

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-287621

(P2009-287621A)

(43) 公開日 平成21年12月10日(2009.12.10)

(51) Int.Cl. F 1 テーマコード (参考)
F 1 6 D 65/12 (2006.01) F 1 6 D 65/12 B 3 J 0 5 8
 F 1 6 D 65/12 E

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2008-138937 (P2008-138937)
 (22) 出願日 平成20年5月28日 (2008.5.28)

(71) 出願人 000004455
 日立化成工業株式会社
 東京都新宿区西新宿2丁目1番1号
 (74) 代理人 110000350
 ポレール特許業務法人
 (72) 発明者 伊賀 良彦
 茨城県ひたちなか市堀口832番地2 株
 式会社日立製作所機械研究所内
 (72) 発明者 守谷 浩志
 茨城県ひたちなか市堀口832番地2 株
 式会社日立製作所機械研究所内
 (72) 発明者 海老原 誠
 茨城県日立市東町四丁目13番1号 日立
 化成工業株式会社山崎事業所内

最終頁に続く

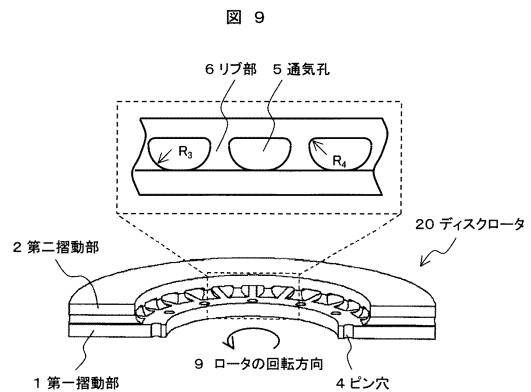
(54) 【発明の名称】 ディスクブレーキ用ディスクロータ

(57) 【要約】

【課題】 制動時のトルクによってディスクロータに発生する応力を低減するために通気孔内周側角部のRを大きくしながらも、パッド押し付けによって発生する応力の増加を抑える通気孔形状を有するディスクロータを提供すること。

【解決手段】 ベルハウジングに接続される第一の摺動部と、前記第一の摺動部と車軸方向に離間して並設される第二の摺動部と、前記一对の摺動部の間に円周方向に間隔をあけて配置される複数のリブ部と、前記複数のリブ部と前記一对の摺動部によって形成される通気孔とを有するディスクロータであって、前記通気孔の内周側の形状は、前記ディスクロータの回転方向に直交する端部において、曲率半径が異なる少なくとも2つの円弧形状を有し、最も小さい曲率半径が2mm以上であり、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも大きいことを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータ。

【選択図】 図9



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ベルハウジングに接続される第一の摺動部と、前記第一の摺動部と車軸方向に離間して並設される第二の摺動部と、前記一对の摺動部の間に円周方向に間隔をあけて配置される複数のリブ部と、前記複数のリブ部と前記一对の摺動部によって形成される通気孔とを有するディスクロータであって、前記通気孔の内周側の形状は、前記ディスクロータの回転方向に直交する端部において、曲率半径が異なる少なくとも2つの円弧形状を有し、最も小さい曲率半径 R_s が 2 mm 以上であり、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも大きいことを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータ。

10

【請求項 2】

前記通気孔の内周側の形状は、前記ディスクロータの回転方向と反対方向で直交する端部において、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも小さいことを特徴とする請求項 1 記載のディスクブレーキ用ディスクロータ。

【請求項 3】

ベルハウジングに接続される第一の摺動部と、前記第一の摺動部と車軸方向に離間して並設される第二の摺動部と、前記一对の摺動部の間に円周方向に間隔をあけて配置される複数のリブ部と、前記複数のリブ部と前記一对の摺動部によって形成される通気孔とを有するディスクロータであって、前記通気孔の内周側の形状は、前記ディスクロータの回転方向に直交する端部において、少なくとも2つの曲率半径が異なる円弧形状からなり、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも小さく、最も小さい曲率半径 R_s が 2 mm 以上であり、最も小さい曲率半径よりも大きい曲率半径は R_s の 1.5 倍以上であることを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータ。

20

【請求項 4】

ベルハウジングに接続される第一の摺動部と、前記第一の摺動部と車軸方向に離間して並設される第二の摺動部と、前記一对の摺動部の間に円周方向に間隔をあけて配置される複数のリブ部と、前記複数のリブ部と前記一对の摺動部によって形成される通気孔とを有するディスクロータであって、前記通気孔の内周側の形状は、前記ディスクロータの回転方向と直交する端部において、少なくとも2つの曲率半径が異なる円弧形状からなり、各々の通気孔の周方向の左右の中心位置に対して前記ディスクロータの回転方向と同方向に位置する前記端部では、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも小さく、各々の通気孔の周方向の左右の中心位置に対して前記ディスクロータの回転方向と逆方向に位置する前記端部では、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも大きく、最も小さい曲率半径が 2 mm 以上であることを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータ。

30

【請求項 5】

ベルハウジングに接続される前記第一の摺動部と前記リブ部との接続部の内周側角部には、前記通気孔の高さよりも大きな曲率半径 R が付けられていることを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載のディスクブレーキ用ディスクロータ。

【請求項 6】

ベルハウジングに接続される第一の摺動部と、前記第一の摺動部と車軸方向に離間して並設される第二の摺動部と、前記一对の摺動部の間に円周方向に間隔をあけて配置される複数のリブ部と、前記複数のリブ部と前記一对の摺動部によって形成される通気孔とを有するディスクロータであって、前記通気孔の形状は、前記ディスクロータの回転方向に対し先端が前記第一摺動部に近づくように傾斜した楕円であることを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータ。

40

【請求項 7】

前記ディスクロータの材料はセラミックであることを特徴とする請求項 1 ~ 6 のいずれかに記載のディスクブレーキ用ディスクロータ。

【請求項 8】

50

前記ディスクロータの材料は鋳鉄であることを特徴とする請求項 1 ~ 6 のいずれかに記載のディスクブレーキ用ディスクロータ。

【請求項 9】

少なくとも前記第一の摺動部、第二の摺動部及びリブ部が一体化されていることを特徴とする請求項 1 ~ 8 のいずれかに記載のディスクブレーキ用ディスクロータ。

【請求項 10】

前記通気孔の内周側の形状は、その面内において回転対称であることを特徴とする請求項 1 ~ 6 のいずれかに記載のディスクブレーキ用ディスクロータ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

10

【0001】

本発明は車両用ディスクブレーキ装置のディスクロータに関する。

【背景技術】

【0002】

ディスクブレーキは制動装置の一種であり、車輪と共に回転する円盤（以後、ディスクロータと称する）を両側面からブレーキパッドで押さえつけることで摩擦熱を発生させ、運動エネルギーを熱エネルギーに変換して制動効果を生じさせる車両部品である。このディスクロータには、例えば特許文献 1 の図 20 のようなものがある。即ち、ディスクロータ 71 はフィン 83（以後、リブ部と称する）を一对の摺動部 75 で挟んだ構造となっており、ハブ 77 を有する本体部 73（以下、ベルハウジングと称する）を介して車輪に固定される。摺動部 75 には、内周側から外周側に通じる通気孔が形成されており、ディスクロータ 71 が回転すると、通気孔内に空気の流れが生じ、ブレーキパッドとブレーキロータとの摩擦によって発生した熱を熱伝達によって空気に放熱することができる。

20

【0003】

このようなブレーキロータには、自動車の燃費向上および操縦安定性の観点から、軽量化が強く望まれている。また、自動車の高性能化に伴い、ブレーキにはより高い速度および温度域での安定した制動力が求められている。従来、ディスクロータには鋳鉄が主に使用されていたが、重量、耐熱性、耐錆性および摩耗耐久性などの観点から、カーボンセラミック（炭素繊維強化炭化ケイ素。以後、C/SiC と称する）製のディスクロータの開発が進められている。C/SiC 製のディスクロータは、鋳鉄と比較して耐摩耗性・耐熱性・耐錆性に優れており、また非特許文献 1 によれば C/SiC の密度は 2.4 g/cm^3 であり、鋳鉄の密度 7.3 g/cm^3 と比較して $1/3$ 程度と軽い。ディスクブレーキの軽量化は自動車のパネ下重量の軽量化につながり、運転の快適性および安全性の向上をもたらすという利点がある。

30

【0004】

このように C/SiC 製のディスクロータは、鋳鉄製のディスクロータと比較して多くの優れた特徴を有しているが、その反面、C/SiC は鋳鉄よりも強度が低いという欠点がある。非特許文献 1 によれば C/SiC の強度は 80 MPa であり、鋳鉄の強度（FC200 の場合は 200 MPa 以上）の半分以下である。そのため、ブレーキ制動時にディスクロータにかかる機械的な応力が原因となり、クラックが発生するという問題がある。この機械的な応力とは、（1）パッドがディスクロータを圧縮する際に発生する応力（以後、パッド押し付け応力と称する）と、（2）ディスクロータの表面（ディスクロータとパッドが接触している面）からディスクロータに加わるトルクによって発生する応力（以後、トルク応力と称する）の 2 つを合わせたものである。以下、この 2 つの応力の詳細と、各応力を低減する通気孔形状に関して詳細に説明する。

40

【0005】

まずパッド押し付け応力について、図 1 から図 4 を用いて説明する。図 1 は従来一般的なディスクロータ 20 及びパッド 3 の全体構造図であり、図 2 は図 1 の構造のディスクロータを B 方向（ディスクロータの回転中心）から眺めた図であり、図 1 (a) はディスクロータを第二の摺動部側から見た平面図、図 1 (b) は図 1 (a) の A - A' 線に沿っ

50

た断面図である。ディスクロータ 20 にはベルハウジングに固定するためのピン穴 4 が回転軸の周りに形成され、リブ 6 間に通気孔 5 が形成されている。

【0006】

図 3 及び図 4 は、図 2 の通気孔とリブ部を含む周期構造の一周期分の構造 24 を表したものである。図 2 のようにパッド 3 でディスクロータ 20 を圧縮した際には、ディスクロータ 20 は図 3 a に示すように通気孔 5 が潰れるように変形する。このとき、ディスクロータ 20 の主応力 σ_1 の分布は図 3 b のようになり、図 3 b の C 及び D 部分が周方向に引っ張られ、応力が大きくなる。この応力分布は一様分布荷重を受ける両端固定梁と同様であると理解できる。梁理論によると、梁表面で生じる応力の最大値は、梁の長さの 2 乗に比例し、梁の厚みの 2 乗に反比例することが知られている。そのため図 3 b の C 及び D 部分の応力を低減するには、図 4 の梁部 8 の幅 W を狭くし、第一摺動部 1 および第二摺動部 2 の厚み H_1 , H_2 を厚く（つまり通気孔高さ H_3 を低く）すれば良い。

10

【0007】

次にトルク応力について、図 5 から図 7 を用いて説明する。図 5 (a) は図 1 と同様、ディスクロータの平面構造を示し、図 5 (b) は図 1 の A - A ' 線に沿った断面図である。図 6 a は、ディスクロータの斜視図であり、図 6 b はその一部拡大斜視図である。図 7 a は、従来の通気孔の形状を示し、図 7 b は図 7 a の G - G ' 断面を示す断面図である。

【0008】

車両制動時には、車輪およびベルハウジング（図示せず）とともに回転しているディスクロータ 20 にパッド 3 が押付けられ、ディスクロータ 20 はパッド 3 の接触面 7 から、ロータの回転方向と逆向きの摩擦力を受ける。このとき回転しているベルハウジングから、ディスクロータ 20 とパッド 3 の相対的な運動を見てみると、ディスクロータ 20 はピン（図示せず）によってベルハウジングに固定されているため静止しており、パッド 3 は相対的に回転していると見ることが出来る。この状態は、ピンによって変位を拘束されているディスクロータ 20 が、その表面からパッド 3 との摩擦によって生じる摩擦力（力の向きはロータの回転方向と逆向き）を受けていると考えることができる。このときのディスクロータ 20 の応力分布を調べるために、図 5 のディスクロータ 20 とパッド 3 の接触面 7 に、周方向に沿ったせん断応力（周方向 - 軸方向のせん断応力）をかけ、ピン穴 4 周りの変位を拘束した条件で有限要素法を用いた応力解析を行った。その結果、図 6 a、図 6 b に示した通気孔内周側角部の E 部分（ベルハウジングと接続する第一摺動部 1 とリブ部 6 の角部で、かつ、通気孔の左右の中心から見てディスクロータ 20 の回転方向 9 と逆側に位置する角部）で大きな応力が発生することが見出された。

20

30

【0009】

一般的に構造物の角部の応力を低減するには、角部の R を大きくすれば良く、図 7 a の R_1 及び図 7 b の R_2 を大きくすることで、E 部分の応力を低減することができる。ただし、図 7 a は図 5 を F 方向から眺めた図であり、図 7 b は図 7 a の G - G ' 断面を示した断面図である。図 7 a に示した従来の通気孔形状では、 R_1 が通気孔高さ H_3 の半分以下であるという制限があり、 R_1 を大きくして E 部分の応力を低減するためには通気孔高さ H_3 を高くする必要がある。これは第一摺動部 1 および第二摺動部 2 の厚み H_1 , H_2 を薄くすることを意味している。

40

【0010】

以上説明したように、パッド押し付け応力を低減するためには通気孔高さを低くすれば良く、トルク応力を低減するためには通気孔高さを高くして通気孔角部の R_1 を大きくすれば良い。つまり、図 7 の従来の通気孔形状では、トルク応力を低減するために通気孔高さを高く（ディスクの厚みを薄く）すると、前記したようにパッド押し付け応力がディスク厚の 2 乗に反比例して急激に増加してしまうという問題がある。

【0011】

以上、図 7 a の通気孔形状を例として従来の通気孔形状の問題点を説明したが、これ以外の通気孔形状としては、特許文献 2 に記載の四角形もしくは第二摺動部側の角部に R をもつけた通気孔形状が示されている。この通気孔形状では、トルク応力が大きくなる図 6

50

bのE部分の角にRが設けられていないので、図7aの形状よりもトルク応力が大きくなるという問題がある。

【0012】

また、特許文献3の図2では、第一摺動部側の角部のRを第二摺動部側の角部のRよりも小さくした通気孔形状が示されているが、この形状では図6bのE部分のRが図7aの通気孔形状の場合よりも小さくなるため、図7aの通気孔形状よりもトルク応力が大きくなる。

【0013】

以上、セラミック製のディスクブレーキ用ディスクロータの問題について説明したが、この問題の解決法は鋳鉄製のディスクロータの場合であっても、制動時にディスクロータにかかる応力を低減することができる。

10

【0014】

【特許文献1】特開2002-5207号公報

【特許文献2】特開平11-257386号公報

【特許文献3】特開昭59-194139号公報

【非特許文献1】Walter Krenkel, B. Heidenreich, R. Renz「C/C-SiC Composites for Advanced Friction Systems」、Advanced Engineering Materials、vol. 4、2002年2月、427~436ページ

【発明の開示】

20

【発明が解決しようとする課題】

【0015】

本発明は、上記従来技術に鑑みて成されたものであり、前記した制動トルクによって発生する応力（トルク応力）を低減しながらも、パッド押し付けによって発生する応力（パッド押し付け応力）の増加を抑える通気孔形状を提供することを目的とするものである。このために、通気孔の高さを一定に保ったまま、通気孔内周角部のRを大きくする通気孔形状を提供する。

【課題を解決するための手段】

【0016】

上記の目的を達成するために、本発明は、ベルハウジングに接続される第一の摺動部と、前記第一の摺動部と車軸方向に離間して並設される第二の摺動部と、前記一对の摺動部の間に円周方向に間隔をあけて配置される複数のリップ部と、前記複数のリップ部と前記一对の摺動部によって形成される通気孔とを有するディスクロータであって、前記通気孔の内周側の形状は、前記ディスクロータの回転方向に直交する端部において、曲率半径が異なる少なくとも2つの円弧形状を有し、最も小さい曲率半径 R_s が2mm以上であり、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも大きいことを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータを提供するものである。

30

【発明の効果】

【0017】

本発明によれば、通気孔高さを一定に保ったままでも、制動時のトルク応力が大きくなる通気孔内周側の角のRが大きくなるため、トルク応力を低減することができる。

40

【0018】

また、同様に通気孔高さを一定に保ったままでも、制動時のトルク応力を低減することができる。さらにこの形状では通気孔形状を変えても、前記した摺動部の梁に相当する部分の幅Wが、従来構造と比較して変わらないため、通気孔形状変更によるパッド押し付け応力の増加を、請求項1記載の構造よりも効果的に抑えることができる。さらに、ディスクロータの内周側角部のRが従来形状よりも大きくなっているため、トルク応力をさらに低減することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0019】

50

本発明にかかわる実施形態をいくつか説明する。

【0020】

(1) 前記ディスクロータの回転方向と反対方向で直交する端部において、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも小さいことを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータ。

【0021】

(2) 前記通気孔の内周側の形状は、前記ディスクロータの回転方向で直交する端部において、少なくとも2つの曲率半径が異なる円弧形状からなり、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも小さく、最も小さい曲率半径が2mm以上であり、最も小さい曲率半径 R_s よりも大きい曲率半径は R_s の1.5倍以上であることを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータ。

10

【0022】

(3) 前記通気孔の内周側の形状は、前記ディスクロータの回転方向と直交する端部において、少なくとも2つの曲率半径が異なる円弧形状からなる。各々の通気孔の周方向の左右の中心位置に対して前記ディスクロータの回転方向と同方向に位置する前記端部では、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも小さく、各々の通気孔の周方向の左右の中心位置に対して前記ディスクロータの回転方向と逆方向に位置する前記端部では、前記第一の摺動部側の円弧の曲率半径が前記第二の摺動部側の円弧の曲率半径よりも大きく、最も小さい曲率半径 R_s は2mm以上であるディスクブレーキ用ディスクロータ。

20

【0023】

(4) ベルハウジングに接続される前記第一の摺動部と前記リップ部との接続部の内周側角部には、前記通気孔の高さよりも大きな曲率半径 R が付けられていることを特徴とする前記ディスクブレーキ用ディスクロータ。

【0024】

(5) 前記通気孔の形状は、前記ディスクロータの回転方向に対し傾斜した楕円であるディスクブレーキ用ディスクロータ。楕円の傾斜方向は、ディスクの回転方向に対して楕円の先端が下がっている(楕円の先端が第一の摺動部に近づいている)ことが必要である。

【0025】

(6) 前記ディスクロータの材料はセラミックであることを特徴とする前記ディスクブレーキ用ディスクロータ。

30

【0026】

(7) 前記ディスクロータの材料は鋳鉄であることを特徴とする前記ディスクブレーキ用ディスクロータ。

【0027】

(8) 少なくとも前記第一の摺動部、第二の摺動部及びリップ部が一体化されていることを特徴とする前記ディスクブレーキ用ディスクロータ。一体化とは、鋳造やモールドによって上記3つの部材を一体化したということである。

【0028】

(9) 前記通気孔の内周側の形状は、その面内において回転対称であることを特徴とするディスクブレーキ用ディスクロータ。トルク応力を極力小さくするためには、通気孔の形状が回転対称(例えば、以下に説明する図13、図17の形状)が好ましいことが分かった。

40

【0029】

以下、図面を参照して本発明の実施例を詳細に説明する。なお、発明の実施例を説明するための全図において、同一機能を有するものは同一符号を付け、その繰り返しの説明は省略する。

【実施例1】

【0030】

50

本発明の第一実施例について、図8および図9を参照しながら説明する。図8は本発明の第一実施例のディスクロータ形状を示す斜視図であり、ベルハウジング21を含む全体の斜視図である。図9はディスクロータ20の断面形状と通気孔形状の拡大図を示したものである。ディスクロータの材料としては、鋳鉄もしくはセラミック粒子を分散させたアルミニウム合金、炭素繊維強化炭化ケイ素(C/SiC)などが選ばれる。また、ベルハウジングの材料には、鉄、アルミニウム合金、チタンなどが選ばれる。なお、図8ではディスクロータ20とベルハウジング21が分離された構造としたが、ディスクロータ20とベルハウジング21が一体成型された構造としても良く、また、ベルハウジング21が図8のディスクロータ20の上側に設置された構造としても良い。

【0031】

図8のディスクロータ20はピン(図示せず)を介してベルハウジング21に接続され、さらにベルハウジング21は車輪(図示せず)に接続される。車両制動時には、パッドでディスクロータ20を押付けることで、ディスクロータ20にロータの回転方向9と逆向きの制動トルクが加えられ、この制動トルクがベルハウジング21を介して車輪に伝えられることで車輪の回転速度を減速することができる。この際、車両および車輪の運動エネルギーがパッドとディスクロータ20との間の摩擦熱に変換されてディスクロータ20の温度が上昇する。そこで、ディスクロータ20には冷却風を流すための通気孔5が設けられている。図8の通気孔の形状をディスクロータ20の内周側から眺めると図9の上図のようになっている。

【0032】

以下、本発明の特徴である図9の通気孔の形状およびその効果に関して詳細に説明する。

【0033】

まず通気孔5の形状について説明する。図9のディスクロータ20の通気孔入り口形状は、曲率半径の異なる2つの円弧からなり、第一摺動部1側の通気孔入り口角部のR(図9では R_3)が、第二摺動部2側の通気孔入り口角部のR(図9では R_4)よりも大きくなっている。この形状であれば R_3 を通気孔高さ H_3 の半分よりも大きくすることができ、通気孔高さを一定に保ったままトルク応力を低減することができる。通気孔5の曲率半径の具体的な値は、例えば通気孔高さ H_3 が8mmの場合には、 $R_3 = 6\text{mm}$ 、 $R_4 = 2\text{mm}$ のように設定すると良い。

【0034】

次に本実施例の効果について説明する。本実施例によるトルク応力の低減効果を調べるために、ディスクロータの上下のパッド接触面7から周方向に沿ったせん断応力 τ_z (方向はディスクロータ20の回転方向9と逆向き)をかけ、ピン穴4周りの変位を拘束した条件で有限要素法を用いた応力解析を行った。ディスクロータ20の材質はC/SiCを想定し、ヤング率は35GPa、ポアソン比は0.14とした。図6に示した従来の通気孔形状と、本実施例の図9における通気孔形状での応力分布を算出し、図10に示したaからeのそれぞれのリブ部に関して主応力最大値を比較すると図11のようになる。図11は、従来の通気孔形状での応力の最大値で規格化したものである。図11から、従来形状と比較して、本実施例の形状は応力が20%低減できることが分かる。これにより、本実施例の通気孔形状では従来形状と同じ通気孔の高さのままで、トルク応力を効果的に低減できることが示された。なお、図8および図9では、通気孔の形状が内周側から外周側に向かって常に一定となるディスクロータ構造としているが、径方向に通気孔の幅および高さの増減があるディスクロータ構造としても上記と同様の効果が得られる。

【0035】

また、図8のディスクロータ20では、径方向-軸方向の断面が図7bの形状をしており、第一摺動部1とリブ部6との接続部の内周側角部(ここでの角部とは、ディスクロータを円柱座標系で表し、径方向の座標を r 、軸方向の座標を z としたときの、 rz 平面における角部を指す)のR(図7bでは R_2)は、通気孔の高さ H_3 よりも小さい形状となっているが、この R_2 を通気孔の高さ H_3 よりも大きくして図18のような形状としても

10

20

30

40

50

良い。この図 18 の形状であれば、トルク応力が大きくなる図 6 b の E 部の角の R を図 9 よりも大きくできるため、図 9 のディスクロータ構造よりもさらにトルク応力を低減することができる。

【実施例 2】

【0036】

本発明の第二実施例について、図 12 から図 14 を参照しながら説明する。図 12 は本発明の第二実施例のディスクロータ形状を示す斜視図であり、ベルハウジング 21 を含む全体の斜視図である。図 13 はディスクロータ 20 の断面形状と通気孔形状の拡大図を示したものである。図 14 は通気孔形状に関して、従来形状 (図 14 a) と本実施例の通気孔形状 (図 14 b) および実施例 1 の通気孔形状 (図 14 c) の比較を示した図である。以下、本実施例の特徴である図 14 b の通気孔の形状およびその効果に関して詳細に説明する。

10

【0037】

まず通気孔 5 の形状について説明する。図 14 b の本実施例の通気孔形状では、図 14 c の実施例 1 の形状と同様に、トルク応力が大きくなる角部 (図 14 b では G で示した部分) の R が大きくなっているため、実施例 1 と同様に従来形状よりもトルク応力を低減することができる。また、図 14 b の通気孔形状は、二つの曲率半径 R_5 、 R_6 ($R_5 > R_6$) によって構成されており、前記したディスクの梁に相当する部分 8 の幅 W を、図 14 a の従来形状と等しくすることができるため、図 14 a と図 14 b の通気孔形状では、パッド押し付け応力がほぼ等しくなる。つまり、図 14 b の通気孔形状ではトルク応力低減のために通気孔形状を変えた際にも、パッド押し付け応力の増加を実施例 1 の形状よりも小さくすることができる。通気孔 5 の曲率半径の具体的な値は、例えば通気孔高さ H_3 が 8 mm の場合には、 $R_5 = 6 \text{ mm}$ 、 $R_6 = 2 \text{ mm}$ のように設定すると良い。

20

【0038】

次に本実施例の効果について説明する。本実施例の効果調べるために、図 15 のように通気孔 5 とリブ部 6 を含む周期構造の一周期分の 2 次元構造 24 (ディスクロータ 20 の周方向 - 軸方向断面を模擬したもの) に対して、周期境界にあたる線上の周方向変位を拘束し、ディスクロータの上下から所定の圧力を加える条件で、有限要素法を用いた応力解析を行った。ディスクロータ 20 の材質は C / SiC を想定し、ヤング率は 35 GPa、ポアソン比は 0.14 とした。通気孔の形状は図 14 に示した 3 つの形状とし、各形状での主応力の最大値を比較すると図 16 のようになる。図 16 は従来形状の主応力最大値で規格化したものである。図 16 から、図 14 c の実施例 1 の構造では従来形状よりも主応力の最大値が 20% 増加していることが分かる。これは、従来形状と実施例 1 の形状では通気孔の高さが同じであるが、実施例 1 の形状のほうがディスクの梁部 8 の幅 W が従来形状よりも広がっているためである。一方、図 14 a の従来形状と図 14 b の本実施構造とでは、主応力の差が 2% 以下と非常に小さいことが分かる。これは、従来形状と本実施例の形状では、通気孔の高さおよび梁部 8 の幅 W が同じであるためである。つまり、本実施構造は、トルク応力を低減するために通気孔形状を変えても、パッド押し付け応力の増加を防ぐことができている。

30

【0039】

なお、図 12、図 13 および図 14 b では、通気孔形状が直線部 23 を含む形状としたが、必ずしも直線部を含む必要は無く、直線部 23 を無くして曲線をつなぎ、図 17 のように傾いた楕円形状としても良い。

40

【0040】

また、図 13 のディスクロータ 20 では、径方向 - 軸方向の断面が図 7 b の形状をしており、第一摺動部 1 とリブ部 6 との接続部の内周側角部 (ここでの角部とは、ディスクロータを円柱座標系で表し、径方向の座標を r 、軸方向の座標を z としたときの、 rz 平面における角部を指す) の R (図 7 b では R_2) は、通気孔の高さ H_3 よりも小さい形状となっているが、この R_2 を通気孔の高さ H_3 よりも大きくして図 16 のような形状としても良い。この図 16 の形状であれば、トルク応力が大きくなる図 6 の E 部の角の R を図 1

50

3 よりも大きくできるため、さらにトルク応力を低減することができる。

【0041】

以上本発明者によってなされた発明を実施形態に基づき具体的に説明したが、本発明は上記実施形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変更可能であることはいうまでもない。

【図面の簡単な説明】

【0042】

【図1】ディスクロータとパッドを含む全体図である。

【図2】図1をB方向から眺めた側面図である。

【図3】図2の通気孔とリブ部を含む周期構造の一周期分の構造を上下から圧縮した際の変形図及び変形状態での主応力分布である。 10

【図4】図2の通気孔とリブ部を含む周期構造の一周期分の構造を示した図である。

【図5】図1からパッドを除いた、ディスクロータの全体図である。

【図6】従来のディスクロータ構造の全体図および、拡大図である。

【図7】図6の通気孔内周側の形状を示した断面図及び図7aのG-G'断面図である。

【図8】本発明の第一実施形態に関わるディスクロータの全体図である。

【図9】図8のディスクロータの断面形状と通気孔形状の拡大図を示した図である。

【図10】本発明の第一実施形態に関わるディスクロータの全体図である。

【図11】従来の通気孔形状と本発明の第一実施形態の通気孔形状での、トルク応力の比較を示した図である。 20

【図12】本発明の第二実施形態に関わるディスクロータの全体図である。

【図13】図12のディスクロータの断面形状と通気孔形状の拡大図を示した図である。

【図14】従来の通気孔形状及び本発明の第一実施形態並びに第二実施形態の通気孔形状を示した図である。

【図15】パッド押し付け応力の2次元解析の境界条件を示す図である。

【図16】パッド押し付け応力の2次元解析の結果を示す図である。

【図17】本発明の第二実施形態の通気孔形状を示した図である。

【図18】本発明の第一および第二実施形態の通気孔形状を示した図である。

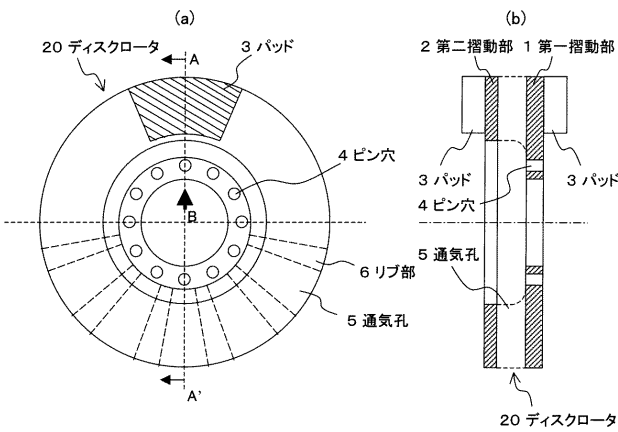
【符号の説明】

【0043】 30

1 ... 第一摺動部、2 ... 第二摺動部、3 ... パッド、4 ... ピン穴、5 ... 通気孔、6 ... リブ部、7 ... パッド接触面、8 ... 梁部、9 ... ディスクロータの回転方向、20 ... ディスクロータ、21 ... ベルハウジング、22 ... ハブ、23 ... 直線部、24 ... 一周期分の構造

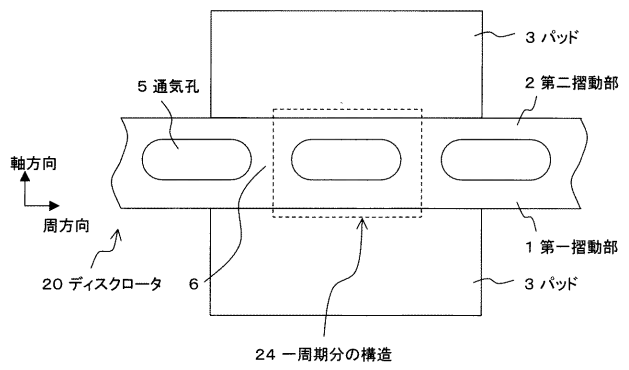
【 図 1 】

図 1



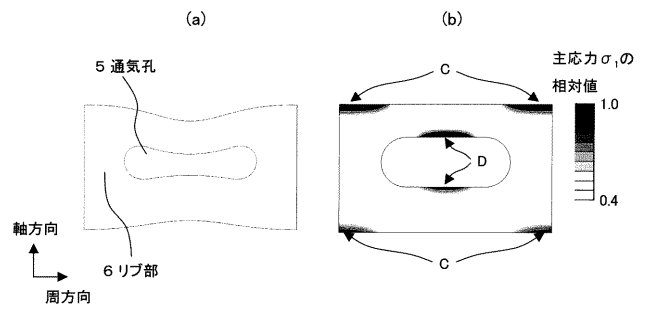
【 図 2 】

図 2



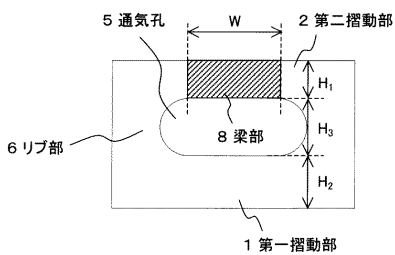
【 図 3 】

図 3



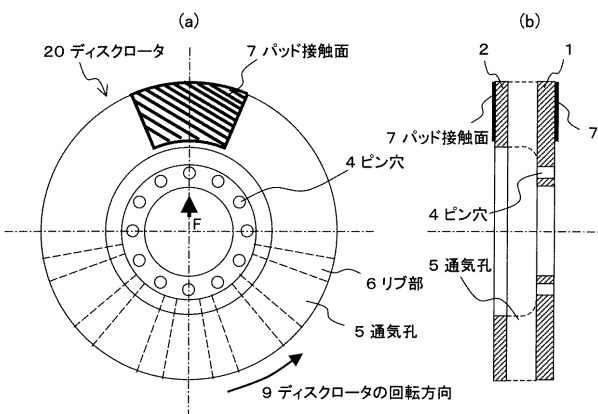
【 図 4 】

図 4



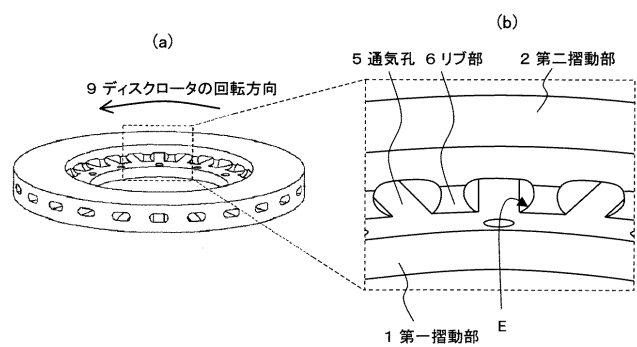
【 図 5 】

図 5

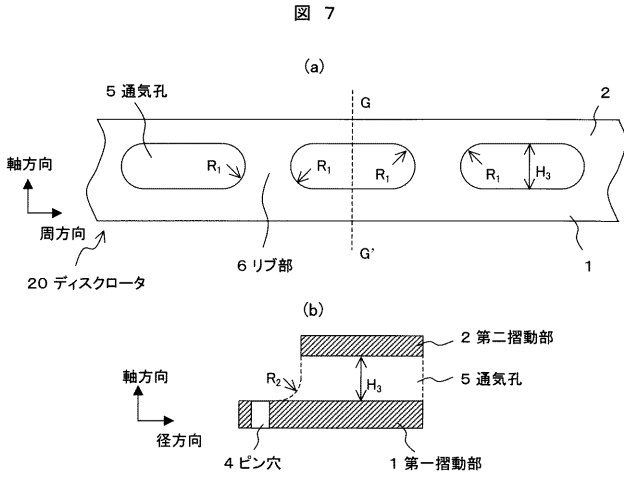


【 図 6 】

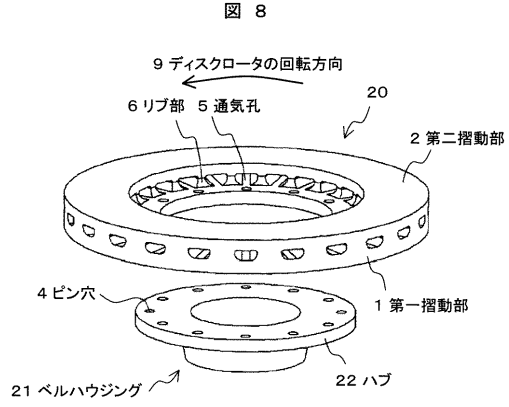
図 6



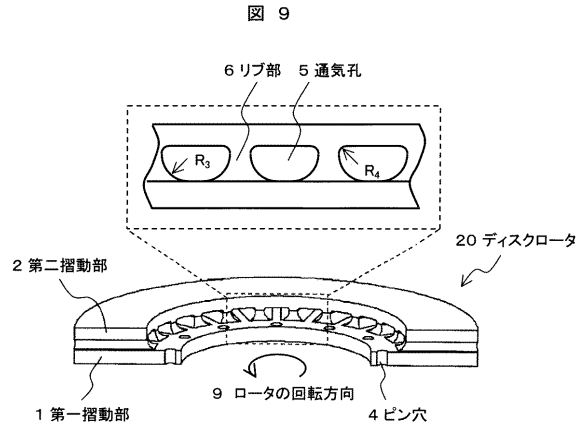
【 図 7 】



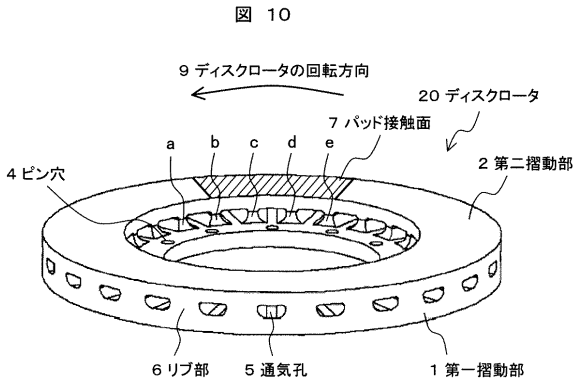
【 図 8 】



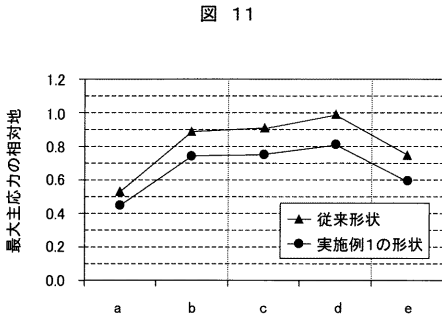
【 図 9 】



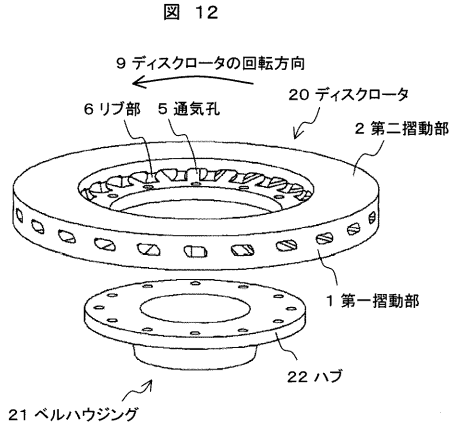
【 図 10 】



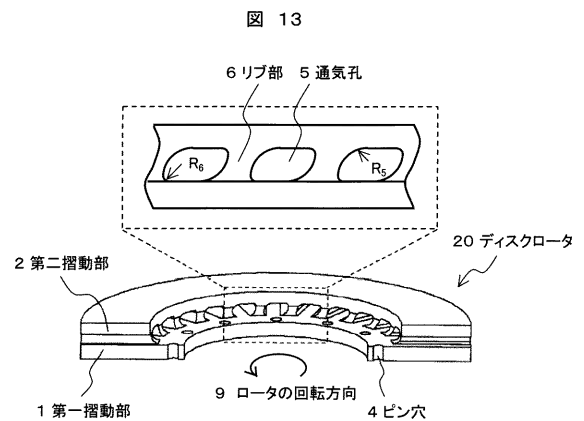
【 図 11 】



【 図 12 】

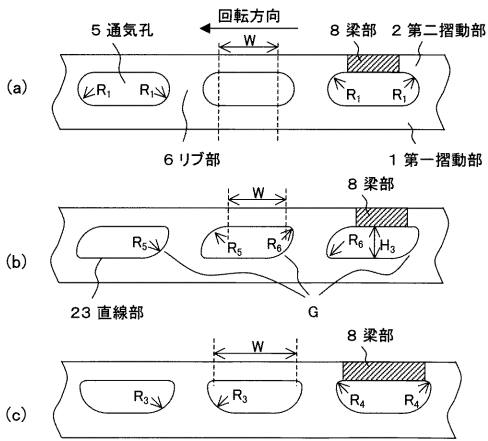


【 図 13 】



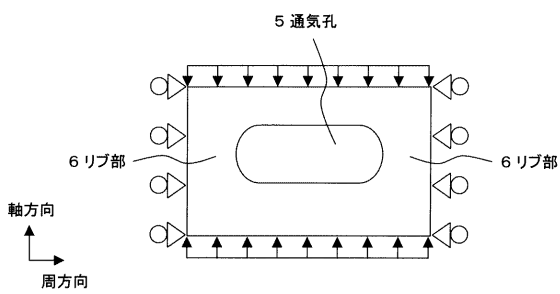
【 図 1 4 】

図 14



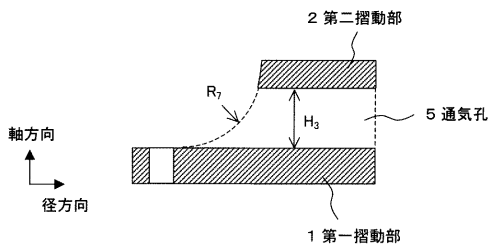
【 図 1 5 】

図 15



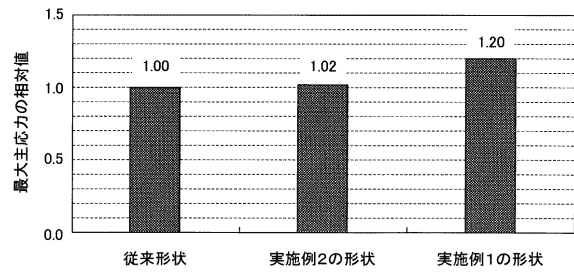
【 図 1 8 】

図 18



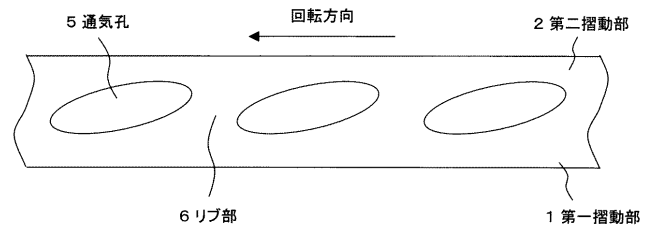
【 図 1 6 】

図 16



【 図 1 7 】

図 17



フロントページの続き

(72)発明者 馬場 一也

茨城県日立市東町四丁目1番1号 日立化成工業株式会社山崎事業所内

Fターム(参考) 3J058 BA32 BA46 BA68 CB23 CB25 EA02 EA05 EA08 EA14 FA01