

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4532247号
(P4532247)

(45) 発行日 平成22年8月25日(2010.8.25)

(24) 登録日 平成22年6月18日(2010.6.18)

(51) Int.Cl.		F I	
FO1D	25/16	(2006.01)	FO1D 25/16 D
FO2B	39/00	(2006.01)	FO2B 39/00 H
F16C	17/02	(2006.01)	F16C 17/02 Z
F16C	33/10	(2006.01)	F16C 33/10 Z

請求項の数 6 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2004-349362 (P2004-349362)	(73) 特許権者	500124378
(22) 出願日	平成16年12月2日(2004.12.2)		ボーグワーナー・インコーポレーテッド
(65) 公開番号	特開2005-195004 (P2005-195004A)		アメリカ合衆国ミシガン州 48326-
(43) 公開日	平成17年7月21日(2005.7.21)		2872, オーバーン・ヒルズ, ハムリン
審査請求日	平成19年9月12日(2007.9.12)		・ロード 3850
(31) 優先権主張番号	04000001.0	(74) 代理人	100089705
(32) 優先日	平成16年1月2日(2004.1.2)		弁理士 社本 一夫
(33) 優先権主張国	欧州特許庁 (EP)	(74) 代理人	100076691
			弁理士 増井 忠式
		(74) 代理人	100075270
			弁理士 小林 泰
		(74) 代理人	100080137
			弁理士 千葉 昭男
		(74) 代理人	100096013
			弁理士 富田 博行

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 流体流動エンジン

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

流体流動エンジンであって、

第一の端部及び反対側の第二の端部を有する軸手段(18)と、

該軸手段(18)を支持する軸受ハウジング(4)を形成する手段と、

該軸受ハウジング(4)内に配置され、該軸手段(18)を囲んで支持する軸受胴手段(34)と、

該軸受胴手段(34)に形成された少なくとも2つの潤滑穴(39a-39h)であって、前記軸受胴手段(34)に対する直径、長さ及び角度配置に関して所定の幾何学的形態を有する少なくとも2つの潤滑穴(39a-39h)であって、前記軸手段(18)の外

面と前記軸受胴手段(34)の内面との間に、前記潤滑穴(39a-39h)からの潤滑油の油膜が形成される前記少なくとも2つの潤滑穴(39a-39h)と、

前記軸手段(18)の前記第一の端部における少なくとも1つのタービンロータ(T)と

、
該少なくとも1つのタービンロータ(T)を受け入れるタービン空間(42)を有し、かつ前記軸受ハウジング(4)と接続されたタービンハウジング(2)を形成する手段とを備える、流体流動エンジンにおいて、

前記軸手段(18)と前記軸受胴手段(34)との間に潤滑油の油膜が形成され、

音抑制手段(34; 39a-39h; 40)が、前記軸受ハウジング(4)内に設けられて配置されることにより、前記油膜に起因して発生する音を抑制することを特徴とする、

流体流動エンジン。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の流体流動エンジンにおいて、前記軸手段 (1 8) の前記第二の端部に少なくとも 1 つのコンプレッサロータ (K) があり、前記少なくとも 1 つのタービンロータ (T) 及び該少なくとも 1 つのコンプレッサロータ (K) が、ターボ過給機の一部を形成することを特徴とする、流体流動エンジン。

【請求項 3】

請求項 1 に記載の流体流動エンジンにおいて、前記音抑制手段 (3 4) が、軸受胴手段 (3 4) に対し少なくとも 2 つの潤滑穴 (3 9 a - 3 9 h) の異なる幾何学的形態を備えることを特徴とする、流体流動エンジン。

10

【請求項 4】

請求項 3 に記載の流体流動エンジンにおいて、前記潤滑穴 (3 9 a - 3 9 h) の少なくとも 1 つが、前記少なくとも 2 つの潤滑穴の別の潤滑穴の直径と比較して異なる直径を有することを特徴とする、流体流動エンジン。

【請求項 5】

請求項 3 又は 4 に記載の流体流動エンジンにおいて、前記潤滑穴の少なくとも 1 つ (3 9 g、3 9 h) が、前記少なくとも 2 つの潤滑穴の別の潤滑穴と比較して、該 1 つの潤滑穴 (3 9 a - 3 9 h) が前記軸受胴 (3 4) に開口する異なる角度距離を有する、流体流動エンジン。

【請求項 6】

請求項 3、4 又は 5 に記載の流体流動エンジンにおいて、前記潤滑穴 (3 9 a - 3 9 h) が、前記軸受胴 (3 4) 内に互いに相違する角度距離にて排出する、流体流動エンジン。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、全体として、軸と、少なくとも 1 つの軸の支持胴すなわち軸受胴に達する少なくとも 2 つの潤滑穴を通して潤滑された軸を支持する軸受ハウジングと、を備える流体フローエンジンすなわち流体流動エンジンに関する。潤滑穴は、直径、長さ及び角度配置に関して所定の幾何学的形態を提供する。軸に取り付けられ、かつタービンハウジングのタービン空間内で回転するタービン翼車を受け入れ、かつ軸受ハウジングに取り付けられるタービンハウジングが更に存在する。

30

【0002】

「流体流動エンジン」という語が本明細書の文章中に使用されるとき、その語は、タービン又は二次的空気ポンプ等の何れかを意味するものとする。好ましくは、そのタービン等は、ターボ過給機であるものとする。

【背景技術】

【0003】

流体フローすなわち流体流動エンジン内にて騒音が発生するという問題点は既知である。従って、この騒音を消すため多岐に亙る提案が為されてきた。米国特許第 5, 110, 258 号、米国特許第 5, 173, 020 号、米国特許第 5, 820, 348 号及び米国特許第 6, 309, 176 号、又は欧州特許第 0 039 459 号に開示されたように、消音装置は、特に、ロータの羽根に又はその羽根の周りに設けられている。その他の提案は、消音器が羽根付きロータの流れ入口又は流れ出口に設けられるものである。米国特許第 3, 578, 107 号、米国特許第 4, 204, 586 号及び米国特許第 4, 969, 536 号、又は欧州特許第 0 573 895 号にその例を見ることができる。

40

【0004】

これら全ての措置の結果、騒音の発生量は減少するが、その発生源が必ずしも明確でないかなりの騒音が依然として存在する。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

50

【0005】

当該発明者等は、この依然として残る騒音及びその発生源について、その他の全ての騒音源を解消した後、詳細に検討した。驚くべきことに、流体フローすなわち流体流動エンジンによって発せられた騒音の一部分の発生源が軸の軸受にあることが分かり、これが本発明を実現する方向への最初のステップであった。軸の軸受は、軸が静粛でかつ均一な仕方にて回転することを可能にすること以外、何もしないと多分考えられていたから、このことは驚くべきことであった。

【0006】

この現象の検討を続けたとき、騒音を発生させるのは、軸受と潤滑システムとの協働によることが分かったことは、更に大きい驚きであった。潤滑システムは、一般に、全体として星形の形態にて軸受の殻体に達する少なくとも2つ、しばしばより多数の潤滑穴を備えている。これら穴の各々1つは、勿論、潤滑剤を保持しており、また、軸受胴の振動を励起させ、このため、かなりの騒音を発生させるのは油膜中に生じた半周波数の乱流であり、この半周波数の乱流は軸受胴の振動煽動をかつこれによりいくらかの騒音を引き起こすが、更に（この理論に拘束されることを望むものではないが）、流体流動エンジンの作動中に、特定の長さ及び厚さ（及び軸受に対する幾何学的配置）の潤滑穴の各々内に保持された流体の柱（潤滑剤）を多分、振動させることが分かった。

【0007】

これら2つの認識ステップが行われた後、直ちに、更に1つのステップのみ行っただけで、消音装置が軸受ハウジング内に特に、軸の軸受シェルすなわち軸受胴に設けられることから実質的に成る、発明を完全に着想できた。本明細書にて使用する、「軸の軸受胴にて」という語は、その最広義の意味にて、すなわち、軸の軸受胴の内部及び軸受ハウジングの内部並びに軸の軸受胴の周りに配置することの双方を包含するものと理解すべきである。

【課題を解決するための手段】

【0008】

原理上、消音装置は、例えば、音吸収材手段、干渉装置及び（又は）ヘルムホルツ（Helmholtz）装置を使用する、それ自体既知の任意の型式のものとすることができ。しかし、消音装置が異なる幾何学的形態の少なくとも2つの潤滑穴を備えるならば、それは、最も簡単でかつ最も効率的な具体化の方法であることが分かった。「幾何学的形態」という語は、既に、穴の直径、長さ及び環状の配置の寸法を決定し、かつ配置する（軸の軸受胴に対して）ことを意味するものとして上記に定義してある。

【0009】

少なくとも2つの潤滑穴が軸受シェルすなわち軸受胴に対して異なる幾何学的形態を有するならば、特に、有益な結果が得られた。この対策は2つの効果を生じることが分かった。すなわち、半周波数の乱流は、最早、均一な励起作用を発生させることができず、異なる幾何学的形態のため、軸が1回転する毎に、再々に渡って乱される結果、穴内の流体の柱は、最早、同一の周波数にて振動することはできず、このことは、騒音の発生を更に減少させることになる。

【0010】

例えば、軸受胴の外面上に取り付けられた潤滑導管のオリフィスと比較して、軸受胴の潤滑穴の内側部分を狭小にすることにより、多岐に互る仕方にて具体化し、穴が軸受胴の半径方向内部よりも半径方向外部により大きい直径を有するようにすることで、かかる異なる幾何学的形態を実現できるのは勿論である。しかし、このことは、部品のかかり費用高の処理を必要とし、その理由のため、次の可能性の少なくとも1つを採用することが好ましい。

【0011】

潤滑穴の少なくとも1つが、少なくとも第二の潤滑穴と比較したとき、異なる直径を有すること；

潤滑穴の少なくとも1つが、異なる角度にて軸受胴の内部に開口しかつ（又は）その他

10

20

30

40

50

の穴と比較したとき、異なる長さを有すること；

潤滑穴は、異なる周方向角度にて軸受胴の周囲に亘って分配されることである。

【0012】

上述したこれらの対策は、組み合わせることも可能であることが理解されよう。

本発明の更なる詳細は、図面に概略図的に示した実施の形態の以下の説明から明らかになるであろう。

【発明を実施するための最良の形態】

【0013】

図1によれば、ターボ過給機1は、通常通り、タービンハウジング部分2に取り付けられたタービンハウジング部分2及び軸受ハウジング部分4と、コンプレッサハウジング部分3と、を備えている。これらの部分2ないし4の全ては、長手方向回転軸線Rに沿って配置されており、また、軸18がこの軸線Rに沿って伸びている。軸18の各端部には、ロータが取り付けられている、すなわち、タービンロータTがタービン空間42内にてタービンハウジング2内部で軸の一端に取り付けられ、コンプレッサロータKが他端にてコンプレッサハウジング3内に受け入れられている。

10

【0014】

軸受ハウジング4は、長手方向軸線Rの周りでねじ付きボルト19によりコンプレッサハウジング3に締結され、また、壁33により形成された開口部内のねじ付きボルト20により、タービンハウジング2に締結されている。軸受ハウジング4の取り付けフランジ21とコンプレッサハウジング3との間には、密封リング22があるが、該密封リング22は、この領域内で存在する比較的低い温度のため、従来型式のものでよい。

20

【0015】

タービンハウジング部分2は、それ自体既知の可変の幾何学的形態による案内格子から成るノズルリング6を保持しており、該ノズルリング6は、その周辺に亘って分配された案内ベーン7を備えている。案内ベーン7は、関係した回転軸線又は回転軸8の周りで回転させることができ（調節機構に依存して）、案内ベーンは、互いの間にノズル断面を形成し、このノズル断面は、案内ベーン7の回転位置に従って、すなわち、軸線Rに対してより半径方向に又はより接線方向に、より大きく又はより小さくし、このため、軸線Rにて中心に配置されたタービンロータに対する燃焼エンジンの廃ガスの供給量を多量に又は少量にすることができる。その後、廃ガスは、中央管10を介して排出される。このようにして、タービンロータは、同一の軸18に取り付けられたコンプレッサロータKを駆動する。案内ベーン7を回転させる機構は、所望の任意の型式のものですることができる。一般に、その内部の膜の制御動作がタペット部材14に伝達される（流体圧力を感知するため）制御装置12がある。タペット部材14は、クランクレバー15のクランクピン13が係合する冠形軸受11を備えている。クランクレバー15は、それ自体既知であるように、調節軸に接続されており、該調節軸は、図1において、異なる平面内にあり、従って、この図にて見ることはできない。この軸から、制御動作は、回転軸8に取り付けられたレバーにより又は歯付きセクター又は従来技術による任意のその他の方法により回転軸8に伝達される。軸18は、既知の性質のものであり、任意の方法にて軸受ハウジング4内に支持することができ、軸受の構造自体は、本発明にとって何ら重要ではない。

30

40

【0016】

軸受ハウジング4は、タービンハウジング2に向けた方向にて端部フランジ5にて終わっており、該端部フランジは、ハウジング部分2、4の双方をねじ付きボルト20により相互に接続する前に、タービンハウジング2の相応する凹所内に挿入される。保持リング、或いは単にねじ付きボルト20用の座金16は、フランジ5にねじ止めするか又はフランジ5と一体に鋳造することができる。この保持リング16は、ほぼ四角形の断面を有しかつタービンハウジング2の相応する四角形態の溝内に挿入される密封リング17を強固に保持する。しかし、保持リング16は、軸受ハウジング部分4をタービンハウジング部分2に取り付け、これにより、タービンハウジング2に対する軸受ハウジング4の軸方向位置を固定し、かつ決定する働きを更に果たすことができる。

50

【0017】

軸18を支持する軸受シェルすなわち軸受胴34は軸受ハウジング4内に受け入れられている。この軸受胴34は、中央の潤滑ニップル35を通して潤滑剤を受け入れる。潤滑ニップル35から軸受胴34まで流れる潤滑剤は、潤滑ニップル35の端部において穴36、37から軸受胴34の半径方向穴38、39に分配され、その潤滑ニップルの端部は軸受胴と面し、これにより軸受胴34の内壁と軸18の外表面との間に油膜を形成する。この油膜は、軸受ハウジング4によって発生される騒音の原因となることが分かった。その理由は、ロータK、を支持する軸18が回転するに伴い、半周波数乱流が油膜内で発生され、この乱流は軸受を励起して振動させ、かつ騒音を発生させるからである。

【0018】

この騒音を無くし得ないにしても、少なくとも軽減する1つの可能性は、軸受胴34の周りに取り付けられかつ、軸受ハウジング部分4自体と共に、ヘルムホルツ消音器を形成する有孔のヘルムホルツ板40のような一般的な消音器を使用することである。この目的のため、更には又は代替的に、音吸収材料41をロータ、Kのハウジング部分2、3の1つではなくて、軸受ハウジング4内に受け入れることも可能である。しかし、音及び騒音を抑制する特に効果的な配置について以下の図面を参照しつつ説明する。

【0019】

図2の実施の形態の場合、異なる直径の潤滑穴39a、39b、39cは、回転軸線Rの周りで均一な形態の角度距離にて配置され、かつそれ自体既知の仕方にて、潤滑穴37を通して潤滑剤が供給される(図1)。穴39aないし39cの直径が異なるため、潤滑穴39cの境界壁から潤滑穴39aの相応する境界壁までの角度距離aは、潤滑穴39b、39cの境界壁間の角度距離bと相違する。このことは、図面に明確に表示しない穴39a、39bの間の角度距離にも当てはまる。このようにして、何ら明確な半周波数の乱流は発生されず、このため、さもなければ発生されるであろう騒音は減少する。更なる効果は、潤滑穴39a、39b、39cの各々1つ(軸受胴34の内壁と軸18の外表面との間の油膜の半周波数の乱流によって励起されて振動する流体の柱とみなされる)は、異なる特徴の周波数を有することである。

【0020】

ほぼ同一の効果を有する別の好ましい実施の形態は、図3に見ることができ、ここで、潤滑穴39d、39e、39fは、上述したものとほぼ同一又は同様の効果を生ずる、異なる角度距離c、dにて配置されている。しかし、本発明は、任意の数の穴、但し、少なくともその2つが使用できるから、特定の数の潤滑穴に限定されるものではないことが理解されよう。

【0021】

図4の実施の形態の場合、穴39g、39hのオリフィス間の角度距離が異なるのみならず、接続角度も異なる。更に、穴39gはほぼ半径方向に向けて軸受胴34の内部に排出する一方、潤滑穴39hは、軸受胴34内にほぼ接線方向に排出し、このことは、一方にて穴39gの排出オリフィスに対し、また、他方にて、穴39hに対する半周波数乱流の効果は相違することを意味する。更に、潤滑穴39hの長さは、ほぼ半径方向に向けて軸受胴34の内部に入る穴39gの長さよりも多少長くし、このため、穴39g、39h内の特徴的な周波数又はそれぞれの流体は、相違するものとなり、部分的な消音効果が生じるであろう。

【0022】

図2ないし図4に示した構造上の可能性は、互いに組み合わせることができるのみならず、これらの対策が音に影響を与える幾何学的形態を異なる潤滑穴39(少なくとも2つ)に対し相違したものとすることに意義があることを考慮して、多岐に互る仕方にて変更することもできることが理解されよう。以下に説明するように、図5及び図6を比較するとき、図1に示したもの(ヘルムホルツ板40及び音吸収塊り41)のような追加的な対策が提供されない場合でさえ、従来技術のうるさい騒音を顕著な程度に抑制することができる。しかし、今日まで、軸受ハウジング4にて知られていなかったが、従来技術にて既

10

20

30

40

50

知の幾つかの追加の音吸収対策を本発明の範囲内にて提供することができる。

【0023】

図5には、kHzで表す周波数を横軸に示す一方、 μm で表す波の伝播振幅を縦軸に示す(「 μmr 」という表現は、測定型式、すなわちrms-測定を意味する)の線図が示されている。試験中に会える騒音の原因であるほぼ900Hzの範囲にて明確な先端Sが生じたことが分かる。これとは別に、その範囲内にて、最早、知覚できない更に別の僅かな上昇部分がある。

【0024】

これに反して、図6には、図2による潤滑穴の設計による同様のプロット図が示されている。同一の周波数範囲(約900Hz)にて現れる先端Sは、この場合、より低くなっている、すなわち、明確により小さい振幅を有する。最初、小さい先端Sが成長したが、知覚し得ない周波数範囲内にあるから、これはうるさくない。

【0025】

次に、図5及び図6の周波数範囲のため、どのような結果となるのかとの問いを検討すること、従って、本発明に従った第一の認識ステップを行うことができる。この検討は、図7及び図8の加速度範囲(kHzにて表す周波数を図7及び図8の横軸に描く間に、縦軸に示した構造体に起因する騒音又はgにて表す加速度を測定したときの測定値)を基準にして試みる必要がある。図5及び図6を比較すると、この場合にも、先端S及びsがあることが分かる。しかし、低周波数範囲に位置する更に別の先端s'があることが注目される。この先端s'は、本発明による図2の実施の形態の場合、増大するが(図8)、図5及び図6を比較したとき理解し得るように、周波数範囲に何ら影響を与えない。その理由は、先端s'はターボ過給機と接続された内燃機関の点火頻度に起因するものであることが分かり、従って、考慮する必要はないからである。

【0026】

本発明は、ターボ過給機への好ましい適用に関して上記に説明したが、当該技術分野の当業者は、本発明は、二次的空気ポンプのようなその他の流体フローすなわち流体流動エンジンにも適用することができ、実質的に同一の有利な効果を得ることができ、理解されよう。何れの場合でも、ターボ過給機を備える流体流動エンジンは、高回転数に起因する騒音の発生に関して特に重大である。

【0027】

更に、軸受胴34は、図示するように、必ずしも単一物として形成しなければならない訳ではない。図2ないし図4に潤滑穴39が図示されているが、同様の又は同一の配置に潤滑穴38(図1)を設けることができ、また、通常、かかる潤滑穴38が設けられることも理解されよう。更に、本発明は、1つのタービンロータが軸18に取り付けられるか、又は複数のタービンロータが設けられるかどうかを問わずに、使用可能であることも明らかであろう。このことは、コンプレッサロータにも同様に当てはまることであり、コンプレッサロータは、1つ又はより多数のコンプレッサ翼車として存在することができる。

【図面の簡単な説明】

【0028】

【図1】本発明に従ったターボ過給機のハウジング装置の軸方向断面図である。

【図2】図1の線X-Xに沿って拡大断面図で示した第一の好ましい実施の形態の図である。

【図3】図1の線X-Xに沿って拡大断面図で示した第二の好ましい実施の形態の図である。

【図4】図1の線X-Xに沿って拡大断面図で示した第三の好ましい実施の形態の図である。

【図5】回転対称に配置され、かつ均一な寸法とされた潤滑穴を有する従来の実施の形態における振幅範囲を示す図である。

【図6】図2に示したような本発明による1つの実施の形態における振幅範囲を示す図である。

10

20

30

40

50

【図 7】回転対称に配置され、かつ均一な寸法とされた潤滑穴を有する従来の実施の形態における加速度範囲の図である。

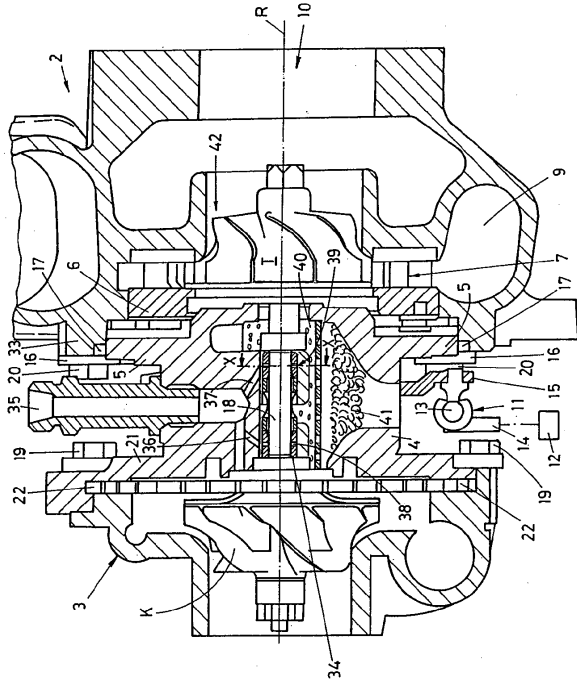
【図 8】図 2 に示したような本発明による 1 つの実施の形態における加速度範囲の図である。

【符号の説明】

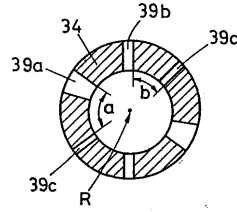
【 0 0 2 9 】

- | | | | |
|---|---|-------|---------------------|
| 1 | ターボ過給機 | | |
| 2 | タービンハウジング部分 / タービンハウジング | | |
| 3 | コンプレッサハウジング部分 | 4 | 軸受ハウジング部分 / 軸受ハウジング |
| 5 | 端部フランジ | 6 | ノズルリング |
| 7 | 案内ベーン | 8 | 回動軸線又は回動軸 |
| 10 | 中央管 | 11 | 冠形軸受 |
| 12 | 制御装置 | 13 | クランクピン |
| 14 | タペット部材 | 15 | クランクレバー |
| 16 | 座金 / 保持リング | 17 | 密封リング |
| 18 | 軸 | 19 | ねじ付きボルト |
| 20 | ねじ付きボルト | 21 | 取り付けフランジ |
| 22 | 密封リング | 33 | 壁 |
| 34 | 軸受胴 | 35 | 潤滑ニップル |
| 36、37 | 穴 | 38、39 | 軸受胴の半径方向穴 |
| 39 a、39 b、39 c、39 d、39 e、39 f、39 g、39 h | 潤滑穴 | | |
| 40 | ヘルムホルツ板 | 41 | 音吸収材料 / 音吸収塊り |
| 42 | タービン空間 | | |
| a | 潤滑穴 39 c の境界壁から潤滑穴 39 a の相応する境界壁までの角度距離 | | |
| b | 潤滑穴 39 b、39 c の境界壁間の角度距離 | | |
| c | 角度距離 | d | 角度距離 |
| K | コンプレッサロータ | R | 長手方向回転軸線 |
| T | タービンロータ | | |

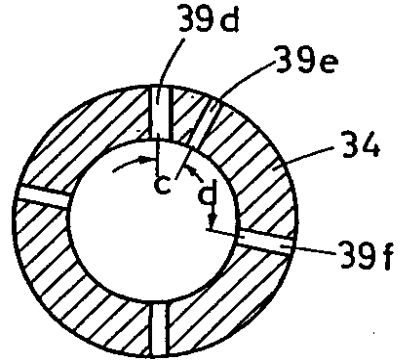
【 図 1 】



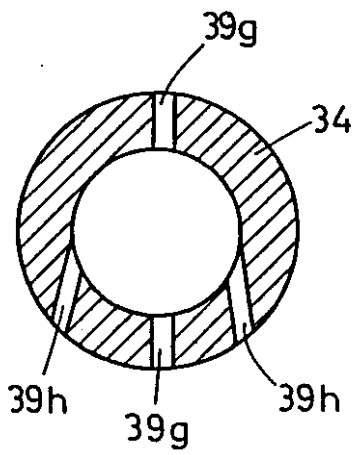
【 図 2 】



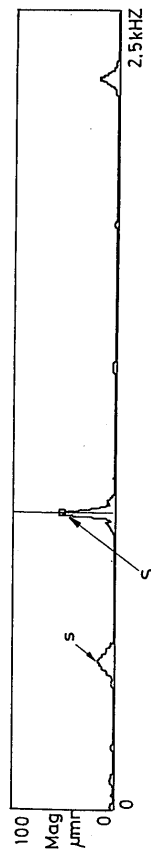
【 図 3 】



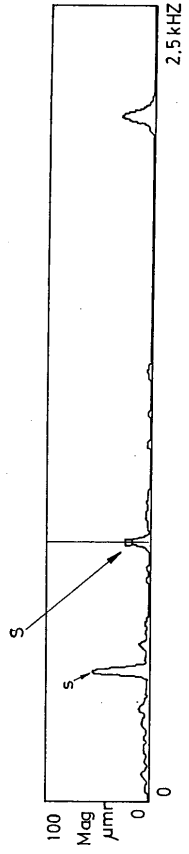
【 図 4 】



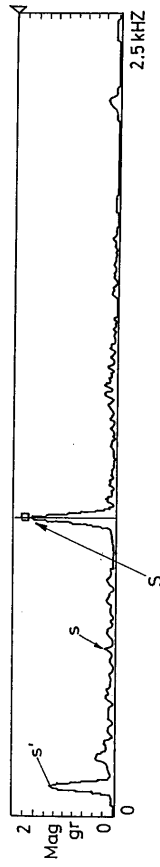
【 図 5 】



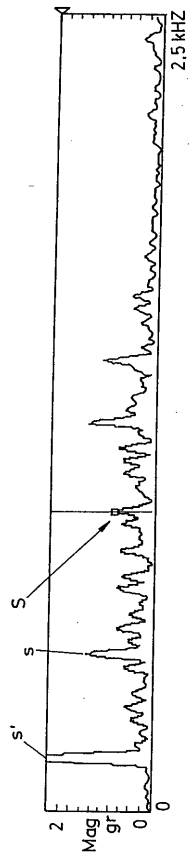
【 6 】



【 7 】



【 8 】



フロントページの続き

(74)代理人 100093805

弁理士 内田 博

(72)発明者 ウド・デルマン

ドイツ国 6 7 7 2 7 ローンズフェルド, イム・ベンガーレング 3 6

審査官 栗倉 裕二

(56)参考文献 実開昭61-134535(JP,U)

実開平07-025239(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 0 1 D 2 5 / 1 6

F 0 2 B 3 9 / 0 0

F 1 6 C 1 7 / 0 2

F 1 6 C 3 3 / 1 0