

(昭和 40 年 11 月造船協会秋季講演会において講演)

船舶建造時における船体変形の研究 (第 5 報)

正員 小 田 道 隆
梶 原 儀 親

The Deformation of Ship's Hull under Construction (No.5)

By Michitaka Oda, *Member*

Norichika Kaziwara

Summary

In this report, three subjects will be dealt with. First, an example of variation of transverse shrinkage of ship's bottom plating during progress of hull welding will be illustrated, which variation of shrinkage somewhat resembles that found in fore & aft direction.

Secondly, an attempt will be made to explain results observed in actual cases of ship construction which indicated that the ship's bottom deformation such as the rising of the stern was caused chiefly by welding the bottom in the vicinity of the deformation and was little affected by welding of the main deck & structures above the main deck.

The third and major discussion will concern the influence of ship's deformation on the propulsion shafting. When main propulsion shaft bearings are out of line, many troubles should be anticipated, such as shaft failure, extraordinary wear-down of bush or bearings, vibration or whirling, and loss of power etc.

Regarding the problem of untrue shaft bearing, the variation of bearing reactions and the bending moments in shafting corresponding to various alignment conditions were calculated on one ship. The comparison of the resulting calculations led to the conclusion that the most important thing is to equalize the bearing reaction and bending moment of shafting everywhere as much as possible. It is only of secondary importance to maintain all bearings on straight line.

Another conclusion resulting from the calculation is that a faired deflection of bearing position such as deformation due to ship's hogging or sagging, even if the amount of deviation of bearing position from a reference line is remarkably large, will do little harm the shafting. Rugged deformation such as in case of stern bush wear-down or local deformation due to welding will be harmful to the shafting.

1 ま え が き

本報では、まず、船底外板の左右舷方向の収縮の実測結果を示し、次に甲板の収縮力が船底の吊上りに及ぼす影響について簡単な考察を行なう。すなわち、前報で報告した「船底の吊上りが二重底のごとく船底近傍の溶接によつて激しくひき起こされるのに反し、上甲板のごとく船底から遠い個所の溶接では余り影響を受けない」という実船計測の結果を、二次元問題の立場から説明する。そして最後に、軸心(船体)変形が軸系に及ぼす影響について論ずる。

2 船底外板の左右舷方向の収縮

図 1 は木材運搬船 S51 の船底外板の左右方向の対地移動を、 Δ に近い 2 のフレームライン (F96, 114) の

原稿受付 昭和 40 年 7 月 10 日

* 三菱重工 横浜造船所

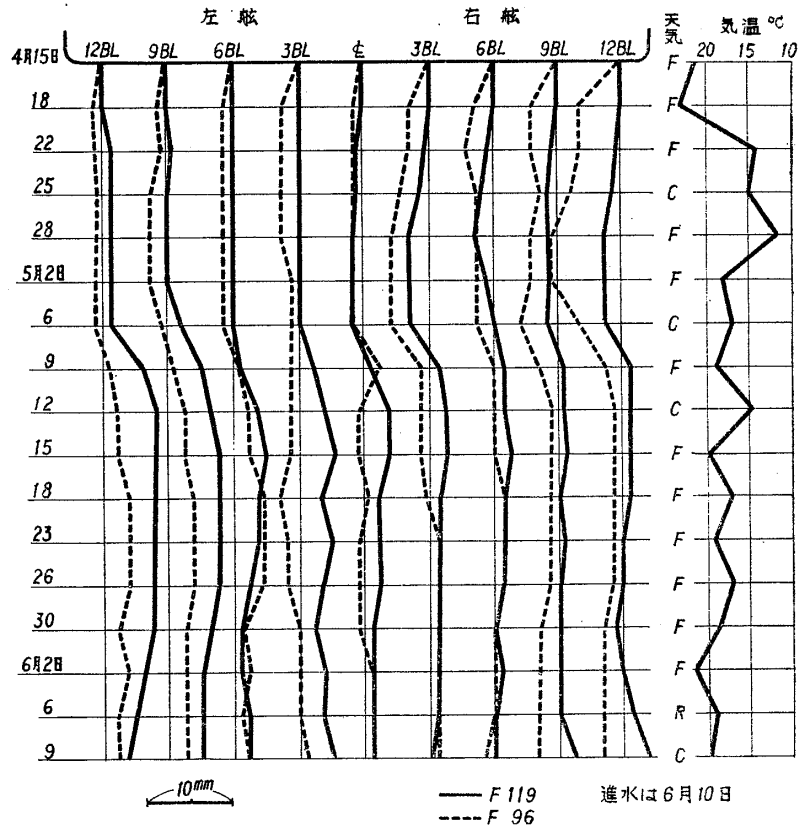


図 1 船底の左右舷方向の対地移動 (S51)

位置で計測した結果を示す。計測点は ⑤ および 3, 6, 9, 12 各バトックラインに設け、4 月 15 日 10 時の状態を基準にとつた。計測時刻は 8.30 である。(ただし 4/18 は 13.10, 6/9 は 10.00, 6/10 は 15.00)

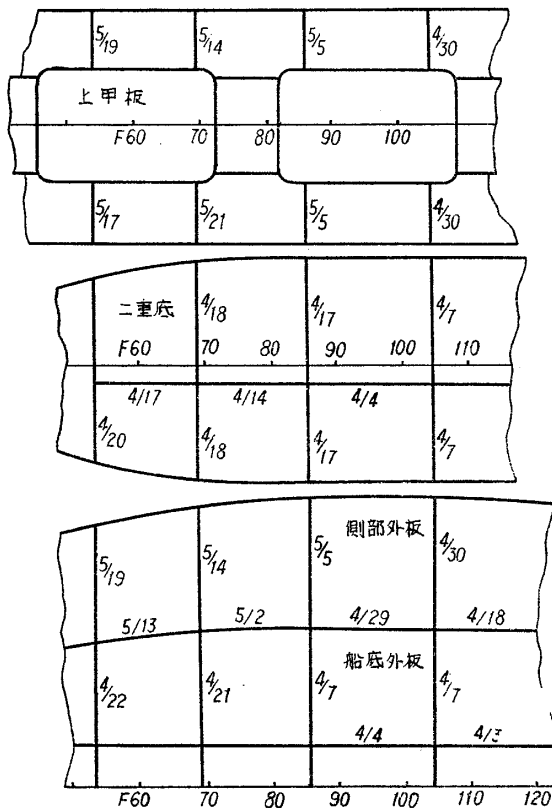


図 2 溶接順序 (S51)

S51 の側部外板ブロックは DK2 層を含む立体ブロックとして搭載した。二重底は左右に 2 分割された輪切りブロックである。ブロック継手の溶接順序は図 2 に示すとおりである。すなわち、計測開始時には、計測点付近の船底外板、二重底のブロック継手は本溶接 (片面) が完了した状態である。

図 1 から分るように、船底外板の左右舷方向の収縮は建造の初期 (すなわち底部に近い部分に溶接作業が集中している時期) に顕著にあらわれ、後期 (溶接作業が上方に移った時期) にはほとんど起きないことが認められる。これは前報で述べた船底外板の船首尾方向の収縮の傾向と類似している。

上記のごとき船体の左右舷方向の収縮は船幅の確保という問題に関係する。すなわち、DK ブロックが単独に搭載される場合には、DK ブロックの幅は収縮代の分だけ大きくしておかねばならないが、DK ブロックの搭載時には、船底外板は既に収縮し終っている (あるいは収縮の途中にある) から、もし外板が垂直であれば、搭載しようとする DK ブロックの幅は既搭載の外板頂部の幅より大きくなっているのが順当である。しかし、DK 幅が外板頂部を

左右に押し広げられぬほどに大きい場合には、搭載前に仕上げ済みの DK シームを切り落とすための無駄な手間が必要となる点に注意すべきである。

3 船底の吊上りに関する考察

実船計測（および模型実験）によると、船尾船底の吊上りは船底に近い部分（二重底など）の溶接によつては激しくひき起こされるが、船底から遠い部分（上甲板など）の溶接によつては余り影響を受けない。以下、この現象に対する簡単な考察を行なう。

図3(a)のごとき箱型船について、DK（または内底板）のパット $CD \times C'D'$ を溶接したときに船底 FF' の吊上り（上方へのわん曲）について考える。

簡単のために、パットの収縮力は図3(b)に示すごとく長手方向の力のみであるとし、かつ、パットに沿い一様に力であるとする。この力は DK と外板との結合部に生じる剪断力 τ と釣合い、この τ で外板が（外板の面内で）わん曲するものとする。パットが裏にあれば、外板については、図3(c)のごとき平板 $EFF'E'$ の上縁 EE' に剪断力 τ が作用したときの変形を考えることになる。さらに簡単のために、DK も外板も 2 次元問題として取扱うことにする。（実際には曲げ変形のほかに断面変形も生じるので 2 次元応力の状態にはない。）また船底外板が存在するための拘束、自重の影響、盤木反力の影響は考えないものとする。（実際には、これらの拘束のために、外板の変形は抑制されるのであるが。）

さて、図3(b)において τ に関する条件 $\int_{-l}^l \tau dx = ap$ を満足する、 τ の x 方向の分布（解）は無数にあるが、この条件に加えて「DK の縁 BC と外板の上縁 EH の各点の変位が等しい」という条件を満足する τ の分布は 1 つしかない。しかし、その分布を求めることは可能であるが夥しい手数を必要とし、しかも τ の分布のいかにかわからず τ の作用点から十分に遠い個所では応力状態はほとんど同じであるから、ここでは τ が

$$\tau = \tau_0(l^2 - x^2)/l^2 \quad (1)$$

ただし

$$\tau_0 = 3pa/4l$$

のごとき抛物線分布である場合について検討する。すなわち、図3(c)において座標軸を図示のように選べば、(1) は

$$\tau = \tau_0 x(2l - x)/l^2 \quad (1)'$$

さて図3(c)に示すごとく周辺条件を満足するような応力函数 ϕ を、級数を用いない簡単な式で表わすことはできないので“網の目”の方式¹⁾を用いて ϕ を求める。 ϕ が決まれば、各点の応力（したがって変位）はただちに求められる。

さて、図3(c)で外力の作用していない周辺 $\overline{EFF'E'}$ では $\partial\phi/\partial y = \partial\phi/\partial x = \phi = 0$ としてよい。また上縁 $\overline{EE'}$ では $\partial\phi/\partial y = \tau_0 \left\{ x^2 \left(1 - \frac{x}{3} \right) - \frac{4}{3} l^3 \right\}$, $\phi = 0$ となる。この周辺条件の下に、次の 3 つの場合につき境界内部の ϕ を計算する。（対称の関係で左半分だけ計算すればよい。）

$$(a) \quad b/l=3, \quad (b) \quad b/l=1, \quad (c) \quad b/l=0.5$$

ϕ の計算結果を表 1 に示す。また σ_x の値を図 4(a), (b), (c) に示す。

図 4(a) で分るように深さ (EF) が深くなると、底部 (FG) にはほとんど応力が生じない。換言すれば、DK に加えられた外力の影響は底部にはほとんどおよばない。一方図 4(c) のように深さが深くないときは、上縁の影響がかなり強く底部に伝達されることがわかる。例えば、下縁の中点 G を不動としたときの底辺の自由端 F 点の吊上り量を (a) と (b) とで比較すると、(a) は (b) に比べて深さが 3 倍になつてゐるが、吊上り量

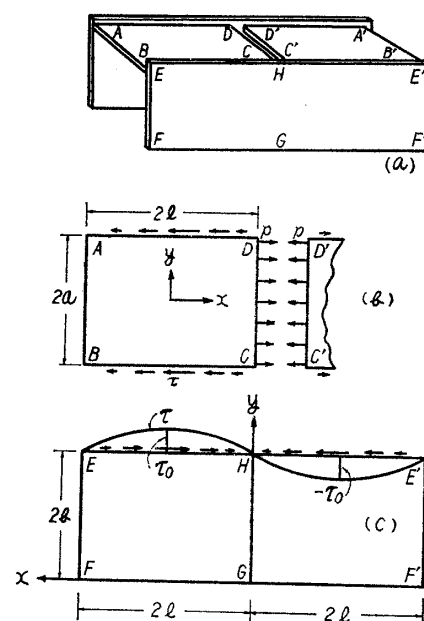


図 3 外力の構図

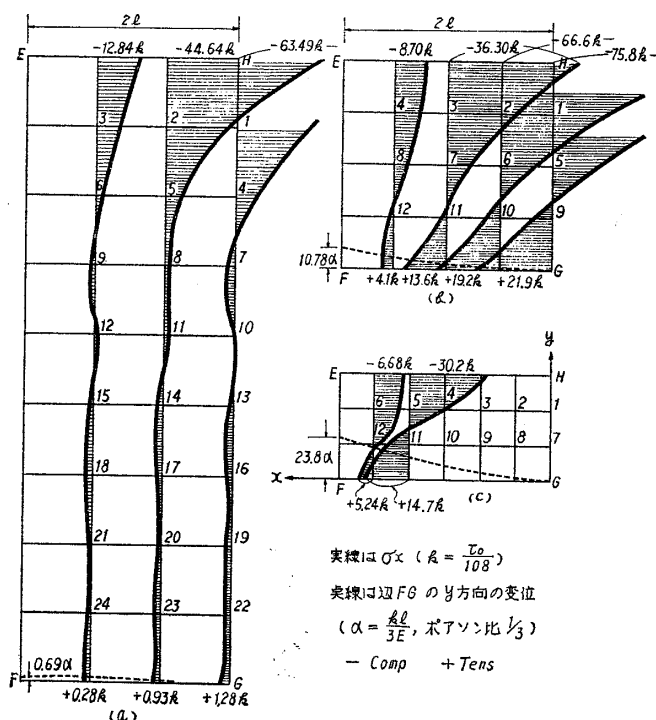
表1 ϕ の値

case (a)		case (b)		case (c)	
点	ϕ/B_1	点	ϕ/B_2	点	ϕ/B_3
1	22.28	1	23.37	1	20.98
2	17.68	2	20.48	2	19.66
3	7.58	3	13.32	3	16.14
4	22.84	4	5.18	4	11.37
5	18.15	5	20.12	5	6.45
6	7.71	6	17.72	6	2.33
7	17.98	7	11.63	7	11.85
8	14.08	8	4.50	8	11.12
9	5.78	9	8.26	9	9.16
10	13.26	10	7.27	10	6.48
11	9.98	11	4.71	11	3.68
12	3.92	12	1.73	12	1.31
13	8.26				
14	6.24				
15	2.38				
16	4.79				
17	3.55				
18	1.31				
19	2.21				
20	1.64				
21	0.57				
22	0.64				
23	0.47				
24	0.14				

$$B_1 = \frac{I_0 l^2}{243}$$

$$B_2 = \frac{I_0 l^2}{324}$$

$$B_3 = \frac{I_0 l^2}{486}$$


図4 σ_x の分布

は約 1/15 に過ぎない。これは実船計測で認められる「船底の吊上りは溶接箇所が船底に近い場合に著しい」ということの一つの説明となる。

以上、船底の吊上りについて述べたが、船台上の実船計測の結果では、船底の収縮も溶接箇所が船底に近いほど著しい。上記の計算例では辺 FG は (a), (b), (c) とともに収縮せず却つて伸びている。これは自重と盤木反力の拘束ならびに上甲板、船底外板の (側部外板の変形に対する) 拘束の影響を考慮していないためである。

4 軸心の変形と軸系

前報では軸心 (船尾船底) の変形に関する実船計測の結果について述べたが、本報では、軸系工事が終了したあとで船体変形 (ここでは上下方向のわん曲に限る) が起こった場合に (1) 軸の損傷, (2) スタンチューブ支面材あるいは中間軸軸受の異状摩耗, (3) 軸の振動, (4) 馬力の損失, などの悪

い影響があるか否かについて考えてみる。これは軸心変形の許容量の問題に関連している。

考え方の方針としては S24 型の軸系を例にとつて、種々の軸心変形 (各軸受面が一直線上にないこと) による各軸受の反力と軸応力の増減ならびに横振動について調べ、それらが軸心変形が無い場合に比べて大差な

ければ上記の弊害は無いと結論することにする。

計算上の仮定としては、(1) 軸受の面圧は考えない (点支持と仮定)。(2) カップリングフランジの存在は無視する (曲げ伝達率は 100%)。(3) スタンチューブにおける、軸の後部支点はチューブ後端にあるものとする (一般には、チューブ後端からチューブの長さの 1/3 あるいは軸径 d だけ船首側にあるとされている)。

さて、S24 の軸系の寸法は図 5 (a) に示すごとくであるが、計算の簡単のために、これを図 5 (b) に示すようにモデル化する。

4.1 プロペラが静止しているときの支点反力および軸の曲げモーメント

図 5 (b) は船が静水中に浮んだときの、軸に加わる外力および軸受 (支点) A, D, C, E, B の関係である。この模型について下記の 7 つの場合につき、各支点

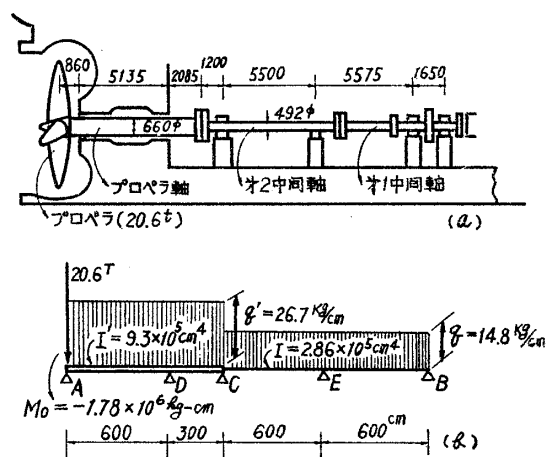


図 5 軸系の寸法と模型

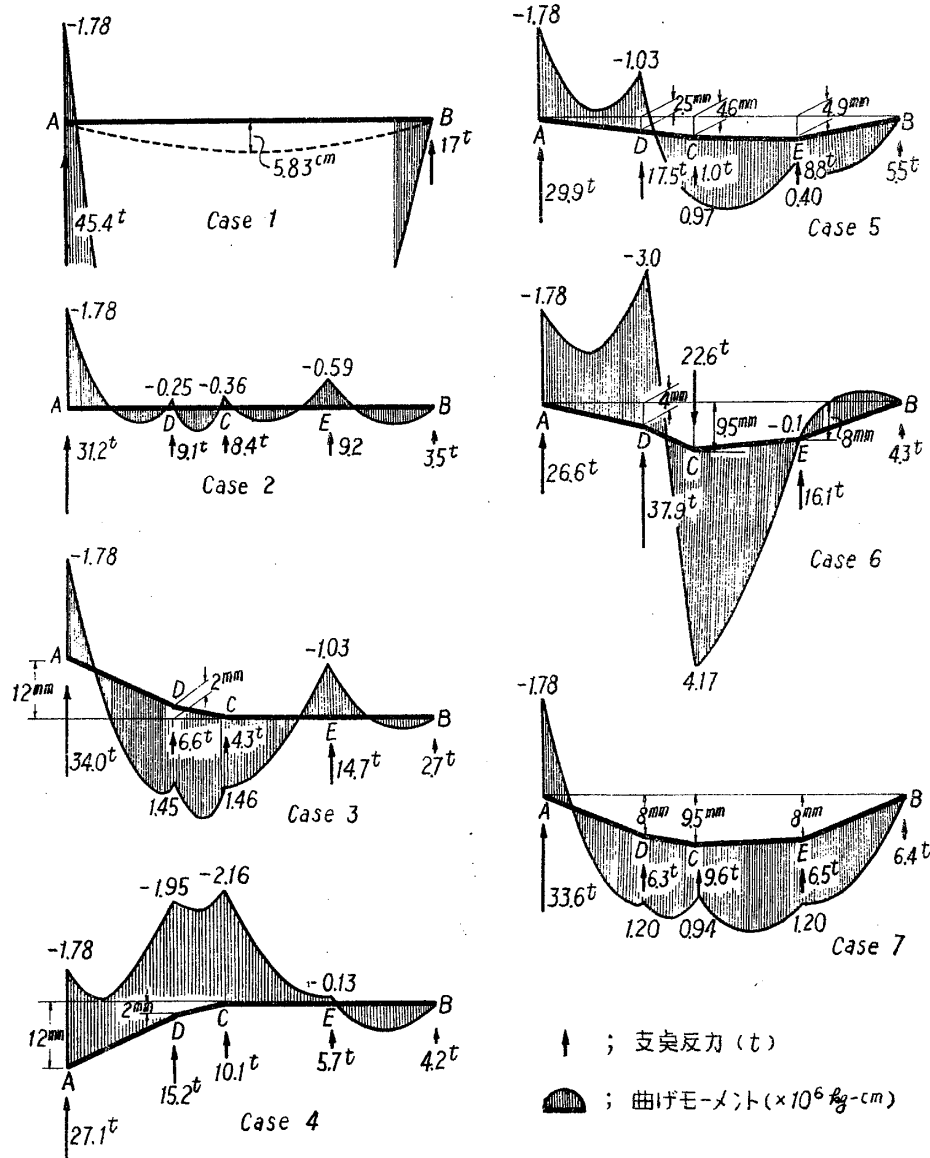


図 6 支点高さの不揃いと支点反力、曲げモーメントの関係

の反力および軸の受ける曲げモーメントを計算した結果を図6に示す。Case 1 の点線は撓みを示す。Case 5, 6 は S62 の建造中に実測された船尾船底の撓み量 (Case 5 は側部外板の下半分の溶接了時から, Case 6 は二重底頂板の溶接了時からそれぞれ進水前2日までの撓み量) から拾ったが, 他は任意の変形量を仮に設定したに過ぎない。

Case 1: A, B の2点のみで支持したとき。

- " 2: 各支点が一直線上にあるとき。
- " 3: 支点 A, D がそれぞれ 12mm, 2mm 上りのとき。
- " 4: " " 下りのとき。
- " 5: 支点 D, C, E がそれぞれ 2.5mm, 4.6mm, 4.9mm 下りのとき。
- " 6: " 4.0mm, 9.5mm, 8.0mm 下りのとき。
- " 7: " 8.0mm, 9.5mm, 8.0mm 下りのとき。

図6に示した計算結果から下記のことが言える。軸径は大きくても軸は相当に柔軟であつて, Case 1 に示すように, 21m のスパンで約 60mm の撓みを生ずる。軸と軸受とのスキマはスタンチューブ AD 間では 2mm, C 点では 0.5mm 程度であるが, AD と C では軸の下方向のみならず上方向への移動を妨げられるので, 各支点の相対変位 (直線からのソレ) の形式によつては軸受の反力が急増する。反面, 各支点のそれぞれの変位の絶対値は大きくても支点相互の変位が滑らかであれば支点反力の増加は少ない。例えば Case 6 では, 軸が支点 C の上部軸受面によつて下方に押されることになるので, それに見合うだけ支点 A, D, E の反力が増大する。(軸受の反力が過大になれば軸受の焼損の恐れがある。)

しかし, Case 6 のように変形が大きい場合でも, 例えば Case 7 に示すように, 思い切つて支点 D を下げてやれば (基準線からのハズレは大きくなつても, 隣接支点との相対的な高低差を小さくすれば) 支点反力は均一化されて支点反力はずつと小さくなる。

すなわち, 支点が一直線上にない場合, 支点反力の面からいうと, 全支点の最高と最低の高さの差 (絶対値) よりも隣接支点相互間の高さの差 (相対値) の方がより重要であるといえる。(船体の載貨状態による変形は, 例えば $L=200\text{m}$ の鉱石船の満載時には Δ では 70mm の sag となるが AB 間では最大 2.5mm の撓みに過ぎず, しかも極めて滑らかな撓みであるため反力の異常な増大はない。)

換言すれば, もしボーリングと同時に軸受面の高さを決めるときには, 支点反力の均一化という立場からすれば, 軸系の変形の許容量について単にスタンチューブ AD の偏心 (図7の e) あるいは支点の最大撓み (図7の y_0) のみを問題にするのは妥当ではない。要は, 各支点間の相対的な変形量が重要であつて, それが滑らかにわん曲している限り支点反力が極端に増大することはない。(もちろん, いかに滑らかに変化しているからといっても, 支点変位の絶対値が図6の Case 1 に示した撓み量と同程度になると両端支点における反力の増大は免かれ得ない。) しかし, 支点の高さあるいはわん曲の凹凸が急激に変化すると (とくに上半分にも軸受面が存

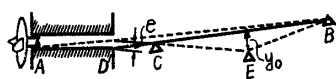


図7 支点高さの不揃い

在する場合には), わん曲量の絶対値は小さくても支点反力が増大することになる。

支点反力が不均一なときは, 支点の高さを変えるかまたは支点の位置を船首尾方向にずらせば支点反力の均一化ができる。しかし, 中間軸受の高さを進水後に決めるのであればそれを一直線に揃えることが可能であり, 図6からも分るように一般的には偏心量 e が小さい方が良好なわけであるから, 船台上でボーリングを行なうときに, ボーリング中心線をスタンチューブ前部隔壁で若干上げてボーリングし, 進水後に $e=0$ となるのを狙うのは意味がある。

図6の Case 3 と Case 4 は, 支点高さの不揃いが上下逆になつたときの軸系に及ぼす影響をみているのであるが, 最大支点反力は両者ではそれほど変化はない。Case 4 の hog 変形のときには船尾にゆくほど支点反力が大きくなるが, Case 3 の sag 変形では支点反力に凹凸がある。

Case 4 はまたスタンチューブの支面材 (リグナムバイタあるいはホワイトメタルなど) の摩耗の影響をみていると考えてよい。一般に, スタンチューブ後部の支面材が摩耗すると最後部軸受 (支点 C) の反力が鋭敏に増加する¹⁸⁾。載貨による船体変形に基づく支点の上下変位と異なり, スタンチューブ支面材の摩耗による変位は変位量も大きい上に変位の傾向が他の支点 (C, E, B) のわん曲の傾向とは無関係に変位するので支点反力, 軸応力

の増大の恐れが多分にある。もし、「各支点における軸の曲げモーメントが支面材後端(支点A)の曲げモーメントの大きさを越えない」ことを以て支面材摩耗の許容限界にとれば、Case 4 は最早許容限内にはない。Case 4 で支点Dの下りを2mmの代りに1mmとした場合の支点Aでの下り(摩耗)限界は7mmと計算される。(N. K., A. B. 規則では軸径305mm以上の船におけるスタンチューブ支面材の摩耗限界を7.5~10.5mm¹⁹⁾²⁰⁾としている。)

支点反力については、上述のとおり、支点高さの不揃いがあつてもそれが滑らかな形であればさして問題はないのであるが、軸の曲げモーメント(したがって曲げ応力)については、たとえ支点高さの不揃いが滑らかであつても曲げモーメントは大きくなることがある。(その極端な例は図6 Case 1 であつて曲げモーメントは非常に大きくなる。Case 1 のようにスパンが大きくなると、後述するように、振動の面からも好ましくない。)しかし、支点反力とモーメントとは増減の傾向が同じであるのが普通であつて、Case 6 のように各支点の反力が著しく異なるものでは、モーメントの変動も大きく支点反力、軸応力のいずれの面からみても好ましくない。

軸は回転のために上面と下面とは引張、圧縮が1回転ごとに逆になるので繰返し応力による疲労も問題になる。軸の曲げ力は軸受の位置(上下方向および船首尾方向の位置)によつて敏感に変化するが、Case 6 のとく曲げの stress level が高くなることは疲労の点からも好ましくない。

ところで、今までスタンチューブはA, Dの2点のみで重量を受けるものとしたが、計算上では図8のように一部(FG間)はスタンチューブ支面材に密着することもある。図5(b)について計算すると $b=2\sqrt{M_0/q'}=516\text{cm}$ となる。一方、 $a=104\text{cm}$ となるから $a+b=620\text{cm}>600\text{cm}$ で図5(b)では密着部はない。(またプロペラ軸の上面が支面材にあたるかどうかを図5(b)について調べると $y=0.03\text{mm}$ に過ぎないのであたることはない。)

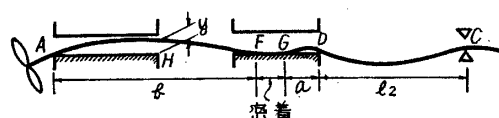


図8 密着部の説明

4.2 プロペラ作動時の支点反力

プロペラ作動時には伴流分布が非対称となるためプロペラスラストは軸中心と一致しなくなる。この偏心推力のためにプロペラ軸に曲げモーメントを惹起する。いま、このモーメントの上下方向の成分が図9(a)に示す

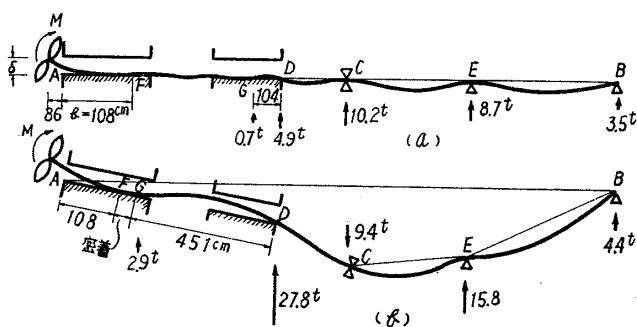


図9 プロペラ作動時の支点反力

ように上向きに作用し、その大きさが50t-mとなつた状態について考える。慣性を無視することにして、プロペラの重量によるモーメント $M_p=1.78\times 10^6\text{kg-cm}$ を差引くと $M=3.22\times 10^6\text{kg-cm}$ である。図9(a)について計算すると、プロペラ軸はF点より後部が支面材から浮き上る(軸が浮上れば M_p は最早一定ではないが仮に一定とすると $\delta=0.02\text{mm}$)一方FG間は支面材に密着することになる。そうなれば密着部FGの長さの大小はD点より船首側の支点の反力の増減には

最早関係はなくなる。(各支点反力は図9(a)に示してある。)

つぎに、同じくプロペラが作動しているとき船体変形(軸受高さの不揃い)のある場合を考える。変形量は図6のCase 6の場合をとり、偏心推力によるモーメントを前と同じにとつて支点反力を計算すると図9(b)のようになる。これを図6のCase 6と比較すると、密着部が生じたために、全体のムリ(緊張)が緩和された感じになっていることがわかる。

このように航走中はプロペラ軸とスタンチューブとの密着部が生じるので、スタンチューブの偏心(図7のe)の大小は各支点の反力には余り影響しなくなる。他方、多少の偏心があつても軸受面がほんの僅か摩耗するだけで軸系のムリが非常に緩和される。

船体変形に起因すると思われる軸系の損傷例が意外に少ないのはこのような事情によるのではあるまいか。なお高速船では、航走中には船体自身が起こす波によつて船体がsag変形することが報告¹⁰⁾²¹⁾されているがここではそれは考慮していない。

4.3 プロペラ作動時の軸の横振動

プロペラ作動時に軸心の変形(軸受高さの不揃い)が軸系に及ぼす影響の一つは軸の振動である。軸の振動は縦、横、振りの3つに大別できるが、ここでは横振動について考える。横振動はまた図10に示すとき全体的振動と局部的な振動とに分けられるが、大型船では全体的振動は余り問題にならない。なぜなら、図10のごとき振動を起こすにはプロペラの回転数が低過ぎるからである。すなわち、図11(a)に示すとき紡錘形の回転をするためには直線 OO' に関する遠心力が少なくとも重力に基づく ql に等しいことが必要で、このときの最低振動数 f_n は⁶⁾ $f_n = l^2 / \pi \cdot \sqrt{EIg/q}$ で与えられる。これを毎分回転数 r.p.m. にすると

$$(r.p.m.)_{cr} = 8.88 \times 10^6 d/l^2 \quad (2)$$

ただし l はスパン(cm)、 d は軸径(cm)である。試みに $l=600$ cm、 $d=49.2$ cm とすると $(r.p.m.)_{cr}=305$ となり一般船では遭遇しない高回転数であることがわかる。しかし、軸が軸受面から浮くと(例えば図6 Case 1のごとき場合には)スパン l が大きくなるので $(r.p.m.)_{cr}$ が小さくなり、100 r.p.m. 前後でも全体振動を起こす恐れが生じる。(これは後述の局部振動の場合にもいえることであつて、支点での包束が無くなると危険回転数は急速に下がってくる。つまり振動の面からも軸心変形の許容限界が存在することになる。)

前述のように全体的な横振動は一般には生じないから、自重によつて下方に撓んだ軸は撓んだ位置で回転することになる。例えば図11(b)のA点では、軸は OO' を軸にして回転するのではなく、

XX' を軸にして回転することになる。(実際には、軸が時計方向に回転しているときには、軸の不均衡力 m に基づく遠心力 T やヒステレシスに基づく接線力 P も作用するが、 T および P は軸の弾性力に比べれば無視し得る。)

結局、図11(c)のように支点が一直線上にあつても、図11(d)のように支点高さが異なつても、軸の回転時の支点反力は軸の静止時に比べてとくに増大することはないといえる。

ここで注意すべきことは、軸に自重が無いとした場合(水平に置いた軸を真上から眺めた場合)にすでに真直でない軸ではあたかもクランクシャフトにおけるごとく紡錘形の回転運動を起こすから支点反力が回転につれて増大(変動)することである(図12(a)参照)。これは図12(b)に示すごとく、例えばスタンチューブの中心線 AD が主機の軸中心線 LM と傾斜しているときに中間軸をつなぐ場合には、カップリングフランジ面はあくまでフランジの上下が密着するようにつないで軸を自重によつて自然に撓ませるのはよいが、フランジ連結後の状態が、例えば図12(c)のごとくフランジの下スキが上のスキより大きくなるようなつなぎ方をすべきではないことを意味している。

さて、次に局部横振動⁷⁾について考える。全体的横振動は計算上でも大型船では起こりにくいことを述べたが、実船における軸の損傷例もその多くがプロペラ軸の後端付近に発生していることからみても、実船で問題になるのは全体振動よりも局部振動であると考えられる。(曲げ応力も局部振動ではプロペラ側にゆくほど大きい、全体振動では零に近い筈であるから。)

局部振動では起振力の週期と軸の自然振動の週期とが違えば違うほど振動の範囲(割合)が局部的になることを考慮し、ここでは図13のごとくプロペラ軸の3つの支点(B, C, D)の範囲だけを考えることにする(支点Dはピン接合とみなす)。そして、図13(a)のごとく支点B, C, Dが一直線上にある場合と図13(b)のごとく支点Cが支点B, Dに対



図10 全般的横振動

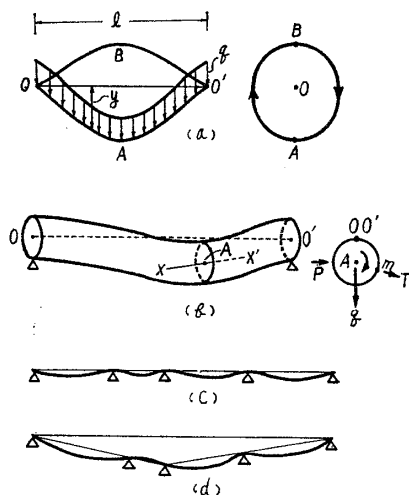


図11 軸系の回転軸

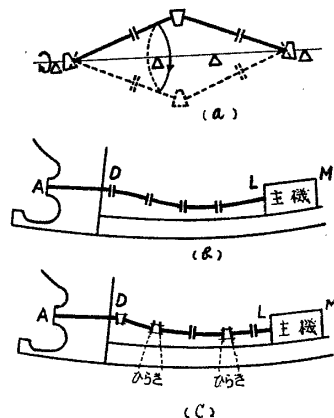


図12 軸の連結

して h だけ下ががつている場合とで局部振動の様がどのように異なるかを調べてみよう。

図 13 (b) でプロペラの質量を m , 慣性能率を I_a , 軸の断面二次モーメントを I とし軸の質量は無視する。軸の静止状態を基準に考えると, 静的モーメント M_e による各支点での軸の撓み角は

$$\theta_l = \frac{l}{6EI} (2M_B + M_C) \quad (3)$$

$$\theta_m = \frac{l}{6EI} (2M_C + M_B) \quad (4)$$

$$\theta_m' = \frac{M_C a}{3EI} \quad (5)$$

であり, また

$$\theta_m - \beta_l = -\theta_m' + \beta_m \quad (6)$$

の関係がある。 $\beta_l = h/l$, $\beta_m = h/a$ であるから

(4), (5), (6) より

$$M_C = \frac{1}{2(a+l)} \left\{ -M_B l + 6EIh \left(\frac{1}{a} + \frac{1}{l} \right) \right\} \quad (7)$$

(3), (7) より

$$\theta_l = \frac{M_B l}{12EI} \left(4 - \frac{l}{a+l} \right) + \frac{h}{2a} \quad (8)$$

あるいは

$$M_B = \frac{12EI}{l \left(4 - \frac{l}{a+l} \right)} \theta_l - \frac{6EIh}{al \left(4 - \frac{l}{a+l} \right)} \quad (8)'$$

軸の質量を無視すると

$$M_B = M_e \quad (9)$$

一方, 片持梁の公式から

$$\theta_b = \frac{M_e b}{EI} \quad (10)$$

$$y_b' = \frac{M_e b^2}{2EI} \quad (11)$$

であり, また

$$y_b' \approx b\theta_b' \quad (12)$$

であるから

$$\theta_b' = y_b'/b = M_e b/2EI \quad (13)$$

(10), (13) より

$$\theta_b' = \theta_b/2 \quad (14)$$

次に (8), (9), (10) より

$$\theta_b = \frac{12b}{l \left(4 - \frac{l}{a+l} \right)} \theta_l - \frac{6bh}{al \left(4 - \frac{l}{a+l} \right)} \quad (15)$$

(15) を時間 t について 2 回微分すると

$$\ddot{\theta}_b = \frac{12b}{l \left(4 - \frac{l}{a+l} \right)} \ddot{\theta}_l \quad (16)$$

さて, ここでプロペラ翼に発生する起振力を $M \sin \omega t$ として B 点に関する力の釣合いを考える。回転角 $(\theta_l + \beta_l)$ による慣性力は

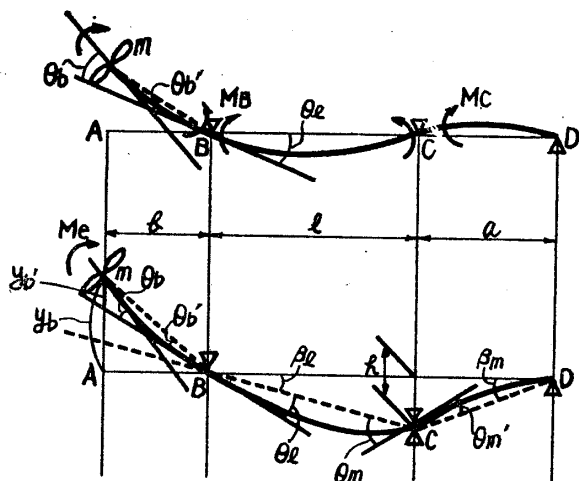


図 13 支点と記号

$$(I_a + mb^2) \frac{d}{dt^2} (\theta_i + \beta_i) = (I_a + mb^2) \ddot{\theta}_i \quad (17)$$

回転角 θ_b による慣性力は

$$I_a \ddot{\theta}_b + m \ddot{y}_b' \cdot b \quad (18)$$

(18) に (12), (14) を入れると (18) は

$$(I_a + mb^2/2) \ddot{\theta}_b \quad (18)'$$

軸の弾性撓みによつて生じるモーメントは $M_e = M_b$ である。ゆえに力の釣合式 (振動方程式) は

$$M \sin \omega t = (I_a + mb^2) \ddot{\theta}_i + (I_a + mb^2/2) \ddot{\theta}_b + M_e \quad (19)$$

(19) の右辺に (8)', (9), (16) を用いると (19) は

$$M \sin \omega t = S \ddot{\theta}_i + T \theta_i - U \quad (20)$$

と書ける。ただし

$$S = \left(I_a + \frac{mb^2}{2} \right) \cdot \frac{12b}{l \left(4 - \frac{l}{a+l} \right)}, \quad T = \frac{12EI}{l \left(4 - \frac{l}{a+l} \right)}, \quad U = \frac{6EIh}{al \left(4 - \frac{l}{a+l} \right)}$$

である。(20) で

$$T/S = p^2, \quad M/S = q, \quad U/S = r$$

と置くと (20) は

$$\ddot{\theta}_i + p^2 \theta_i = q \sin \omega t + r \quad (21)$$

となり、この解は

$$\theta_i = c_1 \cos pt + c_2 \sin pt + \frac{q \sin \omega t}{p^2 - \omega^2} + \frac{r}{p^2} \quad (22)$$

である。積分定数 c_1, c_2 を決定するために、 $t=0$ のとき $\theta_i = r/p^2, \dot{\theta}_i = 0$ とすれば (22) は

$$\theta_i = \frac{q}{p^2 - \omega^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p} \sin pt \right) + \frac{r}{p^2} \quad (23)$$

つぎに図 13 (a) のごとく支点高さが一直線上にあるときは (22) で $r=0$ ($\because h=0$) とすればよく、初期条件として $t=0$ のとき $\theta_i = \dot{\theta}_i = 0$ とすれば

$$\theta_i = \frac{q}{p^2 - \omega^2} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p} \sin pt \right) \quad (24)$$

となる。(23) と (24) とを比較すると、起振力 $M \sin \omega t$ が作用するとき、もし共振が起るとしてもそれは支点が一直線上にあるか否かによつては影響を受けないことがわかる (ともに $p=\omega$ のとき)。また θ_i の振幅も同じであることがわかる (r/p^2 は t に無関係)。

4.4 考 察

以上を要約すると、船体変形 (ここでは上下方向のわん曲) による軸心の変形 (支点高さの凹凸) は、凹凸の絶対量がかかなり大きくても、それが軸の自重による撓み (両端支持) 以内であつてしかも支点高さの不揃いが滑らかに変化している限り、支点反力の異常な増大はない。反対に凹凸の絶対量はそれほど大きくなくても局部的に急激な支点高さの変化あるいは凹から凸への変化があると支点反力が増大し、軸受の焼損あるいは馬力の損失の恐れが生じる。また、支点高さの不揃いがいかに滑らかに変化していても、凹 (凸) の絶対量が余りにも大きい場合には、たとえ支点反力は小さくても軸の曲げ応力が増大するので疲労の面からも好ましくない。

つぎに横振動については、大型船では軸径、回転数から考えて全体的な振動は極めて起こりにくい。しかし、支点高さの不揃いが余りにも大きい、あるいは支点は一直線上にあつても船首尾方向の支点配置が適切でない等のために支点が遊んでしまうと (スパンが大きくなるので)、共振を起こす恐れがある。また、プロペラ軸の損傷の原因の多くは局部振動によるものと考えられるが、支点が一直線上にあるか否かは局部振動における共振現象の発生にはとくに関係はない。

実際には、支点高さに多少の不揃いがあつても (支点が一直線上になくても)、軸自体が相当に柔軟であること、また支面材がほんの僅かでも摩耗すれば支点が一直線上にないために生じる軸のムリが大幅に緩和されることなどのために、船体変形に基づく軸系の損傷の恐れは非常に少なくなると考えられる。

一方、船は絶え間なく変形を続けているので、常に支点が一直線上にあるということはある得ないから軸受反力、軸の曲げ応力を常に一定に保つには、軸のカップリングを例えばピンジョイント方式にでもするより他はな

い。しかし実船では軸受をスプリング式にすると、軸受間隔を工夫することによつて支点高さに多少の変動が生じて軸の曲げモーメントをほぼ一定に保つ方式などは実用的であろう。

5 む す び

本報では、まず船底外板の左右舷方向の収縮の実測結果をあげ、工程の進歩に伴う収縮の状況は前に述べた船首尾方向の収縮の状況と類似していることを明らかにした。

つぎに、前報で報告したように、実船計測によると「船底の吊上りは船底に近い部分の溶接によつて激しく起こるが船底から遠いところの溶接では余り影響を受けない」ことが認められるが、このことについて理論的な考察を行なつた。

最後に、軸心（船体）変形が軸系に及ぼす影響について論じた。すなわち、軸心の変形が過大になると色々な不工が生じるが、船体は絶えず変形しつづけているものである以上、支点を常に一直線上に保つことはできない。一方、軸系としては支点が一直線にあれば十分であるというのではなく、むしろ軸受の反力および軸に加わる曲げモーメント（応力）の均一化ということの方がより重要であることを述べた。

参 考 文 献

- 1) Timoshenko & Goodier: "theory of ELASTICITY" (International student edition) second edition, McGraw Hill (KOGAKUSHA) 1951, p.483~489
- 2) 倉西正嗣外「薄肉塊体の曲げ理論」日本機械学会論文集 (第 16 卷 55 号) (昭 25) p.109~113
- 3) C.E.Inglis: "Stress distribution in a Rectangular Plate having two Opposing Edges sheared in Opposite Directions" Proc. Roy. Soc. A103 (1923)
- 4) W.M.Wilson: "Residual Stress in Welded Structures" Welding Journal (May 1947) p.298-s
- 5) 木原博「溶接変形と残留応力」溶接叢書, 第2巻 (5版), 産報 (S39) p.27~43
- 6) ティモシェンコ「工業振動学」(谷下訳) 三版, コロナ社, (S17) p.285
- 7) E.P.Panagopulos: "Design-stage Calculations of Torsional, Axial, and Lateral Vibrations of Marine Shafting" S.N.A.M.E. (Nov. 1950) p.329~384
- 8) E.P.Panagopulos: "Propeller shaft Stresses under Service Conditions" S.N.A.M.E. (Nov. 1954) p.199~241
- 9) 造船協会機装研究委員会「機関機装, 第1巻, 軸系」海文堂 (S38)
- 10) J.J.Francis: "The Alignment of Main Propulsion Shaft Bearings in Ships" A.S.N.E. Journal (Aug. 1956) p.517
- 11) F.C.Linn: "Bearings and Lubrication for Marine Turbines and Reduction Gears" S.N.A.M.E (Nov. 1950) p.385~407
- 12) Ir. W.P.A. Van Lammeren「1軸油送船のプロペラの動的性能に及ぼす軸系配置の偏心の影響について」造船協会誌, 第419号 (S39) p.34~36
- 13) L.C.Burrill「プロペラの実質的質量並びに慣性モーメントについて」造船協会誌, 第399号 (S37) p.33~40
- 14) 谷口中「プロペラの起振力について」造船協会誌, 第410号 (S38) p.55~60
- 15) B.Vedeler「1軸船のプロペラ軸に発生する応力と事故について」造船協会誌, 第398号 (S37) p.27~37
- 16) D. Van Manen「単螺旋タンカーにおけるプロペラにより誘起されて軸に働く振動性の力について」造船協会誌, 第380号 (S36) p.29~42
- 17) G.Bourceau: "Lageveränderung der Hauptdrucklager und ihrer Unterbauten sowie einige Vorschläge für ihre Begrenzung", Schiff und Hafen (1962) p.959~964
- 18) G.Yellowley & J.E.Richarde: "Marine shafting Alignment" North East Coast Inst. of Engineers and Shipbuilders Transactions, Vol.70 part 6 (1954) p.372~375
- 19) 「鋼船規則」(日本海事協会) 第1編第3章第3節 (S36)
- 20) "Rules for building and classing steel vessels (1965)" Section 43-(53)
- 21) 野崎政治「規則波中にて警備艦に生じる縦曲げモーメントについて」造船協会論文集, 第114号 p.72~73
- 22) 星野次郎「プロペラ軸スリーブの浸蝕について」造船協会論文集第100号 p.233~250
- 23) 筆者「船舶建造時における船体変形の研究 (第1報~4報)」造船協会論文集, 第114~117号