまざまな小亀裂（クロスマーク）が見られ、水道水腐蝕の場合は、ごく小型のものが極めて数多く密集しているだけで余り発達していない。しかるに、これに反して海水腐蝕の場合は、相当に発達したものが稍数少く散在し、特に破断までに時間のかかった第 14 図におい

ては、個々の亀裂が若干口を開き、腐蝕の影響が大きかったことを証明している。また破断面（写真上側）の形状と亀裂の配置から、亀裂が互につながり合つて破断に至つたものであることが容易に想像できるが、腐蝕を伴わない場合は、数の少ない亀裂が高い作用応力の下に充分発達して破断し、腐蝕の大きい場合は低い応力の下で、数多くの亀裂が腐蝕によつて発達して、破断に至つており、両者の過程に相当の違いのあることが覗われる。

3 亀裂の発生と成長の過程

試験片の表面にクロスマークが発生し、それが成長して行く有様は、次の各種の写真で推察することが出来る。

写真第 15 図及び第 16 図は、試験片表面に発見された初期のクロスマークの写真で、前者は水道水腐蝕、後者は海水腐蝕の場合である。いずれも表面の腐蝕を受けた部分に、中央に核とも称すべき腐蝕「くぼみ孔」を伴つ

0.1mm

第 15 図

0.1mm

第 16 図

第 17 図

第 18 図

て発生しており、亀裂が「くぼみ孔」に発生する高い集中応力によつて生ずるものであることを明瞭に物語っている。

腐蝕が進むに従つて、表面にいろいろな大きさの腐蝕「くぼみ孔」ができ、そこに種々の集中応力が発生するから、長時間後には比較的低い応力に対しても終に亀裂が起ることになり、また種々の発達途上にある大小様々のクロスマークが発見されるものと考えられる。

次に第 17 図は、稍発達したクロスマークの一例で、亀裂の進展が、新に腐蝕を促進している所を示している。

また第 18 図は、亀裂が試験片の内部に及んでいる状態、第 19 図はその一部を拡大したもので、亀裂は複雑に曲り且分岐が極めて多く、腐蝕疲労の典型的な様相を呈している。

第19図

V 試験片の場合と実際例の比較

第 20 図及び第 21 図は、7 mm 試験片の破断面と表面の写真であるが、それぞれ前掲の第 1 図ないし第 3 図及び第 2 図 b にきわめてよく似ている。また、A 丸の折損軸を一皮削った所を示す第 22 図と第 14 図の間にも大きな相似性が認められる。これらは、試験片と実際軸の破壊機構が全く同じであることを証明するものと思う。

しかし、試験片と実際軸の間には、表面仕上程度、直径の大小、応力の作用条件などに相当の相違があるから破壊の過程は必ずしも同一ではない。

まず、表面仕上程度のちがいを考えると、これは、腐蝕を伴わない疲労限には大きな関係を持つが、腐蝕を伴う場合には、左程の影響を与えず、むしろ材質の腐蝕性が問題である。

次に、小さい試験片では、表面に生じた顕微鏡的な疵に対しても、直ちに大きな応力集中を起すが、大径の実物軸は、かかる小さい表面疵に対しては左程敏感でない。この事は、クロスマークの母体の発生時期及びその後の

発達速度に関連して、両者間に大きな相違をもたらすであろう。又、腐蝕は、試料の大きさに関係なく進行するから、亀裂発達の相対的速度、は試料が小径である程早く、折損に至る時間も短い。実際にプロペラ軸を、2 カ年又は 3 カ年目に抽出検査すると、裸身上に発達の途上にあるクロマークを発見することが多いがこれは実際の大径軸では亀裂の発生から折損までに相当の時間を要するからであろう。

実際の軸において、亀裂の発達が案外おそいもう一つの理由は、試験機を用いて行う試験においては、応力は正確に連続繰り返えされるが、

第 20 図

第 21 図

第 22 図

実際の軸には、このような厳しい状態が再現されないことである。実際に機関を操縦する場合、正確に同じ回転数で長時間運転されるという事は考えられないことで、例え誤つて危険回転数をねらつたとしても、種々の外的条件に支配されて回転が刻々変化するのが実情で、最も厳しい条件下にある延べ時間は見掛けより遙に短いものではないかと思う。また、ねじれ振動のような共鳴現象では、応力の大きさが、僅かの回転数の差によつて著しく低下するものであることも充分考慮に入れる必要がある。

VI 結 論

以上述べた所により、我々は、鋼が海水に触れつつある場合のねじり腐蝕疲労現象は、腐蝕を伴わない場合の疲労現象と全く性格を異にし、プロペラ軸に発生する所謂クロスマークは、その所産であることを知つたが、かかる事故の驚くべき頻発は、極端な疲労限の低下にその原因がある。

ねじり腐蝕疲労においては、亀裂の母体は、腐蝕によつて生じた表面の「くぼみ孔」に生ずるから、繰返し応力が小さくても、次第に腐蝕が進行して行けば、いつかは必ず発生し、腐蝕によつてその発達が著しく促進され大事に至る。従つて厳格な意味における疲労限はないといつてさしつかえない。

往復動機関には、ねじり振動の発生は免れえないもので、これを船の主機関として用いる場合、特に中小型の内燃機関においては、1 節及び 2 節振動が問題を起す宿命を持っている。

ねじり振動による附加応力が $\pm 350 \text{ kg/cm}^2$ を超える状態でプロペラ軸を連続使用すれば、裸身部が早期折損を起すことは必至で、たとえ、軸を海水の接触から完全に保護していてもかかる応力は危険である。

また、附加応力が $\pm 350 \text{ kg/cm}^2$ と $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$ の間にあるときは、海水に触れている軸身の応力集中部にクロスマーク発生可能性がある。しかし、亀裂の発達は案外おそく定期的の抽出検査の時期にそれが発見され、折損にまで至らないのが普通である。ただ此の場合発生するクロスマークの程度は、使用条件によつていろいろ異なるから、一概にはいえない。また外観上軽微に見えても、案外深刻なものが多いから注意を要する。

クロスマークから完全に免れるためには、軸の使用を附加応力が $\pm 100 \text{ kg/cm}^2$ を超えない範囲に限定しなければならない。タービン船の軸系は普通自然にこの条件が満たされるからクロスマークは発生せず問題はない。しかし、ディーゼル船では、かかる条件をすべての使用回転範囲内で満足せしめることは出来ない。従つて、クロスマークから完全に免れるためには、プロペラ軸を完全に海水の接触から保護するか（この場合でも附加応力を $\pm 250 \text{ kg/cm}^2$ 以下におさえる必要がある）、または、各使用回転数における附加応力を正確に測定して上記の条件が満足せられる範囲だけに使用を制限するか的手段が講じられなければならない。しかし、後者の実施は実際問題として仲々むずかしいことであるから、結局プロペラ軸に全通スリーブを施し完全な工作、組立を行つて海水の接触から守ることが唯一の手段として残る。

終りに臨んで、本研究に対し、種々の資料を提供して下さいました造船所、船主、日本海事協会検査員諸氏、ならびに疲労試験の実施に便宜を与えて下さつた故海務学院石田千代治教授に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) Lipson : Why machine parts fail (Machine Design, 1950)
- (2) Jasper and Rupp : An experimental and theoretical investigation of propeller shaft (The Society of N. A. and M. E., New York, 1952)