

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000 - 79897

(P 2 0 0 0 - 7 9 8 9 7 A)

(43)公開日 平成12年3月21日(2000.3.21)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マコード [*] (参考)
B63H 1/26		B63H 1/26	D
	1/18	1/18	

審査請求 有 請求項の数 2 F D (全6頁)

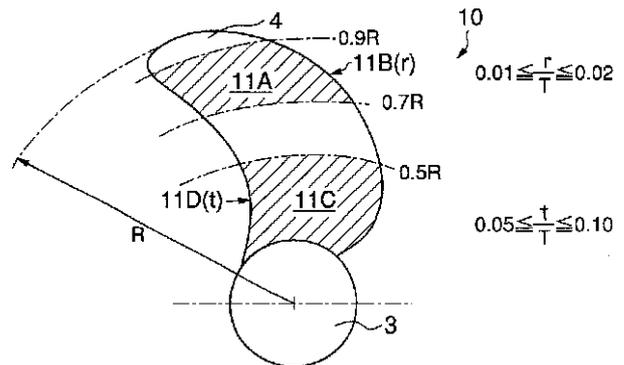
(21)出願番号	特願平10 - 265758	(71)出願人	390014306 防衛庁技術研究本部長 東京都世田谷区池尻1丁目2番24号
(22)出願日	平成10年9月4日(1998.9.4)	(71)出願人	000002107 住友重機械工業株式会社 東京都品川区北品川五丁目9番11号
		(72)発明者	佐藤 隆一 神奈川県横浜市金沢区富岡西5 - 30 - 27
		(72)発明者	佐々木 紀幸 神奈川県横須賀市夏島町19番地 住友重機械工業株式会社横須賀造船所内
		(74)代理人	100079360 弁理士 池澤 寛

(54) 【発明の名称】プロペラ

(57) 【要約】

【課題】 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し、低回転としても、プロペラ本体11の直径を大きくする必要がなく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。

【解決手段】 プロペラ本体11の翼型を工夫し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、プロペラ本体11の第1の領域11Aにおいて前縁部11Bの半径rを従来より小さくすること、および第2の領域11Cにおいて後縁部11Dの厚さtを従来より厚くすること(後縁部11Dを短く切除すること)に着目したもので、半径Rおよび最大厚さTを有するプロペラ本体11について、 $0.7R \sim 0.9R$ の第1の領域11Aにおいて、 $0.01 \leq r/T \leq 0.02$ とし、回転軸3の中心から所定範囲の第2の領域11Cにおいて、 $0.05 \leq t/T \leq 0.10$ としたことを特徴とする。



【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 r としたときに、

$$0.01 \leq r / T \leq 0.02$$

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、

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

としたことを特徴とするプロペラ。

【請求項 2】 当該プロペラの一回転で前進するらせん距離を H、前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 に対する前記ピッチ比 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、前記プロペラ回転数 N を一定としても前記直径係数が小さくなる範囲に移行させたことを特徴とする請求項 1 記載のプロペラ。

【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もので、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ふという問題がある。

【0003】図 9 は、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 $= N \cdot D / V$ 、ピッチ比を H / D 、馬力係数 $B_p = N \cdot P^{0.5} / V^{2.5}$ 、プロペラ効率を η とすると、図示のように、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 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 の進行方向後側側の面であり、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、さらに直径係数およびプロペラ効率を考慮して、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 2 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 K_c 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ふという問題がある。

【 0 0 0 7 】

【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。

【 0 0 0 8 】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。

【 0 0 0 9 】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。

【 0 0 1 0 】

【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 - 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。

【 0 0 1 1 】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。

【 0 0 1 2 】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、スクリュー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。

【 0 0 1 3 】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、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、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。

【 0 0 1 4 】

【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 11 A における断面図、図 3 は、同、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。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 11 A は $0.7R \sim 0.9R$ の間隔範囲にあって、第 1 の領域 11 A におけるプロペラ本体 11 の前縁部 11 B 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 のキャンパーラインを第 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 $(Bp)^{1/2}$ 、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 (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 - 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、後進面 11BK 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 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 Cp の関係を示すグラフであって、圧力係数 Cp 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】

【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 $0.01 \leq r/T \leq 0.02$ とし、 t/T の値を従来より大きくしておよび $0.05 \leq t/T \leq 0.10$ 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

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 11A 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 11C 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 - 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 - 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 BK 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)

1A 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 1A

2 プロペラ

3 回転軸 (ボス)

4 プロペラ本体

4FC プロペラ本体 4 の前進面

4BK プロペラ本体 4 の後進面

4A プロペラ本体 4 の前縁部 (図 10)

10 プロペラ (実施の形態、図 1)

11 プロペラ本体

11A プロペラ本体 11 の第 1 の領域

11B プロペラ本体 11 の第 1 の領域 11A における前縁部

11C プロペラ本体 11 の第 2 の領域

11D プロペラ本体 11 の第 2 の領域 11C における後縁部

11FC プロペラ本体 11 の前進面

11BK 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)

7

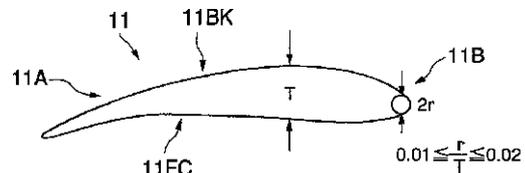
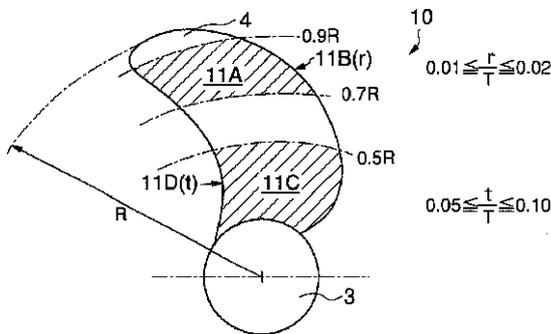
8

- 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 11B 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 11D の厚さ (図 3)
- 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)
- 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 III 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 III 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)
- 10 Q3 後進面 4BK (11BK) にキャビテーションが発生する範囲 I 内における、より低回転であって点 Q と同直径のプロペラを示す点 (図 5、図 9)

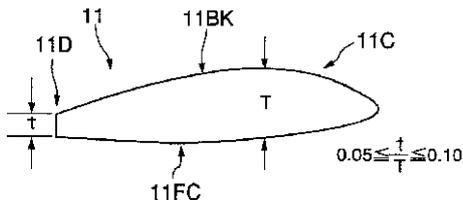
【図 1】

【図 2】



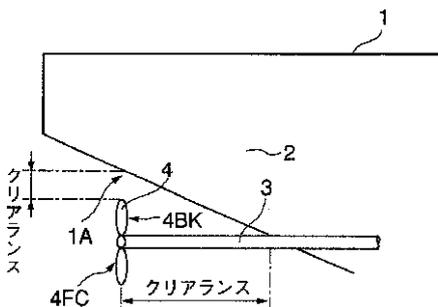
【図 3】

【図 4】

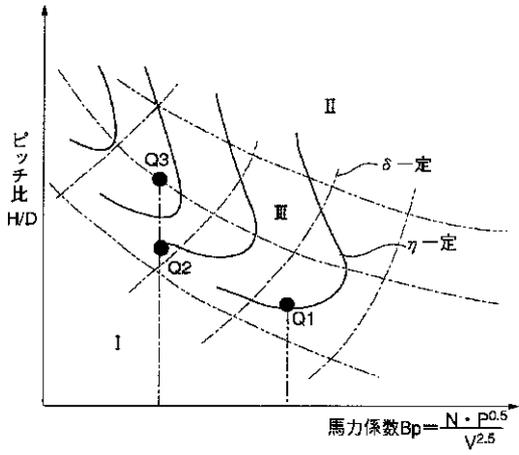


翼数	\sqrt{BP}	直径係数 δ (従来)	直径係数 δ (本発明)
3翼	3	36~38	32~34
	6	69~72	63~67
	9	96~109	87~95
5翼	3	35~37	31~33
	6	65~72	61~64
	9	93~108	85~91
6翼	3	35~36	31~33
	6	65~66	59~63
	9	92~95	84~90

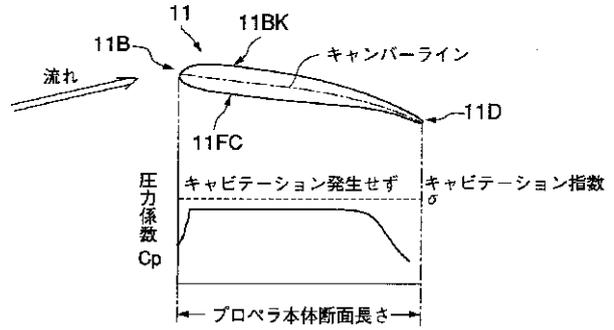
【図 7】



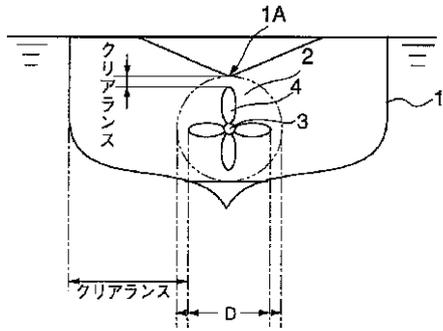
【図 5】



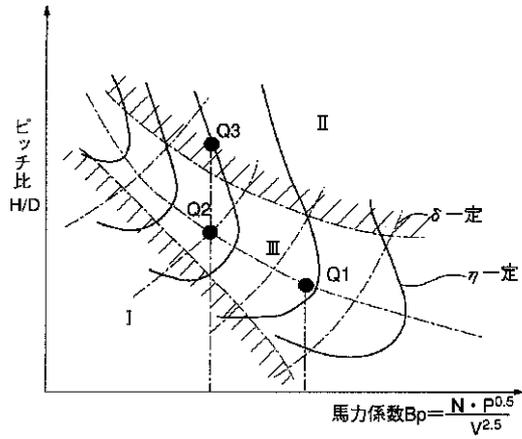
【図 6】



【図 8】



【図 9】



【図 10】

