船体振動とプロペラ軸のアライメント について*

G. C. Volcy**

(渡 辺 利 男*** 訳)

訳 者 ま え が き

最近の大形船の傾向の一つとして、船体構造設計の合理化により、鋼材の適正配分による使用鋼材の減量、船体の大形化による推進機関の船尾端への配置および船形大形化に伴う推進機関の出力の増大などをあげることができる。

この結果、たわみやすい船体と、太くかつ短い推進軸とが組み合わされることになり、推進機関および推進軸のアライメントに関し、船体変形は無視できない要因となってきた。

推進機関からプロペラにいたる推進軸系は、機関の出力の増大と、プロペラの大形化に伴う回転数の低下から、ますます大きなトルクを伝達することとなり、さらにまた、軸系が短くなったことから、その剛性 J/l は飛躍的に増大した。したがって、軸系のミスアライメントを軸のフレキシビリティによって吸収できる余地は、少なくなってきた。

以下に紹介する Bureau Veritas 研究部 Volcy 氏の論文は、上記に関する長期にわたる研究結果である。今回、同氏の希望により、日本の船舶関係技術者に、この論文を紹介するに際し、その機会を与えられた日本船用機関学会に、原筆者に代わり訳者から感謝する。

1. ま え が き

剛性の大きな推進軸系の不合理なアライメントにより船体の強制振動が起振される場合がしばしば見受けられる。

この結果として、たとえば、リグナムバイタの急激摩耗、船尾管の破損、船尾管シーリングの漏れ、あるいはまた、プロペラ軸ライナの破損、ホワイトメタルの焼損などの現象として現われている。これらのトラブルの例を図1～7に示す。

このようなトラブルは、第二次大戦中に建造された

図1 Deteriorated stern-tube after-bush

図2 Broken after half-bush of stern-tube

*原稿受付 昭和45年5月11日

**Bureau Veritas (Paris)

***石川島播磨重工業(株)(東京都江東区豊洲3-2-16)

図3 Deterioration by erosion-corrosion (pitting) of propeller shaft liner

図4 Fractures of propeller shaft liner in way of the stern-tube aft bush

戦標船においてしばしば起きており、また、最近の船においても決して少なくない。

本論文は、Bureau Veritas の Maritime Services 部の Mr. G. Bourceau の研究プログラムに従って、Special Study & Research Section が多年実施してきた調査検討結果をまとめたものである。

推進軸系のアライメントについては、現在いくつかの説があり、船主・造船所とも、これらに対する評価はかならずしも一致していない。筆者は、これらの説についてもできるだけ客観的な評価を試み、できれば意見の異なるところを接近させる努力も試みた。

この論文は、以上の目的で書かれたものであるが、結果的には、筆者の信ずるところを述べたきらいもある。したがって、本文について、さらに諸賢の批判を得ることができれば幸いである。

2. プロペラ軸の船尾管内における挙動

2.1 リグナムバイタの場合

この問題にはいる前に、まずリグナムバイタの摩耗のメカニズムを考えてみたい。

図5 Fractures of propeller shaft liner in way of the stern-tube forward

例として, 18,000 Dwt のバルクキャリアの推進軸系を図8に示す.

図6 Seized white-metal stern-tube bush

図7 Upper part of the aft (white-metal) bush found seized after sea-trials

プロペラ軸の先端には, 重いプロペラがオーバーハングの状態を取付けられているので, プロペラ軸はたわみ, 軸と船尾管は後端部で接触する. 軸をささえる反力は, この部分のみに集中する結果, リグナムパイタを装備する船尾管では, 後端部のリグナムパイタが激しく, 急速に摩耗することとなる.

しかし, 時間が経つにつれて, この摩耗速度は減少する. 図9は, 12,000 Dwt の船の船尾管の後端部のクリアランスの増加の様子を示す.

図8 Plan of line shafting bearing reactions

図9 Increase in clearance of after lignum-vitae bush as a function of time

この摩耗曲線は, 4年間にわたる実測値をプロットしたものであるが, クリアランス Δj は, 最初の数か月で非常に大きな値に達し, 1年目には, 4年間の全摩耗量の67%に達している. このような摩耗の推移は, 決して異常なものではない. この船の場合の許容摩耗量は5mmである.

時間に関するクリアランスの増加率 dj/dt は, 摩耗量 Δj の増加とともに減少する. これは摩耗が進むとともに, 接触面積が増加し, 単位面積当たりの軸受荷重, すなわち面圧 P_{sp} が減少するためである.

この経過を示したものが図10である. この図から次式が成立する.

図10 Wear of lignum-vitae with time

$$\begin{aligned}
 l_{eff0} &< l_{eff1} < \dots < l_{eff4} \\
 P_{sp0} &> P_{sp1} > \dots > P_{sp4} \\
 \theta_0 &< \theta_1 < \dots < \theta_4 \\
 j_0 &< j_1 < \dots < j_4 \\
 (dj/dt)_0 &> (dj/dt)_1 > \dots > (dj/dt)_4
 \end{aligned}$$

以上のことを換言すれば、軸と軸受が、互いになじむことにより、 dj/dt が減少して、摩耗速度が低くなる。ところが、ちょうどこのようなすり合わせができたところに、摩耗量が限界値になることが多く、そのため、せっかくなじんだリグナムバイタを換装することになる。したがって、無思慮な、単なる換装は、一種の破壊行為ともいうことができる。

最近B、V、が上記のことを指摘したことによって、理屈に合わない処置は少なくなってきた。

2.2 ホワイトメタルの場合

船尾管軸受がホワイトメタルの場合も、軸と軸受の接触の機構は、リグナムバイタ、あるいは、合成樹脂材 (celovon または tufnol) の場合と同じであるが、プロペラ軸の変形と、ホワイトメタルの変形との間に差があるために、摩耗の経過はリグナムバイタの場合とは異なる。

リグナムバイタの初期なじみはホワイトメタルよりすぐれているが、摩耗は早く、クリアランスが早期に

大きくなるために、プロペラ軸しんの偏位が大きく、プロペラ軸をささえる船尾管船尾側軸受と、船首側軸受 (あるいは船首側軸受のない船の場合は、アフタモスト中間軸受) の軸受反力の変化が大きくなる。また、そのことと関連して、プロペラ軸の横振動が大きくなり、船尾管シーリングを破損したり、また漏れを生じたりする。

一方ホワイトメタルの場合は、軸受の摩耗はほとんど無視できる程度である。

しかし、ホワイトメタルを使用する場合は、なじみが少ないわけであるから、そのすえ付け精度は相当高くなければならぬことは当然である。

リグナムバイタの場合は、それが摩耗しても、それを換装しなければならぬ時期は相当後であり、しばらくは運転を続けることが可能であるが、ホワイトメタルの場合、すえ付けにミスがあると、トラブルは早期に起こり、また、トラブルが起こると、運転は直ちに不能となる。図6、7はホワイトメタルブッシュの場合の焼損トラブルを起こした例である。

図6の例は、就航後6か月後にプロペラ軸の保証検査時に発見されたもので、また、この船の姉妹船では、船尾管船首側ブッシュが海上試運転時に焼損トラブルを起こしている。

この両船の場合は、推進軸系のアライメントを合理的にやり直すことによって、再びトラブルを起こすことはなかった。

図7に示すトラブルの場合は、軸系のアライメントの失敗から、船尾管船首側軸受において、軸は軸受上部と接触し、そのため潤滑が十分に行なわれなかったために焼損したものである。

船首側軸受がこのようにネガテブ荷重になると、その荷重が船尾側軸受に付加されて、船尾側軸受荷重はいっそう大きくなり、そのため船尾側軸受も焼損トラブルを起こしかねないことになる。また、このようなミスアライメントのある軸系は、運転中、よりいっそう動的付加荷重が大きくなり、トラブルを起こしやすいとする。

図11、12は、それぞれ48,000 Dwt, 35,000 Dwt タンカーの推進軸系の船尾管付近の静的な荷重分布を計算したものである。

この図によると船尾管船首側軸受はネガテブ荷重になっており、軸は軸受上部でメタルと接触することになり、焼損トラブルが起こる可能性のあることを示している。実際に調査したところ、船首側ブッシュの上側に接触の跡が見られた。

3. 実際に生じた現象を実験的に 再現しその実験結果の考察

従来、一般的に採用されていた推進軸系のすえ付けの方法では、推進機関、船尾管軸受、およびシーリングなどにしばしばトラブルを起こしており、そのすえ付け方法が決して満足すべきものでないことを示している。

Bureau Veritas では、世界の各国で建造された数百隻の船について、このようなトラブルの統計をもって、船の機能の重要部分である推進軸系については、もっと研究努力をし、問題点を明らかにしなければならいと考えている。この方針に従って Bureau Veritas は大規模な実験と、理論の展開を試みたのである。

一般的にリグナムバイタの場合でも、ホワイトメタルブッシュの場合でも、異常な状態が発生した場合、その軸系全体に影響するような振動現象がしだいに増大していく。

この振動は、プロペラ軸の半径方向の振動で、一般にプロペラ軸の横振動とよばれている。軸系の静的アライメントの平衡状態がくずれた場合に起こるものと、プロペラおよびプロペラ軸の運転中に、海水の流れ、プロペラの各翼に発生する推力の不平衡などによって生ずるものと大別して二つに分けることができる。そして、ミスアライメントによるものは、静的原因と考えることができ、また、海水の流れのかく乱や、発生推力の不平衡によって生ずる振動は動的原因によるものと考えることができる。しかし、研究結果では、これらを全く別々の現象として分けて考えることはむずかしいことがわかったので、同時に分析することとした。

3.1 プロペラ軸の挙動に関する実験と研究

Bureau Veritas では、まず資料を統計的に分析し、また、推進軸系全体の横振動、そのほかの運動のすべてを計測し、記録する装置を開発した。

この装置は船内で使用するもので、下記の点に留意して製作した。

- できるだけコンパクトな携帯形とする
- 記録は直ちに解析できること
- 静的および動的にひずみおよび振動を調査できるように、0~120 サイクル/秒の振動が計測できること
- 記録装置は2セットとし、広範囲に使用できること

図13はこの装置の外観を示す。

図 11 Distribution of static reactions of the line shaft supports of a 48000 t.d.w. tanker (see 図 6)

図 13 Recording and amplifying apparatus used on ships

この装置のほかに、振動計、そのほかの検出装置を使って、振動および変位を、絶対値および相対値として測定する用意もした。図14、15は振動計、検出装置を示す。

これらは抵抗ストレインゲージを応用したものである。以上のほか、最近さらに 30,000 サイクル/分まで計測できる装置も準備した。

図16は計測点を示すが、これはプロペラ軸の挙動を計測する場合のもので、上下振動および左右振動を計測する。

プロペラ軸の変位ばかりでなく、軸の引張り、圧縮、およびせん断応力も同時に計測され特に曲げモーメントの計測も行なわれた。

このような装置で計測した結果を図17~19

図 12 Distribution of static reactions of the line shaft supports of a 35,000 t.d.w. tanker

に示す。

これはトラブルを起こしたプロペラ軸の振動のオシログラムで、同時に船体の強制振動も記録されている。この記録から、推進軸系の振動によって船体が強制振動を起こしたことがよくわかる。

本図には、Bureau Veritas の提案した合理的なアライメントを実施した後の結果を、比較のために示したが、振幅が非常に小さくなっている、

この図から結論としてつぎのことがいえる。

船体の強制振動はプロペラの翼数、または、その整数倍に相当する振動数のものが原因である。

プロペラ軸の振幅（プロペラによって起振される）は、軸系の合理的なアライメントを施工することによって著しく減少する。

船体の強制振動もプロペラ軸の振動が減少すれば、それに伴って著しく減少する。

したがって、船体の振動、あるいはプロペラ軸の振動を避けるためには、推進軸系の合理的な、かつ、正しいすえ付けが非常に大事である。

4. プロペラ軸の挙動に関する理論的考察

4.1 推進軸系全体の重量と静的軸受反力の配分

多数の船において、プロペラ軸および船尾管のトラブルを処理した経験をもとにして、Bureau Veritas としては、これらの問題の理論的解析と、このような問題を考える場合の理論体系を明らかにすることとした。

このような理論体系ができ

図 14 Sismograph used for measurement of absolute vibrations

図 15 Transducer used for measurement of displacements and relative vibrations

図 16 Location of apparatus for measuring the movements (displacements and vibrations) of the propeller shaft

図 17 Propeller shaft vibrations of a 16,500 t.d.w. bulk-carrier engendered by a 4 bladed propeller

れば、各造船所で施行した軸系のアライメントの方法が、合理的かどうかの判断ができるし、また、どのように改善するほうがよいとも判断することができる。

軸系の理論解析の第一歩としては、軸系を3点以上の支持点によってささえられた連続ばりとして扱い、その連続ばりの各支点の反力を計算によって求めること、また、軸の弾性曲線を求めるために、軸のたわみを計算することが必要であって、この解析には、

mohr の定理

3 モーメントの式

Cross-Hardy の方法

ひずみエネルギーの手法

などを使用した。

そして、この軸系解析をコンピューターによって短時間に解答を得られるようにプログラムを開発した。

プログラムの詳細説明はここでは省略するが、軸系の船尾側部分、特にプロペラ軸における軸のたわみお

よび内部応力の分布を計算する方法について簡単に述べる。

図20は実際の軸系を一つの連続ばりとして単純化したもので、この軸系に集中荷重と分布荷重がかかっているものとする。軸系にかかる荷重を静的に解析することは容易であるが、軸系が回転している場合の動的な外力を解析することはたいへん複雑なものとなる。

図20は、上に述べたプログラムに従って計算したこの軸系の

曲げモーメント

せん断力

支点を一直線上に配列した場合の支点反力
各支点をそれぞれ 1 mm off set した場合の
支点反力の変化量（すなわちインフレーション数）

を示している。

図 18 Forced hull vibrations engendered by the propeller shaft vibrations of a 58,000 t.d.w. tanker (5 bladed propeller)

最近の推進機関は年々出力が増大しており、第二次大戦以後、概念的にその馬力は 8,000 馬力から、最近では 30,000 馬力まで増加している。

特に、ほとんどの船はシングルプロペラであり、船の大形化とともに、プロペラ径が増大し、また、その結果としてプロペラ回転数が低くなり、推進軸の伝達するトルクはいっそう大きくなった。

したがって、第二次大戦以降今日まで、推進軸の直径は、ほぼ 2 倍になった。軸の曲げに関する慣性二次モーメントは直径の 4 乗に比例する。すなわち $J = \pi d^4/64$ の関係から、直径が 2 倍になれば軸の剛性 J/I は 16 倍となる。

このような事実に対し、船尾管の構造や、その概念については、いままでほとんど開発、改良がみられなかったが、最近やっとスロープボーリングなどの、新しい考え方が導入されてきた。

J/I 、すなわち、軸の剛性が增大するに従って、推進軸系のアライメントは、当然高い精度が要求されるようになることは明らかである。このような考え方で再度図 6, 7, 11 および 12 をみると、正しくないすえ付けの結果、どのようなトラブルが生じるか、また、そのトラブルの原因となった軸受反力の分布状態が計算結果でどのようなものであったか、改めて興味をもたれることであろう。

図 20 によると、船尾管船首側軸受荷重は 1.67 トンであるが、この軸受荷重がゼロになる条件を求めると、それぞれの軸受のインフリューエンス数から、この船尾管船首側軸受を 0.22mm 下げるか、あるいは船尾側軸受を 0.48mm 上げるか、また、あるいは中間軸受のうち、最後尾の軸受を 0.28mm 上げれば、いずれの場合にも船尾管船首側軸受荷重がゼロになることがわかる。

図 19 Forced hull vibrations engendered by the propeller shaft vibrations of a 16,500 t. d. w. bulk carrier (4 bladed propeller)

すなわち、この軸系のすえ付け時に上記のごときすえ付け誤差があると、船尾管船首側軸受荷重がゼロとなり、この軸受では軸と軸受が接触しないこととなる。その結果、船尾側軸受に荷重が集中して、この部分の焼損トラブルの原因となったり、また、船首側軸受において軸が不安定な状態で、ほとんど無負荷状態でささえられる結果、プロペラ軸にかかる動的外力にかく乱されて、プロペラ軸が振れ回り回転を起こして、船尾管やシーリングを破損する原因ともなる。

したがって、軸系の計算結果として、特に船尾管軸受がホワイトメタルの場合は、船首側軸受において、プロペラ軸が軸受に対して常に接触を保つような、適正な軸受荷重が負荷されていることが、軸系条件として非常に大事なことであることがわかる。

このような問題は、単に軸系のすえ付け精度のみではなく、船の積載状態、あるいは海面波浪状態による船体変形によっても影響される。また、リグナムバイタを使用している場合は、軸受のトラブルに関しては、それほど問題はないが、シーリングについてはトラブルの原因となる。

上記のように、船尾管船首側軸受において、軸が浮

き上がっているために、プロペラ軸が振れ回り回転を起こす場合は、さらに、プロペラ軸のクリテカルスピードが問題となる。クリテカルスピードについては、支点間距離が影響するが、そのほかに、軸と軸受の接触長さも関係がある。これらの影響は、定量的にはまだはっきりしたことはわからないが、理論的には、接触面が長いほどクリテカルスピードは高くなるはずである。

しかしながら、実際に船の運航中に得られた資料によると、軸受の摩耗が進み、軸と軸受の接触が長くなると、逆にクリテカルスピードは低くなる傾向がある。

したがって、新造時問題のなかった船が、ある期間経過し、船尾管の摩耗が進むと、軸系のクリテカルスピードが低くなり、運転速度と一致して共振現象を起こして、トラブルを生ずることがある。

この現象は、理論と一見矛盾するようであるが、つぎのように説明することができよう。

すなわち、船尾管の船尾側軸受の摩耗が進むにつれて、プロペラ軸のたわみも大きくなる。いまたわみ λ を

$$\lambda = MG/K$$

M: プロペラ質量

G: 重力加速度

K: 剛性

で表わすと、クリテカルスピード f_n は

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{g/\lambda}$$

となるから、 λ が大きくなるほどクリテカルスピードは低下する。

これらの問題はまだ研究中であり、将来改めて報告する。

図21は船尾管の船尾側軸受が摩耗したとき、その軸系のほかの軸受荷重がどのように変化するかを示したものである。この図で見ると、減速歯車の第2段大歯車の船首船尾側軸受荷重にも大きな影響を与えていることがわかる。したがって、リグナムバイタの摩耗速

度 dj/dt を減少させることは、歯車のインターナルアライメントにとっても大事なことであり、またこのような計算から、リグナムバイタの許容摩耗量を決定することもできる。

以上の結論として、リグナムバイタ、あるいはホワイテタルの軸受そのものの改良にこだわる必要はなく、船の実際の運航状態に合った合理的なアライメントを発見することが大事である。

5. 海面状態と積荷状態が、軸系の軸受荷重に及ぼす影響

船の積荷状態および海面の波浪によって船体のたわみが異なることは当然予測されることであるが、この船体変形と推進軸系の関係をここで考えてみたい。

船体変形が軸系に大きく影響を与えるのは、機関室

図21 Influence of lignum-vitae wear of the after-tube bush on the distribution of reactions in way of the supports of the propulsive installation of a 35,000 t.d.w. tanker

が船尾に配置された場合で、軸系が短い場合に、その影響がより大きいことは明らかであるから、ここでは、機関からプロペラまでの間隔が8m~10mの短い推進軸系の船について検討してみる。

Bureau Veritas で開発した 船体変形を算出する計算方式および実測による資料によると、従来予期しなかったような船体変形が起きていることがわかった。

従来の考え方では、積荷が軽い場合、船体中央部は浮力で持上げられ、両端部が下たるみになるような、いわゆる Hogging 状態になると考えられていたが、実際の計測結果では、船倉部ではこの予測が一致するが、機関室部分では一致しないことがわかった。

実測によると、船体が Hogging 状態のときには機関部は Sagging 状態となり、船体が Sagging 状態のときには、機関部は Hogging 状態となるようである。

この計測結果を図22に示す。変形の変曲点は、ほぼポンプ室あたりにあたる。

この現象を説明するために、つぎのような仮説をこころみた。

船体の機関室部分にかかる機関の重量は常に一定であるが、船体が Hogging 状態となるようなときは、船の喫水が浅く、したがって、機関室部分では、浮力より機関重量が大きくなり、この部分の二重底は Sagging 状態となる。

図 22 Influence of hull structure deformations of a tanker due to loading conditions on the distributions of reactions in way of the propeller-shaft supports

また、船体が Sagging 状態になる場合は、船の喫水が深く、したがって機関室部分に作用する浮力が大きくなるから、機関重量よりも浮力がまさり、機関室二重底の変形は Hogging 状態となる。

さらに、ポンプ室近辺において、船体変形の変曲点が生ずるのは、ちょうどこの位置がブリッジの前面と一致し、船体全体の形状がこの位置で急に変化するためであろうと考えられる。

しかし、同形式の小形船 (3,000 Dwt) で同じ計測を行なったところ、機関室部分における特異変曲点はなく、船体全体が、Hogging あるいは Sagging の状態を示した。上記のような船体変形の変曲点が、どの程度の大きさの船からあらわれるかは、まだ資料が不足でわからない。

Bureau Veritas は、船体変形をあらかじめ予測することができるようにするため、コンピューターによって計算するためのプログラムを開発した。

この計算は

- (a) 船体変形が、積荷状態によってどのように変化するか。
- (b) さらに機関室の二重底の変形を算出することを目的としたものである。

計算の一例として、図23に35,000 Dwt タンカーの船尾部の計算結果を示す。

この計算結果は実測と全く同じ傾向を示し、船全体として、Sagging 状態を示す Full Loading 時には、船尾機関室では Hogging 状態になることがわかった。

この計算によると、機関部の変形量は、最大1.5mmであった。

このような船体変形は、当然、推進軸系のアライメントにも影響するわけで、図24、25に満載時、空船時における機関室の二重底の変形の計算結果を示した。

満載時には、二重底上面が +0.43mm持ち上がり、また、空船時には -0.08mmへこむことが計算結果として求められた。このような船体変形の結果から、軸系のアライメントに対する影響を考えると、空船時には、船尾管船尾側軸受荷重が増加し、船尾管船首側軸受および後部中間軸受の荷重は減少することになる。

以上の考察を、同じタンカーにおいて実測したところ、図26に示すように、その考察を実証するような結果を得た。この図から船の積荷状態の変化によって、軸系の軸受荷重が変化し、その結果、プロペラ軸の振動の振幅がそれに伴って変化することがわかる。この場合、プロペラは常に全部水没するようにした。

推進軸系は、以上のように静的な船体変形の影響と、

図 23 Calculated deformation of the after part of a 35,000 t.d.w. tanker (loaded to its maximum)

準静的な波によって生ずる船体変形の影響のほかに、プロペラのそれぞれの翼が、水面からの深さの違いによって、発生する推力が異なるために、プロペラ軸に曲げモーメントを与えるが、このような動的な影響も受ける。

船形が巨大化した場合、船の寸法は、長さ L 、喫水 C はあまり増大せず、船幅 B で載積重量の増加を計っている。したがって、機関室の二重底の変形を考える場合、この部分のトランスバースガーダのたわみが一番問題となる。このガーダのたわみ f はガーダの長さ l の 4 乗に比例するので、船形が巨大化した場合、機関室の二重底のたわみは相当大きくなることが予想される。

機関室の二重底のたわみ f は、 $f = F (\ell^4)$ の関係から、船が巨大化するのに伴って、つぎのような問題が生じてきている。

- (a) 船のフレキシビリティはますます増大する。
- (b) 推進軸系の基礎となる機関室二重底の変形も非常に大きく、推進軸系のアライメントに対して無視できない状態となってきた。
- (c) 一方、推進軸のフレキシビリティは減少し、ミスアライメントに対する許容誤差は非常に小さくなってきた。

したがって、近い将来、プロペラ軸、船尾管およびシーリング装置に関する現在の諸規則を改正することを考えなければならない。

6. 海面下におけるプロペラの流体力学的な考察と、それが船体振動およびプロペラ軸の振動に及ぼす影響

最近のように、タンカー、あるいは鉱石船の船形が巨大化されても、プロペラはほとんどがシングルであり、このプロペラは、非常に幅の広い船体の後に位置しているために、プロペラを通過する海水の流れは、非常に不安定なものである。

図27は、プロペラの回転によって生ずる船体への圧力の影響範囲を示している。この圧力の変動は毎分数百サイクルのもので、この圧力変動を減少させるには、かく乱要因を除去する以外に方法はない。

図28は、プロペラの翼が、船の航跡のうちに、水流の強い部分を通過する際の、翼と船体との間の作用圧力の相対関係を示したものである。この図によると、プロペラの回転によって、船体の船尾側に作用する水圧は常に変動する。

このような影響を避けるためには、船体とプロペラとの間のクリアランスは、できるだけ大きいほうがよい。図29に、この関係を示したが、プロペラと船体のクリアランスが大きくなれば、船体の受ける圧力は小さくなることわかる。

このような事実をもとにして、各船舶研究機関は、プロペラとスターンポストとの関係をきめ、その基準を示している。図30はこれらの基準を比較したものである。

プロペラが上記のように船体に変動する水圧を与えるが、その一方で、プロペラ軸にも曲げモーメント、トルクおよび推力などに関して変動を与える。

推進軸系を通して、エンジンはプロペラにトルクを伝達するが、このトルクは、3～6翼のプロペラによって推力に変えられる。この推力は推力軸受を介して船体に伝えられ、船を推進させる。

ところが、プロペラの翼は、その一枚一枚が、つぎつぎと断続的に水流の密な所を通るわけであるから、3～6翼のそれぞれの翼に

図 24 Deformation of the double bottom structure in the engine room compartment of a 35,000 t. d. w. tanker in the loaded condition

生ずる推力は、常に同時に均一ではない。

したがって、プロペラはプロペラ軸に曲げモーメントを与える。この状態を図31に示す。

以上のようなプロペラ軸に加えられる外力の総和を、プロペラ軸の各回転角度について積分してみると、非常に面白い結果が得られる。

すなわち、回転角度によってプロペラに対する負荷トルクが変化するばかりでなく、推力も、上下方向、左右方向のモーメントも時々刻々変化する。

このような計算を実証するために行なった計測結果を図32、33に示す。

この図から、プロペラに作用する力の中心は、プロペラの回転中心とは異なることは明らかで、さらにまた、プロペラの回転に伴っていっしょに運動する海水を考慮すると、プロペラの重心も変わることがわかる。

このような変化の状態を図34に詳しく、わかりやすく図解してみた。

プロペラにかかる外力の変化は、プロペラを通る水流の速度、密度などが全翼について一定でないことから生ずるものであるから、この変動は、船の船尾形状によっても影響されるのは当然である。

図35は船尾形状の代表的な三種のものを示した。ここでその形をU形、普通形（U形とV形の間中間的な形）およびV形と呼ぶことにしよう。

最近の水そう試験で行なわれたこれらの船尾形状によるプロペラの推力の偏心状態を図36に示す。

この結果によると、上下方向の偏心はV形が大きく、また、左右方向の偏心は三形式ともほぼ同じである。

図37は、三形式の船尾形状について、4翼と5翼の場合の推力の変動の様子を示したものであるが、4翼でU形の場合と、5翼でV形の場合が、最も推力の変動が大きく、また4翼のほうが5翼よりもその変動が

図 25 Deformation of the double bottom structure in the engine room compartment of a 35,000 t.d.w. tanker in the light condition

図 26 Propeller shaft vibrations of a 35,000 t. d. w. tanker engendered by a 4 bladed propeller for two different loadings of the ship (before the realignment of the propulsive installation)

大きいこともわかる。

船尾形状と翼数の選択の基準を作るのはむずかしい

図 27 Surfaces affected by pressure pulsations provoked by the propeller

ことである。また翼数についても、最適なものを選択するのはむずかしく、それぞれのケースで考えねばならない。

その理由は、つぎに述べるように、それぞれ一長一短がありなにを重視するかで選択が変わるからである。

図38は、4翼と5翼のプロペラについて、トルク変動、推力変動、上下方向モーメント、左右方向モーメントの変動の様子を示したものである。

この図によると、偶数翼のプロペラの場合は、トルク変動、推力変動は奇数翼のプロペラに比較して大きい。トルクおよび推力の変動は約15~20%で、また、曲げモーメントの変動率は平均の約30%である。

また、奇数翼の場合は、これに反し、曲げモーメントの変動率が大きく、トルク、推力の変動率は小さい。

モーメントの変動率は平均の100%にも達しているが、トルク、推力の変化は3~7%に過ぎない。

以上のことから、一般的に、偶数翼プロペラの場合は、推力軸受の摩耗が早く、また、奇数翼プロペラの場合は、船尾管軸受の摩耗が早いということがいえる。

プロペラ翼数の決定にあたっては、このようなことを念頭において決めなければならない。

以上のごとき事実に対する対策としては、軸系のア

図 28 Interaction between a propeller blade and the hull

図 29 Variation of pressure as a function of the propeller clearance

	Clearance values		
	IRC/N	Bunyan (INA 1955)	Norske Veritas 1955
a	0.06 a 0.10 D	0.08 D, out si t > 0.08 D	0.08-0.15 D
b	0.17 D	0.15 D	—
b ₁	—	—	0.13 D
c	0.07 D ₁	0.10 D	0.08 D
d	0.04 D	0.03 D	0.03 D

図 30 Clearances between propeller and stern-frame

図 31 Transformation from couple into thrust and its effect on propeller shaft

図 32 Dynamic phenomenon appearing on a four bladed propeller during functioning

ライメントを静的および動的な面から考えて、合理的なアライメントを計画することと、さらに、プロペラ翼の前縁形状を Skew Back と Rake をもった翼にす

る方法をあげることができる。その一例を図40に示したが、このような形状にすることによって、翼が水流の粗な所から密な所に移動するときに、プロペラが受

図 33 Dynamic phenomenon appearing on a five bladed propeller during functioning

図 34 Forces acting on the propeller

ける衝撃を少なくすることができる。

図39, 40, および41に各種のタンカー, 貨物船のシーリングにおいて, プロペラ軸の振動を計測した結果を示した。各船について,

- 軸系の略図および計測点
- スターンフレームにおけるプロペラ位置
- プロペラの特徴
- 上下方向, 左右方向の振動

を示したが, この結果を要約すると, Skew Back 翼の有利なことが明らかになったことと, また, 従来, 常識的に認識されていたことと違う事実が二, 三明らかになったことである。

例えば, 従来, シングルプロペラの場合, 左右振動より, 上下振動が大きいと考えられていたが, 図39, 40では, 左右振動のほうが大きくなっている。

- Intermediate between U and V
- U form
- V form

図 35 Basic ships aft-part forms

また, 図41によると, 偶数翼プロペラが, かならずしも曲げモーメントに対して有利でないことを示している。これは, 水流の不均衡が大きな所に, 同時に対称的な2翼が突込んだ場合には, 奇数翼の場合より, 各翼に発生する推力の差が大きくなり, 曲げモーメントが大きくなることを示している。

図38の場合では, 偶数翼の曲げモーメントの変動率

図 36 Values of thrust excentricities of three types of ship aft-part form

は、奇数翼より小さいが、しかし、トルク、推力の変動に比較すると、その変動率はずっと大きいことを忘れてはならない。

7. 推進軸系の横振動によって生ずる軸受荷重の変化

推進軸系の初期アライメントが変化する要因としては、

- (a) リグナムバイタの摩耗

- (b) 船体変形および二重底の変形（積荷状態による変形）
(c) 海面の波浪による船体変形
(d) プロペラに生ずる推力の中心の偏位の変動
(e) プロペラの翼に生ずる推力の差によるプロペラ軸の曲げモーメント

などがある。これらの原因で生じた推進軸系のミスアライメントは、また、船体振動の原因ともなる。

プロペラ軸の振動数 f は、

$$f = n \cdot N \quad n: \text{プロペラ回転数}$$

r. p. m

N : プロペラ翼数

のサイクル、あるいはその整数倍のサイクルで振動する。軸系の固有振動数がプロペラの振動数に近い場合は、この軸系にも大きな横振動が起こる可能性がある。

図 37 Variation of thrust with different ship aft-part forms for 4 and 5 bladed propellers

図 38 Comparison of dynamic phenomenon due to propellers of 4 and 5 blades

発表されている軸系の振動数を求める計算式によって計算した値は、実際と一致する場合はまれであるが、実際には共振現象がしばしば起きている。

軸系の振動数が、計算と実際に一致しない原因は、つぎの点がまだはっきりわからないからである。

- プロペラとともに回転する水の質量が不明である。
- プロペラ軸をオーバーハング軸として計算する場合、その支点がはっきりわからないこと。
- プロペラ軸と船尾管軸受の接触長さが不明である。
- 支持点の剛性が不明である。

上記のうち、船尾管は支点として、その剛性は無限大と考えてもよいようである。Bureau Veritas の研究によると、船尾管の剛性は、ホワイトメタルの場合でも、あるいはまた、ある条件のもとでは、リグナムバイタの場合でも、合成樹脂（タフノール、セロロン）の場合でも、経験的に、無限大と考えたほうが実際の現象と合うようである。

船尾管軸受内のクリアランスについては、軸系の横振動に関する限り、あまり影響はない。

従来、このクリアランスは重要視されていたが、実験によると、極度に小さなクリアランスとしても、振動や、プロペラ軸が軸受をたたく現象はおさえられないし、また、クリアランスは振動によって早期に大きくなってしまう。

また、反対に、クリアランスが大きい場合でも、振

図 39 Vertical and transverse vibrations of the propeller shaft of a tanker caused by 5 bladed propeller

図 40 Influence of lateral skew-back of propeller blades on the flexural vibrations of the propeller shaft

動のない場合も多い。このような場合は、軸系のアライメントが適正で、かつ、軸系の固有振動数が、プロペラに作用する外力の起振力の振動数と全くかけはなれている場合である。

筆者の経験では、軸系の振動は、アライメントと無

関係に考えることはできない。

軸系の支点は、実際には上下方向に相当偏位しており、このような状態では、計算による振動数と、実際の振動数が違うのは当然である。

図42に以上のことを説明する例を示した。

この軸系の固有振動数を計算するのに、各軸受が全部軸と接触していると考えて計算した場合と、見方を変えて、軸系の各軸受反力を計算し、軸受番号2の軸受反力 R_2 が(－)荷重であることから、この軸受が軸と遊離しているという条件で、固有振動数を考えた場合とでは、その振動数は大きな差がある。

図42に示す例では、この軸系の固有振動数は、外力の振動数と近いものになっている。

このような場合には、共振が生じ、プロペラ軸は、軸受をたたくとともに、軸がたわみながら旋回する、いわゆるホワリング現象を起こし、船体の強制振動をいっそう激しくする。

このような現象をいっそう明らかにするために、ある高速船の軸系装置について計算した結果をつぎに示す。

図43に示すのは、その高速船の軸系装置で、この図には、軸系を一直線上にすえ付けた場合の軸のたわみ線図も併記してある。

この場合は、プロペラ軸の剛性 J/l が比較的小さいので、この軸は著しくたわんでいる。

また、後部中間軸受の反力は(－)荷重、すなわち軸が軸受から遊離していることを示している。

このような軸系の固有振動数を計算した結果、機関からの起振力、プロペラからの起振力の振動数と、軸系の固有振動数が近似で、共振する可能性があることがわかった。

プロペラ軸がたわみ、そのため軸が振れ回り回転するようになると、当然、遠心力 $mr\omega^2$ が作用することになるが、この影響を小さくするためには、まず第一に、プロペラ軸のたわみを減少する必要がある。

遠心力 $mr\omega^2$ によって、後部中間軸受の荷重は変

図41 Influence of change in number of blades accompanied by lateral skew-back of blades on the flexural vibrations of the propeller

動し、下向荷重(－荷重)になったり、上向荷重(＋荷重)になったりするが、図43の曲線3は、この後部中間軸受の位置を、上のほうへシフトし、その軸受反力を大きくすることによって、遠心力の影響があっても、この軸受反力が常に上向反力のみで、軸が、軸受の中で浮き上がらないようにした場合の例である。

この高速船の軸系の計算を行なうにあたって、

- 遠心力 $mr\omega^2$ による影響
- プロペラ推力の中心が、プロペラ軸の中心から偏位しているための影響

などを考慮した。

図43の曲線3、4は推力の違う2つの場合の、軸系のたわみ曲線を示す。この場合、プロペラが可変ピッチであったため、一定の回転数で推力を変えることができる。

この図から、外力が軸系の各軸受の荷重に、どのような影響を与えているか、その様子を知ることができる。

これらの検討によって、後部中間軸受においては、静的な軸受荷重に比較して、動的な計算によって得た軸受荷重の変動が大きいため、しかも、この中間軸受は、このような動的な軸受荷重変動を小さくするように、軸受位置を偏位させてあるにもかかわらず、軸受荷重変動が大きいため、改めてこの軸系の船尾管船首側軸受の位置を変更することにした。

図 42 Effect of conditions of liaison between the tail-shaft and its forward bush on the dynamic comportement of the line shafting

図44に

- 軸系の軸受位置を変えた後の軸受配置
- 軸系を一直線上にすえ付けた場合の、軸のたわみと静的な軸受荷重
- 遠心力 $m r \omega^2$ の影響と、推力の中心が、軸心から偏位しているための影響

などを考慮した計算結果を示す。

この図から、プロペラ軸のたわみが小さくなったこと、および、各軸受荷重の分布が以前より正常になったことがわかる。

また、運転中の軸受荷重の動的な変動もかなり小さくなった。その結果、軸受反力が下向きになったり、上向きになったりする、いわゆる軸の浮き上がり現象もなくなった。

この船は、現在、船体振動、軸系の問題については

少しのトラブルもなく運航している。

以上は、理論的考察を、実船に應用して成功した一つの例である。

8. 合理的のアライメントに関する計算

いったい、合理的のアライメントとは、その実体はいかなるものかについて考えてみたい。

そのために、過去において採用されていた推進軸系のすえ付け方法をここで反省してみたい。

8.1 軸系の軸心が一直線になるような軸受配置法

このような軸系配置において、推進軸系を一つの連続ばりとして考えると、ある軸受においては、軸と軸受が遊離し、また他の軸受においては、予期以上の大きな荷重を受けることとなる。

このような欠点を修正するためには、一つの方法と

図 43 Results of calculations of static and dynamic components of the line shafting of a passenger ship, before changing the position of the forward bush of the stern-tube

この点を改善しようとすれば、中間軸受および中間軸受から船首側に配置されている各軸受を、船尾管の見通し直線から、相当低い位置に配置しなおす必要がある。

したがって、軸系を一直線上に配置するすえ付け法は、明らかに、不適当な方法であり、運転時にトラブ

ルを起こすおそれのある方法である。

8.2 軸継手の同心度・平行度を基準とする軸系すえ付け法

造船界においては、この方法も広く採用されていたが、現在において反省してみると、全くナンセンスな方法である。このような方法が採用されていた時代は、

図 44 Results of calculations of static and dynamic comportement of the line shafting of a passenger ship, after modification of the position of the forward bush of the stern-tube

軸の可とう性が十分大きかったので、このような反理論的な方法でも、軸系のトラブルが比較的少なかった。

図45は、プロペラ軸と中間軸の間の継手の関係を示す二つの例をあげたものであるが、このような関係に

ある二つの軸を、軸継手の同心度と平行度を基準として結合した場合、この軸系が一体どんなものになるであろうか、一見してその非合理なことがわかる。

図46は、軸系のそれぞれの軸を、それぞれ別個に軸

受反力および軸のたわみを計算する場合の計算式を示したものである。

8.3 合理的アライメントの基準

軸系に関して、これまで述べてきた理論的考察および実船における経験から、合理的アライメントとはつぎのようにいうことができる。

すなわち、運転中において、軸系の各軸受荷重が、常に予期されたような負荷状態で安定していることが必要で、このためには、プロペラ、推進軸などの全重量が、各軸受に適正に分布していること。また動的には、船体変形による軸受位置の変化や、プロペラによって生ずる周期的な外部モーメントに対しても、軸受荷重が大きくかく乱されないことが必要である。

以上のことを整理すると、プロペラ軸の、軸受における反力を決定する基準としては、

$$R_1 > R_1 + \Delta R_1 + \Delta R_2 + \Delta R_3 + \Delta R_4$$

の関係を保つことが必要である。

ここで、

R_1 : プロペラ軸の軸受反力

R_1 : プロペラ軸と軸受が接触を保つための軸受反力(静的状態において)

ΔR_1 : 船体変形によって、軸系アライメントが変化した場合の、プロペラ軸の軸受反力の変化量(ただし、積荷状態の変化による船体変形)

ΔR_2 : 同上(ただし、波浪による船体変形)

ΔR_3 : プロペラのかく乱モーメントによる軸受反力の変化量

ΔR_4 : プロペラ軸の振動による軸受反力の変化量

8.4 合理的アライメント計算の準備

合理的アライメントを計画する場合、つぎの条件に従って計算を行なう。

- Bureau Veritas の経験によると、プロペラ軸のライナーは、慣性モーメントを無視してよい。
- 軸受の長さは無視して、点支持として考えてよい。
- 船尾管船尾側軸受の支点は、その後端部から、下記の距

離だけ船首側とする。

リグナムバイタの場合 $\cdot 0.5D \sim 0.8D$

ホワイトメタルの場合 $\cdot 0.5D$

D・プロペラ軸径

船尾管船尾側軸受長さは、従来、船級規則で 3 D 以上と規定されていたが、加工上、不利なだけで、長い軸受幅は必要ないことがわかったので、Bureau Veritas としては 2 D 以上と改訂した。

(d) プロペラ重量は、海水による浮力を考慮する。

(e) 船尾管内のプロペラ軸に対する海水の圧力の計算は、図47による。

なお、この点の軸受荷重は、軸、プロペラの自重のほかに、海水、あるいは、潤滑油の圧力を加算する必要がある。

8.5 軸系計算の実例

計算の一例として、10,000 Dwt の、いわゆるロングシャフトの場合について、実際に計算したものを図48に示す。

計算1 : 軸受が一直線上に配置されている場合の、軸のたわみ曲線と、各軸受荷重を示す。

計算2 ~ 5 : 各軸受を 1 mm 下に偏位させた場合の、軸受荷重の変化量(インフルーエンス数)を示す。

以上の資料から、各軸受が、すべて下メタルに荷重

図 45 Deformation and coupling conditions of the after lengths of line shafting as a function of their values $\frac{J}{I}$ of stiffness

図 46 Calculation for reaction and deformation values for various isostatic systems related to propeller shafts

がかかるような状態になるよう、軸系アライメントを調整したものを図48の最後に示した。この図で、そのときの軸受の偏位量と、各軸受荷重を知ることができる。

以上の計算は、軸系を、軸径が均一な一つの連続ばりと考えて計算しているが、実際のすえ付けにおいては、各軸はまだ結合されていない。

したがって、継手が結合されていない場合は、その

軸受の配置状況で、各軸端フランジ間の相対関係がどうなっているかをあらかじめ知る必要がある。

ここでは、プロペラ軸を中心に考えているので、後部の4つの軸受に限って、この点を検討してみる。

軸受を一直線上に配置して、プロペラ軸と中間軸の継手の結合を開放すると、図49の計算8に示すようなたわみ曲線を示す。

プロペラ軸の船首側軸受を 5mm 上に偏位させると、プロペラ軸の船首側端中心は +6.83 mm の位置となる。

一方、中間軸の船尾側端中心は、この軸を二点でささえたととき +0.17mm 上方へたわむ。

この中間軸の船尾側軸受を +5.35mm、船首側軸受を +3.00mm 上に偏位させると、中間軸の船尾側端中心は +5.80mm 上がる。

したがって、プロペラ軸、中間軸を図48のようなアライメントに配置された軸受で支持した場合、プロペラ軸船首側端中心と、中間軸船尾側端中心との間の相対偏位は、

$$6.83\text{mm} - 5.80\text{mm} = 1.03\text{mm}$$

となる。

このような、上、下方向の相対偏位を計算すること、あるいは、その偏位を translation と呼ぶことにする。

また、軸系アライメントの基準直線に対する、軸の各点における傾斜角を mm/m のこう配で示した。

したがって、上記の継手間の面の開き（すなわち Gap）は図49に示されているように、継手直径を 735 mm とすると、

$$\text{プロペラ軸継手の面の傾き} : 1.08 \text{ mm/m}$$

$$\text{中間軸継手の面の傾き} : 0.50 \text{ mm/m}$$

であるから、

$$0.735\text{m} \times (1.08 + 0.50) \text{mm/m} = 1.16\text{mm}$$

となる。

継手の傾き、あるいは軸の傾斜角（こう配）を Rotation と呼ぶことにする。

以上の計算によって、それぞれの支点到自由にささえられたプロペラ軸と中間軸との間の関係を

$$\text{偏心量 (Sag)} = 1.03\text{mm}$$

$$\text{面の開き (Gap)} = 1.16\text{mm}$$

とすると、これらの継手を結合した結果は、図48に示すような軸系となる。

実船において、以上の要領でアライメントを実施し、またその結果を調査計測した記録を図49に示したが、図48に示した計画値と比較して非常によく一致している。

9. プロペラ軸の合理的アライメントの実施方法

プロペラ軸の合理的アライメントとは、以上述べたような計算法や、計画に従って、それを実際に実現させることであるが、これを実施するには二、三の問題がある。実船において、ある基準直線に対して、あらかじめ計算されたアライメント計画に従って軸受位置

を決めればよいのであるが、

(a) 実際のものは、寸法が非常に大きいこと

(b) そのようなアライメントを実施する場合に許容されるトレランスが非常に小さいこと

が問題であって、しかもこの軸系をすえ付ける基礎は、非常にたわみやすい船体であり、喫水差、温度などによってこの基礎は変動する。

このような問題点を解決するために、Bureau Veritas は、プロペラ軸の合理的アライメントを実施する方法を、いくつか試みた。

それぞれの方法は一長一短があるが、最も簡易で、早く、かつ、精度の高い方法は、軸の継手を開放して継手の間の相対偏位を調べることによってアライメントの状態をチェックする方法で、一般に “Sag and Gap” 法と呼ばれている方法であった。

この方法によれば、軸系のアライメントのトレランスを、許容範囲に入れることができるし、また、一番

$$R = Q + \int_{x_1}^{x_2} (h'_x \gamma_s + p_a) dx - D$$

$$D = V \gamma_s - \int_{x_1}^{x_2} H_x \gamma_s l dx$$

$$R = Q + \int_{x_1}^{x_2} l (h'_x \gamma_s + p_a) dx - V \gamma_s + \int_{x_1}^{x_2} H_x \gamma_s l dx$$

$$R = Q + \int_{x_1}^{x_2} l (h'_x \gamma_s + p_a + H_x \gamma_s) dx - V \gamma_s$$

$$\max h'_x + H_x = h$$

$$R = Q + \int_{x_1}^{x_2} l (h \gamma_s + p_a) dx - V \gamma_s$$

$$R = Q + l (h \gamma_s + p_a) (x_2 - x_1) - V \gamma_s$$

$$R = Q + l (h \gamma_s + p_a) X - V \gamma_s$$

図 47 Equilibrium of forces in way of the stern-tube bushes of a ship of sea

図 48 Rational alignment of a propeller shaft of a cargo-ship

問題となる船尾管のボーリングの加工誤差についても、加工された後の船尾管の見通し直線を基準として、合理的アライメントの計画に従って各軸受を配置することができる。

またさらに、船体の変形があっても、計画されたアライメントに従って、各軸受相互間の相対位置は、計画どおり調整することができるから、船体が afloating の状態において、アライメントの工事を実施することができる。

このことは重要な点で、船の実際の運航状態において最適な軸系アライメントを実現できる利点がある。

理想的な軸系アライメントを、軸を船に合わせて実現するか、船を軸に合わせて実現するか、二つの考え方がある。すなわち、船尾管のボーリングを船のベースラインに合わせ、アライメントは、その計画に従って、船尾管軸受以外の各軸受を調整する方法と、計画されたアライメントを実現させるために、船尾管のボーリングを、船のベースラインに対して傾斜させる方法とがある。

船尾管の傾斜ボーリングについても、

- (a) 船尾管フレームを傾斜ボーリングし、これに、内外径同心の平行ブッシュをそう入する方法
- (b) 船尾管フレームは、船のベースラインに平行にボーリングし、外径を傾斜加工したブッシュを

そう入する方法

- (c) 船尾管フレームは、船のベースラインに平行にボーリングし、内径を傾斜加工したブッシュをそう入する方法

の三つの方法がある。この方法のうち、就航後の修理、換装を考えれば(a)の方法がよい。

軸系のアライメントをチェックする方法として、Bureau Veritas が試みた二つの方法をつぎに紹介する。アライメント工事が実施された後で、アライメントが計画どおり実施されたかどうかをチェックする方法として、各軸受反力を計測する方法があるが、十分な計画の下に、完全な工事が施行されるならば、その軸系のアライメントは、ほぼ計画どおりになることは明らかであるから、軸受反力を改めてはかる必要はない。

9.1 光学的な方法

この方法は、従来、使用されていた、Legris, Taylor-Hobson あるいは、トランシットを利用する方法を応用したもので、これらに伴う欠点はそのまに残る。

すなわち、トランシットをのぞくときの目の位置による視差や、レンズの光軸の変化による誤差があり、また、短距離では焦点が合わないなどの欠点がある。

したがって、この方法は補助的な面で利用すべきである。この方法を実施した一例を図50に示した。

図 50 Optical determination of the axis of slope-boring of stern-tube bushes

Aft-extremity of the aft-bush, view towards port-side.

Aft-extremity of the aft bush, view towards starboard.

Lower forward part of the bush, the boring being effected following an inclined axis

Upper forward part of the same bush.

図 51

Aft-bush of stern-tube after a one year's operation, the boring of the lignum-vitae being carried out according to an inclined axis

この図で、 d_1, d_2, d_3, d_4 はあらかじめ、合理的アライメント計画に従って計算されている。したがってそれぞれの軸受を、計算で決められた位置に、どのような方法で正確にすえ付けるかという問題が残っている。

そこでまず、図に太い実線で示す中間軸の船尾側端の傾斜角 θ をあらかじめ計算し、つぎにこの船尾側端フランジに、図に示すような光源を取付けて、それより船尾側に配置されている四つの軸受のそれぞれの位置において、光の通過点を記録した。

l_1, l_2, l_3, l_4 は既知であるから、図50でわかるとおり、 $\theta l_1, \theta l_2, \theta l_3, \theta l_4$ と、先に記録したそれぞれの軸受位置における光の通過点の高さ、 h_1, h_2, h_3, h_4 を比較することによって、基準直線からのそれぞれの軸受の偏位 d_1, d_2, d_3, d_4 を求めることができ、それが計算値どおりすえ付けられているかどうかをチェックすることができる。ただし、このチェックの過程で船尾管の船首尾側のそれぞれの軸受において、プロペラ軸がわん曲することによって軸受荷重が、その一部に集中し、そのためにプロペラ軸が、軸のたわみ曲線で計算された値以上に傾斜するが、その増加量を、軸受の変位に換算して、それを d_{ford}, d_{aft} として配慮しなければならない。

以上の方法は、船の進水前に、船台上で行なわれるので、船の運航時のアライメントは、このアライメントとは違うものであることを忘れてはならない。

9.2 開放されたフランジ間の Sag and Gap から軸系のアライメントを調査する方法 (Sag and Gap 法)

この方法は、プロペラ軸、中間軸などを単独で（あるいはそれが結合された状態で）二つの軸受に支持されているときの、それぞれの軸のたわみ曲線をあらかじめ計算で求め、軸端のたわみ量および傾斜角から、両軸の間の相対関係を知り、これをもとに、軸系全体のアライメントをチェックする方法である。Bureau Veritas の経験では、この方法がすえ付け時にも、また就航後においても、最も精度の高いチェックができる方法であり、また実用的な方法であると考えている。

10. あとがき

本論文で筆者はできるだけ客観的に、過去の経験を理論的に分析し、その検討結果を説明したつもりである。

船尾管ブッシュは、特定のところに大きな集中荷重を受けることがあるが、このような集中荷重を避けて、

荷重を分布させるには、軸系のアライメント、特に中間軸受の位置を調整することによって可能であることは、本文に述べたとおりである。

このような調整には、船のひずみも考慮すべきである。

図51に18,000 Dwt 鉱石船の船尾管のブッシュを示す。これはリグナムバイタを使用し、テーパーパーリングを行なっている。その傾斜角は、コンピューターによって計算したものである。

図の中で、やや暗い部分が、軸と接触し荷重を受けた部分であるが、ブッシュの全長にわたり、荷重が分布しているのがわかる。このブッシュの一年後の摩耗量は0.25mmであった。

プロペラ軸の振動が大きい場合は、プロペラ軸のライニングに、エロージョン、コロージョンなどのトラブルを生じる。図52はその実例を示す。このようなトラブルも、軸系を合理的に調整することによって防ぐことができる。

最後に Bureau Veritas が、この研究結果を発表する自由を与えてくれたことを感謝し、また協力を願った造船所、船主に感謝する。

図 52 Deterioration process by erosion-corrosion (pitting) of a propeller shaft liner stopped after rattinal alignment