

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4776333号
(P4776333)

(45) 発行日 平成23年9月21日(2011.9.21)

(24) 登録日 平成23年7月8日(2011.7.8)

(51) Int.Cl. F I
F O 3 B 3/02 (2006.01) F O 3 B 3/02
F O 3 B 3/18 (2006.01) F O 3 B 3/18 Z
 F O 3 B 3/18 A

請求項の数 2 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願2005-308741 (P2005-308741)	(73) 特許権者	000003078
(22) 出願日	平成17年10月24日(2005.10.24)		株式会社東芝
(65) 公開番号	特開2007-113554 (P2007-113554A)		東京都港区芝浦一丁目1番1号
(43) 公開日	平成19年5月10日(2007.5.10)	(74) 代理人	100075812
審査請求日	平成20年2月20日(2008.2.20)		弁理士 吉武 賢次
		(74) 代理人	100091982
			弁理士 永井 浩之
		(74) 代理人	100096895
			弁理士 岡田 淳平
		(74) 代理人	100117787
			弁理士 勝沼 宏仁
		(72) 発明者	手塚 光太郎
			神奈川県横浜市鶴見区末広町2丁目4番地
			株式会社東芝 京浜事業所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 水力機械のガイドベーン及びそのガイドベーンを備えた水力機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

スピンドル軸を回転させて翼の角度を変えることにより、隣接する翼間で形成される開口面積を変化させる水力機械のガイドベーンにおいて、スピンドル軸に直交する任意のガイドベーン翼断面上で、当該ガイドベーンの水車入口端から水車出口端にわたって翼断面の高圧力側翼面と低圧力側断面の双方に外接する円の中心を連ねてなる翼のキャンパーラインに対して、スピンドル軸の中心からおろした垂線と上記キャンパーラインとの交点の最高効率点の50%流量時の位置と、ランナ回転中心との距離を R_g 、前記交点を中心として水車入口端に内接する円弧の半径を L_1 、前記交点を中心として水車出口端に内接する円弧の半径を L_2 、ガイドベーンの枚数を Z_g としたとき、

$$1.05 \leq \frac{2 R_g}{Z_g} \leq L_1 + L_2 \leq 1.125 \frac{2 R_g}{Z_g}$$

を満たすように L_1 、 L_2 、 Z_g 、 R_g を決めたことを特徴とする、水力機械のガイドベーン。

【請求項2】

請求項1に係るガイドベーンを備えたことを特徴とする水力機械。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、水力機械のガイドベーン及びそのガイドベーンを備えた水力機械に関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、図11に示すように、水力機械においてはランナ羽根11の上流側にガイドベーン1が配設され、水車方向流れにおいて上記ガイドベーン1の開度を変化させることでランナへの流量を調整すると同時に、ランナに流入する流れに対して旋回成分すなわち角運動量を付加する働きが行われるようにしてある。ランナ羽根入口および出口における速度ベクトルは図11に示すように、絶対速度 V ・羽根周速度 U ・相対速度 W とすると、 V と U のなす角度（流れ角度）が の速度三角形を形成する（添え字1：水車入口側、2：水車出口側）。今、絶対速度の旋回方向成分を V_u とすると、ランナで出力として取り出されるヘッド（ランナ入口出口間の角運動量の差に相当）は、

$$H = (U_1 \cdot V_{u1} - U_2 \cdot V_{u2}) / g$$

で計算される（非特許文献1参照）。

10

【0003】

同一のランナであれば、入口側の速度分布が決まれば出口側速度分布も一義的に決まり、運転点と速度三角形との間には一対一の対応関係がある。したがってガイドベーン的作用として重要なのは、同一のランナ入口速度三角形を形成する際に、可能な限り小さな損失で実現することである。逆に、同一の損失水頭であっても、流れ角度 を小さくして上式の V_{u1} を大きくすることができればヘッドが増大して、有効落差に対する損失の割合が低減されるため水車効率が向上することになる。

【0004】

ガイドベーン出口における流れを制御する技術としては、流量が少ない運転をする際に、複数あるガイドベーンのうちの一部の開度を大きく、残りのガイドベーンを閉鎖もしくは開度を小さくする制御方法がある（特許文献1参照）。これは、ランナ入口での絶対速度をコントロールすることで、ランナ出口での絶対速度の旋回成分を小さくして、流量の大小に関わらず吸出し管における騒音や振動を抑制することを可能とするものである。また、小流量運転時の水力損失を低減するために、ガイドベーン先端部分の形状を翼のキャンパーラインに対して非対称に形成し、低圧力面側（ランナ側）の曲率半径を高圧力面側（ステーベーン側）よりも大きくしたものなどがある（特許文献2参照）。

20

【特許文献1】特開2003-21039号公報

【特許文献2】特開平10-184523号公報

【非特許文献1】平成3年6月29日 日本工業出版 「ハイドロタービン」

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

上述した特許文献1に記載の水力機械のガイドベーンにおいては、閉鎖したガイドベーン周りでは大きな損失が発生するため効率が低下する問題がある。また特許文献2のガイドベーンでは、水力損失は低減されるもののランナへの旋回成分の付加には効果がない。また前者においても、ランナの入口へは小さな角運動量を付加することを目的としているため、本願で目的とするところとは根本的に異なる。

【0006】

本発明は、このような点に鑑み、小さな水力損失でランナ入口に大きな角運動量を付加することで、運転範囲全域で高効率の運転が可能な水力機械、およびその水力機械用のガイドベーンを得ることを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【0007】

請求項1に係る発明は、スピンドル軸を回転させて翼の角度を変えることにより、隣接する翼間で形成される開口面積を変化させる水力機械のガイドベーンにおいて、スピンドル軸に直交する任意のガイドベーン翼断面上で、当該ガイドベーンの水車入口端から水車出口端にわたって翼断面の高圧力側翼面と低圧力側断面の双方に外接する円の中心を連ねてなる翼のキャンパーラインに対して、スピンドル軸の中心からおろした垂線と上記キャンパーラインとの交点の最高効率点の50%流量時の位置と、ランナ回転中心との距離を

50

R_g 、前記交点を中心として水車入口端に内接する円弧の半径を L_1 、前記交点を中心として水車出口端に内接する円弧の半径を L_2 、ガイドベーンの枚数を Z_g としたとき、 $1.05 \cdot 2 R_g / Z_g \leq L_1 + L_2 \leq 1.125 \cdot 2 R_g / Z_g$ を満たすように L_1 、 L_2 、 Z_g 、 R_g を決めたことを特徴とする。

【0008】

請求項2に係る発明は、水力機械において、請求項1に係るガイドベーンを備えたことを特徴とする。

【発明の効果】

【0009】

本願の各発明は上述のように構成したので、ガイドベーン出口部での旋回成分を増大させることができ、運転範囲全域で高効率の運転を可能とすることができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0010】

以下、本発明に係る水力機械のガイドベーンの一実施形態および各参考例について、図面を参照して説明する。

【0011】

第1参考例

まず、図1～図3を用いて第1参考例を説明する。図1において、ガイドベーン1はスピンドル中心2がピッチサークル3上に配置され、そのスピンドル中心2周りに回転可能としてある。そこで、ガイドベーン1を上記スピンドル中心2の回りに回転させ、その姿勢を変化させると、隣接するガイドベーンとの間で形成される開口面積が変わり、これを調整することで水車の運転点を制御することができる。そのため、ガイドベーン開度がゼロとなるには隣接するガイドベーン1のスピンドル中心2間の距離よりもガイドベーン1の長さの方を長くする必要がある。

20

【0012】

ところで、上記ガイドベーン1の長さを長くするとガイドベーン部での摩擦損失が大きくなる等の問題があるため、従来のガイドベーンでは比較的短めのものが採用されていた。しかし、ガイドベーン1の長さを短く、すなわちガイドベーンのオーバーラップ量を小さくした場合には、ガイドベーン出口での流れ角度を小さくすることが困難で高効率の運転が望めない等の問題がある。

30

【0013】

そこで、本発明の第1参考例では、ガイドベーン枚数を Z_g 、ピッチサークル径を D_g 、スピンドル中心からガイドベーン入口端および出口端までの距離をそれぞれ L_1 、 L_2 としたとき、 $1.05 \cdot D_g / Z_g \leq L_1 + L_2 \leq 1.125 \cdot D_g / Z_g$ を満たすような各パラメータの値を選定したものである。

【0014】

図2は、隣接するガイドベーンのスピンドル中心間の距離 D_g / Z_g に対するガイドベーンの長さ $(L_1 + L_2)$ の比であるガイドベーンオーバーラップ量比率に対するガイドベーン回りの損失を示す図であり、上記ガイドベーンオーバーラップ量比率が1.10程度の時にガイドベーン周りの損失は最低値を示し、1.05以下や1.125を超える範囲では急激に損失が増大する。そこで、本発明においては上記ガイドベーンオーバーラップ量比率を1.05と1.125の範囲となるようにしたものである。

40

【0015】

このように構成された本発明のガイドベーンにおいては、ガイドベーン出口での流れ角度に対するガイドベーン周りの損失水頭を、図3に実線で示すようにすることができ、破線で示す従来のガイドベーンと同一の損失水頭でもガイドベーン出口での流れ角度を小さく、すなわちランナ入口で大きな絶対速度の旋回方向成分を付加することが可能となり、このことは逆に、同一の流れ角度においては損失水頭が低減することができる。前述したとおり、流れ角度が決まればランナ入口で形成される速度三角形が決まり運転状態が決定されることから、本発明によるガイドベーンを用いることで、運転範囲全域で水車効率の

50

向上を図ることが可能となる。

【0016】

一実施形態

図4(a)は本発明の一実施形態を示すガイドベーンを示す図、(b)はそのガイドベーン配置図であり、スピンドル軸に直交する任意のガイドベーン翼断面上で、当該ガイドベーンの水車入口端から水車出口端にわたって翼断面の高圧力側翼面と低圧力側断面の双方に外接する円の中心を連ねてなる翼のキャンパーライン4に対して、スピンドル中心2をそのキャンパーライン4よりも高圧力面側に偏心させたことが形状の上での特徴となっているガイドベーンである。このようなガイドベーン1では、ガイドベーン開度が図4(b)において破線で示す位置に変化した時、スピンドル中心2からキャンパーライン4へおろした垂線とキャンパーライン4との交点の位置5が見かけ上のピッチサークル上の位置5の位置に移動する。そこで、最高効率点の50%流量時(破線で示すガイドベーン)における、スピンドル中心2からキャンパーライン4へおろした垂線とキャンパーライン4との交点5とランナ回転中心との距離を Rg' とすると、

$$1.05 \cdot 2Rg' / Zg \quad L_1 + L_2 \quad 1.125 \cdot 2Rg' / Zg$$

を満たすように各パラメータの値を選定したものである。その結果、第1参考例の場合と同様に、最高効率点の50%流量時を中心としてガイドベーン出口での流れ角度を小さくすることができ、運転範囲全域で水車効率を向上させることができる。

【0017】

第2参考例

図5(a)は従来のガイドベーンの水車速度三角形を示す図、(b)は本発明の第2参考例のガイドベーン、及びそのガイドベーンの水車速度三角形を示す図であり、本第2参考例では、図5(b)に示すように、ガイドベーン1のスピンドル中心2よりも出口側のキャンパーライン4の一部が高圧力面側に凹形状となっている。したがって、図5(a)に示すキャンパーラインが凹となっていない従来のガイドベーンの流れ角度 α_1 に比し、ガイドベーン出口で絶対速度の流れ角度 α_2 が小さくなり、有効に旋回成分を付加することができる。その結果、第1参考例と同様に流れ角度を小さくでき、運転範囲全域で水車効率を向上させることができる。

【0018】

第3参考例

図6は本発明の第3参考例を示す図であり、ガイドベーン1の水車出口高圧力面側の翼面が凹形状に形成されている。しかして、この場合も第2参考例と同様に水の流出方向が上記翼面の凹曲面により水車の回転方向側に偏向され、上記第2参考例と類似の作用及び効果を得ることができる。

【0019】

第4参考例

また、図7は本発明の第4参考例を示す図であり、ガイドベーン1の低圧力面側1aの後端部円弧6'の径が高圧力面側1bの後端部円弧6の径よりも大きく形成されている。したがって、この場合にはガイドベーン1の低圧力面側1aに沿う流れが、破線で示す従来の翼面形状の場合に比し、水車の回転方向側に偏向され、上記第3参考例と同様な作用と効果が生まれて、運転範囲全域で水車効率を向上させることができる。

【0020】

第5参考例

図8は、本発明の第5参考例を示す図であって、(a)はその側面図、(b)は端面図であり、ガイドベーン1の上カバー8側端部と下カバー9側端部に、翼形状最大厚み部で翼断面の高圧力面側と低圧力面側の双方に内接する円の中心とガイドベーン先端部円弧の中心を結ぶ直線と、その内接円の中心とガイドベーン後端部円弧の中心を結んだ直線に沿った2つの平板状のサイドギャップ整流板10が突設されている。サイドギャップ部では通常、高圧力面側から低圧力面側への流れが生じて、上カバーおよび下カバー壁面近傍の流れ角度が大きくなり、旋回成分が小さくなる傾向にある。これに対して、本実施の

10

20

30

40

50

形態のように、サイドギャップ整流板 10 を設けることで、サイドギャップ部での流れが減少するとともにサイドギャップ部の流れが整流板 10 によって制御されて高圧力面側に偏向され、ガイドベーン出口での旋回成分を増大させることができる。その結果、第 1 参考例と同様な作用と効果が生まれて、運転範囲全域で水車効率を向上させることができる。

【 0 0 2 1 】

図 9 は図 8 の変形例を示す図であり、サイドギャップ整流板 10 がキャンパーライン 4 に沿った形状としてある。しかして、この場合には第 5 参考例と同様な作用効果を奏するとともに、サイドギャップ整流板 10 が直線状に構成されたものよりも、より有効に旋回成分を付加することができる。

10

【 0 0 2 2 】

第 6 参考例

図 10 は本発明の第 6 参考例を示す図である。この図では、水車入口側のガイドベーン高さを B_1 、出口側のガイドベーン高さを B_2 、上カバー 8 と下カバー 9 との距離を B_s とすると、水車出口側サイドギャップ（上カバー側と下カバー側の和） $B_s - B_2$ が、水車入口側サイドギャップ $B_s - B_1$ よりも小さくなるように、スピンドル中心よりも出口側のガイドベーン高さを入口側よりも大きくしたものである。そのため、スピンドル中心よりも出口側の領域においてサイドギャップの漏れ流れが減少して、ガイドベーン出口における流れの旋回方向成分を増大させることができる。その結果、先のサイドギャップ整流板 10 の場合と同様な効果が生じて、運転範囲全域で水車効率を向上することができる。

20

【図面の簡単な説明】

【 0 0 2 3 】

【図 1】本発明の第 1 参考例を説明するガイドベーン配置図。

【図 2】ガイドベーンオーバーラップ量比率とガイドベーン周りの損失との関係図。

【図 3】ガイドベーン出口での流れ角度とガイドベーン周りの損失水頭との関係図。

【図 4】(a) は本発明の一実施形態を示すガイドベーンの平面図、(b) はそのガイドベーン配置図。

【図 5】(a) は従来のガイドベーンの翼形状及び出口における速度ベクトル図、(b) は本発明の第 2 参考例を示すガイドベーン翼形状及び出口における速度ベクトル図。

30

【図 6】本発明の第 3 参考例のガイドベーン翼形状を示す図。

【図 7】本発明の第 4 参考例のガイドベーン翼形状を示す図。

【図 8】(a) 本発明の第 5 参考例のガイドベーンの側面図、(b) はその端面図。

【図 9】本発明の第 5 参考例の変形例を示す図。

【図 10】本発明の第 6 参考例を示す図。

【図 11】ランナ羽根入口および出口における速度ベクトル図。

【符号の説明】

【 0 0 2 4 】

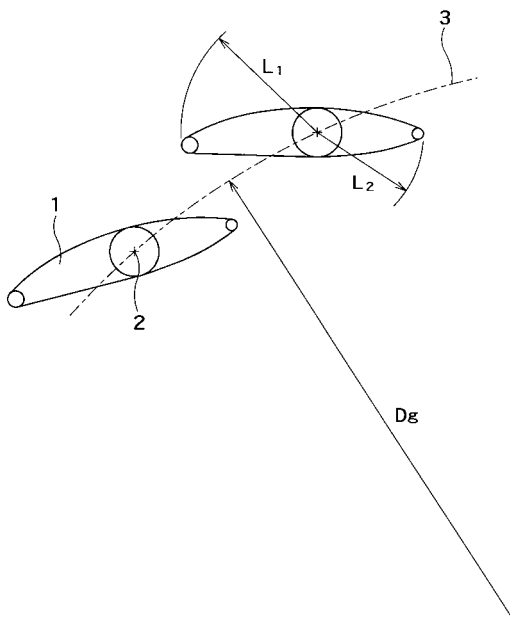
- 1 ガイドベーン
- 2 スピンドル中心
- 3 ピッチサークル
- 4 キャンパーライン
- 5 スピンドル中心からキャンパーラインへおろした垂線とキャンパーラインとの交点
- 5' 最高効率点の 50% 流量時のスピンドル中心からキャンパーラインへおろした垂線とキャンパーラインとの交点
- 6 高圧力面側の後端部円弧
- 6' 低圧力面側の後端部円弧
- 7 スピンドル
- 8 上カバー
- 9 下カバー

40

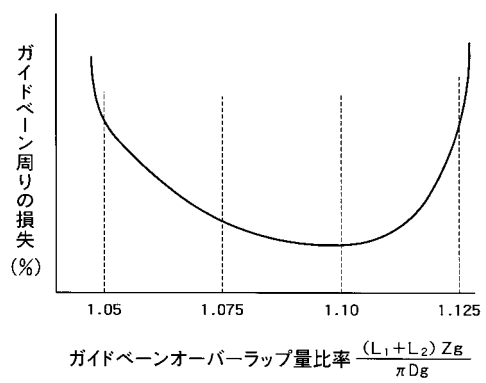
50

- 10 サイドギャップ整流板
- 11 ランナ羽根

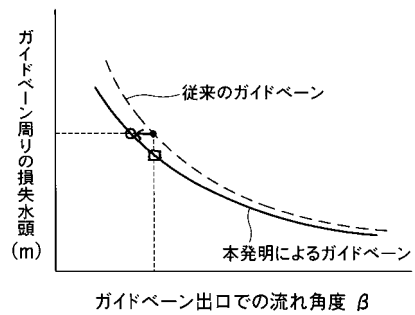
【図1】



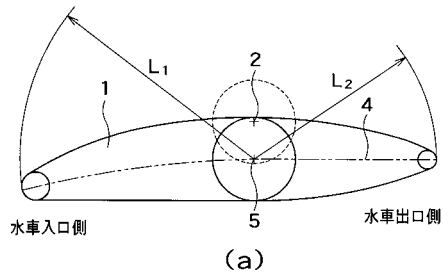
【図2】



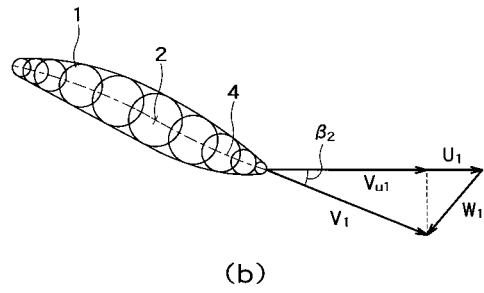
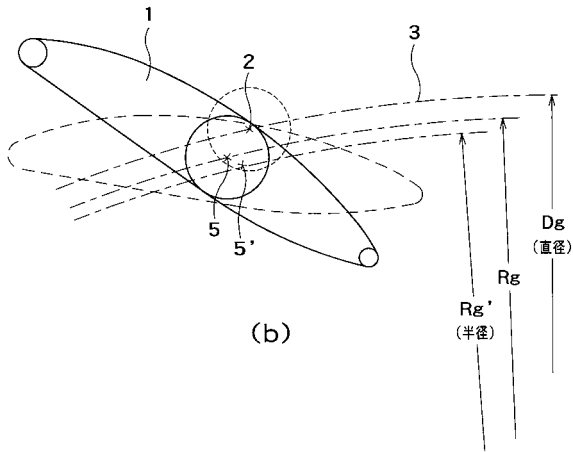
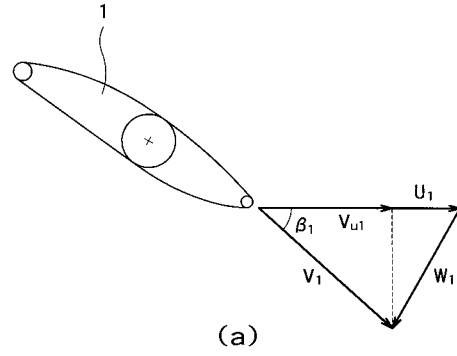
【図3】



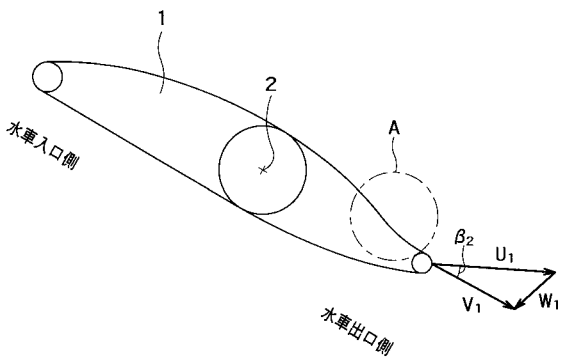
【図4】



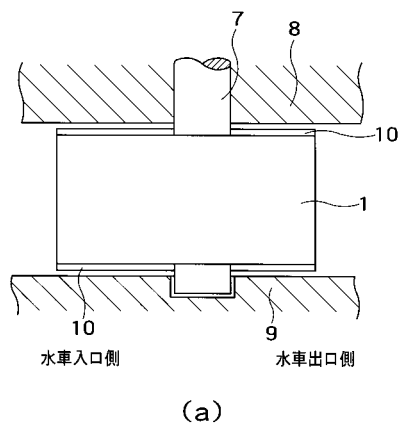
【図5】



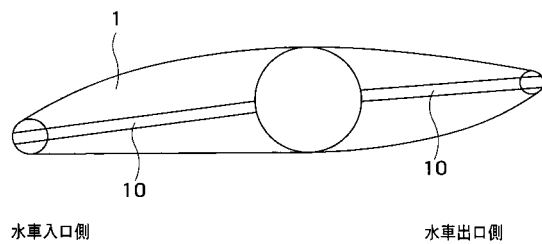
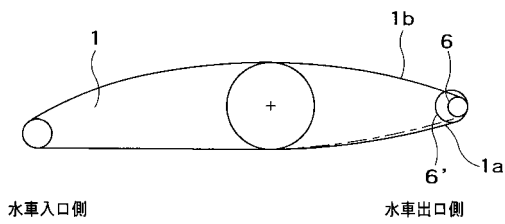
【図6】



【図8】

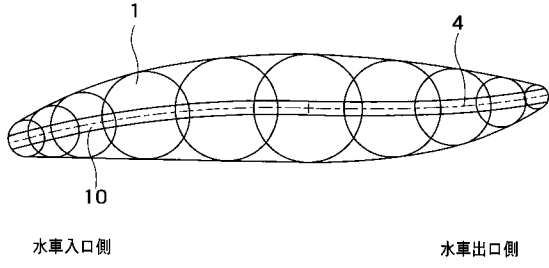


【図7】

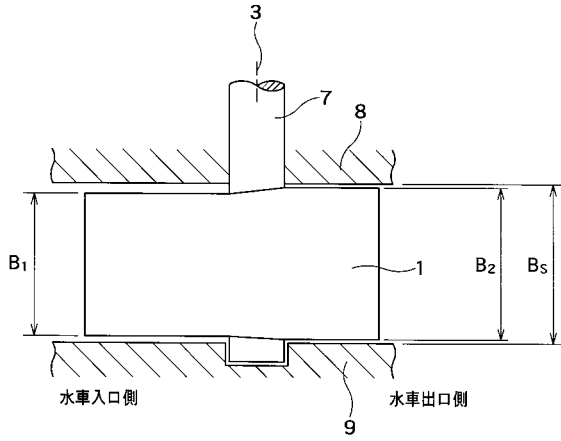


(b)

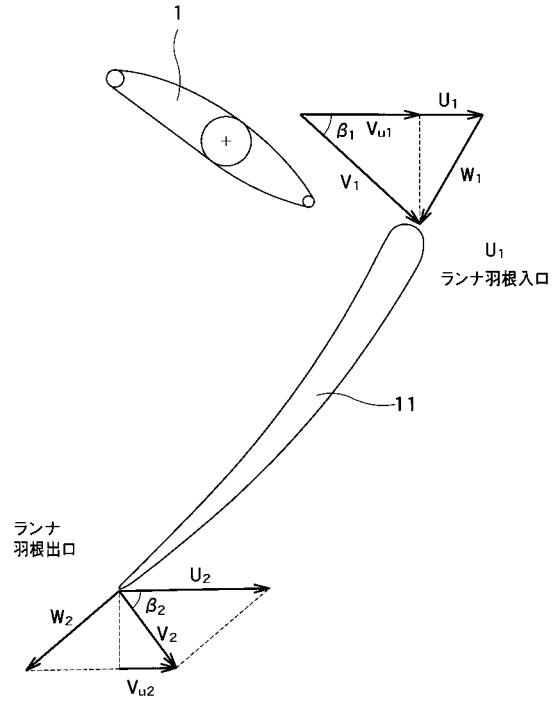
【図9】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

- (72)発明者 中 村 一 幸
神奈川県横浜市鶴見区末広町2丁目4番地 株式会社東芝 京浜事業所内
- (72)発明者 中 村 高 紀
神奈川県横浜市鶴見区末広町2丁目4番地 株式会社東芝 京浜事業所内
- (72)発明者 徳 宮 健 男
神奈川県横浜市鶴見区末広町2丁目4番地 株式会社東芝 京浜事業所内

審査官 柏原 郁昭

- (56)参考文献 実開昭59-111969(JP,U)
特開2003-247479(JP,A)
実開昭56-035563(JP,U)
特開平06-241156(JP,A)
実開平03-052382(JP,U)
特開平11-141449(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F03B 3/02
F03B 3/18
F03B 13/02