

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5665535号
(P5665535)

(45) 発行日 平成27年2月4日(2015.2.4)

(24) 登録日 平成26年12月19日(2014.12.19)

(51) Int.Cl.

FO4D 29/30 (2006.01)

F 1

FO4D 29/30

C

請求項の数 4 (全 16 頁)

(21) 出願番号 特願2010-294078 (P2010-294078)
 (22) 出願日 平成22年12月28日 (2010.12.28)
 (65) 公開番号 特開2012-140899 (P2012-140899A)
 (43) 公開日 平成24年7月26日 (2012.7.26)
 審査請求日 平成24年12月3日 (2012.12.3)

前置審査

(73) 特許権者 000006208
 三菱重工業株式会社
 東京都港区港南二丁目16番5号
 (74) 代理人 110000785
 誠真IP特許業務法人
 (72) 発明者 富田 繁
 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
 (72) 発明者 星 徹
 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
 審査官 吉田 昌弘

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】遠心圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ハブ面上に流体の入口部から出口部にかけて周方向に複数枚を均等間隔に立設されたフルブレードと、互いに隣り合わせて設けられた前記フルブレードの間に形成される流路の途中から出口部にかけて設けられるスプリッタブレードとを備えるとともに、前記フルブレード間に、該フルブレードのハブ面からの高さと同一の高さを有する2枚以上の複数枚のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、

圧縮機の回転方向の上流側のフルブレードの負圧面に近い側に設けられ、且つ該上流側のフルブレードの次に流路方向長さが短い第1スプリッタブレードと、該第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードと、を備え、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せ、前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第1スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくしたことを特徴とする遠心圧縮機。

【請求項2】

ハブ面上に流体の入口部から出口部にかけて周方向に複数枚を均等間隔に立設されたフルブレードと、互いに隣り合わせて設けられた前記フルブレードの間に形成される流路の途中から出口部にかけて設けられるスプリッタブレードとを備えるとともに、前記フルブレード間に、該フルブレードのハブ面からの高さと同一の高さを有する2枚以上の複数枚

10

20

のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、

圧縮機の回転方向の上流側のフルブレードの負圧面に近い側に設けられ、且つ該上流側のフルブレードの次に流路方向長さが短い第1スプリッタブレードと、該第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードと、を備え、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せ、

前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの各スプリッタブレードの後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せ、

前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードのそれぞれの後縁部のシュラウド側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの正圧面側に寄せたことを特徴とする遠心圧縮機。 10

【請求項3】

ハブ面上に流体の入口部から出口部にかけて周方向に複数枚を均等間隔に立設されたフルブレードと、互いに隣り合わせて設けられた前記フルブレードの間に形成される流路の途中から出口部にかけて設けられるスプリッタブレードとを備えるとともに、前記フルブレード間に、該フルブレードのハブ面からの高さと同一の高さを有する2枚以上の複数枚のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、

圧縮機の回転方向の上流側のフルブレードの負圧面に近い側に設けられ、且つ該上流側のフルブレードの次に流路方向長さが短い第1スプリッタブレードと、該第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードと、を備え、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せ、

前記第2スプリッタブレードの負圧面側であって、前記第2スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第3スプリッタブレードを備え、該第3スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたことを特徴とする遠心圧縮機。 20

【請求項4】

前記第3スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくしたことを特徴とする請求項3記載の遠心圧縮機。 30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用、船用ターボチャージャ等に用いられる遠心圧縮機に関するものであり、特に、互いに隣り合うフルブレード（全翼）の間に2枚以上の複数のスプリッタブレード（短翼）を設けた遠心圧縮機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

車両用、船用ターボチャージャのコンプレッサ部等に用いられる遠心圧縮機は、羽根車の回転を介して流体に運動エネルギーを与えるとともに、径方向外側に流体を吐出することで遠心力による圧力上昇を得るものである。この遠心圧縮機は広い運転範囲において高圧力比と高効率化が要求されるため、図9、10に示すような互いに隣り合うフルブレード（全翼）01の間にスプリッタブレード（短翼）03を設けたインペラ（羽根車）05がよく用いられる。

【0003】

このスプリッタブレード03を有するインペラ05は、フルブレード01とスプリッタブレード03がハブ07面上に交互に設置されるが、一般的なスプリッタブレード03は、フルブレード01の上流側を単に切除した形状とされている。 50

一般的なスプリッタブレード03の場合、図11のように、フルブレード01の入口端縁(LE1)より一定距離下流側にスプリッタブレード03の入口端縁(LE2)が位置され、出口端縁(TE)は一致して設けられ、スプリッタブレード03の入口端縁の翼角(入口端縁の方向とインペラ05の軸方向Gとの成す角度として示す)は、フルブレード01間の流路を流れる流体の流れ方向Fと同一に設定されている。

【0004】

一方、スプリッタブレード03の両側に形成される両通路のスロート面積を同一にして流体の均等配分を図る技術が知られており、例えば、特許文献1(特開平10-213094号公報)に開示されている技術は、図12のように、スプリッタブレード09の入口端縁の翼角を、 $\alpha + \beta$ と大きく取る(流体の流れ方向Fに対して大きく設定する)ことで、すなわち、フルブレード01の負圧面Sb側に寄せることで、スプリッタブレード09の両側通路のスロート面積を同一($A_1 = A_2$)とする工夫がなされている。

また、スプリッタブレードの入口端部を、フルブレードの負圧面側に傾けたものとして特許文献2(特許3876195号公報)についても知られている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開平10-213094号公報

【特許文献2】特許第3876195号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

前記特許文献1、2に示された技術はいずれも、ブレード(翼)間の流れがフルブレードに沿って流れるとの仮定の基に、スプリッタブレードにより分割される流路の流量配分に着目して、翼形状の改良がなされているものであり、翼端隙間を有するオープン型インペラの場合には、この翼端隙間から通路内に流入、または通路から流出する翼端漏れ流れの影響があり、流れ場は複雑になっており、これら複雑な内部流動に適合するさらなる改良が必要であった。

【0007】

その複雑な内部流動を数値解析により評価したところ、フルブレードの入口端縁の先端部(翼のハブ面からの高さ方向(シュラウド側)の先端部)から発生する漏れ渦がスプリッタブレードの入口端縁の先端部(翼のハブ面からの高さ方向(シュラウド側)の先端部)近傍に到達していることが明らかとなった(図8の翼端漏れ流れ渦流、以下翼端漏れ渦Wという)。

【0008】

そこで、本出願人は、未公開の特願2009-233183号によって、スプリッタブレードの入口端縁を、フルブレードの負圧面側に傾斜させて、翼端漏れ渦Wとの干渉を回避する技術を出願した。

【0009】

しかし、遠心圧縮機のさらなる高圧力比・高効率化、およびワイドレンジ化を達成するうえで、ブレード枚数を増大させることは重要であり、そのためにも2枚以上の複数のスプリッタブレードとすることは重要な技術であるが、前記特許文献1、2や前記先願においては、これら複数のスプリッタブレードの場合の具体的な改良については開示されていない。

【0010】

そこで、本発明はこれら問題に鑑みてなされたもので、フルブレード間に2枚以上の複数のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、フルブレードおよびスプリッタブレードの翼端漏れ渦が回転方向の下流側の複数のスプリッタブレードに干渉することを回避して、圧力比および効率向上を達成する遠心圧縮機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

【0011】

上記の課題を解決するために、本発明の第1の発明は、ハブ面上に流体の入口部から出口部にかけて周方向に複数枚を均等間隔に立設されたフルブレードと、互いに隣り合わせて設けられた前記フルブレードの間に形成される流路の途中から出口部にかけて設けられるスプリッタブレードとを備えるとともに、前記フルブレード間に、該フルブレードのハブ面からの高さと同一の高さを有する2枚以上の複数枚のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、圧縮機の回転方向の上流側のフルブレードの負圧面に近い側に設けられ、且つ該上流側のフルブレードの次に流路方向長さが短い第1スプリッタブレードと、該第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードと、を備え、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のインペラ数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せ、前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第1スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくしたことを特徴とする。

【0012】

かかる第1の発明によれば、前記遠心圧縮機は前記フルブレード先端とシュラウドとの間に翼端隙間が形成され、該翼端隙間から前記スプリッタブレードの前縁部に向かって発生する翼端漏れ渦に対して、第1スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のインペラ数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたので、翼端漏れ渦が第1スプリッタブレードの前縁部を乗り越えるように、若しくは前記翼端漏れ渦の方向に一致するようになり、第1スプリッタブレードの前縁部と翼端漏れ渦との干渉が回避できる。

【0013】

さらに、前記第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードに対しても、前縁部のシュラウド側をフルブレード間のインペラ数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたので、前記第1スプリッタブレード先端とシュラウドとの間の翼端隙間から前記第2スプリッタブレードの前縁部に向かって発生する翼端漏れ渦に対しても、第2スプリッタブレードの前縁部との干渉が回避できる。

このように、第1スプリッタブレード、および、第2スプリッタブレードの両方共に翼端漏れ渦を回避できるようになり、複数のスプリッタブレードを備えた遠心圧縮機の効率向上と性能改善を行うことができる。

【0014】

また、第1の発明は、前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第1スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくすることを特徴としている。

【0015】

第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、第1スプリッタブレードの前縁によって発生するため、第1スプリッタブレードの前縁部の寄せ量より大きくする必要がある。

さらに、第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、フルブレードによる翼端漏れ渦と、第1スプリッタブレードによる翼端漏れ渦とが重なるため、効果的な翼端漏れ渦の回避を行うには、第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第1スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくする必要がある。これによって、さらに確実に漏れ渦の回避が可能になる。

【0016】

また、本発明の第2の発明は、ハブ面上に流体の入口部から出口部にかけて周方向に複数枚を均等間隔に立設されたフルブレードと、互いに隣り合わせて設けられた前記フルブレードの間に形成される流路の途中から出口部にかけて設けられるスプリッタブレードと

10

20

30

40

50

を備えるとともに、前記フルブレード間に、該フルブレードのハブ面からの高さと同一の高さを有する2枚以上の複数枚のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、

圧縮機の回転方向の上流側のフルブレードの負圧面に近い側に設けられ、且つ該上流側のフルブレードの次に流路方向長さが短い第1スプリッタブレードと、該第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードと、を備え、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せ、

前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの各スプリッタブレードの後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せ、

10

前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードのそれぞれの後縁部のシュラウド側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの正圧面側に寄せたことを特徴とする。

【0017】

このように、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの各スプリッタブレードの後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せることによって、ハブ側の翼曲率（翼負荷）を上げて、圧縮機としての圧力比を向上できる。

【0018】

また、圧力比の向上の際に、前縁部のシュラウド側は、既に前記翼端漏れ渦の回避のためにフルブレードの負圧面側に寄せているため、すでに翼曲率（翼負荷）が大きくなっていて、剥離が発生する危険性があるので、後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せることによって、スプリッタブレードのハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化できる。

20

従って、シュラウド側の負荷を下げて剥離等の発生リスクを低減しつつ、ハブ側の負荷増大によってスプリッタブレードのハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化して圧縮機のさらなる性能向上および耐久性を向上できる。

【0019】

また、第2の発明は、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードのそれぞれの後縁部のシュラウド側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの正圧面側に寄せることを特徴としている。

30

【0020】

このように、スプリッタブレードの後縁部のシュラウド側について、フルブレードの正圧面側に寄せることによって、シュラウド側の翼負荷を下げることができる。

すなわち、前縁部のシュラウド側は、前述のように翼端漏れ渦との干渉回避のために、フルブレードの負圧面側に寄せたことによってシュラウド側には大きな翼負荷が作用している。この翼負荷のバランスを均等化させるために、後縁部のハブ側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの負圧面側に寄せているが、これだけではシュラウド側の翼負荷の増大負担を解消できない場合には、シュラウド側の剥離等の危険性が依然としてのこる問題があり、このような場合には、さらに、後縁部のシュラウド側をフルブレードの周方向等間隔位置からフルブレードの正圧面側に寄せることによって、シュラウド側の負荷低減をさらに行うことができる。

40

【0021】

その結果、前述したようにシュラウド側の負荷を下げて剥離等の発生リスクを低減しつつ、ハブ側の負荷増大によってスプリッタブレードのハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化して圧縮機のさらなる性能向上および耐久性を向上できる。

【0022】

また、本発明の第3の発明は、ハブ面上に流体の入口部から出口部にかけて周方向に複数枚を均等間隔に立設されたフルブレードと、互いに隣り合わせて設けられた前記フルブレードの間に形成される流路の途中から出口部にかけて設けられるスプリッタブレードと

50

を備えるとともに、前記フルブレード間に、該フルブレードのハブ面からの高さと同一の高さを有する2枚以上の複数枚のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、

圧縮機の回転方向の上流側のフルブレードの負圧面に近い側に設けられ、且つ該上流側のフルブレードの次に流路方向長さが短い第1スプリッタブレードと、該第1スプリッタブレードの負圧面側に設けられ前記第1スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第2スプリッタブレードと、を備え、前記第1スプリッタブレードおよび第2スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せ、

前記第2スプリッタブレードの負圧面側であって、前記第2スプリッタブレードの次に流路方向長さが短い第3スプリッタブレードを備え、該第3スプリッタブレードの前縁部のシュラウド側をフルブレード間のスプリッタブレード数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたことを特徴とする。10

また、前記第3スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量を、前記第2スプリッタブレードの前記フルブレードの負圧面側への寄せ量より大きくするとよい。

このように構成することで、第3スプリッタブレードについても、前記第2スプリッタブレードと同様の作用効果が得られ、フルブレード、第1スプリッタブレード、および第2スプリッタブレードの翼端から生じる翼端漏れ渦との干渉を回避できる。

【発明の効果】

【0023】

20

それぞれの発明によれば、第1スプリッタブレードより短い第2スプリッタブレードに対しても、シュラウド側の前縁部をフルブレード間のインペラ数で等間隔に分割した位置より前記フルブレードの負圧面側に寄せたので、前記第1スプリッタブレード先端とシュラウドとの間の翼端隙間から前記第2スプリッタブレードの前縁部に向かって発生する翼端漏れ渦に対しても、第2スプリッタブレードの前縁部との干渉を回避できる。

【0024】

その結果、フルブレード間に、該フルブレードのハブ面からの高さと同一の高さを有する2枚以上の複数のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、フルブレードおよびスプリッタブレードの翼端漏れ渦が回転方向の下流側の複数のスプリッタブレードに干渉することが回避されて、圧力比および効率向上を達成できる。30

【図面の簡単な説明】

【0025】

【図1】本発明の遠心圧縮機の羽根車の要部を示す斜視図である。

【図2】第1実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとの関係を示す説明図である。(a)はシュラウド側周方向位置関係を示し、(b)はハブ側周方向位置関係を示し、(c)は前縁形状の流れ方向に対する正面図を示し、(d)は後縁形状の流れ方向に対する正面図を示す。

【図3】第2実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとの関係を示す説明図である。(a)はシュラウド側周方向位置関係を示し、(b)はハブ側周方向位置関係を示し、(c)は前縁形状の流れ方向に対する正面図を示し、(d)は後縁形状の流れ方向に対する正面図を示す。40

【図4】第3実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとの関係を示す説明図である。(a)はシュラウド側周方向位置関係を示し、(b)はハブ側周方向位置関係を示し、(c)は前縁形状の流れ方向に対する正面図を示し、(d)は後縁形状の流れ方向に対する正面図を示す。

【図5】第4実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとのシュラウド側周方向位置関係を示す。

【図6】第5実施形態のフルブレードとスプリッタブレードとのシュラウド側周方向位置関係を示す。

【図7】ブレード枚数に起因するコンプレッサ騒音の関係を示す説明図である。

50

【図8】スプリッタブレードの入口端部の先端部に形成されるフルブレード先端部からの翼端漏れ流れを示す数値解析結果である。

【図9】従来技術の説明図である。

【図10】従来技術の説明図である。

【図11】従来技術の説明図である。

【図12】従来技術の説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0026】

以下、本発明を図に示した実施形態を用いて詳細に説明する。

但し、この実施形態に記載されている構成部品の寸法、材質、形状、その相対配置などは特に特定的な記載がない限り、この発明の範囲をそれのみに限定する趣旨ではなく、單なる説明例にすぎない。

【0027】

(第1実施形態)

図1は本発明のスプリッタブレードが適用される遠心圧縮機のインペラ(羽根車)の要部を示す斜視図である。インペラ1は、図示しないローター軸に嵌着されたハブ3の上面に複数の互いに隣り合うフルブレード(全翼)5と、そのフルブレード5の間に設けられる第1スプリッタブレード(短翼)7と、第2スプリッタブレード(短翼)8が、周方向に等ピッチP(図2参照)でそれぞれ立設されている。

そして、第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8は、フルブレード5よりも流体の流れ方向に対して長さが短く、さらに、第2スプリッタブレード8は、第1スプリッタブレード7より短く、前後のフルブレード5の間に形成される流路9の途中から出口部にかけて設けられている。インペラ1は矢印方向に回転し、その中心が〇で示される。

【0028】

図2(a)に、第1スプリッタブレード7と、第2スプリッタブレード8と、フルブレード5との関係をシュラウド側位置、すなわち翼先端側位置における配置関係を示す。

第1スプリッタブレード7のリーディングエッジである前縁7aは、フルブレード5のリーディングエッジである前縁5aより流れ方向下流側に位置し、第2スプリッタブレード8のリーディングエッジである前縁8aは、第1スプリッタブレード7のリーディングエッジである前縁7aより流れ方向下流側に位置し、第1スプリッタブレード7のトレーリングエッジの後縁7bと、第2スプリッタブレード8のトレーリングエッジの後縁8bと、フルブレード5のトレーリングエッジの後縁5bとの位置は周方向で一致して設けられている。

【0029】

また、フルブレード5の正圧面Sa側とフルブレード5の負圧面Sb側との間に形成される流路9を第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8によって周方向に3等分割するように位置され、第1スプリッタブレード7とフルブレード5の負圧面Sb側の壁面との間に流路11が形成され、第1スプリッタブレード7と第2スプリッタブレード8との間に流路12が形成され、第2スプリッタブレード8とフルブレード5の正圧面Sa側の壁面との間に流路13が形成されている。

【0030】

また、第1スプリッタブレード7および第2スプリッタブレード8の形状はフルブレード5に沿うようになっていて、第1スプリッタブレード7の前縁7aの傾斜角度1はフルブレード5の傾斜角度と同一になって、第2スプリッタブレード8の前縁8aの傾斜角度2はフルブレード5の傾斜角度と同一になっている。

【0031】

このように構成されたインペラ1は、フルブレード5および第1スプリッタブレード7、第2スプリッタブレード8を覆う図示しないシュラウド内に収納され、該シュラウドとこれらブレードとの間に翼端隙間を有するオープン型インペラとして構成されている。

10

20

30

40

50

従って、フルブレード 5 の前縁 5 a の先端部分（シュラウド側）とシュラウドとの隙間部分を通って回転方向上流側のフルブレード 5（前側フルブレード 5 F）の正圧面側の流体がフルブレード 5 の負圧面側に漏れる翼端漏れ渦 W が生じる。

【0032】

この翼端漏れ渦 W は第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a の近傍の流れに影響を与えるため、この翼端漏れ流れ W の状態について数値解析を行った。その数値解析結果の流れ線図を図 8 に示す（図 8 は第 1 スプリッタブレード 7 との関係のみを示す）。

この翼端漏れ渦 W は、強い渦流を伴っており、フルブレード 5 に沿う流れに対して強いブロック作用を有するため、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a の近傍では、流れはフルブレード 5 に沿った流れとはならず、前記渦を核としてスプリッタブレード 7 の前縁に向かう偏流 M を生じる。

【0033】

この翼端漏れ渦 W の向きは、圧縮機の運転状態によって変化するが、効率のピーク時ににおける翼端漏れ渦 W の方向が、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a のシュラウド側を乗り越えるように、またはほぼ対向（一致）するように第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a のシュラウド側をフルブレード 5 の周方向 3 等分位置からフルブレード 5 の負圧面 S b 側に偏らせる。

広範囲の運転領域への対応のために、効率ピーク時における翼端漏れ渦 W を基準の方向として設定している。

【0034】

また、ほぼ対向（一致）するようにとは、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a のシュラウド側の傾斜角度 と翼端漏れ渦の流れ方向とがほぼ一致して、渦流れと第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a のシュラウド側とが干渉し合わない（交差しない）状態をいう。

【0035】

第 1 スプリッタブレード 7 は、前側フルブレード 5 F と後側フルブレード 5 R との間の 3 等分に位置され、その前縁 7 a の位置についても前側フルブレード 5 F と後側フルブレード 5 R との周方向の 3 等分の位置に設定されている。

この第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a の位置、つまり長さ方向の位置の設定には種々の手法がある。

【0036】

例えば、図 2 に示されるように、効率ピーク点における翼端漏れ渦 W の向きを示す線 Z 1 を数値解析、または実機試験によって算出して、その線 Z 1 と前後のフルブレード 5 F と 5 R の 3 等分位置との交点として設定する場合、

または、後側フルブレード 5 R の前縁 5 a から該後側フルブレード 5 R に隣接して回転方向前側に設けられる前側フルブレード 5 F の負圧面 S b 側への最小距離を形成する所謂スロートの中心位置と、前側フルブレード 5 F の前縁 5 a とを結んで形成されるラインを翼端漏れ渦の向きとして線 Z 1 とし、その線 Z 1 と前後のフルブレード 5 F と 5 R の 3 等分との交点として設定する場合がある。

何れの手法にしても、基準となる翼端漏れ渦の方向を示す線 Z 1 を求めて、そのラインと前後のフルブレード 5 F と 5 R の 3 等分位置との交点として設定される。

【0037】

以上のようにして設定された、基準となるスプリッタブレード 7 の前縁 7 a を基に、シュラウド側の位置を、図 2 (a)、(c) に示すように、前側フルブレード 5 F 側の負圧面 S b 側に偏らせるように傾斜させる。この傾斜は、図 2 (c) に示すように前側フルブレード 5 F や後側フルブレード 5 R のハブ 3 に対する立設状態より傾斜させる（寝かせる）ものである。また、後縁 7 b のシュラウド側については、周方向等間隔位置に配置される。

【0038】

第 1 スプリッタブレード 7 の前側フルブレード 5 F の負圧面 S b 側への寄せ量 1 (図 2 (a)、(c) 参照) は、例えば、前後の第 1 スプリッタブレード 7 の前後の間の約

10

20

30

40

50

10 %程度、好ましくは10 %以上とするとよい。また、寄せ量 1 の開始点 X は、先端からフルブレード 5 の軸方向長さ L の 0.1 ~ 0.3 の位置としている。

この寄せ量 1 及び開始点については、シミュレーションによる数値解析結果、実機確認結果を基に、圧縮機の運転状態が小量運転から大量運転の広い範囲にわたって、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a と翼端漏れ渦との干渉を回避できる範囲として求められたものである。

【0039】

一方、ハブ側については、図 2 (b)、(d) に示すように、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a および後縁 7 b については周方向等間隔位置に配置されている。

【0040】

また、第 2 スプリッタブレード 8 についても、前記第 1 スプリッタブレード 7 の前側フルブレード 5 F との関係と同様の関係を基に設定されている。

すなわち、基準となる第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a の翼端漏れ渦の方向を示す線 Z 2 を求めて、そのラインと前後のフルブレード 5 F と 5 R の 3 等分位置との交点として設定される。

【0041】

以上のようにして設定された、基準となる第 2 スプリッタブレード 8 の前縁 8 a を基に、シュラウド側の位置を、図 2 (a)、(c) に示すように、前側フルブレード 5 F 側の負圧面 S b 側に偏らせるように傾斜させる。この傾斜は、図 2 (c) に示すように前側フルブレード 5 F や後側フルブレード 5 R のハブ 3 に対する立設状態より傾斜させる（寝かせる）ものである。また、後縁 8 b のシュラウド側については、周方向等間隔位置に配置される。

【0042】

第 2 スプリッタブレード 8 の第 1 スプリッタブレード 7 の負圧面側への寄せ量 2 (図 2 (a)、(c) 参照) は、前記第 1 スプリッタブレード 7 の寄せ量 1 よりも大きく設定される。

これは、第 2 スプリッタブレード 8 の前縁 8 a のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a によって発生するため、第 1 スプリッタブレード 7 の前縁 7 a の寄せ量 1 より大きくする必要がある。

【0043】

さらに、第 2 スプリッタブレード 8 の前縁 8 a のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、前側フルブレード 5 F による翼端漏れ渦と、第 1 スプリッタブレード 7 による翼端漏れ渦とが重なるため、効果的な翼端漏れ渦の回避を行うには、第 2 スプリッタブレード 8 の第 1 スプリッタブレード 7 側への寄せ量 2 を、第 1 スプリッタブレード 7 の前側フルブレード 5 F の負圧面 S b 側への寄せ量 1 より大きくする必要がある。これによって、第 2 スプリッタブレード 8 での漏れ渦の回避が確実になる。

【0044】

また、フルブレード 5、5 間に設置される第 1 スプリッタブレード 7、および第 2 スプリッタブレード 8 が傾斜して配置されるため、それぞれのブレード間隔が周方向で不等ピッチ間隔となることによって、遠心圧縮機の回転数とブレード枚数に起因する圧縮機の騒音低減効果も得られる。

【0045】

例えば、図 7 は縦軸に騒音ピーク値を、横軸に共振周波数をとったグラフであり、スプリッタブレードの周方向位置を 10 %負圧面側に移動させた場合、スプリッタブレード間隔は、一方は従来の 50 %から 40 %に 2 割狭くなるため、周波数が 2 割高くなる。また、他方は従来の 50 %から 60 %に 2 割広がるため、周波数は 2 割低下する。結果的には、位相がずれることでピーク値が a から b に低減 (図 7 (B)) する。

【0046】

(第 2 実施形態)

次に、図 3 (a) ~ (d) を参照して、第 2 実施形態について説明する。この第 2 実施

10

20

30

40

50

形態は、第1実施形態に対して、第1スプリッタブレード7の後縁7bを前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に偏らせ、および第2スプリッタブレード8の後縁8bを第1スプリッタブレード7側に偏らせるものである。

第1スプリッタブレード7の後縁7bを前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に偏らせ、および第2スプリッタブレード8の後縁8bを第1スプリッタブレード7側に偏らせることで、図3(d)に示すように、第1スプリッタブレード7の後縁7bおよび第2スプリッタブレード8の後縁8bは、前側フルブレード5Fや後側フルブレード5Rのハブ3に対する立設状態より立った状態になる。

【0047】

このように、第1スプリッタブレード7の後縁7bを前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に偏らせ、および第2スプリッタブレード8の後縁8bを第1スプリッタブレード7側に偏らせることによって、それぞれのスプリッタブレード7、8におけるハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化させるとともに、圧力比の向上を図ることができる。

【0048】

翼負荷のバランスについて説明する。

第1実施形態においては図2(a)のように、第1スプリッタブレード7の前縁7aのシュラウド側を前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に偏らせ、第2スプリッタブレード8の前縁8aのシュラウド側を第1スプリッタブレード7側に偏らせることによって、それぞれのスプリッタブレード7、8の前縁7a、8aのシュラウド側における翼端漏れ渦との干渉を回避する。

しかし、それぞれのスプリッタブレード7、8の前縁7a、8aのシュラウド側は回転方向上流側に向かって傾斜することによって、翼曲率(翼負荷)が大きくなっている。

【0049】

これに対応させるために、ハブ側においても、前側フルブレード5Fの負圧面Sb側に寄せることによって、翼曲率(翼負荷)を大きくしている。

このようにシュラウド側の翼負荷の増大に対応させないようにハブ側の翼負荷を増大させることによって、それぞれのスプリッタブレード7、8においてハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均等化させている。

【0050】

シュラウド側では図3(a)の矢印P方向への偏りと、ハブ側では図3(b)の矢印Q方向への偏りによって、各スプリッタブレード7、8のハブ側とシュラウド側との翼負荷のバランスを均一化するとともに、各スプリッタブレード全体としての翼曲率を大きくして翼負荷を増大できる。

【0051】

その結果、シュラウド側の翼負荷を下げて剥離等の発生リスクを低減しつつ、ハブ側の負荷増大によって圧縮機全体の圧力比の向上を図り、さらに各スプリッタブレード7、8に作用する負荷のアンバランスを解消してインペラ1の耐久性を向上することができる。

【0052】

本実施形態においては、前記のように翼端漏れ渦との干渉回避のために第1スプリッタブレード7の前縁7aのシュラウド側、および第2スプリッタブレード8の前縁8aのシュラウド側を偏って設定し、加えて、各スプリッタブレード7、8に作用する翼負荷の均一化のために各スプリッタブレード7、8の後縁7b、8bのハブ側を偏った設定を行った。

【0053】

さらに加えて、次のように流路面積比を均一にするように設定してもよい。すなわち、各スプリッタブレード7、8の前縁7a、8aのシュラウド側の偏り量1、2と、各スプリッタブレード7、8の後縁7b、8bのハブ側の位置の偏り量とを、各スプリッタブレード7、8によって分割されたそれぞれの流路11、12、13における入口と出口との面積比が均一化するように設定するとよい。

10

20

30

40

50

【0054】

流路11では、入口面積A1a、出口面積A1bで面積比A1a/A1bとなり、流路12では、入口面積A2a、出口面積A2bで面積比A2a/A2bとなり、流路13では、入口面積A3a、出口面積A3bで面積比A3a/A3bとなりこれら面積比A1a/A1bとA2a/A2bとA3a/A3bとを均等にするように設定される。

なお、入口面積、出口面積は、流路に直交する方向の断面積である。

【0055】

このように、入口と出口との面積比を均一化することによって、第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8によってそれぞれ分割され、流路11、12、13の流路間における圧力差が生じにくくなり、第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8を超えての流体の漏れがなくなり、圧縮機の性能低下を防止でき、効率が向上して、作動レンジの拡大も見込める。10

【0056】

(第3実施形態)

次に、図4を参照して、第3実施形態を説明する。

第3実施形態は、第2実施形態に加えてさらに、第1スプリッタブレード7の後縁7bのシュラウド側を第2スプリッタブレード8側へ偏らせ、第2スプリッタブレード8の後縁8bのシュラウド側を後側フルブレード5Rの正圧面Sa側に偏らせて配置することに特徴がある。20

【0057】

前記第2実施形態においては、第1スプリッタブレード7、および第2スプリッタブレード8に作用する翼負荷の均一化のために第1スプリッタブレード7の後縁7b、及び第2スプリッタブレード8の後縁8bのハブ側を回転方向上流側（回転方向前側）に偏らせる設定を行った。20

【0058】

しかし、後縁7b、8bのハブ側を回転方向上流側（回転方向前側）に偏らせるだけではシュラウド側の負翼荷を解消できず、シュラウド側の剥離等の危険性が依然として残る場合には、さらなるシュラウド側の翼負荷を解消するために、本第3実施形態では、第1スプリッタブレード7の後縁7bのシュラウド側を、第2スプリッタブレード8側へ、さらに、第2スプリッタブレード8の後縁8bのシュラウド側を、後側フルブレード5の正圧面Sa側に、図4(a)の矢印S方向への偏りによって、各スプリッタブレード7、8のシュラウド側の翼曲率（翼負荷）を小さくする。30

これによって、第2実施形態よりもさらにシュラウド側の負荷低減効果を得ることができ、各スプリッタブレード7、8のハブ側とシュラウド側との翼負荷の均一化を達成できる。

【0059】

また、入口と出口との面積比の均一化については、第1実施形態と同様の作用効果を発揮することができる。

【0060】

(第4実施形態)

次に第4実施形態について、図5を参照して説明する。第1～第3実施形態は、スプリッタブレードが2枚の場合について説明したが、3枚でも、それ以上であってもよい。第4実施形態は、3枚の場合について説明する。40

図5に示すように、第1スプリッタブレード21、第2スプリッタブレード23、第3スプリッタブレード25が前後のフルブレード5F、5Rの間に、3等分位置に配置されている。

【0061】

そして、第1スプリッタブレード21、第2スプリッタブレード23、第3スプリッタブレード25の順に短くなっている。

前側フルブレード5Fの前縁5aの翼端漏れ渦に対する干渉を回避するために、第1ス

50

プリッタブレード 2 1 の前縁 2 1 a のシュラウド側は、寄せ量 1 に設定され、また、第 1 スプリッタブレード 2 1 の前縁 2 1 a の翼端漏れ渦に対する干渉を回避するために、第 2 スプリッタブレード 2 3 の前縁 2 3 a のシュラウド側は、寄せ量 2 に設定され、また、第 2 スプリッタブレード 2 3 の前縁 2 3 a の翼端漏れ渦に対する干渉を回避するために、第 3 スプリッタブレード 2 5 の前縁 2 5 a のシュラウド側は、寄せ量 3 に設定されている。そして、 1 < 2 < 3 の関係になっている。

【0062】

これら寄せ量の関係は前述したように、第 2 スプリッタブレード 2 3 の前縁 2 3 a のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、第 1 スプリッタブレード 2 1 の前縁 2 1 a によって発生するため、第 1 スプリッタブレード 2 1 の前縁 2 1 a の寄せ量 1 より大きくする必要がある。第 3 スプリッタブレード 2 5 においても同様のことが言えるためである。10

【0063】

さらに、第 2 スプリッタブレード 2 3 の前縁 2 3 a のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、前側フルブレード 5 F による翼端漏れ渦と、第 1 スプリッタブレードによる翼端漏れ渦とが重なるため、効果的な翼端漏れ渦の回避を行うには、第 2 スプリッタブレード 2 3 の第 1 スプリッタブレード 2 1 側への寄せ量 2 を、第 1 スプリッタブレード 2 1 の前側フルブレード 5 F の負圧面 S b 側への寄せ量 1 より大きくすることが必要だからである。

その他の作用効果については、第 1 実施形態～第 3 実施形態で説明した 2 枚のスプリッタブレードの場合と同様である。20

【0064】

(第 5 実施形態)

次に第 5 実施形態について、図 6 を参照して説明する。第 5 実施形態は、第 4 実施形態以外の 3 枚のスプリッタブレードの配置パターンの場合について説明する。

図 6 に示すように、第 1 スプリッタブレード 3 1 、第 2 スプリッタブレード 3 3 、第 3 スプリッタブレード 3 5 が前後のフルブレード 5 F 、 5 R の間に、3 等分位置に配置されている。

そして、第 1 スプリッタブレード 3 1 が最も短く、第 2 スプリッタブレード 3 3 より第 3 スプリッタブレード 3 5 が短くなっている。30

【0065】

この場合には、前側フルブレード 5 F と第 2 スプリッタブレード 3 3 と第 3 スプリッタブレード 3 5 との間で、前記第 1 実施形態と同様の翼端漏れ渦の関係が生じる。

寄せ量については、第 2 スプリッタブレード 3 3 の前縁 3 3 a のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、前側フルブレード 5 F の前縁 5 a によって発生し、第 3 スプリッタブレード 3 5 の前縁 3 5 a のシュラウド側へ進む翼端漏れ渦は、第 2 スプリッタブレード 3 3 の前縁 3 3 a のシュラウド側によって発生する。

第 3 スプリッタブレード 3 5 の前縁 3 5 a の寄せ量 2 は、第 2 スプリッタブレード 3 3 の寄せ量 1 より大きく設定されるとよい。

なお、第 1 スプリッタブレード 3 1 については、翼端漏れ渦の影響がないため、前縁 3 1 a の偏る設定は行われず、標準的に前後のフルブレード 5 F 、 5 R 間の 3 等分位置に配置されている。40

作用効果については、第 1 実施形態～第 3 実施形態で説明した 2 枚のスプリッタブレードの場合と同様のことが言える。

【産業上の利用可能性】

【0066】

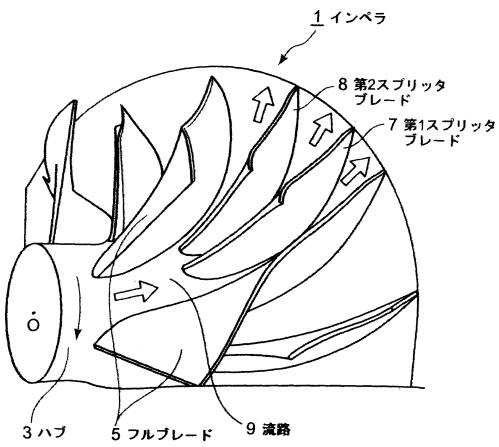
本発明によれば、フルブレード間に 2 枚以上の複数のスプリッタブレードを設けた遠心圧縮機において、フルブレードおよびスプリッタブレードの翼端漏れ渦が回転方向の下流側の複数のスプリッタブレードに干渉することを回避して、圧力比および効率向上を達成するので、遠心圧縮機に用いることに適している。

【符号の説明】

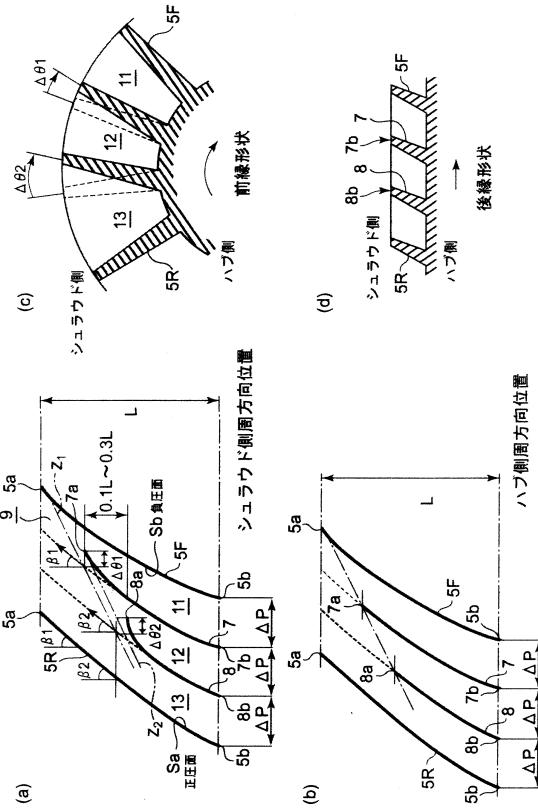
【 0 0 6 7 】

1	羽根車（インペラ）	
3	ハブ	
5	フルブレード	
5 a	フルブレードの前縁	
5 b	フルブレードの後縁	
5 F	前側フルブレード	
5 R	後側フルブレード	
7、2 1、3 1	第1スプリッタブレード	
7 a	第1スプリッタブレードの前縁（前縁部）	10
7 b	第1スプリッタブレードの後縁（後縁部）	
8、2 3、3 3	第2スプリッタブレード	
8 a	第2スプリッタブレードの前縁（前縁部）	
8 b	第2スプリッタブレードの後縁（後縁部）	
9、1 1、1 2、1 3	流路	
2 5、3 5	第3スプリッタブレード	
B	前側フルブレードの先端隙間	
M	偏流	
W	翼端漏れ渦	
S a	フルブレードの正圧面	20
S b	フルブレードの負圧面	
	スプリッタブレードの前縁の傾斜角度	
1、2	寄せ量	
1、2、3	寄せ量	
1、2	寄せ量	

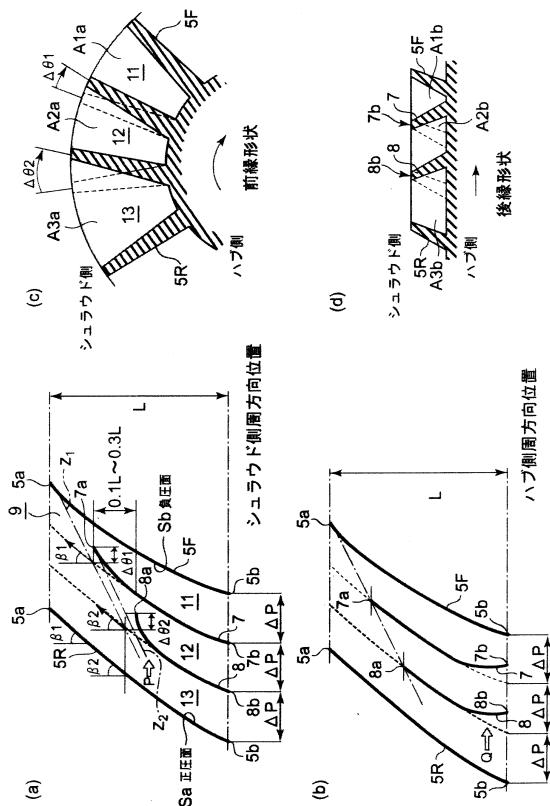
【 図 1 】



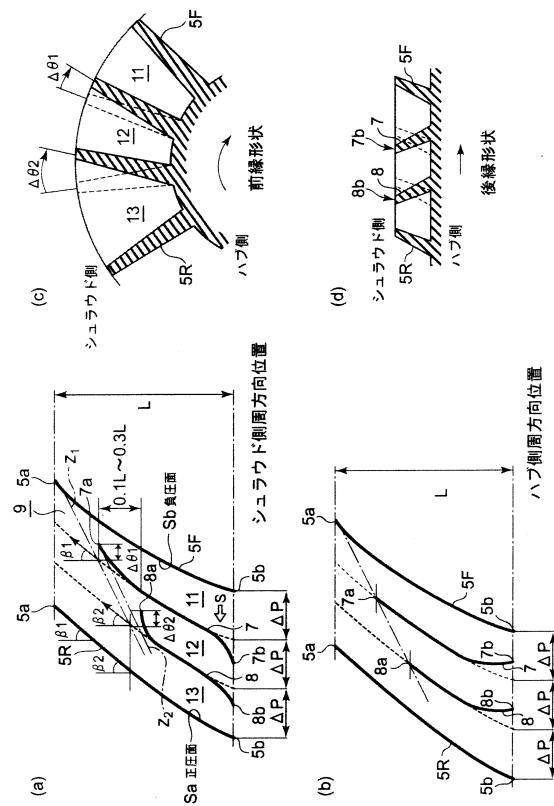
【 図 2 】



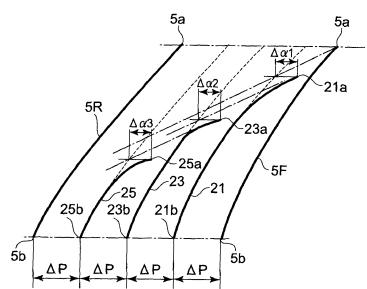
【 図 3 】



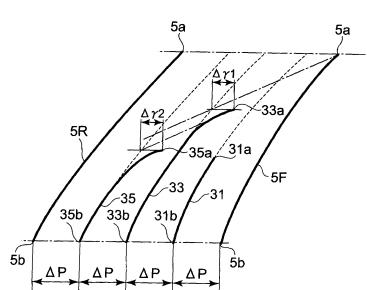
【 図 4 】



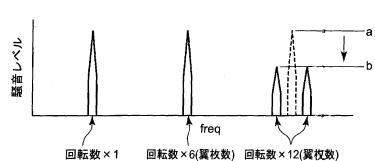
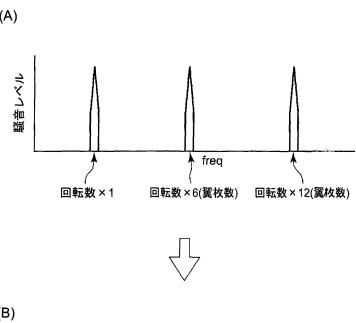
【図5】



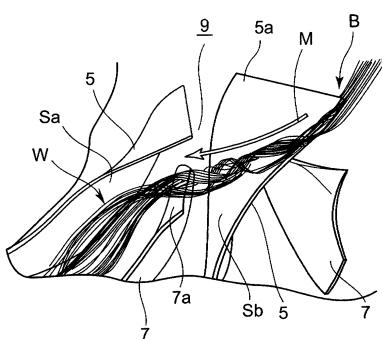
【図6】



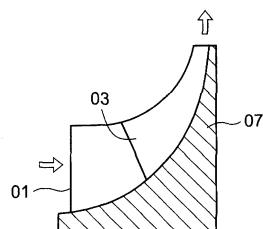
【図7】



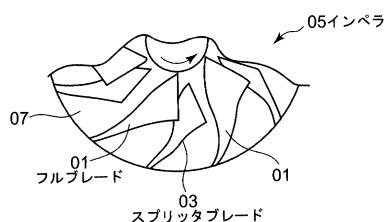
【図8】



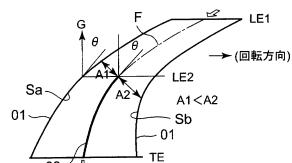
【図10】



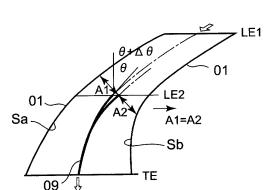
【図9】



【図11】



【図12】



フロントページの続き

(56)参考文献 実開平02-037297(JP, U)
特開2005-180372(JP, A)
特表2002-516960(JP, A)
特開2002-332992(JP, A)
特開2009-228549(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04D 29/30