

(19)日本国特許庁 ( J P )

(12)特許公報 ( B 2 )

(11)特許番号

特許第3151484号

( P 3 1 5 1 4 8 4 )

(45)発行日 平成13年 4 月 3 日 (2001.4.3)

(24)登録日 平成13年 1 月 26 日 (2001.1.26)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

B63H 1/26

B63H 1/26

A

1/18

1/18

請求項の数 1 (全 6 頁)

(21)出願番号 特願平10 - 265758

(22)出願日 平成10年 9 月 4 日 (1998.9.4)

(65)公開番号 特開2000 - 79897 ( P 2000 - 79897 A )

(43)公開日 平成12年 3 月 21 日 (2000.3.21)

審査請求日 平成10年 9 月 4 日 (1998.9.4)

前置審査

(73)特許権者 390014306  
防衛庁技術研究本部長  
東京都新宿区市谷本村町 5 番 1 号

(73)特許権者 000002107  
住友重機械工業株式会社  
東京都品川区北品川五丁目 9 番 11 号

(72)発明者 佐藤 隆一  
神奈川県横浜市金沢区富岡西 5 - 30 - 27

(72)発明者 佐々木 紀幸  
神奈川県横須賀市夏島町19番地 住友重  
機械工業株式会社 横須賀造船所内

(74)代理人 100079360  
弁理士 池澤 寛

審査官 山内 康明

最終頁に続く

(54)【発明の名称】プロペラ

1

(57)【特許請求の範囲】

【請求項 1】 回転軸と、  
この回転軸の中心からの半径 R、およびこの回転軸を中心とした回転方向の断面における最大厚さ T を有するプロペラ本体をこの回転軸のまわりに複数本備えたプロペラであって、  
前記プロペラ本体について、  
前記回転軸の中心から  $0.7R \sim 0.9R$  の間隔範囲にある第 1 の領域において、前記回転軸を中心とした回転方向の断面における前記プロペラ本体の前縁部の半径を

$0.01 \ r / T \ 0.02$

とし、

前記回転軸の中心から所定の間隔範囲にある第 2 の領域において、前記回転軸を中心とした回転方向の断面にお

2

ける前記プロペラ本体の後縁部の厚さを t としたときに、

$0.05 \ t / T \ 0.10$

としたことを特徴とするプロペラ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はプロペラにかかると、とくに回転によるキャビテーションの発生に起因する船体の振動や騒音を低減可能なプロペラに関するものである。

【0002】

【従来の技術】図 7 は、従来からの船体 1 の側面図、図 8 は、同、船体 1 の進行方向後ろ側から見た説明図で、船体 1 の振動や騒音は、とくにプロペラ 2 によって起こされるが、これらを低減させるためには、プロペラ 2 の

回転数の低減を図ること、およびプロペラ 2 と船体 1 との間のクリアランス、すなわち船体進行方向におけるクリアランスおよびプロペラ 2 の回転面内におけるプロペラ直上部船体 1 A との間のクリアランスの増加を図ること、などが有効である。なおプロペラ 2 は、その回転軸 3 (ボス)、および回転軸 3 に固定した複数本のプロペラ本体 4 を有する。しかしながら、プロペラ 2 の回転数を低減させると、その回転軸 3 の中心からの最適なプロペラ 2 の直径が大きくなり、船体 1 との間のクリアランスが減少し、水圧その他の変動を受けやすくなってしま

【0003】図 9 は、馬力係数  $B_p$  および直径係数  $C_d$  により整理された最適設計チャート図 ( $B_p - C_d$  チャート図) であって、このチャート図から、キャビテーションが発生しないプロペラ 2 の最適な直径  $D$  を求めることができる。プロペラ 2 の一回転で前進するらせん距離を  $H$ 、回転軸 3 の中心からのプロペラ 2 の直径を  $D$ 、プロペラ 2 の回転数を  $N$ 、伝達馬力を  $P$ 、プロペラ 2 の前進速度を  $V$  とし、直径係数  $C_d = N \cdot D / V$ 、ピッチ比を  $H / D$ 、馬力係数  $B_p = N \cdot P^{0.5} / V^{2.5}$ 、プロペラ効率  $\eta$  とすると、図示のように、プロペラ効率  $\eta$  および直径係数  $C_d$  が一定の条件において、プロペラ本体 4 の前進面 4 F C にキャビテーションが発生する範囲 I および後進面 4 B K にキャビテーションが発生する範囲 II は、最適値範囲 III のグラフ下部および上部にそれぞれ位置する。なお図 7 に示すように、プロペラ本体 4 の前進面 4 F C とは、船体 1 の進行方向後ろ側の面であり、後進面 4 B K とは、船体 1 の進行方向前側の面である。

【0004】しかしながら、プロペラ 2 を設計するにあたって、船体 1 のエンジンの馬力 (上記伝達馬力  $P$  に相当) あるいは船速 (上記前進速度  $V$  に相当) は初期条件として与えられるもので、これらの初期条件の制約の上で、さらに直径係数  $C_d$  およびプロペラ効率  $\eta$  を考慮して、プロペラ 2 の回転数  $N$  や直径  $D$  を選択してゆくが、その選択によりこの最適値範囲 III を逸脱すると、プロペラ 2 のプロペラ効率  $\eta$  やキャビテーション性能ないし振動特性あるいは騒音特性が悪化するという問題がある。

【0005】たとえば図 9 中、点 Q 1 は、最適値範囲 III 内における、より高回転のプロペラであり、点 Q 2 は、最適値範囲 III 内における、より低回転かつ大直径のプロペラで、点 Q 3 は、後進面 4 B K にキャビテーションが発生する範囲 II における、より低回転であって点 Q 1 と同直径のプロペラをそれぞれ示す。既述のように、キャビテーションを抑制するために、プロペラ 2 の直径  $D$  を維持したままで低回転化すると、プロペラ 2 の特性としてはグラフ中の点 Q 2 から点 Q 3 となって、高ピッチの (すなわち、プロペラ 2 の一回転で前進するらせん距離が大きな) プロペラ 2 にせざるを得なくなり、この場合プロペラ 2 に衝突する流体に対するプロペ

ラ本体 4 の迎え角が過大となり、プロペラ効率  $\eta$  の低下、かつキャビテーションが発生してしまうという問題がある。

【0006】図 10 は、回転軸 3 を中心とした回転方向の断面におけるプロペラ本体 4 の断面長さに対する後進面 4 B K の圧力係数  $C_p$  の関係を示すグラフであり、上述のように迎え角が大きくなると、圧力係数  $C_p$  が過大となる部分が後進面 4 B K に発生し、圧力係数  $C_p$  がキャビテーション指数  $C_p \cdot C_d$  をこえたプロペラ本体 4 の部分、たとえばその前縁部 4 A のとくに後進面 4 B K 側において、キャビテーションが発生し、振動および騒音の問題を生ずることになる。すなわち、プロペラ 2 としてのピッチが大きくなると迎え角が大きくなり、直径  $D$  が同じであっても、キャビテーションが発生しやすくなってしま

【0007】

【発明が解決しようとする課題】本発明は以上のような諸問題にかんがみみなされたもので、回転にともなって発生するキャビテーションを抑制し、船体の振動および騒音を低減することができるプロペラを提供することを課題とする。

【0008】また本発明は、低回転としても、プロペラ本体の直径を大きくする必要がないプロペラを提供することを課題とする。

【0009】また本発明は、キャビテーションを抑制するように低回転化してもプロペラ効率を低下させることがないプロペラを提供することを課題とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】すなわち本発明は、プロペラ本体の翼型を工夫すること、プロペラの直径を従来と同等に維持したまま低回転化すること、具体的には、プロペラ本体の所定領域 (第 1 の領域) においてその前縁部の半径を従来より小さくすること、および他の所定領域 (第 2 の領域) においてプロペラ本体の後縁部の厚さを従来より厚くすること (あるいは後縁部を短く切除すること)、さらには最適設計チャート図 ( $B_p - C_d$  チャート図) において最適値範囲をグラフの上方に移行することに着目したもので、回転軸と、この回転軸の中心からの半径  $R$ 、およびこの回転軸を中心とした回転方向の断面における最大厚さ  $T$  を有するプロペラ本体をこの回転軸のまわりに複数本備えたプロペラであって、上記プロペラ本体について、上記回転軸の中心から  $0.7R \sim 0.9R$  の間隔範囲にある第 1 の領域において、上記回転軸を中心とした回転方向の断面における上記プロペラ本体の前縁部の半径を  $r$  としたときに、 $0.01 \leq r / T \leq 0.02$  とし、上記回転軸の中心から所定の間隔範囲 (全範囲あるいは少なくとも一部の範囲) にある第 2 の領域において、上記回転軸を中心とした回転方向の断面における上記プロペラ本体の後縁部の厚さを  $t$  としたときに、 $0.05 \leq t / T \leq 0.10$  としたことを特

徴とするプロペラである。なお、上記第 2 の領域としては、上記回転軸の中心から所定の間隔範囲であればよく、たとえば、上記回転軸の周面から  $0.5R$  の間隔範囲にある領域、あるいは上記回転軸の中心から  $0.7R \sim 0.9R$  の間隔範囲にある領域などその他の少なくとも一部の範囲にある領域はもちろん、プロペラ本体の全範囲にわたる領域であってもよい。

【0011】当該プロペラの一回転で前進するらせん距離を  $H$ 、上記回転軸の中心からの当該プロペラの直径を  $D$ 、プロペラ回転数を  $N$ 、伝達馬力を  $P$ 、プロペラ前進速度を  $V$  とし、直径係数  $= N \cdot D / V$ 、ピッチ比を  $H / D$ 、馬力係数  $B_p = N \cdot P^{0.5} / V^{2.5}$  としたときに、この馬力係数  $B_p$  に対する上記ピッチ比  $H / D$  の関係を示すグラフにおいて、当該プロペラの直径  $D$  を適正に設定する範囲を、上記プロペラ回転数  $N$  を一定としても上記直径係数が小さくなる範囲に移行させることができる。

【0012】本発明によるプロペラは、船体に取り付ける場合はもちろん、スクリュウ式によるすべての推進装置に適用可能であり、ポンプなどのインペラーなどにも応用可能である。

【0013】本発明によるプロペラにおいては、プロペラ本体の所定領域（第 1 の領域、すなわち回転軸の中心から  $0.7R \sim 0.9R$  の間隔範囲）において、プロペラ本体の前縁部の半径  $r$  について最大厚さ  $T$  に対し、 $0.01 \leq r / T \leq 0.02$  として半径  $r$  を従来より小さくするとともに、他の少なくとも一部の範囲あるいは全範囲にある所定領域（第 2 の領域、たとえば回転軸の周面から  $0.5R$  の間隔範囲）において、プロペラ本体の後縁部の厚さ  $t$  について最大厚さ  $T$  に対し、 $0.05 \leq t / T \leq 0.10$  として厚さ  $t$  を従来より厚くすること（あるいは後縁部を短く切除すること）としたので、プロペラ本体の翼型のキャンバー（翼型中心線の反り）を、従来の図 10 とは異なり、図 6（あるいは図 2、図 3）のように変更して流れに対する有効迎え角を減少させるとともに、迎え角減少による揚力の減少分を、キャンバーの変更による揚力の増加により、補うようにしたので、直径を従来と同等に維持したままで、所定の効率を確保可能で、キャビテーション性能の悪化を抑制することができる。したがって、直径が小さく、効率が高く、変動水圧が小さいとともに、キャビテーションを有効に抑制して、船体の振動および騒音を小さくし、コストの削減が可能なプロペラとすることができる。

【0014】

【発明の実施の形態】つぎに本発明の実施の形態によるプロペラ 10 を図 1 ないし図 6 にもとづき説明する。ただし、図 7 ないし図 10 と同様の部分には同一符号を付し、その詳述はこれを省略する。図 1 は、プロペラ 10 のプロペラ本体 11 の回転軸 3（ボス）軸方向からみた正面図、図 2 は、同、回転軸 3 を中心とした回転方向の

断面におけるプロペラ本体 11 の第 1 の領域 11A における断面図、図 3 は、同、プロペラ本体 11 の第 2 の領域 11C における断面図である。プロペラ本体 11 の半径を  $R$ 、最大厚さを  $T$  とすると、プロペラ本体 11 において、第 1 の領域 11A は  $0.7R \sim 0.9R$  の間隔範囲にあって、第 1 の領域 11A におけるプロペラ本体 11 の前縁部 11B の半径を  $r$ （図 2）としたときに、 $0.01 \leq r / T \leq 0.02$

としてある。さらにプロペラ本体 11 において、第 2 の領域 11C は回転軸 3（ボス）の周面から  $0.5R$  の間隔範囲にあって、第 2 の領域 11C におけるプロペラ本体 11 の後縁部 11D の厚さを  $t$ （図 3）としたときに、

$$0.05 \leq t / T \leq 0.10$$

としてある。

【0015】こうした構成のプロペラ 10 において、図 2 および図 3 に示すように、プロペラ本体 11 のキャンバーラインを第 1 の領域 11A および第 2 の領域 11C において、従来のプロペラ本体 4 とは異なるようにしたので、キャビテーションを抑制するためにこれを低回転化しても、その直径  $D$  を大きくする必要がないようにすることができる。すなわち、図 4 は、プロペラ本体 11 の翼数に対する  $(B_p)^{1/2}$ 、直径係数（従来）および直径係数（本発明）を示すグラフであって、すべての翼数において直径係数を従来に比較して小さく維持していることがわかる。

【0016】図 5 は、図 9 と同様の、ただし、本発明によるプロペラ 11 に関する馬力係数  $(B_p)$  および直径係数により整理された最適設計チャート図（ $B_p$ -チャート図）で、プロペラ効率 および直径係数が一定の条件において、プロペラ本体 11 の前進面 11FC にキャビテーションが発生する範囲 I、および後進面 11BK にキャビテーションが発生する範囲 II に対して最適値範囲 III が、図 9 の従来の場合に比較して、上方に移行しており、低回転化しても直径を大きくすることなく所定のプロペラ効率を維持し、かつキャビテーションを発生せずして、振動および騒音も抑制することができる。たとえば図 5 中、点 Q1 は、最適値範囲 III 内における、より高回転のプロペラであり、点 Q2 は、最適値範囲 III 内における、より低回転かつ大直径のプロペラであり、点 Q3 は、キャビテーションが発生しない最適値範囲 III 内における、より低回転であって点 Q1 と同直径のプロペラをそれぞれ示す。

【0017】図 6 は、図 10 と同様の、回転軸 3 を中心とした回転方向の断面におけるプロペラ本体 11 の断面長さに対する圧力係数  $C_p$  の関係を示すグラフであって、圧力係数  $C_p$  はプロペラ本体 11 の長さ全体にわたってキャビテーション指数をこえることがなく、キャビテーションが発生しないことがわかる。

【0018】

10

20

30

40

50

【発明の効果】以上のように本発明によれば、プロペラ本体の翼型について、 $r/T$ の値を従来より小さくして  $0.01 < r/T < 0.02$  とし、 $t/T$ の値を従来より大きくしておよび  $0.05 < t/T < 0.10$  となるようにしたので、低回転化することによりキャビテーションの発生を抑制しても、その直径を大きくすることなく、効率の良好なプロペラとすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施の形態によるプロペラ 10 における、プロペラ本体 11 の回転軸 3（ボス）軸方向からみた正面図である。

【図 2】同、回転軸 3 を中心とした回転方向の断面におけるプロペラ本体 11 の第 1 の領域 11 A における断面図である。

【図 3】同、回転軸 3 を中心とした回転方向の断面におけるプロペラ本体 11 の第 2 の領域 11 C における断面図である。

【図 4】同、プロペラ本体 11 の翼数に対する  $(Bp)^{1/2}$ 、直径係数（従来）および直径係数（本発明）を示すグラフである。

【図 5】同、図 9 と同様の、ただし、本発明によるプロペラ 11 に関する馬力係数  $(Bp)$  および直径係数により整理された最適設計チャート図  $(Bp - \text{チャート図})$  である。

【図 6】同、図 10 と同様の、回転軸 3 を中心とした回転方向の断面におけるプロペラ本体 11 の断面長さに対する圧力係数  $Cp$  の関係を示すグラフである。

【図 7】従来からの船体 1 の側面図である。

【図 8】同、船体 1 の進行方向後ろ側から見た説明図である。

【図 9】同、馬力係数  $Bp$  および直径係数により整理された最適設計チャート図  $(Bp - \text{チャート図})$  である。

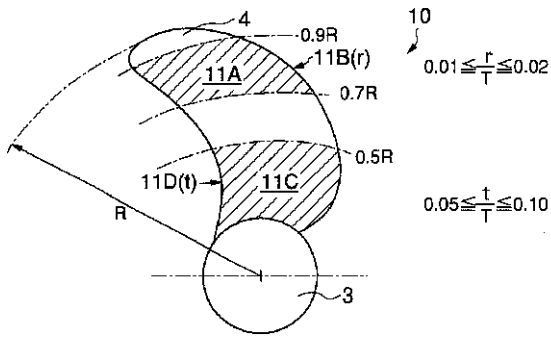
【図 10】同、回転軸 3 を中心とした回転方向の断面におけるプロペラ本体 4 の断面長さに対する後進面 B K の圧力係数  $Cp$  の関係を示すグラフである。

【符号の説明】

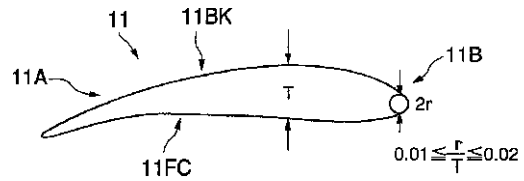
- 1 船体（図 7）
- 1 A プロペラ 2 の回転面内における船体 1 のプロペラ直上部船体
- 2 プロペラ
- 3 回転軸（ボス）
- 4 プロペラ本体

- 4 F C プロペラ本体 4 の前進面
- 4 B K プロペラ本体 4 の後進面
- 4 A プロペラ本体 4 の前縁部（図 10）
- 10 10 プロペラ（実施の形態、図 1）
- 11 プロペラ本体
- 11 A プロペラ本体 11 の第 1 の領域
- 11 B プロペラ本体 11 の第 1 の領域 11 A における前縁部
- 11 C プロペラ本体 11 の第 2 の領域
- 10 11 D プロペラ本体 11 の第 2 の領域 11 C における後縁部
- 11 F C プロペラ本体 11 の前進面
- 11 B K プロペラ本体 11 の後進面
- R 回転軸 3 の中心からの半径（図 1）
- T 回転軸 3 を中心とした回転方向の断面における最大厚さ（図 2、図 3）
- r 回転軸 3 を中心とした回転方向の断面におけるプロペラ本体 11 の前縁部 11 B の半径（図 2）
- t 回転軸 3 を中心とした回転方向の断面におけるプロペラ本体 11 の後縁部 11 D の厚さ（図 3）
- 20 H プロペラ 10 の一回転で前進するらせん距離（図 5、図 9）
- D 回転軸 3 の中心からのプロペラ 10 の直径（図 5、図 8、図 9）
- N プロペラ回転数（図 5、図 9）
- P 伝達馬力（図 5、図 9）
- V プロペラ前進速度（図 5、図 9）
- 直径係数  $(= N \cdot D / V)$ （図 5、図 9）
- プロペラ効率（図 5、図 9）
- 30 キャビテーション指数（図 6、図 10）
- H/D ピッチ比（図 5、図 9）
- Bp 馬力係数  $(Bp = N \cdot P^{0.5} / V^{2.5})$ （図 5、図 9）
- Q1 最適値範囲 I I I 内における、より高回転のプロペラを示す点（図 5、図 9）
- Q2 最適値範囲 I I I 内における、より低回転かつ大直径のプロペラを示す点（図 5、図 9）
- Q3（図 9 中）後進面 4 B K にキャビテーションが発生する範囲 I I 内における、より低回転であって点 Q1 と同直径のプロペラを示す点
- 40 （図 5 中）キャビテーションが発生しない最適値範囲 I I I 内における、より低回転であって点 Q1 と同直径のプロペラを示す点

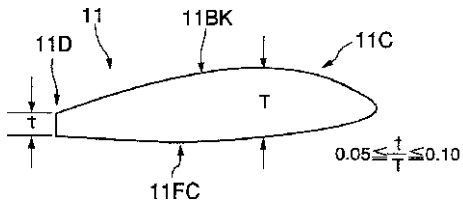
【図 1】



【図 2】



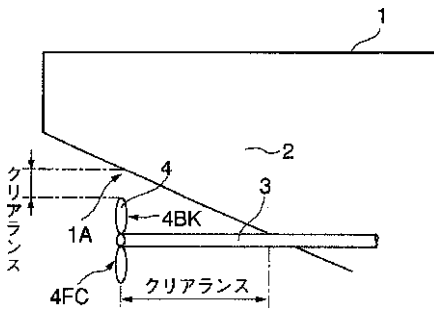
【図 3】



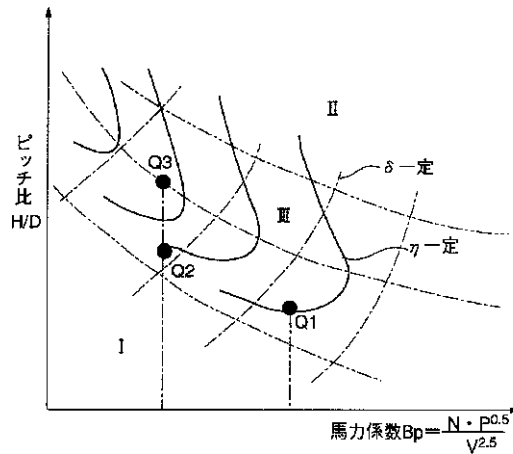
【図 4】

翼数	$\sqrt{BP}$	直径係数 $\delta$ (従来)	直径係数 $\delta$ (本発明)
3翼	3	36~38	32~34
	6	69~72	63~67
	9	96~109	87~95
4翼	3	35~37	31~33
	6	65~72	61~64
	9	93~108	85~91
5翼	3	35~36	31~33
	6	65~66	59~63
	9	92~95	84~90

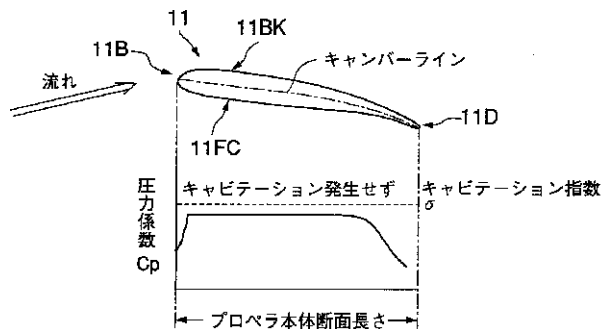
【図 7】



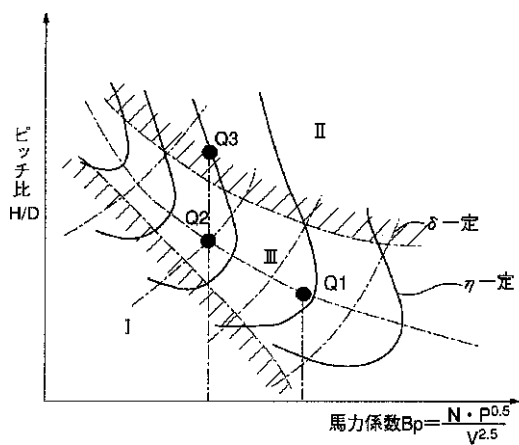
【図 5】



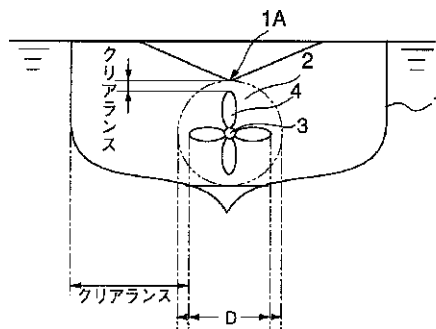
【図 6】



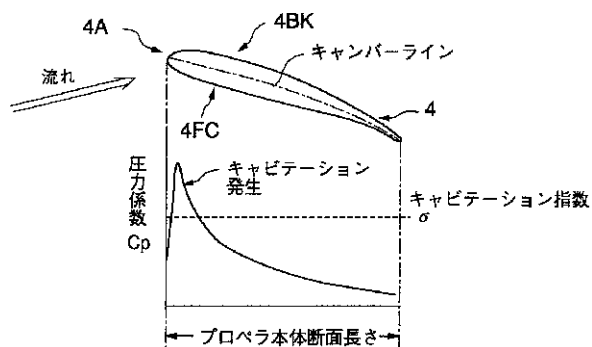
【図 9】



【図 8】



【図 10】



フロントページの続き

- (56) 参考文献 特公 昭61 - 14996 ( J P , B 2 )
- 特公 平 2 - 32193 ( J P , B 2 )

(58) 調査した分野 (Int.Cl.<sup>7</sup>, D B 名)

- B63H 1/18
- B63H 1/26