プロペラの強度について(第1報)*

馬越立郎*** 中村 宏** 堀川 武***

概 要

近年、プロペラにおける強度は適切な設計基準の確立のために重要な問題となってきた。特に、プロペラの疲労強度は重要なことである。

筆者らは、可変ピッチ・プロペラ(C.P.P.)のひずみ測定とプロペラ材の疲労試験を行なった。そして、プロペラの疲労寿命の検討を行なった。

また、本文は、翼の疲労強度に関する研究の過去の結果についても解説した。

結論としては次のようなことが得られた。

- (1) スリップリングをプロペラ・キャップの後方におき、さらに、水中におけるゲージおよびリード線の保護は樹脂(スーパーボンド、アラルダイト、ハマタイト)を三層にコーティングするような簡便な測定法を開発して、短期間の測定を実施した。
- (2) 翼応力は穏海時で平均応力 3 kg/mm^2 、変動応力 $\pm 2\text{ kg/mm}^2$ 、また、最大応力としてクラッシュ・アスターン時の変動応力振幅で 12.5 kg/mm^2 を示した。
- (3) 翼材の疲労限は測定応力よりもはるかに高いものであった。
- (4) 荒海時の影響を考慮した応力ひん度と腐食疲労試験のS-N曲線とを使って翼の疲労寿命を計算したが、初期の設計寿命よりも非常に長いものであった。過去に起こった翼の疲労破壊について説明するためには、修正マイナー則、あるいはコルテン・ドーラン則を適用しなければならない。

On the Strength of the Blade of Propeller (1st report)

By Rituro Umakoshi
Hiroshi Nakamura
Takeshi Horikawa

Abstract

In recent years, it has been very important problem to establish a reasonable design standard on the strength of ship propeller; especially, the fatigue strength of the propeller is important nowadays.

The authors carried out the strain measurement of a controllable pitch propeller (C.P.P.), have conducted the fatigue tests on the material of the propeller, and examined the fatigue life of the propeller, and also summarized the results in the past investigation on the fatigue strength of the blade in this paper.

Conclusions obtained are as follows;

- (1) The conventional method of measurement using slip-ring located after propeller-cap in sea-water was developed and the protection of gauges and lead wires against sea-water, using three fold coating method of resins ("Superbond," "Araldite," and "Hamatite") was usable for a short period measurement.
- (2) The blade stress conditions were; i) mean stress and varying stress were 3 kg/mm^2 and $\pm 2\text{ kg/mm}^2$ respectively in calm sea-condition, ii) the maximum stress range of the irregularly varying stress was 12.5 kg/mm^2 in a crush-astern condition.
- (3) The fatigue limit of the blade material was very higher than the measured stresses.

* 原稿受付 昭和50年2月3日

昭和49年秋季学術講演(昭和49年11月14日)

** 正会員 川崎重工(株)技術研究所(明石市川崎町1-1)

*** 川崎重工(株)技術研究所(明石市川崎町1-1)

- (4) The calculated fatigue life of the blade estimated by relationship between stress-frequency curve considering a bad weather sea condition and S-N curve of corrosion fatigue test, was very longer than the initially designed life.

Modified Miner's rule or Corten-Dolan's method must be applied in order to explain the fatigue failure of the blade in the past.

1. 緒 言

船舶はその容量の増大に伴って、高速かつ大形化する傾向にあり、主機の高出力化に対応してプロペラは巨大となり、なかでも、可変ピッチ・プロペラは操縦性の利点から一段と高出力のものが採用されるようになってきた。

このような現状において、最近相次いで発生したプロペラ翼切損事故を契機にプロペラ翼の強度設計法を総合的に見直そうという方向への業界の関心が高まってきている。

特に、これらプロペラ翼の破断面が疲労破壊の様相を呈していることから、従来の設計時の安全率として含んできた動的応力の実態を正しくは握する必要性が認識され、既に数件の実船での翼応力の測定^{1), 2), 3), 4)}が試みられている。

しかし、これらは計測の困難さのためその測定された資料が不十分であったり、測定者の専門範囲で解析される場合が多く、過去の数件の実測例からは、疲労強度の観点にまでわたって検討した資料はまだ見当たらないようである。

最近、SR126 研究会^{5), 27)}において、完全なる測定法が確立され、固定ピッチ・プロペラを装備した船で一航海の実船計測を行なっている。その結果は、伴流分布から準定常りょう(梁)理論を使って計算されるプロペラ一回転中の翼に発生する応力と比較され、よく一致しているが、強度の立場から評価された資料はまだ公表されていない。

一方、可変ピッチ・プロペラはその機能上、普通のプロペラとはかなり違った翼形をしており、また、翼角変節時の過渡状態ではプロペラ近傍の流れははなはだ複雑であり、荷重条件もまだ明確ではなく、実測された例は発表されていない。

本文は、このような状況のもとで、筆者らが行なった可変ピッチ・プロペラでの計測⁶⁾を中心に、その計測された資料をもとに現時点で判明したこと、また、翼の強度^{7), 8)}を検討する上での問題点について説明を加えたものである。

2. 応力の測定法

実船におけるプロペラ翼の応力測定のむずかしさは、

図1 ひずみゲージ・リード線翼面接着法

図2 応力測定法

ひずみゲージの翼面への固定と保護法にあり、特に就航中における実態は握のためには、長期間の航海に耐え、かつプロペラ翼材質、推進性能に悪影響をおよぼさないことが必要条件である。

また、ゲージおよびリード線の水流、キャビテーションによる離からの防止方法が問題であるが、詳細は文献^{9), 10)}に述べられているので簡単に図1に示す。

ここで一番問題となるのは、リード線保護パイプを固定するためのハンダ付けが困難なことで、この対策としては、プロペラ翼面をパネルヒータ等で加熱してやる必要がある。

一方、図2はリード線を船内に引き込み、スリップリングを軸に取付ける方法で、プロペラ翼面にてん付したゲージのリード線はプロペラボス部のシールを通して中空のプロペラ軸に誘導され、中間軸のフランジ付近でスリップリングに接続される。

図3 応力測定法

図4 ひずみゲージ・リード線コーティング法

図2の方法は初期の段階から計画されていないとプロペラ軸の中空加工, 軸の入れ換え等定期検査のために引きこ(渠)する期間は極めて短いので, 作業することは困難に近い。したがって, プロペラ軸に穴をあけ, リード線を船内に導くような加工はできないため, 逆に船尾側に引き出したラダーホーンから仮設したステーにスリッパリングを設ける図3のような方法をとれば数日の引きこ(渠)期間で作業が完了できる⁶⁾。また, ゲージの保護方法は, 比較的短期間の計測であれば図4に示す接着剤のみでも十分耐える。

また, 可変ピッチ・プロペラでは翼角が変化するので, その分だけリード線をたるませておく必要があり, リード線が水流でちぎれないように保護カバーをプロペラボスの外側におおふ必要がある。

さらに, スリッパリングを用いるときは4ゲージ法をとる必要があるが, ゲージの断線などの故障を起こす機

図5 スリッパリングと密封容器

会を少なくするため, 翼面にはアクティブゲージを1枚, 残りはダミーゲージとして3枚スリッパリングの端子板にはり, ここでブリッジに結線した。

なお, プロペラ先端とスリッパリングの結合は工場空気用のゴムホースを用いプロペラとスリッパリングの相対変位を許容できるようにし, スリッパリングは水中におくので図5のように密封容器に収納し, 回転部分は二重のオイルシールを入れている。

3. 実働応力と応力ひん度

3.1 実働応力 翼面0.4R部にてん付した最大翼厚線方向の翼角+30°での前進中の可変ピッチ・プロペラの応力波形を図6に示す。回転に同期した波形を示しており, 流速が遅くなるのは船体中心面に近い部分であるが, それより約20°位相が遅れて最大の引張り応力が発生している。

測定した波形は, 定常状態では, 平均応力3.0kg/mm², 変動応力±2.0kg/mm²で通常はこの状態が長く続き主としてプロペラにはこの応力が働く。

また, 図7^{7), 8)}はクラッシュ・アスターン時における翼角変更時の応力波形を模擬的に書いたもので, 翼角+32°から-15°までを1分弱で変更する間の波形で, 図のごとく圧縮応力が働き全振幅は最大となり, そのピークからピークまでの値は12.5kg/mm²になっている。図8は, 翼角-15°の過渡状態であるが, 図6とは全く違った様相を示し, 周期的な波形の上に高周波が含まれており, これが翼の固有振動数であろうと思われるが明確ではない。また, 図9は定常状態における翼角に対する平均応力と変動応力の変化を示したものである。

図6 前進時応力波形

図7 クラッシュ・アスターン時模擬応力波形

図8 クラッシュ・アスターン時応力波形

図9 定常状態における翼角と応力の関係

3.2 応力ひん度

計測されたデータを各運転条件ごとに整理し、変動応力に対して航行の単位時間または、クラッシュ・アスターンやアスターンの1回あたりのひん度を計算し、航行のパターンを図10のように推定して、一航海あたりのひん度を適当に考慮して作成したものが表1および図11の“●”であるが、荒天中、外洋航行中、あるいは船体振動、プロペラ・レイシング等の状態を考える必要がある。

そこで、一層、詳細に検討するために、計測した船の海象日誌から風力階級を“3”として、文献⁹⁾の“船舶の実働応力”を参考に応力の割増しを行なって、応力ひん度を修正し図11の“○”で示した。

一方、文献⁹⁾によれば、船体のピッチング、あるいは旋回等の時、翼応力は、穏海時の10~23%の増加が認められ、冬場の船体運動例をみると穏海時の2~4倍の運動量が予想される。また、バラスト状態における荒天中でのプロペラ・レイシング中では穏海時の約3倍となるが、満載時にはたとえ荒天に遭遇してもプロペラの深度が深いため負荷の減少が少ないことから、応力は特に高くはない²⁰⁾、と記されている。しかし、船の長さあるいは波の高さによってはこの値は変化するものと考えられる。これに対して筆者らは、最大応力と最ひん値を50%増しと仮定して図11の“一点鎖線”で示した。

これらの量については今後の測定によらなければならないし、更に、最大応力の発生割合については統計確率的な考察が必要であろう。

しかし、どの応力ひん度を用いても寿命計算に際しては、最大応力よりも最ひん値が支配的となるので、あまり寿命に差がでてこない。

3.3 応力ひん度読み取り法の比較 図12のような重畳波形のひん度を読み取る場合には、図13および図14に示すように、

- レンジ・ペアー法^{8), 24)}
- 等価応力法^{10), 11)}
- その他^{8), 12), 20), 24)}

がある。このうちレンジ・ペアー法^{8), 24)}は図13におけ

図 10 1 航海航路

表 1 1 航海あたりの応力ひん度

$\pm \sigma_a$	アスターン	クラッシュ アスターン	入 出 港	外 洋 航 行	ひ ん 度
0.25	8.47×10^2	7.82×10	1.13×10^4	—	1.22×10^4
0.75	1.24×10^4	4.63×10^2	4.24×10^4	—	5.54×10^4
1.25	9.65×10^3	5.44×10^2	5.78×10^3	—	1.60×10^4
1.75	2.06×10^4	7.10×10^2	1.43×10^3	3.57×10^6	3.59×10^6
2.25	1.21×10^2	4.13×10^2	—	4.43×10^5	4.44×10^5
2.75	1.21×10^2	6.04×10	—	—	1.81×10^2
6.25	—	2	—	—	2
時間	28 回	2 回	8 時間	512 時間	

$\pm \sigma_a \text{ kg/mm}^2$

図 12 重畳波形

図 13 レンジ・ペアー法による応力波形読み取り法

図 14 等価応力法による応力波形読み取り法

表 2 クラッシュ・アスターン
1 回あたりの応力ひん度

σ_a	n_i
0.25 kg/mm^2	3.9×10
0.75	2.3×10^2
1.25	2.7×10^2
1.75	3.55×10^2
2.25	2.05×10^2
2.75	3.0×10
6.25	1

mm^2 に取っている。

また、等価応力法の場合については、図 14 の重畳波形を、 $r(\sigma_1 + \sigma_2)$ ただし、 $r > 1$ と置く。

したがって、等価応力法は、重畳波形を 1 回の正弦波に置き換えるので、応力は高くなるがひん度は少なくなる。図 7 のような応力波形を示す 1 回のクラッシュ・ア

スターン時のプロペラの応力ひん度をレンジ・ペアー法にて求めると表 2 のようになり、これを等価な重畳波形に直すと、一次応力 $\sigma_1 = 3.5 \text{ kg/mm}^2$ 、二次応力 $\sigma_2 =$

図 11 応力ひん度

る重畳波形の最大値をのこして、図 13 に示すようにして読み取る方法で、表 1 に応力ひん度を示す。

最大応力はクラッシュ・アスターン時の $\pm 6.25 \text{ kg/mm}^2$

図 15(a) 応力ひん度と S - N 曲線

図 15(b) 応力ひん度と S - N 曲線

2.75 kg/mm² が 84 回になる。

これから、 r を求めると、1.33 となり、最大応力は、 $6.25 \times 1.33 = 8.3 \text{ kg/mm}^2$ となる。

したがって、図 15(a) は図 15(b) のように書き替えられる。このプロペラの場合は、天候の影響を入れて修正を行なうとき、レンジ・ペアー法によれば、最大応力は、 $6.25 \times 1.5 = 9.5 \text{ kg/mm}^2$ であるが、 r の修正を行なうと、 $8.3 \times 1.5 = 12.5 \text{ kg/mm}^2$ となる。

4. 材料の疲労強度

図 16(a) は、プロペラ翼材 NiAlBC の平面曲げ試験片の S - N 曲線で、平均応力 $\sigma_m = 0$ の場合である。

図中“△”はプロペラ翼から切り出した幅 10 mm、厚さ 4 mm の空気中での試験結果⁷⁾で、“▲”は 4 か月 3% 食塩水中に放置後とり出して空気中で行なった腐食材としての試験結果を示す。その他は文献¹⁸⁾に

図 16(a) 翼材の平面曲げ疲労試験結果

げられている海水滴下したもので、“⊗”の大形試験片になると若干寿命が低下しているのが認められる。

なお、図 16(b) は、平均応力 $\sigma_m = 4 \text{ kg/mm}^2$ の影響

図 16(b) 異材の平面曲げ疲労試験結果(キレツ発生および平均応力の影響)

図 17 異材の回転曲げ疲労試験結果

およびキレツ発生から破断までの変化をみたものであるが、この実験では平均応力の影響はあまりないようである。 $\sigma_m = 4 \text{ kg/mm}^2$ は実物プロペラに働く平均応力を想定して決めた値である。

一方、図 17 は同材料における回転曲げ試験片の S-N 曲線を示すが、この場合は、文献¹⁸⁾の大形試験片 80φ は小形のものに比べて 3 割近い疲労限の低下が認められる。このように負荷方法とかす法によって S-N 曲線が変わるので、厳密なことをいえば実物の疲労試験を行わなければならないことになるが、これは不可能に近い問題で、できるだけ実物に近い環境状態での S-N 曲線より推定せざるを得ないのが現状である。

特に、長期における海水中の腐食およびキャビテーション、電食等を考慮した腐食材の疲労および腐食疲労試験が必要であろう。

5. 疲労寿命算出と今後の問題点について

応力ひん度が推定され、材料の S-N 曲線がわかれば疲労寿命を算出することができる。

しかしながら、疲労寿命の算出についてはいろいろの方法⁸⁾があり、プロペラの強度についてもいろいろの問題点があるので、考え方および今後の問題点について述べる。

5.1 従来の考え方 表 3 は、

表 3 応力測定実施一覧表

船 名	おうすとらりあんしいうだあ	箱 根 丸	汐 路 丸	S. S Michigan	T. T Golar Nichu	42,000 Ton タンカー
プロペラ形式	CPP	FPP	FPP	FPP	FPP	FPP
材 質	Ni Al BC	Ni Al BC	Mn BC	ABS-5	SR-4 (13%Cr)	
抗 張 力 σ_B	72.8 kg/mm ²	68.9~53.6	$\sigma_T = 53.9 \sim 54.6$	$\sigma_B = 63.3, \sigma_S = 28.1$		$\sigma_S = 27$
疲 勞 限 σ_w	16.0 kg/mm ²	16.6~12.9 (腐食)				15
平 均 応 力 max	4.0 kg/mm ²	6.4, $\sigma_{mean} \propto N^{1.5}$	4.15	8.0, $\sigma_{mean} \propto N^{2.0}$	5.8	5.0
変 動 応 力	$\pm 2.0 \text{ kg/mm}^2$	± 2.3	± 2.05	± 4.22	± 2.2	± 5.0
過 渡 状 態 (荒天, その他)	$\sigma_{max} = \pm 6.1 \text{ kg/mm}^2$ クラッシュアスターン 3.35 $\pm$ 2.75 (1.5 倍)	10~23 増 (2~3 倍)				
測 定 点	0.4R	0.3	0.3	0.25	0.5	0.25
回 転 数	130 rpm	115	380	106	90	102
実 施 元	川 重	SR126 三 菱	SR31 石川島		N. V	
実 施 年 月	S45-8	S47-8	S32-7	S45-4	S45-11	—

図 18 耐久限度線図

過去の実船計測結果を一覧表にまとめたもので、材料の疲労限は 13~16 kg/mm² 程度であるから、平均応力と変動応力を耐久限度線図上に書くと図 18 のように十分安全との結論となる。

5.2 修正マイナー則やコルテン・ドーラン則を用いて修正する方法⁸⁾ この方法は図 19 のように計算寿命を実寿命にあわせるために考えられたもので、

図 19 S-N 曲線の修正法

図 20 応力ひん度と S-N 曲線

表 4 寿命計算例

	図 20 の場合		図 15(a) の場合	
	S-N' 曲線 (Miner 則)	修正 Miner 則	S-N' 曲線 (Miner 則)	修正 Miner 則
$\sum \left(\frac{n_i}{N_i} \right)$	0	5.52×10^{-2}	0	3.0×10^{-6}
航海数	∞	18	∞	3.3×10^6

図 20 に示した片対数の表示方法を使う限りでは、キズ入りまでの説明をするためにはマイナー則では寿命はあわなく、修正マイナー則をとらなければ寿命の説明⁷⁾ ができない。

また、図 15(a), (b) のような両対数の表示をとる場合には、修正マイナー則では説明できなく、コルテン・ドーラン則をとらなければキズ入りの説明ができない。

さらに、応力ひん度の読み取り法により応力ひん度曲線は変化するが、図 15(b) についていえば最大応力 12.5 kg/mm² となるので、キレン発生に対する疲労限 13 kg/mm² にほぼ近い応力となる。

このことは重要な意味を持っており、 $(\sigma_1 + \sigma_2) > \sigma_w$ の時にはあまり問題はないが、 $(\sigma_1 + \sigma_2) < \sigma_w$ 、 $r(\sigma_1 + \sigma_2) > \sigma_w$ の時には異なる。ここでは、 σ_w は疲労限を示す。修正マイナー則の適用が実験的に実証されているのは、現在のところ変動荷重疲労試験^{10), 14)} を行なって、 $\sigma_{max} > \sigma_w$ の時であることから、考え方の上で差がある。

すなわち、 $r(\sigma_1 + \sigma_2) > \sigma_w$ の時には $\sigma_{max} > \sigma_w$ であるから修正マイナー則を適用してもよいことが理解できるが、 $(\sigma_1 + \sigma_2) < \sigma_w$ の時には、修正マイナー則を適用してよいかどうかは今後の研究課題である。

したがって、上記のような裏付けとなる資料を得るための変動荷重^{18), 19), 17)}、重畳波形^{18), 19)}、腐食^{20), 21)}、温度変動²²⁾、平均応力の変動^{12), 25)}、応力ひん度読み取り法^{8), 23), 24)}、等を考慮した研究が進められており、特に腐食環境下での変動荷重における実験結果の提出が待たれる。

5.3 寿命計算例 従来多くの S-N 曲線は、応力 S の取り方が面倒なので、S-log N 曲線を用いていたが、疲労限より下の応力ひん度が多い時には、図 15(a), (b) のような log S-log N 曲線を用いるのと、図 20 のような S-log N 曲線を用いるのとでは疲労寿命の計算結果はかなり異なる。

表 4 に図 15(a) と図 20 について寿命計算した例を示す。これより今回は図 20 のキズ入りまでの S-N' 曲線について修正マイナー則をとって計算した寿命が実寿命に比較的良好に合っている。

6. 結 言

プロペラの応力測定から応力ひん度を推定し、材料の疲労試験結果との比較から寿命を計算する場合、いろいろの方法があり、当然のことながら、いずれの方法を用いるかによって得られる結果が著しく異なる。

この種の研究については、今後の課題であるが、当面の解決策として、筆者らはプロペラに限らず他の機械構造物についても機会あるごとに応力測定を行なうとともに、事故例のあるものはそれを整理し、また、数多くの実験室的な疲労試験を行ない、さらに波形の読み取り法などを考慮して、便宜的に実例にあうような $S-N$ 曲線²³⁾を求めている。

今後ますます機械構造物の疲労強度に対する安全性の問題が厳しく要求されるようになるであろうが、疲労寿命をいかに算出するかということが研究分野の一つとして重要なものとなってくると思われる。

このような意味で、本報が少しでも関係者各位の参考になれば幸いである。

文 献

- 1) 日本造船研究協会報告; No. 28, (1959)
- 2) F. J. Dashnaw, F. E. Reed; Marine Technology, Vol. 8, No. 4, p. 486, (1971)
- 3) T. Sontvedt, P. Johansson, B. Murgaas, B. Vaage; The Roy. Ins. of Nav. Arc. Sym. No. 15, (1973)
- 4) Ir. R. Wereldsma; I. S. P., Vol. 11, No. 113, p. 3, (1964)
- 5) K. Watanabe, N. Hieda, T. Sasajima, T. Matsuo; I. S. M. E, Tokyo '73(1973)
- 6) 渡辺, 船川, 馬越, 堀川, 山本; 関西造船協会誌, No. 141, p. 25, (1971)
- 7) 中村, 船川, 馬越, 堀川, 鎌田, 山本; 機講論, No. 710-1, p. 197, (1971)
- 8) 中村, 田中; “機械の疲れ寿命算出法” 養賢堂, (1972)
- 9) 高橋; 機誌, Vol. 73, No. 621, p. 133, (1970)
- 10) 中村, 堀川, 山地; 機論, Vol. 39, No. 318, p. 472, (1973)
- 11) 中村, 馬越, 堀川; 機講論, No. 724-8, p. 58, (1972)
- 12) 堀川, 中村; 材料学会第23期学術講演会前刷, p. 17, (1974)
- 13) 日本造船研究協会資料; No. 172, (1973)
- 14) 機械学会関西支部シンポジウム; 長寿命疲れ強さ資料, (1972)
- 15) 中村, 堀川; 機論, Vol. 36, No. 287, p. 1059, (1970)
- 16) 鎌田, 岡田, 中村, 堀川; 機講論, No. 710-9, p. 101, (1971)
- 17) 中村, 堀川, 田中; 機論, Vol. 38, No. 308, p. 683, (1972)
- 18) 中村, 堀川, 鎌田; 機誌, Vol. 75, No. 637, p. 207, (1972)
- 19) 堀川, 中村, 鎌田; 機論, Vol. 40, No. 333, p. 1249, (1974)
- 20) 中村, 岡崎, 堀川; 材料, Vol. 21, No. 231, p. 20, (1972)
- 21) 岡崎, 中村; 材料, Vol. 24, No. 256, p. 14, (1975)
- 22) 鎌田, 中村; 第16回材料研究連合講演会前刷, p. 207, (1972)
- 23) 中村, 馬越, 堀川, 岡崎; 材料, Vol. 24, No. 256, p. 9, (1975)
- 24) 馬越; N. D. I, 第7回応力・ひずみ測定シンポジウム前刷, (1975)
- 25) 堀川, 中村; 関西造船協会誌, No. 155, p. 151, (1974)
- 26) 日本造船研究協会報告, No. 61, p. 53, (1967)
- 27) 渡辺, 稗田, 笹島, 松尾; 船用機関学会誌, Vol. 9, No. 12, p. 39, (1974)

〔質 疑 応 答〕

質問者 日本海事協会 星野次郎

〔質問〕 船舶用プロペラの折損は、翼先端部の小欠陥を除けば極めて低率であり、折損例は翼根部の溶接補修または、鋳造欠陥等の材料強度の異常な低下による場合に限られている。実働応力状態を統計的処理して、疲労寿命を推定する方法は、材料強度の“ばらつき”が少ない場合には実用性があるが、プロペラ材のように強度的な“ばらつき”が大きい場合には、強度を統計量として扱い、破壊確率を推定すべきものと考ええる。

〔回答〕 ご指摘のあった通りだと思います。しかし、プロペラの強度を統計量として扱い破壊確率を考えるには、現状では応力測定のデータ、疲労試験のデータがまだまだ不足しておるように思います。したがって、今後はご指摘のあった方針にそった研究を進めるべく資料の集収に努めたいと考えております。