

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号  
特許第7700129号  
(P7700129)

(45)発行日 令和7年6月30日(2025.6.30)

(24)登録日 令和7年6月20日(2025.6.20)

(51)国際特許分類 F I  
 F 0 4 D 29/44 (2006.01) F 0 4 D 29/44 S  
 F 0 2 B 39/00 (2006.01) F 0 2 B 39/00 G

請求項の数 15 (全11頁)

(21)出願番号	特願2022-541807(P2022-541807)	(73)特許権者	522066067 アクセラロン スウィツァーランド リミ テッド スイス 5 4 0 0 バーデン ブルッガー シュトラッセ 7 1 アー
(86)(22)出願日	令和3年1月7日(2021.1.7)	(74)代理人	100094569 弁理士 田中 伸一郎
(65)公表番号	特表2023-509718(P2023-509718 A)	(74)代理人	100103610 弁理士 吉 田 和彦
(43)公表日	令和5年3月9日(2023.3.9)	(74)代理人	100109070 弁理士 須田 洋之
(86)国際出願番号	PCT/EP2021/050171	(74)代理人	倉澤 伊知郎 100130937 弁理士 山本 泰史
(87)国際公開番号	WO2021/140142		
(87)国際公開日	令和3年7月15日(2021.7.15)		
審査請求日	令和5年11月20日(2023.11.20)		
(31)優先権主張番号	20150566.6		
(32)優先日	令和2年1月7日(2020.1.7)		
(33)優先権主張国・地域又は機関	欧州特許庁(EP)		

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 圧縮機の流出領域、このタイプの流出領域を有する圧縮機、及び圧縮機を有する過給機

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

圧縮機(20)の流出領域(10)であって、

前記流出領域(10)は、シュラウド側側壁(12)及びハブ側側壁(13)によって定められる流路(11)を有し、圧縮機ホイール出口の領域(14)において、流路が圧縮機ホイール出口縁(4)からディフューザ領域(16)のディフューザペーン入口縁まで延び、前記ディフューザ領域(16)は、前記圧縮機ホイール出口の領域(14)と連通し、かつ、多数のディフューザペーン(17)を有し、

前記ハブ側側壁(13)は、前記圧縮機ホイール出口縁に隣接する凸状セグメントと、前記圧縮機ホイール出口からの流れの流れ方向において、前記凸状セグメントの出口端に隣接する凹状セグメントとを含むS字状の輪郭(15)を有し、

前記シュラウド側側壁は、前記圧縮機又は前記ホイール出口縁から前記多数のディフューザペーンまで凸状である輪郭を含み、

前記ハブ側側壁及び前記シュラウド側側壁の輪郭は、流れ方向(1)において前記流路(11)の断面積が最小部に減少し、前記最小部から増大するように構成されている、流出領域(10)。

【請求項2】

前記ハブ側側壁(13)及び前記シュラウド側側壁(12)の少なくとも一方は、前記圧縮機ホイール出口(14)の領域において連続する輪郭形状を有する、請求項1に記載の流出領域(10)。

10

20

## 【請求項 3】

前記ハブ側側壁の前記 S 字状の輪郭 ( 1 5 ) は、前記ディフューザベーンの入口縁よりも前記圧縮機ホイール出口縁の近くに配置されている、請求項 1 に記載の流出領域 ( 1 0 ) 。

## 【請求項 4】

前記流路 ( 1 1 ) は、圧縮機ホイール出口断面積  $A_2$  及びディフューザ入口断面積  $A_3$  を有し、比率  $A_3 / A_2$  は、 $0.80 < A_3 / A_2 < 1.2$  の範囲から選択される、請求項 1 に記載の流出領域 ( 1 0 ) 。

## 【請求項 5】

隙間 ( 3 ) が前記ハブ側側壁 ( 1 3 ) に形成される、請求項 1 から 4 のいずれかに記載の流出領域 ( 1 0 ) 。

10

## 【請求項 6】

前記流路 ( 1 1 ) の前記流れ方向における断面積の最小値は、 $R_2 < r_{Min} < R_2 + 0.8 \times (R_3 - R_2)$  の範囲から選択される半径方向の位置  $r_{Min}$  に存在し、ここで  $R_2$  は圧縮機ホイールの回転軸からの前記圧縮機ホイール出口の半径であり、 $R_3$  は圧縮機ホイール ( 2 1 ) の回転軸 ( 2 ) から前記ディフューザ領域への入口 ( 5 ) の半径方向距離である、請求項 1 から 5 のいずれかに記載の流出領域 ( 1 0 ) 。

## 【請求項 7】

圧縮機ホイール出口断面積  $A_2$  に対する前記流路 ( 1 1 ) の前記断面積の最小値の比率  $VQ$  は、 $0.8 < VQ < 1$  の範囲から選択される、請求項 1 から 6 のいずれかに記載の流出領域 ( 1 0 ) 。

20

## 【請求項 8】

前記凸状セグメントから前記凹状セグメントまでの曲率の変化点は、 $R_2 < r_{KW} < R_2 + 0.8 (R_3 - R_2)$  の範囲から選択される半径方向位置  $r_{KW}$  に存在し、ここで  $R_2$  は前記圧縮機ホイール出口の前記圧縮機ホイールの回転軸からの半径であり、 $R_3$  は前記圧縮機ホイール ( 2 1 ) の回転軸 ( 2 ) から前記ディフューザ領域への入口 ( 5 ) の半径方向距離である、請求項 1 から 7 のいずれかに記載の流出領域 ( 1 0 ) 。

## 【請求項 9】

前記凸状セグメントは、 $R_2 < r_{Kmax} < R_2 + 0.75 \times (R_3 - R_2)$  から選択される半径方向位置  $r_{Kmax}$  で最大曲率を有し、前記凹状セグメントは、 $R_2 + 0.15 \times (R_3 - R_2) < r_{Kmin} < R_3$  の範囲から選択される半径方向位置  $r_{min}$  で最小曲率を有し、ここで  $R_2$  は前記圧縮機ホイール出口の前記圧縮機ホイールの回転軸からの半径であり、 $R_3$  は前記圧縮機ホイール ( 2 1 ) の前記回転軸 ( 2 ) から前記ディフューザ領域への入口 ( 5 ) の前記半径方向距離である、請求項 1 から 8 のいずれかに記載の流出領域 ( 1 0 ) 。

30

## 【請求項 10】

前記流路の断面積は、前記流路の子午線断面積であり、主流れ方向は、前記シュラウド側側壁 ( 1 2 ) と前記ハブ側側壁 ( 1 3 ) との中心線に沿って延在する、請求項 1 から 9 のいずれかに記載の流出領域 ( 1 0 ) 。

## 【請求項 11】

圧縮機 ( 2 0 ) であって、圧縮機ホイール ( 2 1 ) と、請求項 1 から 1 0 のいずれかに記載の流出領域 ( 1 0 ) とを有する圧縮機 ( 2 0 ) 。

40

## 【請求項 12】

前記圧縮機ホイール ( 2 1 ) は、圧縮機ホイール入口半径  $R_1$  及び圧縮機ホイール出口の前記圧縮機ホイールの回転軸からの半径  $R_2$  を有し、比率  $R_1 / R_2$  は、 $0.65 < R_1 / R_2 < 1.30$  の範囲から選択される、請求項 1 1 に記載の圧縮機 ( 2 0 ) 。

## 【請求項 13】

前記ディフューザ領域 ( 1 6 ) は、前記圧縮機ホイール ( 2 1 ) の回転軸 ( 2 ) から半径方向距離  $R_3$  に配置され、前記半径  $R_2$  に対する前記半径方向距離  $R_3$  の比率は、 $1.05 < R_3 / R_2 < 1.30$  の範囲から選定される、請求項 1 2 に記載の圧縮機 ( 2 0 ) 。

## 【請求項 14】

50

前記ハブ側側壁(13)の前記輪郭は、前記流れ方向において、前記圧縮機ホイール(21)の前記回転軸(2)から距離 $R_s$ にある終端部を備え、 $R_s$ 、前記半径 $R_2$ 、及び前記圧縮機ホイール(21)の前記回転軸(2)からの前記ディフューザ領域(16)の半径距離 $R_3$ は、条件 $0.4 < (R_s - R_2) / (R_3 - R_2) < 1.0$ を満たすように選択される、請求項13に記載の圧縮機(20)。

【請求項15】

請求項11から14のいずれかに記載の圧縮機(20)を有するターボ過給機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、圧縮機、詳細には半径流圧縮機及び斜流圧縮機分野に関する。詳細には、本発明は、このような圧縮機の圧縮機ホイールの下流側かつディフューザ領域の上流側の流出領域に関する。

【背景技術】

【0002】

現在、内燃機関の出力を向上させるために、内燃機関の排気管にタービンを備え、内燃機関の上流側に圧縮機を備えた排気ターボ過給機が標準的に使用されている。ここでは、内燃機関の排気ガスは、タービン内で膨張される。このようにして得られた仕事は、シャフトによって圧縮機に伝えられ、圧縮機は内燃機関に供給される空気を圧縮する。内燃機関の燃焼プロセスに供給される空気を圧縮するために排気ガスのエネルギーを使用することによって、燃焼プロセス及び内燃機関の効率を最適化することが可能である。

【0003】

高排出量の圧縮機ホイールを有する圧縮機、詳細には半径流圧縮機又は斜流圧縮機は、圧縮機ホイール入口半径 $R_1$ と圧縮機ホイール出口半径 $R_2$ の比率が大きく、例えば $R_1 / R_2 > 0.75$ である。一般的に、流れはインペラ領域又はインペラ及びディフューザ領域でそれぞれ半径方向に偏向され、これは大きな流れの偏向及びシュラウド輪郭の大きな曲率につながる。

【0004】

さらに、一般的に高い圧力比も要求されるため、遠心負荷を機械的な材料の限界より低く維持するために、圧縮機ホイールのハブ設計は、細く設計することが望ましい。細い設計のハブは、一般的に、圧縮機ホイールハブ輪郭の小さな出口角(半径方向に関して測定される)をもたらす。

【0005】

ディフューザにおける子午線経路が従来設計である場合(例えば、ハブで完全に半径方向に、シュラウドでピンチ(曲率連続)を有する)、これは最初に圧縮機ホイール出口下流の流れ断面の顕著な先細りにつながる。これは、一般的にディフューザ入口、詳細にはディフューザベーンの前縁でのマッハ数の増大につながる、これを回避するために、ディフューザ、詳細にはディフューザベーンをさらに下流に配置することができる。従来技術から知られている別の改善策は、例えば、ハブの輪郭上に経路凹部である。しかしながら、公知の解決策は、効率、全体容積、及び圧縮機のコストに関して、特定の欠点を有することが分かっている。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

本発明の目的は、従来技術から知られている欠点の少なくとも1つに関して改善された圧縮機、圧縮機及びターボ過給機の流出領域を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記目的を達成するために、独立請求項1に記載の圧縮機、詳細には半径流圧縮機又は斜流圧縮機の流出領域が提供される。さらに、本明細書に記載される実施形態による流出

10

20

30

40

50

領域を有する圧縮機、及びそのような圧縮機を有するターボ過給機が提供される。

【0008】

本発明の更なる態様、利点及び特徴は、従属請求項、明細書、及び添付図面に見出すことができる。

【0009】

本発明の1つの態様では、圧縮機、詳細には半径流圧縮機又は斜流圧縮機の流出領域が提供される。流出領域は、シュラウド側側壁及びハブ側側壁によって定められる流路を有する。ハブ側側壁は、圧縮機ホイール出口の領域において輪郭を有し、輪郭は、流れ方向において流路の断面積が減少し、最小部を通過し、再度増大するように設計されている。圧縮機ホイール出口の領域において、流路は、圧縮機ホイール出口縁からディフューザ領域のディフューザベーン入口縁まで延びる長さLを有する。ディフューザ領域は、圧縮機ホイール出口の領域に隣接し、多数のディフューザベーンを有する。

10

【0010】

従って、従来技術に対して改善された流出領域が有利に提供される。詳細には、ハブ側側壁の輪郭の変性によって、流路の有利な断面形状（減少 - 最小 - 増大）を実現することができるので、ディフューザ領域の上流側の流れを、シュラウド側で剥離させることなく大幅に減速させることができる。有利には、最初にシュラウド上の曲率を確認し、次にハブ輪郭（ハブ側側壁の輪郭）によって断面積の特性を調整することができる。これにより、よりコンパクトな設計及びより高い効率が可能になる。従って、流れの分離のリスクは、本発明による流出領域によって低減することができ、これは圧縮機の効率に有利な効果をもたらす。詳細には、本発明による流出領域は、有利には、コンパクトな設置スペース内で、圧縮機ホイール出口流を大きく減速させ、流れをスロットリング時に早期分離 / 不安定化する傾向を持たせることなく、より均一にすることを可能にする。

20

【0011】

本発明の第2の態様によれば、本明細書に記載の実施形態による圧縮機ホイールと流出領域とを備える圧縮機、詳細には半径流圧縮機又は斜流圧縮機が提供される。従って、改善された効率を有する圧縮機を有利に提供することができる。

【0012】

本発明の第3の態様によれば、本明細書に記載の実施形態による圧縮機を有するターボ過給機が提供され、従来技術よりも改善されたターボ過給機が有利に提供される。

30

【0013】

本発明は、図面に示され、そこからさらなる利点及び変更が得られる例示的な実施形態を参照して以下に説明される。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本明細書に記載される実施形態による、圧縮機、詳細には斜流圧縮機の流出領域の概略図を示す。

【図2】本明細書に記載されるさらなる実施形態による、斜流圧縮機の流出領域の概略図を示す。

【図3】本明細書に記載されるさらなる実施形態による、半径流圧縮機の流出領域の概略図を示す。

40

【図4】本明細書に記載されるさらなる実施形態による、半径流圧縮機の流出領域の概略図を示す。

【図5】本明細書に記載されるさらなる実施形態による、斜流圧縮機の流出領域の概略図を示す。

【発明を実施するための形態】

【0015】

図1から5を参照して本開示による圧縮機20の流出領域10及び圧縮機20を説明する。圧縮機は、半径流圧縮機又は斜流圧縮機とすることができる。本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる1つの実施形態によれば、流出領域10は、シ

50

シュラウド側側壁 1 2 及びハブ側側壁 1 3 によって定められた流路 1 1 を含む。圧縮機ホイール出口の領域 1 4 において、ハブ側側壁 1 3 は、流れ方向 1 において、流路の断面積、特に子午線断面積が減少し、最小部を通過し、再び増大するように設計された輪郭を有する。換言すると、ハブ側側壁 1 3 は、流れ方向 1 において、流路 1 1 の流れ断面が徐々に低減し、最小部を通過し、ディフューザ領域 1 6 に入る前に再び広がるように設計されている。詳細には、ハブ側側壁 1 3 の輪郭形状は、流れ方向 1 において、反対側のシュラウド側側壁 1 2 からの距離が減少し、最小部を通過し、その後再び増大するように設計されている。圧縮機ホイール出口の領域 1 4 において、流路 1 1 は、図 1 から 5 に示すように、長さ L を有する。流路 1 1 の長さ L は、圧縮機ホイール出口縁 4 からディフューザ領域 1 6 への入口 5 まで、詳細にはディフューザ領域 1 6 のディフューザベーン入口縁の所まで延びている。ディフューザ領域 1 6 は、圧縮機ホイール出口の領域 1 4 に隣接しており、複数のディフューザベーン 1 7 を有する。

10

**【 0 0 1 6 】**

従って、圧縮機ホイールの下流の流れを最初により均一にし、次により大きく減速させ、流れの分離のリスクを低減することができ、これは圧縮機の効率、全体容積及びコストに有利な影響を与える。

**【 0 0 1 7 】**

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、ハブ側側壁 1 3 の輪郭は、S 字状領域 1 5 を有する。詳細には、ハブ側側壁の輪郭は、圧縮機ホイール出口とディフューザ入口との間に S 字状の子午線輪郭形状を有する。S 字状領域 1 5 は、例えば、図 3 に例示されるように、少なくとも 3 つのセグメント S 1、S 2、S 3 によって形成することができる。図 4 は、4 つのセグメント S 1、S 2、S 3、S 4 を有する例示的な実施形態を示す。各セグメントは、線セグメント及び / 又は曲線セグメントとすることができる。従って、S 字状領域 1 5 は、多角形の S 字輪郭によって提供することができることを理解されたい。もしくは、S 字状領域 1 5 は、連続的な輪郭形状を有することもできる。輪郭形状は、正接連続又は非正接連続とすることができる。例えば、S 字状領域 1 5 は、図 1、2 及び 5 に例示されるように、流れ方向において右の曲率及び左の曲率を有することができる。換言すると、S 字状領域 1 5 は、シュラウド側側壁 1 2 に面する凸状曲率及び凹状曲率を有することができる。詳細には、流れ方向における圧縮機ホイール出口よりも下流側では、S 字状領域 1 5 は、まずシュラウド側側壁 1 2 に面する凸状曲率を有し、次いでシュラウド側側壁 1 2 に面する凹状曲率を有する。シュラウド側側壁 1 2 は、典型的には、圧縮機ホイール出口の領域においてハブ側側壁 1 3 に対して排他的に凸状となるように設計されている。詳細には、シュラウド側側壁 1 2 は、ハブ側側壁 1 3 に対して、圧縮機ホイール出口からディフューザ領域への入口まで排他的凸状となるように設計される。

20

30

**【 0 0 1 8 】**

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、図 1、2 及び 5 に例示されるように、ハブ側側壁 1 3 は、圧縮機ホイール出口の領域 1 4 において連続する輪郭形状を有する。代替的に又は追加的に、図 1 から 5 に例示されるように、シュラウド側側壁 1 2 は、圧縮機ホイール出口の領域 1 4 において連続する輪郭形状を有することができる。シュラウド側側壁 1 2 は、典型的には、流れ方向 1 において左に湾曲する。

40

**【 0 0 1 9 】**

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、S 字状領域 1 5 は、ディフューザ領域の入口 5 よりも圧縮機ホイール出口縁 4 に近い位置に配置される。例えば、S 字状領域 1 5 は、圧縮機ホイール出口縁の下流側の流路 1 1 の長さ L の 5 0 % 以内に配置することができる。典型的には、S 字形状によって提供されるハブ側側壁 1 3 の曲率の変化点は、ディフューザ領域の入口 5 よりも圧縮機ホイール出口縁 4 に近い位置に配置される。曲率の変化点の位置は、シュラウド側側壁 1 2 に面するハブ側側壁 1 3 の凸状曲率が、シュラウド側側壁 1 2 に面するハブ側側壁 1 3 の凹状曲

50

率に結合する転換点となる位置である。詳細には、曲率の変化点の位置は、曲率の符号が変化する位置である。詳細には、流路 1 1 の S 字状領域 1 5 によって形成される流路断面の最小部は、圧縮機ホイール出口縁よりも下流側の流路 1 1 の長さ L の 5 0 % 以内に配置することが可能である。換言すると、流路断面の最小部は、典型的には、ディフューザ領域の入口 5 よりも圧縮機ホイール出口縁 4 に近い位置に配置される。

【 0 0 2 0 】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、流路 1 1 は、圧縮機ホイール出口断面積  $A_2$  及びディフューザ入口断面積  $A_3$  を有し、比率  $A_3 / A_2$  は、 $0.80 < A_3 / A_2 < 1.2$  の範囲、詳細には  $0.90 < A_3 / A_2 < 1.1$  の範囲から選択される。典型的には、圧縮機ホイール出口断面積  $A_2$  は、圧縮機ホイール出口縁 4 の下流側の円筒面（圧縮機ホイール出口縁が回転軸と平行に延在する）又は円錐外側面（圧縮機ホイール出口縁が回転軸に対して傾斜する）である。同様に、ディフューザ入口断面  $A_3$  は、円筒面（ディフューザ入口縁が回転軸に平行に延びる）又は円錐面（ディフューザ入口縁が回転軸に対して傾斜する）とすることができる。これに関連して、流れ方向に減少し、最小部を通過し、再び増大する流路の断面積は、円筒形断面積及び／又は円錐形断面積とすることができることが指摘される。

10

【 0 0 2 1 】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、図 2 から 5 に例示されるように、ハブ側側壁 1 3、詳細には圧縮機ホイール出口に隙間 3（例えば、漏れ流れ開口）を形成することができる。

20

【 0 0 2 2 】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、流路 1 1 の流れ方向の断面積の最小部は、半径方向の位置  $r_{Min}$  に存在し、この位置は  $R_2 < r_{Min} < R_2 + 0.8 \times (R_3 - R_2)$ 、詳細には  $R_2 < r_{Min} < R_2 + 0.6 \times (R_3 - R_2)$  の範囲から選択される。 $R_2$  は圧縮機ホイール出口半径、 $R_3$  は圧縮機ホイール 2 1 の回転軸 2 からのディフューザ領域への入口 5 の半径方向の距離である。

【 0 0 2 3 】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、圧縮機ホイール出口断面積  $A_2$  に対する流路 1 1 の断面積の最小値の比率  $VQ$  は、 $0.8 < VQ < 1$ 、詳細には  $0.9 < VQ < 1$  の範囲から選択することができる。

30

【 0 0 2 4 】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、S 字状領域 1 5 は、シュラウド側側壁 1 2 に面する凸状曲率からシュラウド側側壁 1 2 に面する凹状曲率への曲率の変化点を有し、これは、 $R_2 < r_{KW} < R_2 + 0.8 \times (R_3 - R_2)$ 、詳細には  $R_2 < r_{KW} < R_2 + 0.6 \times (R_3 - R_2)$  の範囲から選ばれた半径位置  $r_{KW}$  に存在する。 $R_2$  は圧縮機ホイール出口半径、 $R_3$  は圧縮機ホイール 2 1 の回転軸 2 からのディフューザ領域への入口 5 の半径距離である。

【 0 0 2 5 】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、凸状曲率は、半径方向位置  $r_{Kmax}$  において最大曲率を有し、これは、 $R_2 < r_{Kmax} < R_2 + 0.75 \times (R_3 - R_2)$ 、詳細には  $R_2 < r_{Kmax} < R_2 + 0.5 \times (R_3 - R_2)$  の範囲から選択される。最大曲率は、曲率の最大の正の値を意味すると理解される。本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、凹状曲率は、半径方向位置  $r_{Kmin}$  において最小曲率を有し、これは、 $R_2 + 0.15 \times (R_3 - R_2) < r_{Kmin} < R_3$ 、詳細には  $R_2 + 0.25 \times (R_3 - R_2) < r_{Kmin} < R_3$  の範囲から選択される。最小曲率値は、曲率の最大の負の値を意味すると理解される。これに関連して、 $r_{Kmax}$  が  $R_2 < r_{Kmax} < R_2 + 0.75 \times (R_3 - R_2)$  の範囲から選択され、 $r_{Kmin}$  が  $R_2 + 0.15 \times (R_3 - R_2) < r_{Kmin} < R_3$  の範囲から選択される場合、 $r_{Kmax}$  及び  $r_{Kmin}$  は典型的には  $r_{Kmax} < r_{Kmin}$  であるように選択されることが指摘される。

40

【 0 0 2 6 】

50

本出願において、流路の断面積は流路の子午線断面積、詳細には主流れ方向に対して法線方向に延びる流路の断面積であることが指摘される。主流れ方向は、シュラウド側側壁 12 とハブ側側壁 13 との間の中心線に沿って延在する。

【0027】

本開示の別の態様によれば、本明細書に記載される実施形態による圧縮機ホイール 21 と流出領域 10 とを備える圧縮機 20、詳細には半径流圧縮機又は斜流圧縮機が提供される。

【0028】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、圧縮機ホイール 21 は、圧縮機ホイール入口半径  $R_1$  及び圧縮機ホイール出口半径  $R_2$  を有する。圧縮機ホイール出口半径  $R_2$  に対する圧縮機ホイール入口半径  $R_1$  の比率は、典型的には  $0.65 \leq R_1 / R_2 \leq 1.30$  の範囲から、詳細には  $0.7 \leq R_1 / R_2 \leq 1.25$  の範囲から選択される。

10

【0029】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、圧縮機は、圧縮機ホイール 21 の回転軸 2 から半径方向距離  $R_3$  で配置されるディフューザ領域 16 を備える。典型的には、圧縮機ホイール出口半径  $R_2$  に対する半径方向距離  $R_3$  の比率は、 $1.05 \leq R_3 / R_2 \leq 1.30$  の範囲から、詳細には  $1.10 \leq R_3 / R_2 \leq 1.25$  の範囲から選択される。

【0030】

本明細書に記載される他の実施形態と組み合わせることができる 1 つの実施形態によれば、ハブ側側壁 13 の輪郭は、本明細書に記載の実施形態のうちの 1 つによる S 字状領域 15 を備える。図 5 に例示されるように、S 字状領域 15 は、流れ方向において圧縮機ホイール 21 の回転軸 2 から距離  $R_s$  の位置に端部を有することができる。詳細には、距離  $R_s$ 、圧縮機ホイール出口半径  $R_2$ 、及び圧縮機ホイール 21 の回転軸 2 からのディフューザ領域 16 の半径距離  $R_3$  は、条件  $0.4 \leq (R_s - R_2) / (R_3 - R_2) \leq 1.0$  を満たすように選択することができる。これに関連して、S 字状領域 15 の端部は、シュラウド側側壁 12 に面する凹状曲率がゼロに戻る位置であることに留意されたい。

20

【0031】

本開示に鑑みて、別の態様によれば、本明細書に記載の実施形態による圧縮機 20、詳細には半径流圧縮機又は斜流圧縮機を備えるターボ過給機を提供することが可能である。これに関連して、半径流圧縮機の例示的な実施形態（図 2、3 及び 4）に関連して説明した特徴は、斜流圧縮機の例示的な実施形態（図 1 及び 5）に移行すること、及びその逆も可能であることに留意されたい。

30

【0032】

本明細書に記載される実施形態は、特に、高排出量の半径流圧縮機又は斜流圧縮機に対して有利である。従来技術と比較して、圧縮機ホイールの流出流が有利に案内され、より均一にされ、小さな設置スペースでより大きく減速させることが可能である。ディフューザにガイドベーンアレイ（ディフューザベーン）を使用する場合、ガイドベーンをインペラに近づけるか又はディフューザベーン入口縁のマッハ数レベルをさらに低下させることが可能である。マッハ数の低減及びディフューザベーンの流れの均一化は、効率の向上につながる。流れの均一化及びシュラウド側の輪郭曲率の低減の可能性は、安定性の向上につながる。設置スペースを小さくすることで、製造コスト及び製品のコストを低減することができる。

40

【0033】

換言すると、本明細書に記載される実施形態は、以下の利点を有することができる。連続的な、詳細には正接連続的な、並びに非連続的な、詳細には非正接連続的なハブ輪郭形状が可能であり、これは流れの分離のリスクを低減し、効率の点で有利である。子午線図におけるシュラウド輪郭の曲率は、流路面積を過度に減少させることなく減少させることができる。従って、流れの半径方向成分が平均的に過度に加速されることなく、シュラウ

50

ドでの流れの分離のリスクを低減することができる。ディフューザ（圧縮機ホイールの下流側）における表面形状は、シュラウド側での運動量交換が促進され（シュラウド曲率を小さくすることで、及びハブとシュラウド輪郭で形成されるピンチ領域によって）、ハブにおける流れ（例えばディフューザベーン前縁の上流側）が最大限に減速されるように、意図的に設計することが可能である。従って、圧縮機ホイール出口の流れは、大幅に減速することができ、スロットリング時に流れが早期に分離して不安定になる傾向を有することなく、コンパクトな設置スペース内でより均一にすることができる。

【符号の説明】

【 0 0 3 4 】

- |  |                           |    |
|--|---------------------------|----|
| 1  | 流れ方向                      | 10 |
| 2  | 回転軸                       |    |
| 3  | 隙間                        |    |
| 4  | 圧縮機ホイール出口縁                |    |
| 5  | ディフューザ領域への入口              |    |
| 10   | 流出領域                      |    |
| 11   | 流路                        |    |
| 12   | シュラウド側側壁                  |    |
| 13   | ハブ側側壁                     |    |
| 14   | 圧縮機ホイール出口の領域              |    |
| 15   | S字状輪郭                     | 20 |
| 16   | ディフューザ領域                  |    |
| 17   | ディフューザベーン                 |    |
| 20   | 圧縮機                       |    |
| 21   | 圧縮機ホイール                   |    |
| R <sub>1</sub>   | 圧縮機ホイール入口半径               |    |
| R <sub>2</sub>   | 圧縮機ホイール出口半径               |    |
| R <sub>3</sub>   | 回転軸からディフューザ領域への入口の半径方向の距離 |    |
| R <sub>S</sub>   | S字状領域の端部の回転軸からの流れ方向の半径距離  |    |
| S <sub>1</sub> 、S <sub>2</sub> 、S <sub>3</sub> 、S <sub>4</sub> | ハブ側壁輪郭のセグメント              | 30 |

30

40

50

【 図面 】

【 図 1 】

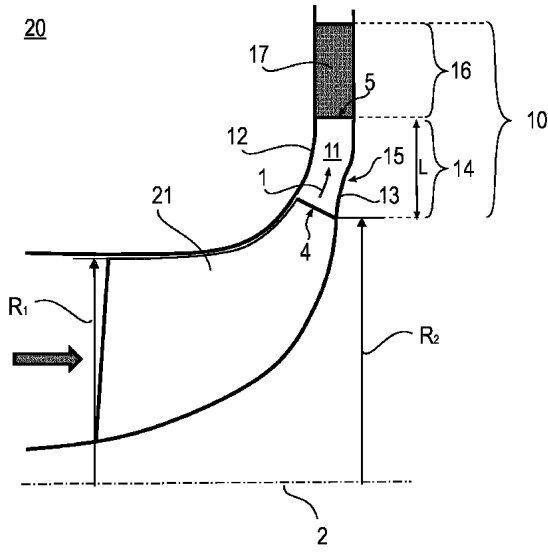


Fig. 1

【 図 2 】

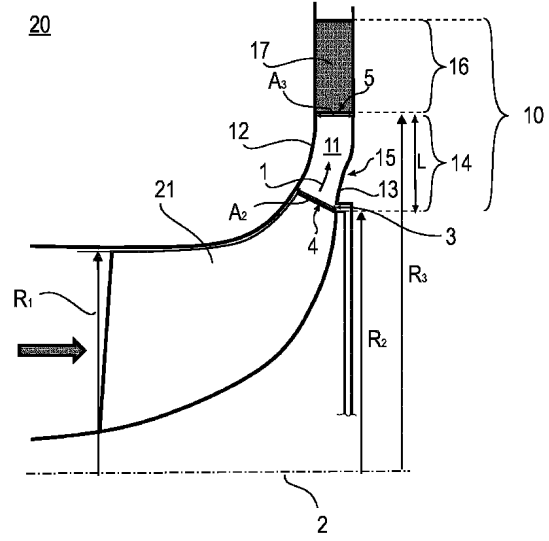


Fig. 2

【 図 3 】

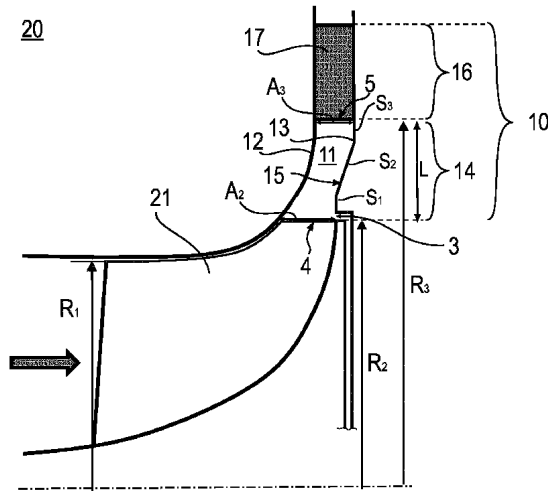


Fig. 3

【 図 4 】

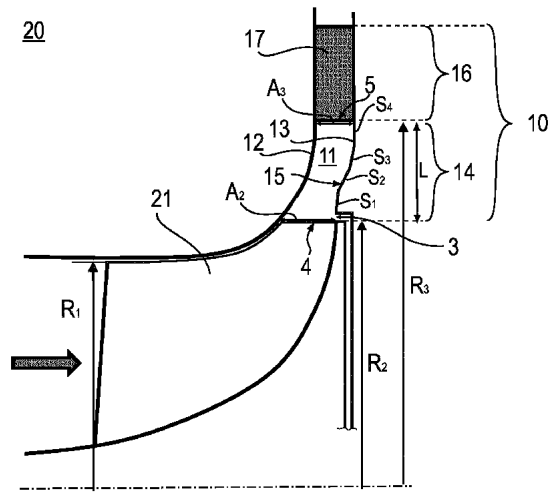


Fig. 4

10

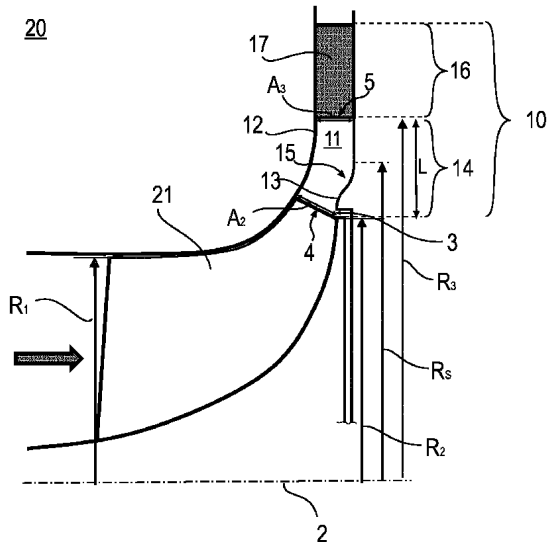
20

30

40

50

【 5 】



10

Fig. 5

20

30

40

50

## フロントページの続き

(74)代理人 100144451

弁理士 鈴木 博子

(72)発明者 ラッシュ ダニエル

スイス 5430 ヴェッティンゲン ローゼナウヴェーク 17ツェー

審査官 大瀬 円

(56)参考文献 特表2003-526037(JP, A)

国際公開第2018/179100(WO, A1)

(58)調査した分野 (Int.Cl., DB名)

F04D 29/44

F02B 39/00