

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5828814号
(P5828814)

(45) 発行日 平成27年12月9日 (2015. 12. 9)

(24) 登録日 平成27年10月30日 (2015. 10. 30)

(51) Int. Cl. F 1
F 0 4 C 1 8 / 3 4 4 (2 0 0 6 . 0 1) F 0 4 C 1 8 / 3 4 4 3 5 1 L

請求項の数 4 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2012-183395 (P2012-183395)	(73) 特許権者	000004765
(22) 出願日	平成24年8月22日 (2012. 8. 22)		カルソニックカンセイ株式会社
(65) 公開番号	特開2014-40797 (P2014-40797A)		埼玉県さいたま市北区日進町二丁目191
(43) 公開日	平成26年3月6日 (2014. 3. 6)		7番地
審査請求日	平成26年10月17日 (2014. 10. 17)	(74) 代理人	240000327
			弁護士 弁護士法人クレオ国際法律特許事務所
		(74) 代理人	100082670
			弁理士 西脇 民雄
		(72) 発明者	金子 士津真
			埼玉県さいたま市北区日進町二丁目191
			7番地 カルソニックカンセイ株式会社内
		(72) 発明者	島口 博匡
			埼玉県さいたま市北区日進町二丁目191
			7番地 カルソニックカンセイ株式会社内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 気体圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

軸回りに回転する略円柱状のロータと、前記ロータを、その外周面の外方から前記ロータを取り囲む断面輪郭形状の内周面を有するシリンダと、前記ロータに形成されたベーン溝からの背圧を受けて前記ロータから外方に突出自在に設けられた複数枚の板状のベーンと、前記ロータおよび前記シリンダの両端面側にそれぞれ設置された2つのサイドブロックとを有し、

前記ロータと前記シリンダと前記両サイドブロックと前記ベーンとによって仕切られた複数の圧縮室が内部に形成され、各圧縮室が前記ロータの1回転の期間に気体の吸入、圧縮および前記シリンダに形成された吐出部を通じての吐出を1サイクルのみ行うように形成された圧縮機本体、および前記圧縮機本体を覆うハウジングを備え、前記シリンダの内周面の断面輪郭形状が、圧縮行程および吐出行程を吸入行程に対して長くなるように、かつ前記圧縮室の内部の圧力の、圧縮行程における昇圧速度が一定となるように設定されていることを特徴とする気体圧縮機。

【請求項2】

前記圧縮室の内部の圧力が最大の圧力である吐出圧力に達する直前の行程における昇圧速度が、それよりも以前の行程における昇圧速度よりも小さくなるように、前記シリンダの内周面の断面輪郭形状が設定されていることを特徴とする請求項1に記載の気体圧縮機。

【請求項3】

前記圧縮行程に対応した前記シリンダの内周面の断面輪郭形状が、下記(1)から(4)の領域が順次連なるように形成されていることを特徴とする請求項1または2に記載の気体圧縮機。

- (1) 圧縮室の容積減少率が増加する領域
- (2) 圧縮室の容積減少率が低下する領域
- (3) 圧縮室の容積減少率が再び増加する領域
- (4) 圧縮室の容積減少率が再び低下する領域

【請求項4】

前記ロータの回転により前記圧縮室が所定の吐出部に臨む以前の段階で前記圧縮室の内部の気体の圧力が吐出圧力に達したときに、前記圧縮室の内部の気体を吐出させる第2の吐出部が形成されていることを特徴とする請求項1から3のうちいずれか1項に記載の気体圧縮機。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は気体圧縮機に関し、詳細には、ベーンロータリ形式の気体圧縮機における吐出効率の改善に関する。

【背景技術】

【0002】

空気調和システムには、冷媒ガスなどの気体を圧縮して、空気調和システム（空調システム）に気体を循環させるための気体圧縮機が用いられている。

20

【0003】

この気体圧縮機は、回転駆動されて気体を圧縮する圧縮機本体がハウジングの内部に收容され、ハウジングの内部には、圧縮機本体から高圧の気体が吐出される吐出室がハウジングと圧縮機本体とによって区画して形成され、この吐出室からハウジングの外部に高圧の気体を排出するものである。

【0004】

このような気体圧縮機の一例として、いわゆるベーンロータリ形式のものが知られている。

【0005】

30

このベーンロータリ形式の気体圧縮機は、ハウジングの内部に圧縮機本体が收容されていて、圧縮機本体は、回転軸と一体的に回転する略円柱状のロータと、このロータを、その周面の外方から取り囲む輪郭形状の内周面を有するシリンダと、ロータに形成されたベーン溝に收容され、ロータの周面から外方に突出自在に設けられた複数枚の板状のベーンと、ロータの両端面から突出した回転軸を回転自在に支持する軸受がそれぞれ形成されているとともに、ロータおよびシリンダの両端面に接してこれら両端面を塞ぐサイドブロックとを備え、ロータの外周面とシリンダの内周面と両サイドブロックの各内側の面とによって、気体の吸入、圧縮、吐出が行われる空間であるシリンダ室が形成されている。

【0006】

このシリンダ室は、ロータの周面から突出した各ベーンの突出側先端がシリンダの内周面に接することで、ロータの外周面とシリンダの内周面と両サイドブロックの各内側の面とロータの回転方向に沿って相前後する2つのベーンの面によって、複数の圧縮室に区画される。

40

【0007】

そして、圧縮室で圧縮された高圧の気体は、シリンダに形成された吐出部を通して圧縮機本体の外部に吐出される（特許文献1）。

【0010】

一方、シリンダ内壁形状を非対称形状として圧縮工程を長く設定している気体圧縮機が提案されている（特許文献2）。

【0011】

50

特許文献2の気体圧縮機は、圧縮室の圧縮工程が、引込速度が増加する曲線部、引込速度が減少する曲線部、引込速度が再び増加する曲線部、引込速度が再び減少する曲線部、という4つの領域で構成されていて、シリンダの内周面の断面輪郭形状が、回転軸回りの角度の二乗で定義されており、圧縮室の圧力の昇圧速度のグラフの曲線が、下に凸となっている(途中から昇圧速度が増大する(角度の増大に対する圧力の上昇度合いが大きくなる))。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0012】

【特許文献1】特開昭54-28008号公報

10

【特許文献2】特開昭58-70086号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0013】

ところで、特許文献1に記載された気体圧縮機の圧縮機本体は、シリンダの内周面の断面輪郭形状が略真円に形成されていて、ロータの外周面の回転中心がシリンダの内周面の中心からずらされて偏心して配置されることで、内部の容積を変化させる圧縮室を形成しているが、このようにシリンダの内周面の断面輪郭形状を略真円にしたものは、圧縮室の容積が増大する期間と圧縮室の容積が減少する期間とが、ロータの1回転の期間の半々程度となる。

20

【0014】

そして、圧縮室の容積が減少する圧縮行程や吐出行程の占める期間が全体の期間に対して比較的短い特許文献1の気体圧縮機では、短期間で急激な圧縮による過圧縮が発生したり、吐出流速が速いために吐出圧損が大きくなるなどして、動力の増大を招き、効率(成績係数またはCOP(Coefficient Of Performance:冷房能力/動力))を向上させることができない。

【0015】

また、圧縮工程を長く設定している特許文献2の気体圧縮機においても、昇圧速度のグラフの曲線が下に凸となっているため、圧縮室の圧力が吐出圧力に達する直前に昇圧速度が速くなり、吐出圧力を超える過圧縮が発生し易い。

30

【0016】

本発明は上記事情に鑑みなされたものであって、効率を向上させることができる気体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】

【0017】

本発明に係る気体圧縮機は、シリンダの内周面の断面輪郭形状を、圧縮室の内部の圧力の圧縮行程における昇圧速度が略一定となるように形成したことによって、短期間で急激な圧縮や、吐出圧力に達する直前における昇圧速度の増大による過圧縮の発生を防止したものである。

【0018】

40

すなわち、本発明に係る気体圧縮機は、軸回りに回転する略円柱状のロータと、前記ロータを、その外周面の外方から前記ロータを取り囲む輪郭形状の内周面を有するシリンダと、前記ロータに形成されたベーン溝からの背圧を受けて前記ロータから外方に突出自在に設けられた複数枚の板状のベーンと、前記ロータおよび前記シリンダの両端面側にそれぞれ設置された2つのサイドブロックとを有し、前記ロータと前記シリンダと前記両サイドブロックと前記ベーンとによって仕切られた複数の圧縮室が内部に形成され、各圧縮室が前記ロータの1回転の期間に気体の吸入、圧縮および前記シリンダに形成された吐出部を通じての吐出を1サイクルのみ行うように形成された圧縮機本体、および前記圧縮機本体を覆うハウジングを備え、前記シリンダの内周面の断面輪郭形状が、圧縮行程および吐出行程を吸入行程に対して長くなるように、かつ前記圧縮室の内部の圧力の、圧縮行程に

50

おける昇圧速度が一定となるように設定されていることを特徴とする。

【発明の効果】

【0019】

本発明に係る気体圧縮機によれば、効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】本発明に係る気体圧縮機の一実施形態であるベーンロータリコンプレッサの縦断面図である。

【図2】図1に示したベーンロータリコンプレッサのコンプレッサ部のA-A線に沿った断面図である。

【図3】ベーンの先端がシリンダの近接部に接している基準位置（基準線L）から回転角度を説明する、図2相当の模式図である。

【図4】ロータの回転角度ごとの圧縮室の圧力を示すグラフである。

【図5】基準線からの角度ごとの、シリンダの内周面輪郭までの、ロータ中心からの距離を示す輪郭線図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

以下、本発明に係る気体圧縮機の実施形態について図面を参照して詳細に説明する。

【0022】

本発明に係る気体圧縮機の一実施形態である電動ベーンロータリコンプレッサ100（以下、単にコンプレッサ100という。）は、自動車等に設置された、蒸発器、気体圧縮機、凝縮器および膨張弁を有する空気調和システムにおける気体圧縮機として用いられている。この空気調和システムは、冷媒ガスG（気体）を循環させることで冷凍サイクルを構成している。

【0023】

コンプレッサ100は、図1に示すように、本体ケース11とフロントカバー12とから主に構成されているハウジング10の内部に、モータ90と圧縮機本体60とが収容された構成である。

【0024】

本体ケース11は、略円筒形状であり、その円筒形状の一方の端部が塞がれたように形成され、他方の端部は開口して形成されている。

【0025】

フロントカバー12は、この本体ケース11の開口側の端部に接した状態でこの開口を塞ぐように蓋状に形成されていて、この状態で締結部材により本体ケース11に締結されて本体ケース11と一体化され、内部に空間を有するハウジング10を形成する。

【0026】

フロントカバー12には、ハウジング10の内部と外部とを通じさせて、空気調和システムの蒸発器から低圧の冷媒ガスGをハウジング10の内部に導入する吸入ポート12aが形成されている。

【0027】

一方、本体ケース11には、ハウジング10の内部と外部とを通じさせて、高圧の冷媒ガスGをハウジング10の内部から空気調和システムの凝縮器に吐出する吐出ポート11aが形成されている。

【0028】

本体ケース11の内部に設けられたモータ90は、永久磁石のロータ90aと電磁石のステータ90bとを備えた多相ブラシレス直流モータを構成している。

【0029】

ステータ90bは本体ケース11の内周面に嵌め合わされて固定され、ロータ90aには回転軸51が固定されている。

10

20

30

40

50

【0030】

そして、モータ90は、フロントカバー12に取付けられた電源コネクタ90cを介して供給された電力によってステータ90bの電磁石を励磁することにより、ロータ90aおよび回転軸51をその軸心回りに回転駆動させる。

【0031】

なお、電源コネクタ90cとステータ90bとの間に、インバータ回路90dなどを備えた構成を採用することもできる。

【0032】

なお、本実施形態のコンプレッサ100は上述したとおり電動のものであるが、本発明に係る気体圧縮機は電動のものに限定されるものではなく、機械式のものであってもよく、本実施形態のコンプレッサ100を仮に機械式のものとした場合は、モータ90を備える代わりに、回転軸51をフロントカバー12から外部へ突出させて、その突出した回転軸51の先端部に、車両のエンジン等から動力の伝達を受けるプーリーや歯車等を備えた構成とすればよい。

10

【0033】

モータ90とともにハウジング10の内部に收容された圧縮機本体60は、回転軸51の延びた方向に沿ってモータ90と並んで配置されており、ボルト等の締結部材15により、本体ケース11に固定されている。

【0034】

ハウジング10の内部に收容された圧縮機本体60は、モータ90によって軸心C回りに回転自在の回転軸51と、回転軸51と一体的に回転する略円柱状のロータ50と、図2に示すように、このロータ50を、その外周面52の外方から取り囲む輪郭形状の内周面41を有するシリンダ40と、ロータ50の外周面52からシリンダ40の内周面41に向けて突出自在に設けられた5枚の板状のベーン58と、ロータ50およびシリンダ40の両端を塞ぐ2つのサイドブロック(フロントサイドブロック20、リヤサイドブロック30)とを備えている。

20

【0035】

ここで、回転軸51は、フロントカバー12に形成された軸受12b、圧縮機本体60の各サイドブロック20, 30にそれぞれ形成された軸受27, 37により、回転自在に支持されている。

30

【0036】

また、圧縮機本体60は、ハウジング10の内部の空間を、図1において圧縮機本体60を挟んだ左側の空間と右側の空間とに仕切っている。

【0037】

これらハウジング10の内部に仕切られた2つの空間のうち圧縮機本体60に対して左側の空間は、吸入ポート12aを通じて蒸発器から低圧の冷媒ガスGが導入される低圧雰囲気吸入室13であり、圧縮機本体60に対して右側の空間は、吐出ポート11aを通じて高圧の冷媒ガスGが凝縮器に吐出される高圧雰囲気吐出室14である。

【0038】

なお、モータ90は吸入室13に配置されている。

40

【0039】

圧縮機本体60の内部には、シリンダ40の内周面41とロータ50の外周面52と両サイドブロック20, 30とに囲まれた略C字状の単一のシリンダ室42が形成されている。

【0040】

具体的には、シリンダ40の内周面41とロータ50の外周面52とが、回転軸51の軸心C回りの1周(角度360[度])の範囲で1箇所だけ近接するように、シリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状が設定されていて、これにより、シリンダ室42は単一の空間を形成している。

【0041】

50

なお、シリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状のうちシリンダ40の内周面41とロータ50の外周面52とが最も近接した部分として形成された近接部48は、シリンダ40の内周面41とロータ50の外周面52とが最も離れた部分として形成された遠隔部49から、ロータ50の回転方向W(図2において時計回り方向)に沿って下流側に角度270[度]以上(360[度]未満)離れた位置に形成されている。

【0042】

シリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状は、回転軸51およびロータ50の回転方向Wに沿って遠隔部49から近接部48に至るまで、ロータ50の外周面52とシリンダ40の内周面41との間の距離が徐々に減少するような形状に設定されているが、詳細については後述する。

【0043】

ベーン58はロータ50に形成されたベーン溝59に収容されていて、ベーン溝59に供給される冷凍機油Rや冷媒ガスGによる背圧により、ロータ50の外周面52から外方に突出する。

【0044】

また、ベーン58は単一のシリンダ室42を複数の圧縮室43に仕切るものであり、回転軸51およびロータ50の回転方向Wに沿って相前後する2つのベーン58によって1つの圧縮室43が形成される。したがって、5枚のベーン58が回転軸51回りに角度72[度]の等角度間隔で設置された本実施形態においては、5つ乃至6つの圧縮室43が形成される。

【0045】

なお、2枚のベーン58, 58の間に近接部48が存在する圧縮室43については、近接部48と1枚のベーン58とによって1つの閉じた空間を構成するため、2枚のベーン58, 58の間に近接部48が存在する圧縮室43は結果的に2つの圧縮室43, 43となるため、5枚のベーンのものであっても6つの圧縮室43が形成される。

【0046】

ベーン58によりシリンダ室42を仕切って得られた圧縮室43の内部の容積は、回転方向Wに沿って圧縮室43が遠隔部49から近接部48に至るまで徐々に小さくなる。

【0047】

このシリンダ室42の、回転方向Wの最上流側の部分(回転方向Wに沿って、近接部48に対する下流側の直近部分)には、フロントサイドブロック20に形成された、吸入室13に通じる吸入孔23(図2において、フロントサイドブロック20は断面よりも紙面手前側に位置するため、このフロントサイドブロック20に形成された吸入孔23は想像線(二点鎖線)で記載している。)が臨んでいる。

【0048】

一方、シリンダ室42の、ロータ50の回転方向Wの最下流側の部分(回転方向Wに沿って、近接部48に対する上流側の直近部分)には、シリンダ40に形成された第1の吐出部45の吐出チャンバ45aに通じた吐出孔45bが臨み、その上流側には、シリンダ40に形成された第2の吐出部46の吐出チャンバ46aに通じた吐出孔46bが臨んでいる。

【0049】

シリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状は、吸入室13からフロントサイドブロック20に形成された吸入孔23を通じた冷媒ガスGの圧縮室43への吸入、圧縮室43内での冷媒ガスGの圧縮および圧縮室43から吐出孔45bを通じた吐出チャンバ45aへの冷媒ガスGの吐出を、ロータ50の1回転の期間に1つの圧縮室43につき1サイクルだけ行うように設定されている。

【0050】

ロータ50の回転方向Wの最上流側では、シリンダ40の内周面41とロータ50の外周面52との間隔が小さい状態から急激に大きくなるように内周面41の横断面輪郭形状が設定されていて、遠隔部49を含んだ角度範囲では回転方向Wへの回転に伴って圧縮室

10

20

30

40

50

43の容積が拡大してフロントサイドブロック20に形成された吸入孔23を通じて圧縮室43内に冷媒ガスGが吸入される行程(吸入行程)となる。

【0051】

次いで、回転方向Wの下流に向かって、シリンダ40の内周面41とロータ50の外周面52との間隔が徐々に小さくなるように内周面41の横断面輪郭形状が設定されているため、その範囲ではロータ50の回転に伴って圧縮室43の容積が減少し、圧縮室43内の冷媒ガスGが圧縮される行程(圧縮行程)となる。

【0052】

さらに、ロータ50の回転方向Wの下流側は、シリンダ40の内周面41とロータ50の外周面52との間隔がさらに小さくなって冷媒ガスGの圧縮がさらに進み、冷媒ガスGの圧力が吐出圧力に達すると冷媒ガスGは後述する吐出孔45b、46bを通じて各吐出部45、46の吐出チャンバ45a、46aに吐出される行程(吐出行程)となる。

【0053】

そして、ロータ50の回転に伴って、各圧縮室43が吸入行程、圧縮行程、吐出行程をこの順序で繰り返すことにより、吸入室13から吸入された低圧の冷媒ガスGは高圧になって圧縮機本体60の外部となるサイクロンブロック70(油分離器)に吐出される。

【0054】

各吐出部45、46は、シリンダ40の外周面と本体ケース11とによって囲まれた空間である吐出チャンバ45a、46aと、吐出チャンバ45a、46aと圧縮室43とを通じさせる吐出孔45b、46bと、圧縮室43内の冷媒ガスGの圧力が吐出チャンバ45a、46a内の圧力(吐出圧力)以上のとき、差圧により吐出チャンバ45a、46aの側に反るように弾性変形して吐出孔45b、46bを開き、冷媒ガスGの圧力が吐出チャンバ45a、46a内の圧力(吐出圧力)未満のとき弾性力により吐出孔45b、46bを閉じる吐出弁45c、46cと、吐出弁45c、46cが吐出チャンバ45a、46aの側に過度に反るのを防止する弁サポート45d、46dとを備えている。

【0055】

なお、2つの吐出部45、46のうち、回転方向Wの下流側に設けられている吐出部、すなわち近接部48に近い側の第1の吐出部45は主たる吐出部である。

【0056】

この主たる吐出部である第1の吐出部45には、内部の圧力が常に吐出圧力に達している圧縮室43が臨んでいるため、圧縮室43が第1の吐出部45を通過している期間中は常に、その圧縮室43の内部で圧縮された冷媒ガスGが吐出され続けている。

【0057】

一方、2つの吐出部45、46のうち、回転方向Wの上流側に設けられている吐出部、すなわち近接部48から遠い側の第2の吐出部46は副次的な吐出部である。

【0058】

この副次的な吐出部である第2の吐出部46は、圧縮室43が下流側の吐出部45に臨む以前の段階で吐出圧力に達したときに、圧縮室43内の過圧縮(吐出圧力を超える圧力に圧縮されること)を防止するために設けられたものであり、圧縮室43が吐出部46に臨んでいる期間中に圧縮室43内の圧力が吐出圧力に達した場合にのみ、圧縮室43の内部の冷媒ガスGを吐出させ、圧縮室43内の圧力が吐出圧力に達していない場合は、圧縮室43の内部の冷媒ガスGを吐出させない。

【0059】

第1の吐出部45の吐出チャンバ45aは、リヤサイドブロック30の外周面(吐出室14に向いた面)まで貫通して形成された吐出路38に臨んでいて、この吐出チャンバ45aは吐出路38を介してリヤサイドブロック30の外周面に取り付けられたサイクロンブロック70に通じている。

【0060】

一方、第2の吐出部46の吐出チャンバ46aは、サイクロンブロック70に直接的に通じているものではなく、シリンダ40の外周面に形成された切欠きが第1の吐出部45

10

20

30

40

50

の吐出チャンバ45 aに通じた連通路39となっていて、この連通路39、吐出チャンバ45 aおよび吐出路38を介してサイクロンブロック70に通じている。

【0061】

したがって、第2の吐出部46の吐出チャンバ46 aに吐出された冷媒ガスGは、連通路39、吐出チャンバ45 aおよび吐出路38をこの順序で通って、サイクロンブロック70に吐出される。

【0062】

サイクロンブロック70は、圧縮機本体60に対して冷媒ガスGの流れの下流側に設けられていて、圧縮機本体60から吐出された冷媒ガスGに混ざった冷凍機油Rを冷媒ガスGから分離するものである。

10

【0063】

具体的には、第1の吐出部45の吐出孔45 bから吐出チャンバ45 aに吐出され、吐出路38を通して圧縮機本体60から吐出された冷媒ガスGおよび第2の吐出部46の吐出孔46 bから吐出チャンバ46 aに吐出され、連通路39、第1の吐出部45の吐出チャンバ45 aおよび吐出路38を通して圧縮機本体60から吐出された冷媒ガスGを、螺旋状に回転させることで、冷媒ガスGから冷凍機油Rを遠心分離する。

【0064】

そして、冷媒ガスGから分離された冷凍機油Rは吐出室14の底部に溜まり、冷凍機油Rが分離された後の高圧の冷媒ガスGは吐出室14に吐出された後、吐出ポート11 aを通して凝縮器に吐出される。

20

【0065】

吐出室14の底部に溜められた冷凍機油Rは、吐出室14の高圧雰囲気により、リヤサイドブロック30に形成された油路34 aおよびリヤサイドブロック30に形成された背圧供給用の凹部であるサライ溝31, 32を通じて、並びに、リヤサイドブロック30に形成された油路34 a, 34 b、シリンダ40に形成された油路44、フロントサイドブロック20に形成された油路24およびフロントサイドブロック20に形成された背圧供給用の凹部であるサライ溝21, 22を通じて、それぞれベーン溝59に供給される。

【0066】

すなわち、ロータ50の両端面まで貫通したベーン溝59が、ロータ50の回転により、各サイドブロック20, 30のサライ溝21, 31またはサライ溝22, 32にそれぞれ通じたときに、その通じたサライ溝21, 31またはサライ溝22, 32からベーン溝59に冷凍機油Rが供給されて、供給された冷凍機油Rの圧力がベーン58を外方に突出させる背圧となる。

30

【0067】

ここで、リヤサイドブロック30の油路34 aとサライ溝31との間で冷凍機油Rが通過する通路は、リヤサイドブロック30の軸受37とこの軸受37に支持された回転軸51の外周面との間の非常に狭い隙間である。

【0068】

そして、冷凍機油Rは、油路34 aにおいては吐出室14の高圧雰囲気と同じ高圧であったにもかかわらず、この狭い隙間を通過する間に圧力損失を受けた影響で、サライ溝31に到達したときは、吐出室14の内部の圧力よりも低い圧力である中圧になっている。

40

【0069】

ここで、中圧とは、吸入室13における冷媒ガスGの圧力である低圧よりも高く、吐出室14における冷媒ガスGの圧力である高圧よりも低い圧力である。

【0070】

同様に、フロントサイドブロック20の油路24とサライ溝21との間で冷凍機油Rが通過する通路は、フロントサイドブロック20の軸受27とこの軸受27に支持された回転軸51の外周面との間の非常に狭い隙間である。

【0071】

そして、冷凍機油Rは、油路24においては吐出室14の高圧雰囲気と同じ高圧であっ

50

たにもかかわらず、この狭い隙間を通過する間に圧力損失を受けた影響で、サライ溝 2 1 に到達したときは、吐出室 1 4 の内部の圧力よりも低い圧力である中圧になっている。

【 0 0 7 2 】

したがって、サライ溝 2 1 , 3 1 からベーン溝 5 9 に供給されてベーン 5 8 をシリンダ 4 0 の内周面 4 1 に向けて突出させる背圧は、冷凍機油 R の中圧となっている。

【 0 0 7 3 】

一方、サライ溝 2 2 , 3 2 は、油路 2 4 , 3 4 と圧力損失なしで通じているため、サライ溝 2 2 , 3 2 には、吐出室 1 4 の内部の圧力と同等の高い圧力である高圧の冷凍機油 R が供給され、したがって、サライ溝 2 2 , 3 2 にベーン溝 5 9 が通じる圧縮行程の終盤では、ベーン 5 8 に高圧の背圧を供給して、ベーン 5 8 のチャタリングを防止している。

10

【 0 0 7 4 】

なお、冷凍機油 R は、ベーン 5 8 とベーン溝 5 9 との間の隙間や、ロータ 5 0 とサイドブロック 2 0 , 3 0 との間の隙間等からしみだして、ロータ 5 0 と両サイドブロック 2 0 , 3 0 との間の接触部分や、ベーン 5 8 とシリンダ 4 0 や両サイドブロック 2 0 , 3 0 との間の接触部分などにおける潤滑や冷却の機能も発揮し、その冷凍機油 R の一部が、圧縮室 4 3 内の冷媒ガス G と混ざるため、サイクロンブロック 7 0 により、冷凍機油 R の分離が行われる。

【 0 0 7 5 】

以上のように構成された本実施形態のコンプレッサ 1 0 0 によれば、第 1 の吐出部 4 5 と第 2 の吐出部 4 6 とが、サイクロンブロック 7 0 よりも上流側で連通路 3 9 により通じているため、第 2 の吐出部 4 6 から吐出された冷媒ガス G は、第 1 の吐出部 4 5 から吐出された冷媒ガス G が吐出される通路である吐出路 3 8 を通ってサイクロンブロック 7 0 に流入する。

20

【 0 0 7 6 】

これにより、第 1 の吐出部 4 5 から吐出された冷媒ガス G を圧縮機本体 6 0 の外部に吐出させるための吐出路 3 8 と、第 2 の吐出部 4 6 から吐出された冷媒ガス G を圧縮機本体 6 0 の外部に吐出させるための吐出路とを、圧縮機本体 6 0 の外面やサイクロンブロック 7 0 にそれぞれ別個独立して形成する必要がなく、圧縮機本体 6 0 やサイクロンブロック 7 0 の構造を簡素化することができる。

【 0 0 7 7 】

なお、本実施形態のコンプレッサ 1 0 0 は、第 2 の吐出部 4 6 に吐出した冷媒ガス G を第 1 の吐出部 4 5 に吐出させて、第 1 の吐出部 4 5 に臨む吐出路 3 8 を通じて圧縮機本体 6 0 の外部に吐出させるものであるが、これとは反対に、第 2 の吐出部 4 6 の吐出チャンバ 4 6 a に臨むように、リヤサイドブロック 3 0 の外面まで貫通する吐出路を形成し、一方、上述した実施形態において第 1 の吐出部 4 5 の吐出チャンバ 4 5 a に臨むように形成されていた吐出路 3 8 を削除して、第 1 の吐出部 4 5 の吐出チャンバ 4 5 a に吐出した冷媒ガス G を、連通路 3 9 、第 2 の吐出部 4 6 の吐出チャンバ 4 6 a および吐出路を通じて、圧縮機本体 6 0 の外部に吐出させるようにしてもよい。

30

【 0 0 7 8 】

また、上述した実施形態のコンプレッサ 1 0 0 は、第 1 の吐出部 4 5 の上流側に第 2 の吐出部 4 6 を備えているため、圧縮室 4 3 が第 1 の吐出部 4 5 に臨む以前の段階で吐出圧力に達した場合であっても、その圧縮室 4 3 が第 1 の吐出部 4 5 より上流側にある第 2 の吐出部 4 6 に臨んでいるときは、その圧縮室 4 3 の内部の冷媒ガス G は、第 2 の吐出部 4 6 を通じて圧縮室 4 3 から吐出されるため、圧縮室 4 3 内の過圧縮（吐出圧力を超える圧力に圧縮されること）を防止することができる。

40

【 0 0 7 9 】

次に、本実施形態のコンプレッサ 1 0 0 のシリンダ 4 0 の横断面輪郭形状について、図 3 , 4 を参照して詳しく説明する。

【 0 0 8 0 】

シリンダ 4 0 の内周面 4 1 の横断面輪郭形状は、図 3 に示すように、近接部 4 8 と軸心

50

Cとを結んだ基準線Lからの、ロータ50の軸心C回りの回転方向Wに沿った角度 に対応して設定されている。

【0081】

具体的には、複数の圧縮室43のうち特定の圧縮室43Aに注目し、この特定の圧縮室43Aの回転方向Wの上流側（後ろ側）に位置するベーン58の、シリンダ40の内周面41との接触点と軸心Cとを結んで得られた直線Kと基準線Lとの間の角度（ロータ50の回転角度に対応）ごとの、圧縮室43Aの内部の圧力の、圧縮行程における昇圧速度（角度の増大に対する圧力の上昇度合い）が、図4に示すように略一定となるように、シリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状が設定されている。

【0082】

以上のように、シリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状が形成された本実施形態のコンプレッサ100によれば、圧縮行程および吐出行程を吸入行程に対して長く形成したことによって、短期間での急激な圧縮を回避して圧力の上昇率を小さく（圧力上昇を緩やかに）することができ、過圧縮の発生を防止することができる。

【0083】

さらに、圧縮室の内部の圧力の圧縮行程における昇圧速度が略一定となるようにシリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状を形成したことによって、吐出圧力に達する直前における昇圧速度の増大による過圧縮の発生も防止することができる。

【0084】

したがって、動力の増大を防止することができ、効率（成績係数またはCOP（Coefficient Of Performance：冷房能力/動力））を向上させることができる。

【0085】

なお、圧縮室43Aの内部の圧力の昇圧速度は圧縮行程の全域に亘って略一定であるが、詳細には、圧縮室43Aの内部の圧力が最大の圧力である吐出圧力に達する直前の行程（終盤の行程c2）における昇圧速度が、それよりも以前の行程（圧縮行程のうちの、終盤の行程c2よりも以前の行程c1）における昇圧速度よりもわずかに小さくなるように、シリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状が設定されている。

【0086】

これによって、圧縮室43Aの内部の圧力が吐出圧力に達する直前の行程（終盤の行程c2）で、圧力上昇が緩やかになり、それよりも以前の行程c1における昇圧速度と同等の昇圧速度で圧力上昇するものに比べて、過圧縮の発生を抑制することができる。

【0087】

また、圧縮室43Aの内部の圧力の昇圧速度が圧縮行程の全域に亘って略一定とするシリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状は、ロータ50の軸心C回りの回転方向Wに沿った角度（基準線Lを角度 = 0 [度]とする。）の角度位置における、軸心Cからシリンダ40の内周面41の横断面輪郭形までの距離（半径）Tが、例えば図5の曲線で示されたものとなっている。

【0088】

ここで、図5に示した曲線は、圧縮行程において下記（1）から（4）の領域が順次連なるように形成されている。なお、圧縮行程の外、吸入行程や吐出行程も含めると、下記（0）から（5）の領域が順次連なるように形成されている。

- (0) 圧縮室の容積が増加する領域
- (1) 圧縮室の容積減少率が増加する領域
- (2) 圧縮室の容積減少率が低下する領域
- (3) 圧縮室の容積減少率が再び増加する領域
- (4) 圧縮室の容積減少率が再び低下する領域
- (5) 圧縮室の容積が最小で略一定の領域

【0089】

そして、圧縮行程における圧縮室を上記の各領域（1）～（4）を連ねたように設定することで、圧縮行程の圧縮室の昇圧速度を略一定にすることができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 9 0 】

上述の各領域(1)から(4)については、距離Tを角度 θ の三角関数の累乗式で規定することで、各領域(1)~(4)を滑らかに繋いだ近似を行うことができる。

【 0 0 9 1 】

すなわち、各領域(1)~(4)は、それぞれの領域ごとに、距離Tと角度 θ との関係をそれぞれ近似式で規定するが、単に角度 θ の近似式で規定したのでは、領域(1)、(2)間、領域(2)、(3)間、領域(3)、(4)間の各境界で、速度等が不連続になり易く、それによってペーン58が瞬間的に跳ねるチャタリングが発生しやすくなる。

【 0 0 9 2 】

しかし、各領域(1)~(4)において、距離Tを角度 θ の三角関数の累乗式で規定すると、各境界での接合が滑らかになり、ペーン58の瞬間的な跳ねを防止して、チャタリングの発生を防止することができる。

10

【 0 0 9 3 】

なお、各領域(1)~(4)について、距離Tを規定する角度 θ の三角関数の累乗式としては、例えば、下記式[1]~[4]を適用するのが好ましい。

【 0 0 9 4 】

すなわち、(1)の領域に対して下記式[1]、(2)の領域に対して下記式[2]、(3)の領域に対応して下記式[3]、(4)の領域に対して下記式[4]をする。

$$T = r + A_1 \cdot \sin^2(90 / (\theta_6 - \theta_2)) \cdot (\theta - \theta_2) + 90) - A_2 \cdot \sin^a(90 / (\theta_3 - \theta_2)) \cdot (\theta - \theta_2)$$

20

ただし、 $\theta_2 < \theta_3$ [1]

$$T = r + A_1 \cdot \sin^2(90 / (\theta_6 - \theta_2)) \cdot (\theta - \theta_2) + 90) - A_2 \cdot \sin^b(90 / (\theta_4 - \theta_3)) \cdot (\theta - \theta_3) + 90)$$

ただし、 $\theta_3 < \theta_4$ [2]

$$T = r + A_1 \cdot \sin^2(90 / (\theta_6 - \theta_2)) \cdot (\theta - \theta_2) + 90) + A_3 \cdot \sin^c(90 / (\theta_5 - \theta_4)) \cdot (\theta - \theta_4)$$

ただし、 $\theta_4 < \theta_5$ [3]

$$T = r + A_1 \cdot \sin^2(90 / (\theta_6 - \theta_2)) \cdot (\theta - \theta_2) + 90) + A_3 \cdot \sin^d(90 / (\theta_6 - \theta_5)) \cdot (\theta - \theta_5) + 90)$$

ただし、 $\theta_5 < \theta_6$ [4]

30

ここで、 r 、 $A_1 \sim A_3$ 、 $\theta_1 \sim \theta_6$ 、 a 、 b 、 c 、 d は、それぞれ定数である。

【 0 0 9 5 】

以上のように、圧縮行程における昇圧速度が図4に示すように略一定となるようにシリンダ40の内周面41の横断面輪郭形状が形成された本実施形態のコンプレッサ100によれば、圧縮室43の内部の圧力が吐出圧力に達する直前における昇圧速度の増大による過圧縮の発生も防止することができ、動力の増大を防止して、効率を向上させることができる。

【 0 0 9 6 】

しかも、本実施形態のコンプレッサ100は、圧縮行程における圧縮室43を各領域(1)~(4)を連ねたように設定し、各領域(1)から(4)について、距離Tを角度 θ の三角関数の累乗式でそれぞれ規定したことで、各領域(1)~(4)を滑らかに繋いだ近似を行うことができる。

40

【 0 0 9 7 】

さらにそれらの三角関数の累乗式を、上記格式[1]~[4]で規定したものとすることにより、角度 θ に対応した半径の連続性のみならず、速度の連続性も十分に確保することができ、領域(1)、(2)間、領域(2)、(3)間、領域(3)、(4)間の各境界での接合、ペーン58の進退動作、回転動作が滑らかになり、ペーン58の瞬間的な跳ねを防止して、チャタリングの発生を防止することができる。

【 0 0 9 8 】

上述した実施形態のコンプレッサ100は、ペーン58を5枚有するものであるが、本

50

発明に係る気体圧縮機はこの形態に限定されるものではなく、ペーンの数 は 2 枚、3 枚、4 枚、6 枚等適宜選択可能であり、そのように選択された枚数のペーンを適用した気体圧縮機によっても、上述した実施形態とコンプレッサ 100 と同様の作用・効果を得ることができる。

【0099】

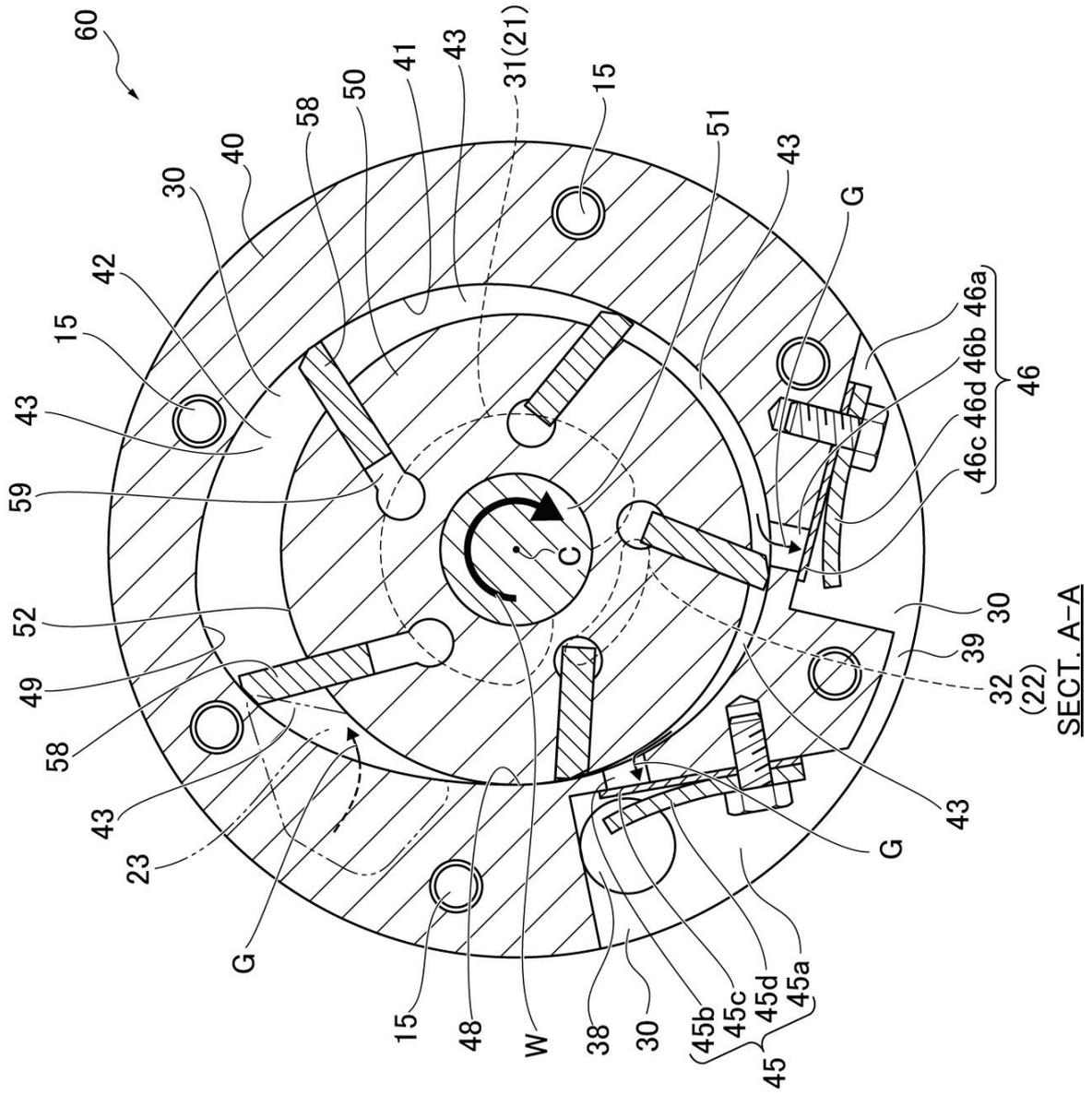
なお、上述した累乗式 [1] ~ [4] の各定数 r , $A_1 \sim A_3$, $\theta_1 \sim \theta_6$, a , b , c , d は、ペーン 58 の枚数等に応じてそれぞれ変更される。

【符号の説明】

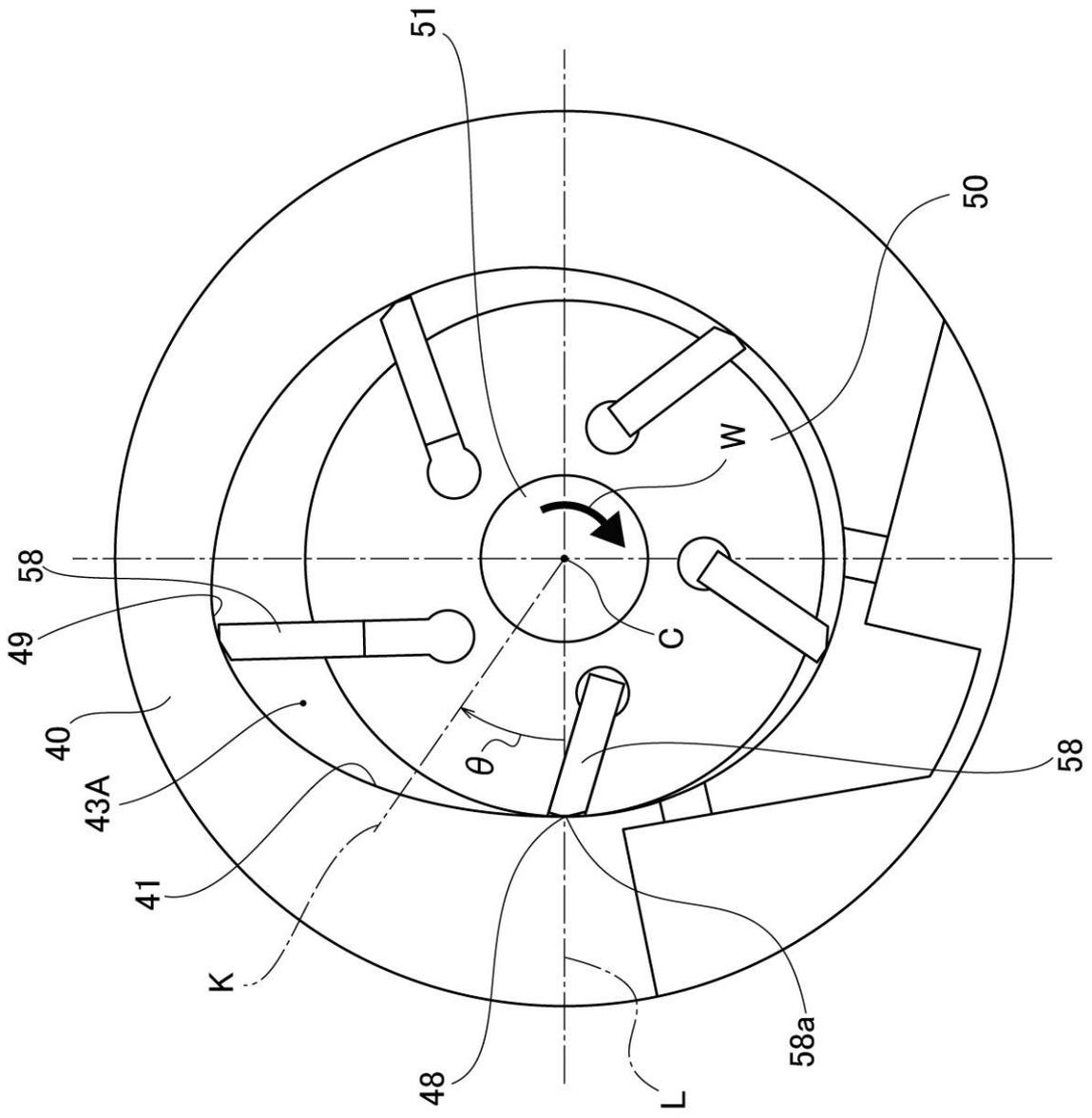
【0100】

10	ハウジング	10
20	フロントサイドブロック	
30	リヤサイドブロック	
40	シリンダ	
41	内周面	
43 , 43A	圧縮室	
45	第 1 の吐出部	
46	第 2 の吐出部	
48	近接部	
49	遠隔部	
50	ロータ	20
51	回転軸	
52	外周面	
58	ペーン	
60	圧縮機本体	
100	電動ペーンロータリコンプレッサ (気体圧縮機)	
	角度	
C	軸心	
G	冷媒ガス (気体)	
T	距離	
W	回転方向	30

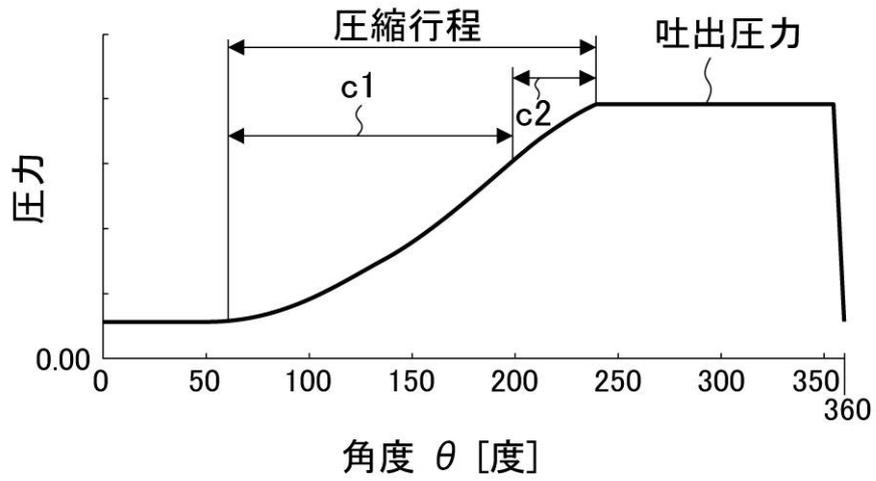
【 図 2 】



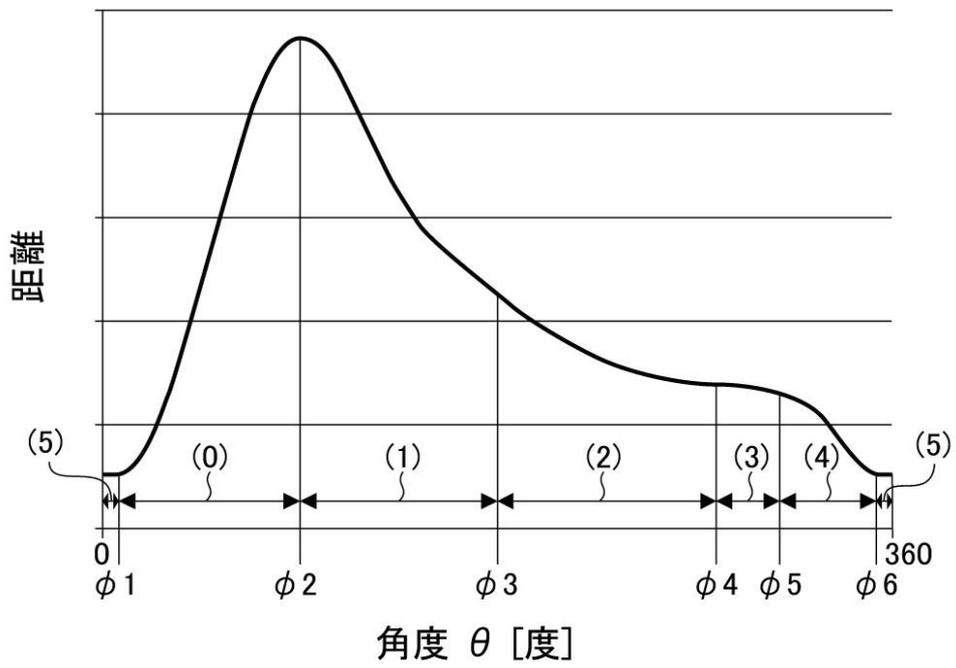
【図3】



【 図 4 】



【 図 5 】



フロントページの続き

- (72)発明者 津田 昌宏
埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式会社内
- (72)発明者 尾崎 達也
埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式会社内
- (72)発明者 廣野 幸治
埼玉県さいたま市北区日進町二丁目1917番地 カルソニックカンセイ株式会社内

審査官 松浦 久夫

- (56)参考文献 特開2002-161882(JP,A)
特開2004-027920(JP,A)
実公平01-018867(JP,Y2)
実開昭56-150886(JP,U)
特開2003-155985(JP,A)
特開昭58-070086(JP,A)
米国特許第05769617(US,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F04C 18/344