(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第3601958号

(P3601958)

(45)発行日　平成16年12月15日(2004.12.15)　(24)登録日　平成16年10月1日(2004.10.1)

(51)Int.Cl.[7]	F I	
F04D 29/54	F04D 29/54	A
F04D 19/00	F04D 29/54	D
	F04D 19/00	

請求項の数 4　(全 8 頁)

(21)出願番号　特願平9-367110
(22)出願日　平成9年12月25日(1997.12.25)
(65)公開番号　特開平11-190299
(43)公開日　平成11年7月13日(1999.7.13)
審査請求日　平成14年2月12日(2002.2.12)

(73)特許権者　000000239
株式会社荏原製作所
東京都大田区羽田旭町１１番１号
(74)代理人　100091498
弁理士　渡邊　勇
(74)代理人　100092406
弁理士　堀田　信太郎
(74)代理人　100102967
弁理士　大畑　進
(72)発明者　後藤　彰
神奈川県藤沢市本藤沢４丁目２番１号　株式会社　荏原総合研究所内
(72)発明者　足原　浩介
神奈川県藤沢市本藤沢４丁目２番１号　株式会社　荏原総合研究所内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ターボ機械

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

筒状のケーシングの内部に、軸線周りに回転する羽根車と、ハブ及びディフューザ羽根を有するディフューザ部とが設けられたターボ機械において、

前記ディフューザ部は、入口と出口との間の子午面形状が窪みを有して、前記入口から前記窪みまでの間で環状流路面積が増大し、前記窪みが最大となる位置の環状流路面積が、ディフューザ部の入口における環状流路面積より大きくその１．２５倍以下であることを特徴とするターボ機械。

【請求項２】

前記窪み位置と羽根出口との間で環状流路面積が減少していることを特徴とする請求項１に記載のターボ機械。

【請求項３】

前記窪みがハブ面上に生じていることを特徴とする請求項１又は２に記載のターボ機械。

【請求項４】

前記窪みが前記ディフューザ羽根の前縁から子午面羽根長さの６０％以下の位置で最大となることを特徴とする請求項１ないし３のいずれかに記載のターボ機械。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ターボ機械に関し、特に、比速度が高又は中程度で、高効率でコンパクトなタ

ーボ機械に関する。
【０００２】
【従来の技術】
例えば、軸流ポンプの流路は、図１０に示すように、筒状のケーシング１０の内部に、軸線周りに回転する羽根車１２と、ハブ１４及びディフューザ羽根１６を有するディフューザ部１８とが設けられて構成されている。吸込み流路２０からポンプへ吸い込まれた流体は、羽根車１２の回転運動によりエネルギーを与えられて全圧力が上昇し、ディフューザ部１８において流体の旋回速度が減速させられて旋回流の運動エネルギーを静圧として回収する構造になっている。すなわち、ディフューザ部１８内部では、速度の減速に伴って流れ方向に静圧が上昇する。
【０００３】
この時、流路形状が不適切であると、流体は流れ方向の逆圧力勾配により逆流を生じ、顕著なポンプ性能の低下を生じる。特に、ターボ機械をコンパクト化すると、羽根の翼負荷が増大し、逆圧力勾配が増大するため、こうした剥離現象を生じやすいことが知られており、ターボ機械の高効率化・コンパクト化を妨げる要因になっている。
【０００４】
ディフューザ部１８の流路形状は、子午面形状と羽根形状の両者により定義される。これらの内、子午面形状はディフューザ流路出入口間の流路断面積変化を規定するので、ディフューザ内部での適切な減速過程の実現に大きな影響を及ぼす。斜流ポンプでは、ディフューザ部の入口部からディフューザ部最大径部までの半径増大により、流路幅が一定でも流路断面積は増大するため、流路前半部で能率的に流れを減速させることができる。
【０００５】
一方、軸流ポンプに代表される高比速度ターボ機械では、ハブ１４、ケーシング１０ともに、図１１に示すように、入口２２と最大径部の半径がほぼ一定の設計を行うため、流れの減速の大半を羽根角度の変化に依存して行っている。
【０００６】
【発明が解決しようとする課題】
しかしながら、上記の従来の軸流形ターボ機械におけるように、減速作用を羽根の転向作用だけに依存して行うと、羽根が過負荷となり大規模な剥離を発生する可能性がある。例えば、図１２は、３次元粘性流れ解析により予測した従来の軸流ポンプ羽根面の速度ベクトル図を示すもので、ディフューザ部の羽根負圧面とハブ面とのコーナー部から、大規模な剥離が生じ、著しくポンプ性能を低下する原因となっていることが確認できる。
【０００７】
従って、高負荷化された軸流ポンプでは、流速が大きいディフューザ部１８の流路前半部で早期に流れを減速して摩擦損失を低減することができず、高効率や運転範囲を維持しながら高コンパクト化を実現することは困難であった。
【０００８】
本発明は、軸流ポンプに代表される高比速度ターボ機械のディフューザ部内部での剥離現象を抑制し、高比速度ターボ機械の高効率・高コンパクト化を実現することを目的とするものである。
【０００９】
【課題を解決するための手段】
請求項１に記載の発明は、筒状のケーシングの内部に、軸線周りに回転する羽根車と、ハブ及びディフューザ羽根を有するディフューザ部とが設けられたターボ機械において、前記ディフューザ部は、入口と出口との間の子午面形状が窪みを有して、前記入口から前記窪みまでの間で環状流路面積が増大し、前記窪みが最大となる位置の環状流路面積が、ディフューザ部の入口における環状流路面積より大きくその１．２５倍以下であることを特徴とするターボ機械である。これにより、ケーシングの外径を大きく増大させることなくディフューザ部の流路断面積を増大させて、羽根の転向作用に加えてディフューザ部の流路断面積の増大による減速作用を利用するので、高負荷化されたターボ機械においても能

率的に流れを減速させることができる。窪みによる流路面積増大が過大になると、流れの減速が過剰となり、流れの剥離を発生する可能性があるので、窪みが最大となる位置の環状流路面積が、ディフューザ部の入口における環状流路面積の１．２５倍以下である必要がある。

【００１０】

請求項２に記載の発明は、前記窪み位置と羽根出口との間で環状流路面積が減少していることを特徴とする請求項１に記載のターボ機械である。

【００１１】

請求項３に記載の発明は、前記窪みがハブ面上で生じていることを特徴とする請求項１又は２に記載のターボ機械である。

【００１２】

請求項４に記載の発明は、前記窪みが前記ディフューザ羽根の前縁から子午面羽根長さの６０％以下の位置で最大となることを特徴とする請求項１ないし３のいずれかに記載のターボ機械である。ディフューザ部入口での旋回流は早い流速を有しており、これによる摩擦損失の発生を最小とするには、できるだけ早期にディフューザ部の前半部で減速を完了させる必要がある。従って、上記構成により、流速が大きいディフューザ部の流路前半部で早期に流れを減速して摩擦損失を低減し、効率を向上させることができる。

【００１４】

前記ハブ面の出口側の半径を入口での半径より小さくしてもよい。

【００１５】

前記ケーシングの外径を、ディフューザ部後半部において減少するようにしてもよい。

【００１６】

【発明の実施の形態】

図１は、この発明の１つの実施の形態の高比速度ターボ機械を示すもので、径が一定の筒状のケーシング１０の内部に、軸線周りに回転する羽根車１２と、ハブ１４及びディフューザ羽根１６を有するディフューザ部１８とが設けられている。ディフューザ部１８は、ハブ１４の子午面が、入口２２の半径と出口２４の半径が同一であり、入口２２と出口２４との間において窪み２６を有するように形成されている。この窪み２６は、ディフューザ部１８の全長L_gのうち入口からL_mの地点で最大になっている。

【００１７】

ディフューザ羽根１６は、従来の場合と同様に周方向に屈曲した構造である。ディフューザ部１８の後半部では、境界層が発達した状態にあるため、過度の減速は流れの剥離を生じるおそれがある。そこで、後半部では窪ませたハブ１４面を再び入口部２２と同一半径に戻して、羽根作用だけでゆるやかに減速させるようにしている。

【００１８】

図１の軸流ポンプの子午面形状において、ディフューザ部１８入口、最大窪み位置、出口での流路面積を、各々A_1，A_2，A_3と定義すると、これらの面積は次式で与えられる。

$A_1 = \pi D_1 B_1$，$A_2 = \pi D_2 B_2$，$A_3 = \pi D_3 B_3$

$D_1 = D_3$，$B_1 = B_3$であるので、$A_1 = A_3$である。また、ハブ１４面に窪み２６が設けられているので、$A_2 > A_1$である。

この最大窪みの位置、すなわち、最大流路面積位置L_mは、ハブ１４面上での羽根長さL_gに対して、６０％位置よりも上流側に位置している。すなわち$L_m < 0.6 L_g$となっており、早期に十分な減速を完了するようにしている。

【００１９】

図２は、最大面積比A_2 / A_1によるディフューザ部１８負圧面の流れ状態の変化を流れ解析により予測したもので、図１２において大規模な流れの剥離を生じていたディフューザ部１８の流れが、適切なハブ窪み（最大面積比$A_2 / A_1 = 1.2$）により改善され、流れの剥離現象が抑制できることが確認できる。また、$A_2 / A_1 = 1.3$では急速に流れ場が悪化しており、過大な面積増大は、流路前半部で過大な減速を生じて流れが剥離す

ることが分かる。

【００２０】

最大面積が効率改善に及ぼす影響を、流れ解析によるポンプ効率の予測により検討した結果を図３に示す。この図から明らかなように、最大面積比A_2/A_1には最適値が存在し、$1.0<A_2/A_1<1.25$において従来形子午面形状と比較し効率改善が得られる。

【００２１】

図４は、この発明の他の実施の形態を示すものである。この例では、出口２４側のハブ１４径が窪み２６の箇所よりは大きいが入口２２側より小さくなっている。従って、出口２４側の流路断面積A_3は入口２２側A_1より大きい。先の例では、$A_3=A_1$とすることにより境界層が発達した流路後半部で過度の減速を回避し剥離を抑制している。しかしながら、羽根負荷が比較的小さく、さらなる減速が可能である場合には、$A_3>A_1$とすることにより付加的な圧力回復を実現することができる。

【００２２】

図５は、この発明のさらに他の実施の形態を示すものである。ハブ１４の径が過大であると、ディフューザ下流で急拡大損失を発生するおそれがあり、一方、ディフューザ部１８のハブ１４の出口２４側の径を小さくすると出口面積A_3が過大となり、羽根後半部で剥離を発生するおそれがある。この実施の形態では、ディフューザ部１８の後半部の子午面形状において、ケーシング１０内径を後半部において縮小すると同時に、羽根後半部での流路面積を確保するためにハブ径についても後半部において縮小することにより、これらの問題を解消している。

【００２３】

なお、本発明による軸流形ディフューザ部は、軸流羽根車と組み合わせるだけでなく、ハブ１４面において斜流角を有する高比速度羽根車と組み合わせて使用することができる。図６はこのような実施の形態を示すものである。

【００２４】

図７は、この発明を中比速度の斜流形ターボ機械に適用した場合の実施形態を示すものである。斜流形ターボ機械のガイドでは、子午面形状が最大径部２７まで半径が増大したのち、出口２４へ向かって再び半径が減少する形態を有するのが一般的である。この場合には、流路幅Ｂが一定であっても、半径が増大するため最大径部２７の流路断面積はガイド入口２２の流路断面積よりも大きく、子午面面積の増大による減速効果が生じる。しかしながら、ポンプ外径をコンパクト化する場合には、半径増大による面積増大が十分に確保できない可能性がある。そのような場合においても、本発明によれば、最大径部付近に窪み２６を設け、半径増大による流路面積の増大と窪み２６による面積の増大を併用することにより、効率を損なうことなく斜流形ディフューザの最大径をコンパクト化することが可能になる。

【００２５】

図８及び図９は本発明を多段形ターボ機械に適用した事例を示す。各段は羽根車とディフューザ部により構成されており、吸込み流路２０から流入した流れは、第１段の羽根車１２ａとディフューザ羽根１６ａを通過したのち、第２段の羽根車１２ｂからディフューザ羽根１６ｂへと各段を通過したのち出口流路２４へと流出する構造になっている。図８はポンプなどの非圧縮性流体を扱う高比速度ターボ機械の場合を示し、図９は軸流コンプレッサーなどの圧縮性流体を扱う高比速度ターボ機械の場合を示す。後者の場合には、流体の圧縮性により後段に向かい圧力が上昇するにつれ流体の容積が減少するので流路高さが減少している。この場合、ハブ側半径を増大させる場合とケーシング半径を減少させる場合とがあるが、いずれの場合も静翼ハブ部において窪み２６を有し流路断面積増大による減速効果を生じる点においては他の事例と同様である。

【００２６】

【発明の効果】

以上説明したように、この発明によれば、ケーシングの外径を大きく増大させることなく

ディフューザ部の流路断面積を増大させて、剥離現象を抑制しつつ能率的に流れを減速させ、高効率でかつコンパクトな高比速度ターボ機械を提供することができる。

【図面の簡単な説明】

【図１】本発明の一実施の形態の軸流ポンプの子午面形状を示す図である。

【図２】本発明の軸流ポンプの面積比による流れ場の変化を示す図である。

【図３】最大面積が効率改善に及ぼす影響を示すグラフである。

【図４】本発明の他の実施の形態の高比速度ターボ機械の子午面形状を示す図である。

【図５】本発明のさらに他の実施の形態の高比速度ターボ機械の子午面形状を示す図である。

【図６】本発明のさらに他の実施の形態の高比速度ターボ機械の子午面形状を示す図である。

【図７】本発明のさらに他の実施の形態の高比速度ターボ機械の子午面形状を示す図である。

【図８】本発明を多段形ターボ機械に適用した事例を示す。

【図９】本発明を多段形ターボ機械に適用した事例を示す。

【図１０】高比速度ターボ機械の一般的形状を示す図である。

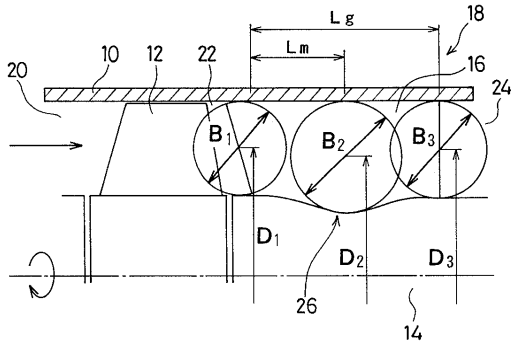
【図１１】従来の高比速度ターボ機械の子午面形状を示す図である。

【図１２】従来の軸流ポンプ羽根面の速度ベクトル図である。

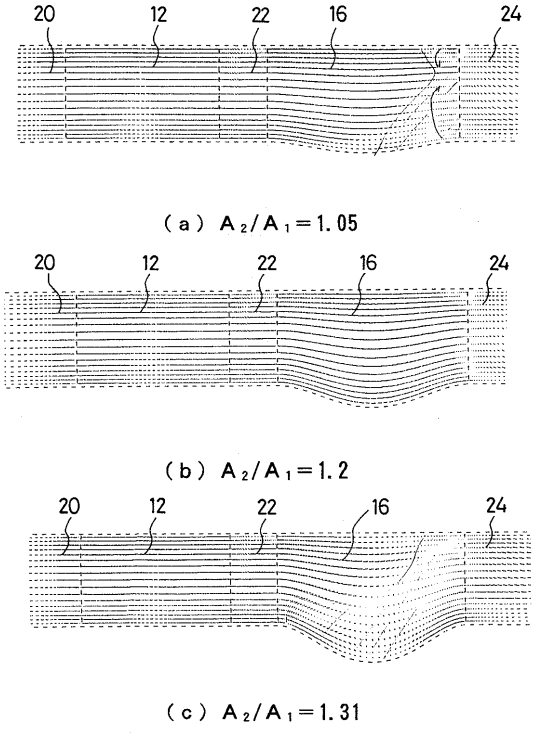
【符号の説明】

１０　ケーシング
１２　羽根車
１４　ハブ
１６　ディフューザ羽根
１８　ディフューザ部
２０　吸込み流路
２２　ディフューザ部入口
２４　ディフューザ部出口
２６　窪み

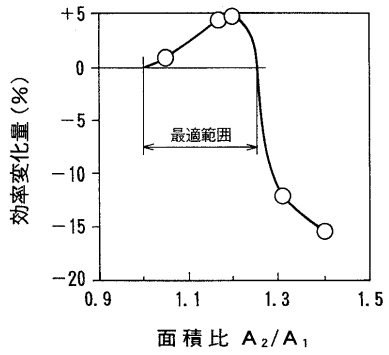
【図１】



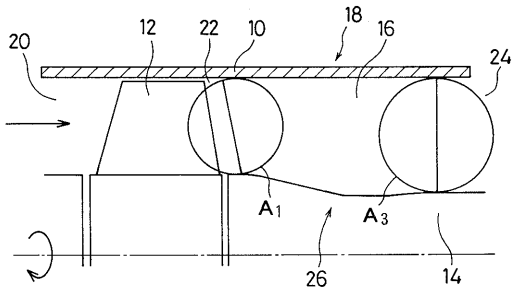
【図２】



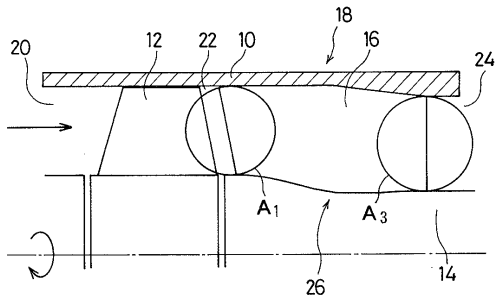
【図３】



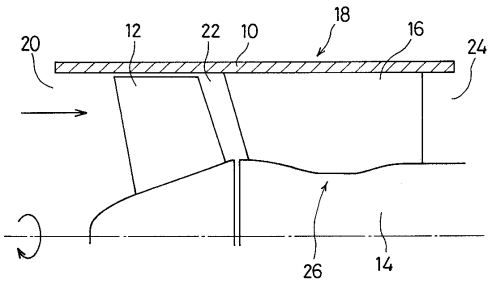
【図４】



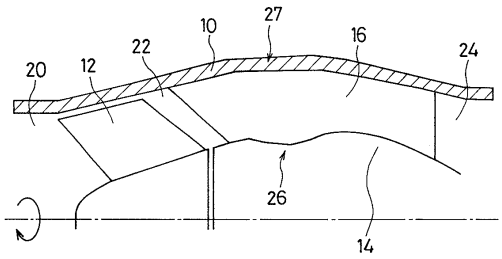
【図５】



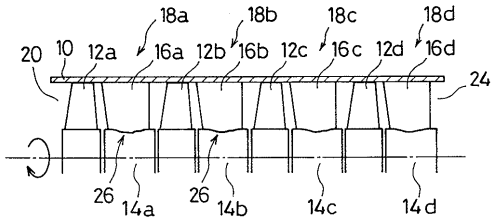
【図６】



【図７】

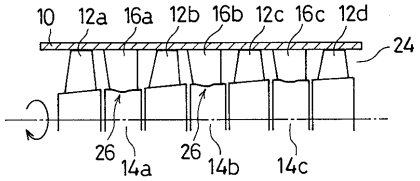


【図８】

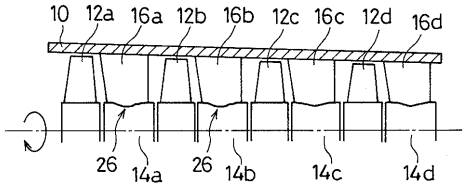


【図９】

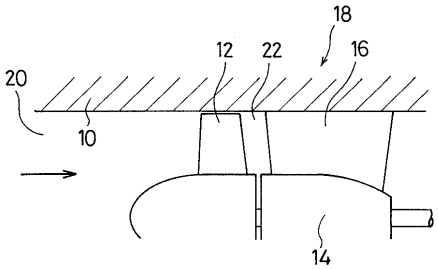
（ａ）



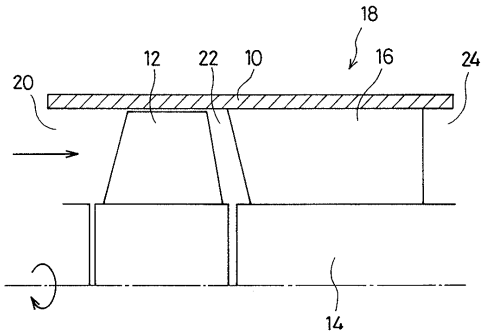
（ｂ）



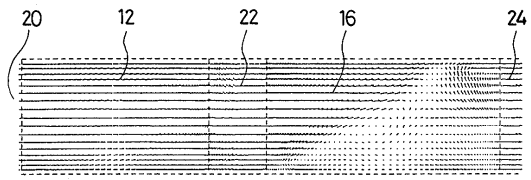
【図１０】



【図１１】



【図１２】



フロントページの続き

(72)発明者　桜井　高幹
東京都大田区羽田旭町１１番１号　株式会社　荏原製作所内
(72)発明者　鈴木　雅俊
東京都大田区羽田旭町１１番１号　株式会社　荏原製作所内

審査官　尾崎　和寛

(56)参考文献　国際公開第９６／０００８４１（WO，Ａ１）

(58)調査した分野(Int.Cl.^{7}，ＤＢ名)
F04D 29/54
F04D 19/00