

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017年8月31日(31.08.2017)

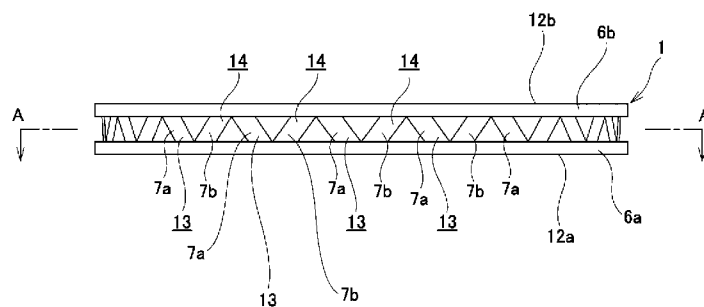


(10) 国際公開番号
WO 2017/146032 A1

- (51) 国際特許分類:
F16D 65/12 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/006323
- (22) 国際出願日: 2017年2月21日(21.02.2017)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2016-031354 2016年2月22日(22.02.2016) JP
- (71) 出願人: 曙ブレーキ工業株式会社(AKEBONO BRAKE INDUSTRY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 松井 大輔(MATSUI Daisuke); 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 曙ブレーキ工業株式会社内 Tokyo (JP). 内藤 久隆(NAITO Hisataka); 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 曙ブレーキ工業株式会社内 Tokyo (JP). 森本 誠(MORIMOTO Makoto); 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 曙ブレーキ工業株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人栄光特許事務所(EIKOH PATENT FIRM, P.C.); 〒1050003 東京都港区西新橋一丁目7番13号 虎ノ門イーストビルディング10階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

(54) Title: ROTOR FOR DISC BRAKE

(54) 発明の名称: ディスクブレーキ用ロータ



(57) Abstract: Among fins (7a, 7b) for connecting a pair of discs (6a, 6b), a plurality of first fins (7a) inclined toward one side in a circumferential direction progressively toward the outside in an axial direction, and a plurality of second fins (7b) inclined toward the other side in the circumferential direction progressively toward the outside in the axial direction are disposed in alternating fashion in the circumferential direction. Furthermore, axial outer end parts of the first fins (7a) and axial outer end parts of the second fins (7b) are connected to each other, and first truss parts (13) are thereby configured. Furthermore, axial inner end parts of the first fins (7a) and axial inner end parts of the second fins (7b) are connected to each other, and second truss parts (14) are thereby configured.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2017/146032 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

1 対のディスク（6 a、6 b）同士を連結するフィン（7 a、7 b）のうち、軸方向に関して外側に向かう程、円周方向に関して片側に向かう方向に傾斜した複数枚の第 1 のフィン（7 a）と、軸方向に関して外側に向かう程、円周方向に関して他側に向かう方向に傾斜した複数枚の第 2 のフィン（7 b）とが、円周方向に関して交互に配置される。又、第 1 のフィン（7 a）の軸方向外端部と、第 2 のフィン（7 b）の軸方向外端部とが互いに連結されて、第 1 トラス部（13）が構成される。又、第 1 のフィン（7 a）の軸方向内端部と、第 2 のフィン（7 b）の軸方向内端部とが互いに連結されて、第 2 トラス部（14）が構成される。

明 細 書

発明の名称： ディスクブレーキ用ロータ

技術分野

[0001] 本発明は、車両の制動を行う為のディスクブレーキに使用するディスクブレーキ用ロータの改良に関する。

背景技術

[0002] 自動車の制動に使用するディスクブレーキは、車輪と共に回転するロータを挟んで1対のパッドが配置され、制動時には、これら両パッドがこのロータの軸方向両側面に押し付けられる様に構成されている。この様なディスクブレーキの基本的構造としては、フローティング型と対向ピストン型との2種類がある。

[0003] このうちのフローティング型のものは、1対のパッドが軸方向の変位を可能に支持されたサポートに、インナ側にピストンを内蔵したキャリパが、軸方向の変位を可能に支持されている。制動時には、このピストンによりインナ側のパッドがロータのインナ側面に押し付けられ、その反作用として前記キャリパがインナ側に変位させられる。そして、このキャリパのアウタ側端部に設けたキャリパ爪部により、アウタ側のパッドが前記ロータのアウタ側面に押し付けられる。又、対向ピストン型のものは、1対のパッドが軸方向の変位を可能に支持されたキャリパに複数のピストンが、ロータの軸方向両側に配置された状態で設けられている。制動時には、これら各ピストンにより前記両パッドが、前記ロータの軸方向両側面に押し付けられる。何れの場合でも、これら両パッドは、十分な剛性を有するプレッシャプレートの前面にライニングが添着されて成る。そして、制動時に、前記ピストン又は前記キャリパ爪部により、このうちのプレッシャプレートの背面が押圧され、前記ライニングの前面と前記ロータの軸方向両側面とが摩擦させられる。

尚、本明細書及び請求の範囲で、「軸方向」、「周方向」、「径方向」とは、特に断らない限り、ロータの軸方向、周方向、径方向をそれぞれ言う。

[0004] 何れの構造のディスクブレーキの場合にも、制動時には1対のパッドによりロータが軸方向両側から強く挟持され、これら両パッドを構成するライニングとこのロータの軸方向両側面との当接部に作用する摩擦力により制動が行われる。この為、制動時には、前記当接部に摩擦熱が発生する。そして、この様にして生じる摩擦熱は、パッドとロータとの間の摩擦係数を低下させる為、制動力を低下させる可能性がある。このような事情に鑑みて、1対のディスクを複数枚のフィンで連結する事で、表面積を増やすと共に通風性を高めた、ベンチレーテッド型のロータが採用される場合が増えている。

[0005] ところで、ディスクブレーキに関しては、上述した様な制動性能に関わる摩擦熱の問題の他に、自動車の快適性や静粛性に関わるブレーキ鳴きの問題がある。ブレーキ鳴きは、制動時に生じる数kHz～十数kHzの耳障りな異音であり、ロータに対しパッドのライニングが接触する事により生じる摩擦振動が加振源となり、これらロータやパッドなどのブレーキ装置が共振する事で発生すると考えられている。このようなブレーキ鳴きは、面外鳴き（面直振動の鳴き）と面内鳴き（面内振動の鳴き）の2種類の振動形態が従来から知られている（特許文献1参照）。このうちの面外鳴きは、ロータ（ディスク）が軸方向に振動する事に起因して生じるものである。これに対して、面内鳴きは、ロータ（ディスク）が円周方向に振動する事に起因して生じるものであるが、従来から知られていた面内鳴きは、ベンチレーテッド型のロータを構成する1対のディスクに生じる振動の向きが同方向（同位相）となるものに限られていた。そして、従来から、このような2種類のブレーキ鳴きを抑制する為の構造が種々提案されている（特許文献2参照）。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：日本国特開2013-210089号公報

特許文献2：日本国特開2000-46080号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] ところが近年、SUV車に代表される高馬力の自動車に使用するロータとして、例えば直径が300mm以上といった大径のベンチレーテッド型のロータを使用する場合が増えている。このような大径のロータを使用した場合には、前述した2種類のブレーキ鳴きとは振動形態の異なる、新たな種類のブレーキ鳴きを発生させる事が本発明者等の研究により確認された。本発明は、この新たな種類のブレーキ鳴きを抑制する事を目的としている為、以下、このブレーキ鳴きに就いて説明する。

[0008] 本発明が対象とするブレーキ鳴きは、前述した2種類のブレーキ鳴きのうちの面内鳴きと共通する点がある為、この面内鳴きと比較して説明する。前述した様に、従来から知られていた面内鳴きは、ロータが円周方向に振動し、且つ、1対のディスクに生じる振動の向きが同方向（同位相）となっていた。具体的には、図16の（A）における（b）、（c）に、1次モード（180度毎に節が現れる振動モード）及び2次モード（90度毎に節が現れる振動モード）の場合を示した様に、矢印で示したディスクに生じる振動の向きは、1対のディスクのうち軸方向に対向する部分で同じになっている。これに対し、大径ロータにて確認された本発明が対象とするブレーキ鳴きは、ロータが円周方向に振動するという点では面内鳴きと同じであるが、1対のディスクに生じる振動の向きが逆方向（逆位相）となっている。具体的には、図16の（B）における（a）～（c）に、0次モード（節が現れない振動モード）、1次モード、及び、2次モードの場合を示した様に、矢印で示したディスクに生じる振動の向きは、1対のディスクのうち軸方向に対向する部分で逆になっている。

[0009] そこで先ず、本発明者等は、ロータが円周方向に振動し、且つ、1対のディスクに生じる振動の向きが逆となるブレーキ鳴き（以下「面内逆位相鳴き」と呼ぶ）を低減する事を目的として鋭意研究を重ねたところ、このような面内逆位相鳴きが発生する原因が、ロータが大径である点、及び、フィンの剛性が低い（ロータの振れ剛性が低い）点にある事を突き止めた。そして、こ

れら2種類の原因のうち、設計の自由度のあるフィンに着目し、フィンの剛性を高める事で、面内逆位相鳴きの発生を抑制する事を考えた。つまり、鳴きに寄与する振動モード周波数を、可聴域よりも高くする（離間する）、又は、可聴域内でもできる限り高い周波数域に移動させる事を考えた。但し、フィンの剛性を高める為に、該フィンの円周方向に関する幅寸法を大きくするなどの手段が採用された場合には、ロータの重量が徒に増加するといった、別の問題を生じてしまう。

[0010] 本発明は、以上の様な事情に鑑みて、ロータの重量増大を抑えつつ、面内逆位相鳴きの発生を抑制できる、ディスクブレーキ用ロータの構造を実現すべく発明したものである。

課題を解決するための手段

[0011] 本発明のディスクブレーキ用ロータは、例えば車体に対し車輪を回転自在に支持する為のハブに支持固定され該車輪と共に回転し、制動時には、軸方向両側に配置された1対のパッドにより挟持されるものであり、1対のディスクと、複数枚のフィンとを備えている。

本発明のディスクブレーキ用ロータは、下記構成により実現される。

(1) 軸方向に離隔して対向配置されると共にそれぞれの外側面が摺動面とされた1対のディスクと、

前記1対のディスクの内側面同士の間には円周方向に配置され、これら1対のディスクを互いに連結するそれぞれが放射状に延出された複数枚のフィンと、を備えたディスクブレーキ用ロータであって、

円周方向に隣り合う少なくとも1対の前記フィンが、軸方向片側（アウト側又はインナ側）に向かう程円周方向に関して互いに近づく方向に傾斜すると共に軸方向片端部同士が連続して、トラス状（V字状又は逆V字状）に構成されているディスクブレーキ用ロータ。

尚、トラス状に構成しないフィンに関しては、例えばロータの軸方向に対して平行に配置する事ができる。

[0012] (2) 前記トラス状に構成された1対のフィン（トラス部）が、前記ディ

スクブレーキ用ロータの径方向に関して少なくとも一部分に設けられている、上記（１）に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

（３） 前記トラス状に構成された１対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して少なくとも端部に設けられている、上記（２）に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

（４） 前記トラス状に構成された１対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して少なくとも外端部に設けられている、上記（３）に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

（５） 前記トラス状に構成された１対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して少なくとも内端部及び外端部に設けられている、上記（４）に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

（６） 前記トラス状に構成された１対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して内端部から外端部に互り連続する状態で設けられている、上記（５）に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

[0013] （７） 前記トラス状に構成された１対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの円周方向に関して少なくとも一部分に設けられている、上記（１）～（６）のうちの何れか１つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

（８） 前記トラス状に構成された１対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの円周方向に関して等間隔に複数（例えば２箇所、３箇所、４箇所に）設けられている、上記（７）に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

（９） 前記トラス状に構成された１対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの円周方向に関して位相が１８０度ずれた２箇所位置に設けられている、上記（８）に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

又、上述した様な（１）～（６）に記載されたディスクブレーキ用ロータを実施する場合には、例えば、前記トラス状に構成された１対のフィンを、前記ディスクブレーキ用ロータの全周に互り設ける事もできる。又、この場合には、例えば円周方向に隣り合う１対のフィン（トラス部）同士を連続させる事もできる。

[0014] (10) 前記トラス状に構成された1対のフィンのうち、前記ディスクブレーキ用ロータの円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面と、前記ディスク（軸方向他側のディスク）の内側面との為す角度が、 $45^{\circ} \sim 70^{\circ}$ の範囲である、上記(1)～(9)のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

(11) 前記トラス状に構成された1対のフィンのうち、円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面と、前記ディスクの内側面との為す角度が、互いに異なる、上記(10)に記載されたディスクブレーキ用ロータ。尚、この場合には、前記1対のフィンの長さ寸法（ディスクの内側面に連結した端部同士の長さ寸法）を互いに異ならせる。

(12) 前記トラス状に構成された1対のフィンのうち、円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面と、前記ディスクの内側面との為す角度が、互いに 60° である、上記(10)に記載されたディスクブレーキ用ロータ。尚、この場合には、前記1対のフィンの長さ寸法（ディスクの内側面に連結した端部同士の長さ寸法）を互いに等しくする。

[0015] (13) 前記トラス状に構成された1対のフィンと前記ディスクの内側面との間部分に形成される通気孔の断面形状（径方向から見た形状）が、径方向に互に変化しない、上記(1)～(12)のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

[0016] (14) 前記トラス状に構成された1対のフィンのそれぞれの円周方向に関する厚さ寸法が、径方向に関して内側から外側に向かう程大きくなっている、上記(1)～(13)のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

(15) 前記トラス状に構成された1対のフィンと前記ディスクの内側面との間部分に形成される通気孔の断面形状が、径方向に互に変化している（例えば径方向外方に向かう程連続的に又は段階的に大きくされる）、上記(1)～(12)のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

[0017] (16) 前記トラス状に構成された1対のフィンのうち何れか一方のフィンが、円周方向に関して他方のフィンとは反対側に隣接して配置された別のフィンと、トラス状に構成されている、上記(1)～(15)のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。尚、前記1対のフィンがV字状(又は逆V字状)に配置されている場合、前記一方のフィンと前記別のフィンとは逆V字状(又はV字状)に配置される。

[0018] 又、本発明のディスクブレーキ用ロータは、例えば車体に対し車輪を回転自在に支持する為のハブに支持固定され該車輪と共に回転し、制動時には、軸方向両側に配置された1対のパッドにより挟持されるものであり、1対のディスクと、複数枚のフィンと、複数の通気孔とを備えている。

(17) 軸方向に離隔して対向配置されると共にそれぞれの外側面が摺動面とされた1対のディスクと、

前記1対のディスクの内側面同士の間円周方向に配置され、これら1対のディスクを互いに連結するそれぞれが放射状に延出された複数枚のフィンと、

円周方向に隣り合う1対の前記フィンと前記1対のディスクの内側面との間部分に設けられた複数の通気孔と、を備えたディスクブレーキ用ロータであって、

前記複数の通気孔のうちの少なくとも1つの通気孔が、断面三角形状(径方向から見た形状が三角形状)に構成されているディスクブレーキ用ロータ。尚、残りの通気孔の断面形状に就いては特に問わないが、例えば断面矩形状に構成する事ができる。

発明の効果

[0019] 上述の様な構成を有する本発明のディスクブレーキ用ロータによれば、ロータの重量増大を抑えつつ、面内逆位相鳴きの発生を抑制できる。

即ち、上記(1)に記載されたディスクブレーキ用ロータの場合には、1対のディスクの内側面同士の間部分に設けられた複数枚のフィンのうち、円周方向に隣り合う少なくとも1対のフィンが、軸方向片側に向かう程円周方

向に関して互いに近づく方向に傾斜すると共に軸方向片端部同士が連続してトラス状に構成されている。又、上記（１７）に記載されたディスクブレーキ用ロータの場合には、円周方向に隣り合うフィン同士の間には設けられる通気孔の断面形状が三角形状とされる事で、該通気孔を挟んで円周方向両側に位置する（円周方向に隣り合う）１対のフィンがトラス状に構成されている。この為、何れの発明の場合にも、ロータの軸方向に対し平行に配置されたフィンの円周方向に関する幅寸法を単に大きくしたり、フィンのうちディスクとの連続部近傍の厚さ寸法を大きくしたりする場合に比べて、ロータの重量増大を抑えつつ、フィンの剛性を効果的に高める事ができる。これにより、面内逆位相鳴きの振動モード周波数を上昇（離間）させる事ができる為、可聴域での面内逆位相鳴きの発生を効果的に抑制する事ができる。

図面の簡単な説明

[0020] [図1]図１は、本発明の実施の形態の１例のロータを含んで構成された対向ピストン型のディスクブレーキを示す斜視図。

[図2]図２は、図１に示したロータを取り出して示す断面図。

[図3]図３は、図１に示したロータを取り出して軸方向から見た側面図。

[図4]図４は、図１に示したロータを取り出して径方向外方から見た図。

[図5]図５は、図４に示したロータの部分拡大図。

[図6]図６は、図４に示したロータのＡ－Ａ断面図。

[図7]図７は、図１に示したロータを取り出して示す斜視図。

[図8]図８は、図７に示したロータの一部透視斜視図。

[図9]図９は、１対のフィンから成るトラスを取り出して示す斜視図。

[図10]図１０は、本実施例にて使用した従来構造のロータを示す、図６に相当する断面図。

[図11]図１１の（Ａ）は従来構造のロータに関するブレーキダイナモ試験機による試験結果を示す図、図１１の（Ｂ）は同じく鳴きシミュレーション結果を示す図。

[図12]図１２の（Ａ）～（Ｄ）は、フィンの剛性を向上させる為の構造の４

例を示しており、図12の(A)は本実施例を、図12の(B)は比較例1を、図12の(C)は比較例2を、図12の(D)は比較例3をそれぞれ示している。

[図13]図13は、面内逆位相鳴きに起因する振動モード周波数を固有値操作した場合の、本実施例品に関するシミュレーション結果を示す図。

[図14]図14の(A)～(C)は、本発明を実施する場合に採用し得る、トラス部(第1トラス部、第2トラス部)の形成範囲(円周方向位置)の例を示す図。

[図15]図15は、本発明を実施する場合に採用し得る、トラス部(第1トラス部、第2トラス部)の形成範囲(径方向位置)の例を示す図。

[図16]図16の(A)、(B)は、ブレーキ鳴き発生時の振動の向きを説明する為に示す図であり、図16の(A)が従来から知られた面内鳴きに関する1次、2次モードの場合を示しており、図16の(B)が面内逆位相鳴きに関する0次、1次、2次モードの場合を示している。

発明を実施するための形態

[0021] [実施の形態の1例]

本発明の実施の形態の1例に就いて、図1～13を参照しつつ説明する。本例のディスクブレーキ用のロータ1を含んで構成される、対向ピストン型のディスクブレーキ2は、前記ロータ1を挟む位置にアウト側ボディ3及びインナ側ボディ4を有するキャリパ5が設けられ、これら各ボディ3、4内にアウトシリンダ及びインナシリンダが、それぞれの開口部を互いに対向させた状態で設けられている。そして、これらアウトシリンダ及びインナシリンダ内にアウトピストン及びインナピストンが、油密に、且つ、軸方向に関する変位が可能に嵌装されている。又、前記アウト側ボディ3にはアウトパッドが軸方向の変位を可能に保持され、前記インナ側ボディ4にはインナパッドが軸方向の変位を可能に保持されている。制動時には、前記アウトシリンダ及びインナシリンダ内に圧油を送り込み、前記アウトピストン及びインナピストンにより、前記アウトパッド及びインナパッドが、前記ロータ1の

両外側面に押し付けられる。

[0022] 前記ロータ 1 は、ベンチレーテッド型のディスクロータであり、その直径は 300 mm 以上（好ましくは 350 mm 以上、より好ましくは 400 mm 以上）と、一般的な普通乗用車に使用されるものに比べて大径である。又、前記ロータ 1 は、鋳鉄等の金属材料に鋳造等を施す事により形成したものであり、アウト側（図 2 の左側）及びインナ側（図 2 の右側）の 1 対のディスク 6 a、6 b と、複数枚のフィン 7 a、7 b と、複数の通気孔 8 a、8 b と、を有している。尚、本例のロータ 1 を鋳造により製造する場合には、1 対の主型と、それぞれ形状が異なる通気孔 8 a、8 b を形成する為の 1 対の中子とが組み合わせられた鋳型を使用する事ができる。

[0023] 前記 1 対のディスク 6 a、6 b は、それぞれ円輪状に構成されており、軸方向に離隔して対向配置されている。図 2 に示した様に、これら 1 対のディスク 6 a、6 b のうち、アウト側のディスク 6 a は、断面クランク形に構成されており、径方向外半部に設けられたディスク本体 9 に対し、径方向内半部に設けられた取付部（ハット部）10 が、軸方向外側にオフセットされている。該取付部 10 は、車輪を回転自在に支持する為のハブ軸受を構成する回転側フランジに対し支持固定される部分であり、円周方向等間隔複数個所に、結合孔 11 が設けられている。尚、図 1、2 以外には、取付部 10 を省略して描いている。又、本例の場合、前記アウト側のディスク 6 a の径方向外側部分（ディスク本体 9）の外側面と、前記インナ側のディスク 6 b の外側面とに、前記アウトパッド及び前記インナパッドをそれぞれ押し付ける為の摺動面 12 a、12 b が設けられている。

[0024] 前記複数枚のフィン 7 a、7 b は、それぞれ平板状で、アウト側のディスク 6 a の径方向外側部分（ディスク本体 9）の内側面と前記インナ側のディスク 6 b の内側面との間部分に、それぞれ放射状に直線的に配置されており、前記 1 対のディスク 6 a、6 b を互いに連結している。より具体的には、前記複数枚のフィン 7 a、7 b の軸方向両端部が、前記 1 対のディスク 6 a、6 b の内側面に対してそれぞれ連結されている。

[0025] 特に本例の場合には、軸方向に関して外側（図4、5の下側）に向かう程、円周方向に関して片側（図4、5の右側）に向かう方向に傾斜した複数枚の第1のフィン7a、7aが、円周方向に関して等間隔に配置されると共に、軸方向に関して外側（図4、5の下側）に向かう程、円周方向に関して他側（図4、5の左側）に向かう方向に傾斜した複数枚の第2のフィン7b、7bが、円周方向に関して等間隔に配置されている。更に、前記第1のフィン7a、7aと前記第2のフィン7b、7bとが円周方向に関して交互に配置されている。

[0026] そして、本例の場合には、前記第1のフィン7a、7aの軸方向外端部と、これら第1のフィン7a、7aの円周方向片側に隣接する第2のフィン7b、7bの軸方向外端部とが互いに連結されて、トラス状（V字状）の第1トラス部13、13が構成されている。別な言い方をすれば、前記第1トラス部13、13は、軸方向外側に向かう程、円周方向に関して互いに近づくと共に軸方向外端部同士を連続させた、円周方向に隣り合う1対のフィン7a、7bにより構成されている。そして、本例の場合には、この様な第1トラス部13、13が、円周方向に関して等間隔に、且つ、円周方向に隣り合う第1トラス部13、13同士が連続した状態で配置されている。具体的には、円周方向に隣り合う1対の第1トラス部13、13のうち、円周方向中央に配置された1対のフィン7a、7bの軸方向内端部同士が連続している。この為、本例の場合には、前記複数枚のフィン7a、7bが、ワーレントラス状（円周方向に連続する折れ線状）に配置されている。

[0027] そして、本例の場合には、円周方向に隣り合う1対の第1トラス部13、13のうち、円周方向中央に配置された1対のフィン7a、7bにより、軸方向内側に向かう程、円周方向に関して互いに近づくと共に軸方向内端部同士が連続した、トラス状（逆V字状）の第2トラス部14、14が構成されている。尚、前記第2トラス部14、14に就いても、円周方向に関して等間隔に、且つ、円周方向に隣り合う第2トラス部14、14同士が連続した状態で配置されている。

[0028] 以上の様に、本例の場合には、前記第1のフィン7a、7aは、円周方向片側（図4、5の右側）に隣接する第2のフィン7b、7bとの間で第1トラス部13、13を構成し、円周方向他側（図4、5の左側）に隣接する第2のフィン7b、7bとの間で第2トラス部14、14を構成している。重複した説明になるが、前記第2のフィン7b、7bは、円周方向他側に隣接する第1のフィン7a、7aとの間で第1トラス部13、13を構成し、円周方向片側に隣接する第1のフィン7a、7aとの間で第2トラス部14、14を構成している。

本例の場合には、上述した様に、円周方向に隣り合う第1トラス部13、13同士（又は第2トラス部14、14同士）が連続する構成が採用されている為、円周方向に隣り合う第1トラス部13、13（又は第2トラス部14、14）同士の中央に、第2トラス部14（又は第1トラス部13）が設けられた構成となっている。但し、本発明を実施する場合には、円周方向に隣り合う第1トラス部13、13同士（又は第2トラス部14、14同士）を連続させずに、第1トラス部13、13（又は第2トラス部14、14）のみを設ける構成を採用する事もできる。

[0029] 又、図5に示した様に、前記第1トラス部13、13を構成する第1のフィン7a、7aの円周方向片側面（図4、5の右側面）と前記インナ側（図4、5の上側）のディスク6bの内側面との為す角度 $\theta 1a$ が、 $45^{\circ} \sim 70^{\circ}$ （図示の例では 60° ）に設定されている。この為、前記第2トラス部14、14を構成する第1のフィン7a、7aの円周方向他側面（図4、5の左側面）と前記アウト側のディスク6aの内側面との為す角度 $\theta 2a$ も、 $45^{\circ} \sim 70^{\circ}$ （図示の例では 60° ）に設定されている。同様に、前記第1トラス部13、13を構成する第2のフィン7b、7bの円周方向他側面と前記インナ側のディスク6bの内側面との為す角度 $\theta 1b$ が、 $45^{\circ} \sim 70^{\circ}$ （図示の例では 60° ）に設定されている。この為、前記第2トラス部14、14を構成する第2のフィン7b、7bの円周方向片側面と前記アウト側のディスク6aの内側面との為す角度 $\theta 2b$ も、 $45^{\circ} \sim 70^{\circ}$ （図示

の例では 60° ）に設定されている。又、本例の場合には、前記第1トラス部13、13を構成する1対のフィン7a、7bの円周方向内側面（第1のフィン7aの円周方向片側面、第2のフィン7bの円周方向他側面）と、前記インナ側のディスク6bの内側面との為す角度（ $\theta 1a$ 、 $\theta 1b$ ）が、互いに同じとされている（図示の例では 60° ）。同様に、前記第2トラス部14、14を構成する1対のフィン7a、7bの円周方向内側面（第1のフィン7aの円周方向他側面、第2のフィン7bの円周方向片側面）と、前記アウト側のディスク6aの内側面との為す角度（ $\theta 2a$ 、 $\theta 2b$ ）が、互いに同じとされている（図示の例では 60° ）としている。又、図示の例では、前記第1のフィン7a、7aの長さ寸法（ディスク6a、6bの内側面に連結した端部同士の長さ寸法）と、前記第2のフィン7b、7bの長さ寸法とが互いに等しくされている。

[0030] 又、本例の場合、前記複数枚のフィン7a、7bは、前記ロータ1の径方向内端部から径方向外端部に互に連続する状態で、放射状に直線的に設けられている。この為、前記第1トラス部13、13及び前記第2トラス部14、14は、前記ロータ1の径方向内端部から径方向外端部に互に連続する状態で設けられている。又、前記複数枚のフィン7a、7bは、径方向内側から径方向外側に向かう（径方向に関して内側から外側に向かう）に従って、円周方向に関する幅寸法（厚さ寸法）が次第に大きくなっており、前記ロータ1の中心軸に直交する仮想平面に関する断面形状が略台形状（等脚台形状）とされている（図6参照）。又、図示の例では、前記第1のフィン7a、7aの円周方向に関する幅寸法と、前記第2のフィン7b、7bの円周方向に関する幅寸法とは、前記ロータ1の中心からの径方向位置が同じであれば、互いに等しくなっている。

尚、前記複数枚のフィン7a、7bの円周方向に関する幅寸法は、前記ロータ1の径方向内端部で最小となるが、この最小値は、前記ロータ1の製造効率を考慮して5mm以上確保する事が好ましい。

[0031] 前記複数の通気孔8a、8bは、前記1対のディスク6a、6bの内側面

と円周方向に隣り合う１対のフィン７ a、７ bとの間部分に設けられている。より具体的には、第１の通気孔８ a、８ aは、前記第１トラス部１ ３、１ ３を構成する１対のフィン７ a、７ bと、インナ側のディスク６ bの内側面との間部分に設けられている。これに対し、第２の通気孔８ b、８ bは、前記第２トラス部１ ４、１ ４を構成する１対のフィン７ a、７ bと、前記アウト側のディスク６ aの内側面との間部分に設けられている。この為、前記通気孔８ a、８ bは、円周方向に関して交互に配置されている。

[0032] 又、前記複数の通気孔８ a、８ bは、前記ロータ１の内周面及び外周面にそれぞれ開口している。又、本例の場合、前記通気孔８ a、８ bの円周方向両側に位置する１対のフィン７ a、７ bは、それぞれ第１トラス部１ ３、１ ３又は第２トラス部１ ４、１ ４を構成している為、前記通気孔８ a、８ bの断面形状（ロータ１の径方向から見た断面形状）は、それぞれ三角形形状（図示の例では正三角形形状）となっている。しかも、本例の場合には、前記フィン７ a、７ bの円周方向に関する幅寸法が、径方向内側から径方向外側に向かうに従って次第に大きくされる事で、前記通気孔８ a、８ bの断面積（開口面積）が、前記ロータ１の径方向内端部から径方向外端部に互り一定とされている（変化させていない）。

[0033] 以上の様な構成を有する本例のディスクブレーキ用のロータ１によれば、該ロータ１の重量増大を抑えつつ、面内逆位相鳴きの発生を抑制できる。

即ち、本例の場合には、前記１対のディスク６ a、６ bの内側面同士を連結するフィン７ a、７ bのうち、軸方向に関して外側に向かう程、円周方向に関して片側に向かう方向に傾斜した複数枚の第１のフィン７ a、７ aと、軸方向に関して外側に向かう程、円周方向に関して他側に向かう方向に傾斜した複数枚の第２のフィン７ b、７ bとが、円周方向に関して交互に配置されている。そして、前記第１のフィン７ a、７ aの軸方向外端部と、これら第１のフィン７ a、７ aの円周方向片側に隣接する第２のフィン７ b、７ bの軸方向外端部とが互いに連結されて、第１トラス部１ ３、１ ３が構成されている。又、前記第１のフィン７ a、７ aの軸方向内端部と、これら第１の

フィン 7 a、7 a の円周方向他側に隣接する第 2 のフィン 7 b、7 b の軸方向内端部とが互いに連結されて、第 2 トラス部 1 4、1 4 が構成されている。この為、本例の場合には、ロータの軸方向に対し平行に配置されたフィンの円周方向に関する幅寸法を単に大きくするなどした場合に比べて、前記ロータ 1 の重量増大を抑えつつ、前記フィン 7 a、7 b の剛性（ロータ 1 の振り剛性）を効果的に高める事ができる。従って、前記ロータ 1 の固有値を変更（操作）し、面内逆位相鳴きの振動モード周波数を上昇させる（高周波数側に移動させる）事ができる。この結果、可聴域での面内逆位相鳴きの発生を効果的に抑制する事ができる。しかも、本例のロータ 1 の場合には、前記通気孔 8 a、8 b の断面積が前記ロータ 1 の径方向内端部から径方向外端部に互り一定とされている為、冷却性（放熱性）を低下させる事なく、面内逆位相鳴きの発生を抑制できる。

[0034] ここで、上述した本発明に係るディスクブレーキ用ロータの実施の形態の特徴をそれぞれ以下に簡潔に纏めて列記する。

[1] 軸方向に離隔して対向配置されると共にそれぞれの外側面が摺動面とされた 1 対のディスク（6 a、6 b）と、

前記 1 対のディスク（6 a、6 b）の内側面同士の間には円周方向に配置され、これら 1 対のディスク（6 a、6 b）を互いに連結するそれぞれが放射状に延出された複数枚のフィン（7 a、7 b）と、を備えたディスクブレーキ用ロータであって、

円周方向に隣り合う少なくとも 1 対の前記フィン（第 1 のフィン 7 a 及び第 2 のフィン 7 b）が、軸方向片側に向かう程円周方向に関して互いに近づく方向に傾斜すると共に軸方向片端部同士が連続して、トラス状（第 1 トラス部 1 3 及び第 2 トラス部 1 4）に構成されているディスクブレーキ用ロータ（ロータ 1）。

[2] 前記トラス状に構成された 1 対のフィン（第 1 のフィン 7 a 及び第 2 のフィン 7 b）が、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ 1）の径方向に関して少なくとも一部分に設けられている、上記 [1] に記載されたデ

ィスクブレーキ用ロータ。

〔3〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7 a及び第2のフィン7 b）が、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ1）の径方向に関して少なくとも端部に設けられている、上記〔2〕に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔4〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7 a及び第2のフィン7 b）が、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ1）の径方向に関して少なくとも外端部に設けられている、上記〔3〕に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔5〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7 a及び第2のフィン7 b）が、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ1）の径方向に関して少なくとも内端部及び外端部に設けられている、上記〔4〕に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔6〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7 a及び第2のフィン7 b）が、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ1）の径方向に関して内端部から外端部に互り連続する状態で設けられている、上記〔5〕に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔7〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7 a及び第2のフィン7 b）が、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ1）の円周方向に関して少なくとも一部分に設けられている、上記〔1〕～〔6〕のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔8〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7 a及び第2のフィン7 b）が、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ1）の円周方向に関して等間隔に複数設けられている、上記〔7〕に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔9〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7 a及び第2のフィン7 b）が、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ1）の円周方向に関して位相が180度ずれた2箇所位置に設けられている、上記〔8〕

」に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔10〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7a及び第2のフィン7b）のうち、前記ディスクブレーキ用ロータ（ロータ1）の円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面（円周方向片側面または円周方向他側面）と、前記ディスク（6a、6b）の内側面との為す角度（ $\theta 1a$ 、 $\theta 2a$ ）が、 $45^{\circ} \sim 70^{\circ}$ の範囲である、上記〔1〕～〔9〕のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔11〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7a及び第2のフィン7b）のうち、円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面（円周方向片側面または円周方向他側面）と、前記ディスク（6a、6b）の内側面との為す角度（ $\theta 1a$ 、 $\theta 2a$ ）が、互いに異なる、上記〔10〕に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔12〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7a及び第2のフィン7b）のうち、円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面（円周方向片側面または円周方向他側面）と、前記ディスク（6a、6b）の内側面との為す角度（ $\theta 1a$ 、 $\theta 2a$ ）が、互いに 60° である、上記〔10〕に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔13〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7a及び第2のフィン7b）と前記ディスク（6a、6b）の内側面との間部分に形成される通気孔（8a、8b）の断面形状が、径方向に互に変化しない、上記〔1〕～〔12〕のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔14〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7a及び第2のフィン7b）のそれぞれの円周方向に関する厚さ寸法が、径方向に関して内側から外側に向かう程大きくなっている、上記〔1〕～〔13〕のうちの何れか1つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔15〕 前記トラス状に構成された1対のフィン（第1のフィン7a及び第2のフィン7b）と前記ディスク（6a、6b）の内側面との間部分に

形成される通気孔（８ a、８ b）の断面形状が、径方向に互り変化している、上記〔１〕～〔１ ２〕のうちの何れか１つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔１ ６〕 前記トラス状に構成された１対のフィン（第１のフィン７ a及び第２のフィン７ b）のうち何れか一方のフィン（第１のフィン７ a）が、円周方向に関して他方のフィン（第２のフィン７ b）とは反対側に隣接して配置された別のフィン（第２のフィン７ b）と、トラス状に構成されている、上記〔１〕～〔１ ５〕のうちの何れか１つに記載されたディスクブレーキ用ロータ。

〔１ ７〕 軸方向に離隔して対向配置されると共にそれぞれの外側面が摺動面とされた１対のディスク（６ a、６ b）と、

前記１対のディスクの内側面同士の間円周方向に配置され、これら１対のディスク（６ a、６ b）を互いに連結するそれぞれが放射状に延出された複数枚のフィン（７ a、７ b）と、

円周方向に隣り合う１対の前記フィン（第１のフィン７ a及び第２のフィン７ b）と前記１対のディスク（６ a、６ b）の内側面との間部分に設けられた複数の通気孔（８ a、８ b）と、を備えたディスクブレーキ用ロータであって、

前記複数の通気孔（８ a、８ b）のうちの少なくとも１つの通気孔（８ a、８ b）が、断面三角形状に構成されているディスクブレーキ用ロータ。

実施例

〔0035〕 次に、本発明の効果を確認する為に行った実験に就いて説明する。本実施例では、ロータを構成するフィンがトラス状に配置される事で、重量の増大を抑えつつ、面内逆位相鳴きを抑制できる事を確認する為、先ず、図１０に示した構造を有する、従来構造のベンチレーテッド型のロータ１０１を用意した。そして、ブレーキダイナモ試験機を用いて鳴き評価試験を行い、面内逆位相鳴きを発生させて、その周波数を求めた。次に、複素固有値解析法に基づくブレーキ鳴きのシミュレーションの精度を確認する為、前記従来構造

のロータ 101 に関して、シミュレーション試験を実施した。図 11 の (A) に、縦軸を音圧 (dB)、横軸を周波数 (Hz) とした、ダイナモ試験機による試験結果を示す。また、図 11 の (B) に、縦軸を不安定度 (Instability)、横軸を周波数 (Hz) とした、シミュレーション結果を示す。尚、試験に使用した従来構造のロータ 101 の主な諸元は次の通りである。

ロータ 101 の材質：摺動部が鋳鉄製、ハット部がアルミニウム合金製

ロータ 101 の重量：13.1 kg

ロータ 101 の直径：380 mm

ロータ 101 の軸方向厚さ寸法：36 mm (ディスクの厚さ寸法：9 mm × 2、フィンの厚さ寸法：18 mm)

フィンの形状：ロータ 101 の軸方向に対し平行に配置され、スパイラル状 (放射状に曲線的) に延出

フィンの枚数：51 枚

フィンの円周方向幅寸法：4 mm

[0036] 前記図 11 の (A) と (B) とを比較すれば明らかな様に、ダイナモ試験機により実際に測定された面内逆位相鳴きの周波数が、鳴きシミュレーションにより精度良く求められる事が確認された。又、実験から、面内逆位相鳴きが、10.8 kHz (2 次モード)、12.8 kHz (3 次モード)、14.0 kHz (4 次モード)、15.0 kHz (5 次モード)、15.8 kHz (6 次モード) で発生する事が確認された。

[0037] 次に、フィンの剛性を高められる複数種類の構造 (実施例、比較例 1 ~ 3) を用意し、面内逆位相鳴きの発生を抑制するのに必要となる重量の増加の程度を比較検証した。つまり、フィンの剛性を高められる各構造に関して、面内逆位相鳴きの周波数をシミュレーションにより求め、可聴域以上に固有値操作する場合に必要な重量増加量をシミュレーションにより求めた。

本実施例では、図 12 に示した 4 種類の構造を対象に重量増加量を求めた。

[0038] 先ず、本発明を適用した実施例品として、図 12 の (A) に示した様な、

フィン 7 a、7 b がトラス状に構成された場合の重量増加量を求めたところ、前記従来構造のロータに対して 1.3 kg 増加させた際に、面内逆位相鳴きの周波数をすべて可聴域（16 kHz）以上に固有値操作できる事が確認された。実施例品は、フィン 7 a、7 b をロータの軸方向に対し傾斜させる事で、フィン 7 a、7 b の枚数が 51 枚から 26 枚に減少したが、長さ寸法（ディスクの内側面に連結した端部同士の長さ寸法）が増大した為、重量が増大している。又、確認的に、実施例品に関する面内逆位相鳴きのシミュレーション結果を図 13 に示す。

[0039] 次に、図 12 の（B）に示した様な、フィンの円周方向に関する幅寸法が、該フィンの軸方向全長に互り均一に増大する構成が採用された比較例 1 の場合の重量増加量を求めたところ、前記従来構造のロータに対して 2.5 kg 増加させた（フィンの円周方向幅寸法を 4 mm から 9 mm に増大させた）際に、面内逆位相鳴きの周波数を可聴域以上に固有値操作できる事が確認された。尚、図 12 の（B）中、2 点鎖線は従来構造のフィンの円周方向側縁を表している。

[0040] 次に、図 12 の（C）に示した様な、ディスクの内側面との連結部であるフィンの軸方向端部に断面三角形形状の補強部（肉盛部）が設けられる構成が採用された比較例 2 の場合の重量増加量を求めたところ、前記従来構造のロータに対して 2.3 kg 増加させた（補強部の円周方向幅寸法が 6.5 mm 以上となった）際に、面内逆位相鳴きの周波数を可聴域以上に固有値操作できる事が確認された。

[0041] 最後に、図 12 の（D）に示した様な、フィンの円周方向に関する幅寸法が、該フィンの軸方向中間部から軸方向両側に向かうに従って増大する（断面鼓形状とする）構成が採用された比較例 3 の場合の重量増加量を求めたところ、前記従来構造のロータに対して 1.8 kg 増加させた（フィンの円周方向側面の傾斜角度が 24° 以上となった）際に、面内逆位相鳴きの周波数を可聴域以上に固有値操作できる事が確認された。尚、図 12 の（D）中、2 点鎖線は従来構造のフィンの円周方向側縁を表している。

[0042] 以上の実験結果により、本発明の様に、ロータを構成するフィンがトラス状に配置される事で、重量の増大を最小限に抑えつつ、面内逆位相鳴きを抑制できる事が確認された。

産業上の利用可能性

[0043] 上述した実施の形態では、トラス部（第1トラス部13、第2トラス部14）が、ロータの全周に互り設けられる場合に就いて説明したが、本発明を実施する場合には、トラス部の形成位置はこの様な位置に限定されない。例えば図14の（A）に示した様に、トラス部（第1トラス部13、第2トラス部14）を、ロータ1の円周方向1個所に設ける事もできるし、図14の（B）に示した様に、トラス部（第1トラス部13、第2トラス部14）を、位相が180°ずれた円周方向2個所位置に設ける事もできるし、図14の（C）に示した様に、位相が120°ずれた円周方向3個所位置に設ける事もできる。

[0044] 更に、前記実施の形態では、トラス部（第1トラス部13、第2トラス部14）が、ロータの径方向内端部から径方向外端部に互り連続する状態で設けられる場合に就いて説明したが、本発明を実施する場合には、トラス部の形成位置はこの様な位置に限定されない。例えば図15に（A）部として示した様に、ロータの径方向内端部（径方向に関して少なくとも内端部）にのみ設ける事もできるし、図15に（B）部として示した様に、ロータの径方向中間部にのみ設ける事もできるし、図15に（C）部として示した様に、ロータの径方向外端部（径方向に関して少なくとも外端部）にのみ設ける事もできる。又、（A）部、（B）部、（C）部の中から2個所を選択してトラス部を設ける事もできる。尚、この様に、ロータの径方向一部（径方向に関して少なくとも一部分）にトラス部を設ける場合には、該ロータの捻れ剛性を効果的に高められる面から、径方向外寄り部分（外端部）にトラス部を設ける事が好ましい。又、本発明を実施する場合には、前記図14に示した構造と前記図15に示した構造とを組み合わせる（例えば円周方向一部で且つ径方向外端部にトラス部を設けるなどの構成を採用する）事もで

きる。

又、前記実施の形態では、本発明を、ハット部がアウト側に設けられたアウトハットに適用した場合に就いて説明したが、本発明を実地する場合には、ハット部がインナ側に設けられたインナハットに適用する事もできる。

又、本発明のディスクブレーキ用ロータは、対向ピストン型のディスクブレーキに限らず、フローティング型のディスクブレーキに適用する事もできる。

なお、本発明は、上述した実施形態に限定されるものではなく、適宜、変形、改良、等が可能である。その他、上述した実施形態における各構成要素の材質、形状、寸法、数、配置箇所、等は本発明を達成できるものであれば任意であり、限定されない。

また、本出願は、2016年2月22日出願の日本特許出願（特願2016-031354）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

符号の説明

- [0045]
- | | |
|---------|-------------------|
| 1 | ロータ（ディスクブレーキ用ロータ） |
| 2 | ディスクブレーキ |
| 3 | アウト側ボディ |
| 4 | インナ側ボディ |
| 5 | キャリパ |
| 6 a、6 b | ディスク |
| 7 a | 第1のフィン（フィン） |
| 7 b | 第2のフィン（フィン） |
| 8 a | 第1の通気孔（通気孔） |
| 8 b | 第2の通気孔（通気孔） |
| 9 | ディスク本体 |
| 10 | 取付部 |
| 11 | 結合孔 |

1 2 a、1 2 b 摺動面

1 3 第1トラス部

1 4 第2トラス部

請求の範囲

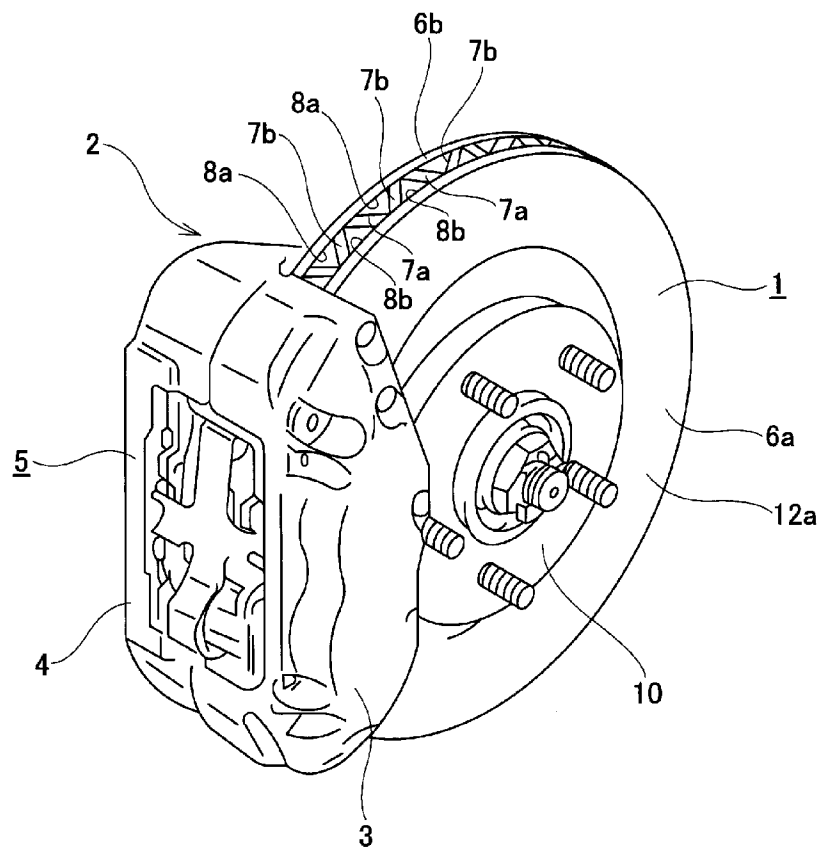
- [請求項1] 軸方向に離隔して対向配置されると共にそれぞれの外側面が摺動面とされた1対のディスクと、
- 前記1対のディスクの内側面同士の間には円周方向に配置され、これら1対のディスクを互いに連結するそれぞれが放射状に延出された複数枚のフィンと、を備えたディスクブレーキ用ロータであって、
- 円周方向に隣り合う少なくとも1対の前記フィンが、軸方向片側に向かう程円周方向に関して互いに近づく方向に傾斜すると共に軸方向片端部同士が連続して、トラス状に構成されているディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項2] 前記トラス状に構成された1対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して少なくとも一部分に設けられている、請求項1に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項3] 前記トラス状に構成された1対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して少なくとも端部に設けられている、請求項2に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項4] 前記トラス状に構成された1対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して少なくとも外端部に設けられている、請求項3に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項5] 前記トラス状に構成された1対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して少なくとも内端部及び外端部に設けられている、請求項4に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項6] 前記トラス状に構成された1対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの径方向に関して内端部から外端部に互に連続する状態で設けられている、請求項5に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項7] 前記トラス状に構成された1対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの円周方向に関して少なくとも一部分に設けられている、請求項1～6のうちの何れか1項に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

タ。

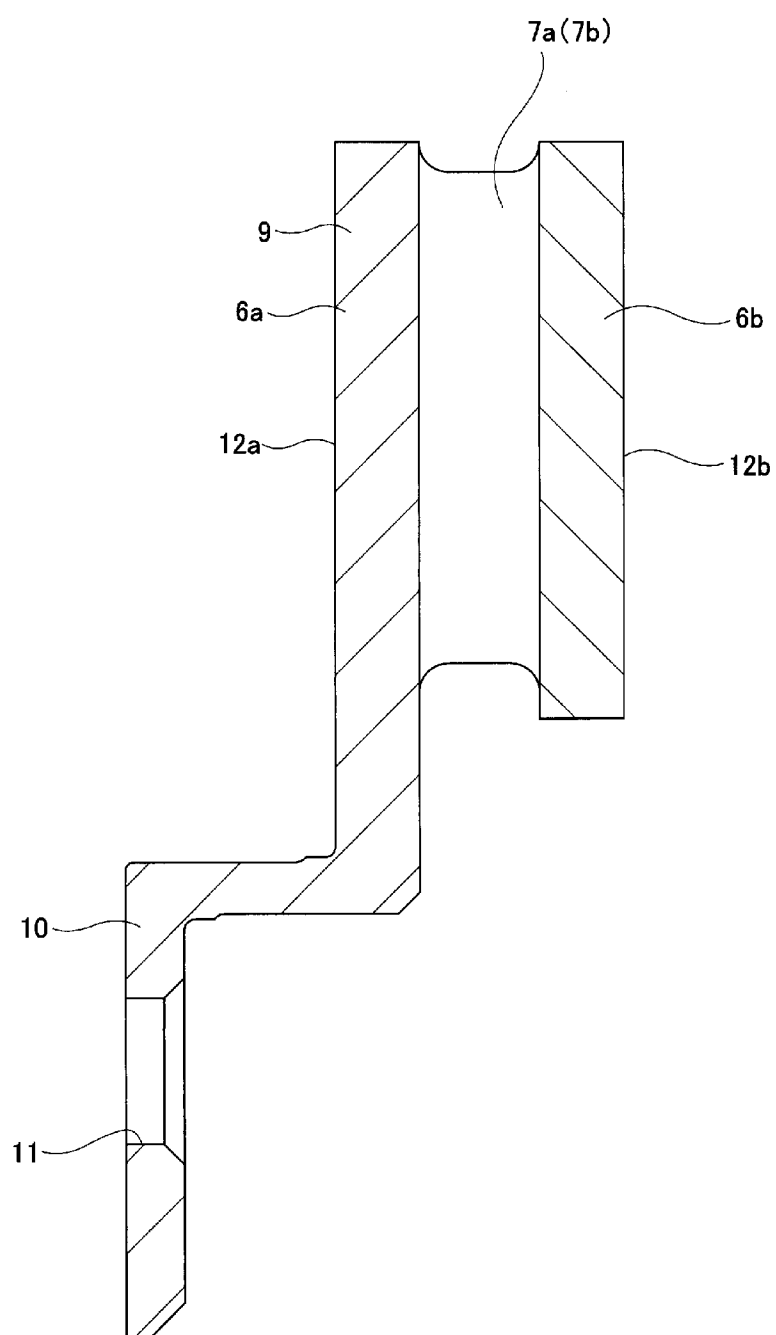
- [請求項8] 前記トラス状に構成された1対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの円周方向に関して等間隔に複数設けられている、請求項7に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項9] 前記トラス状に構成された1対のフィンが、前記ディスクブレーキ用ロータの円周方向に関して位相が180度ずれた2箇所位置に設けられている、請求項8に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項10] 前記トラス状に構成された1対のフィンのうち、前記ディスクブレーキ用ロータの円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面と、前記ディスクの内側面との為す角度が、 $45^{\circ} \sim 70^{\circ}$ の範囲である、請求項1～9のうちの何れか1項に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項11] 前記トラス状に構成された1対のフィンのうち、円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面と、前記ディスクの内側面との為す角度が、互いに異なる、請求項10に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項12] 前記トラス状に構成された1対のフィンのうち、円周方向に関して互いに対向するそれぞれの円周方向内側面と、前記ディスクの内側面との為す角度が、互いに 60° である、請求項10に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項13] 前記トラス状に構成された1対のフィンと前記ディスクの内側面との間部分に形成される通気孔の断面形状が、径方向に互に変化しない、請求項1～12のうちの何れか1項に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項14] 前記トラス状に構成された1対のフィンのそれぞれの円周方向に関する厚さ寸法が、径方向に関して内側から外側に向かう程大きくなっている、請求項1～13のうちの何れか1項に記載されたディスクブレーキ用ロータ。

- [請求項15] 前記トラス状に構成された1対のフィンと前記ディスクの内側面との間部分に形成される通気孔の断面形状が、径方向に互り変化している、請求項1～12のうちの何れか1項に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項16] 前記トラス状に構成された1対のフィンのうち何れか一方のフィンが、円周方向に関して他方のフィンとは反対側に隣接して配置された別のフィンと、トラス状に構成されている、請求項1～15のうちの何れか1項に記載されたディスクブレーキ用ロータ。
- [請求項17] 軸方向に離隔して対向配置されると共にそれぞれの外側面が摺動面とされた1対のディスクと、
前記1対のディスクの内側面同士の間には円周方向に配置され、これら1対のディスクを互いに連結するそれぞれが放射状に延出された複数枚のフィンと、
円周方向に隣り合う1対の前記フィンと前記1対のディスクの内側面との間部分に設けられた複数の通気孔と、を備えたディスクブレーキ用ロータであって、
前記複数の通気孔のうちの少なくとも1つの通気孔が、断面三角形状に構成されているディスクブレーキ用ロータ。

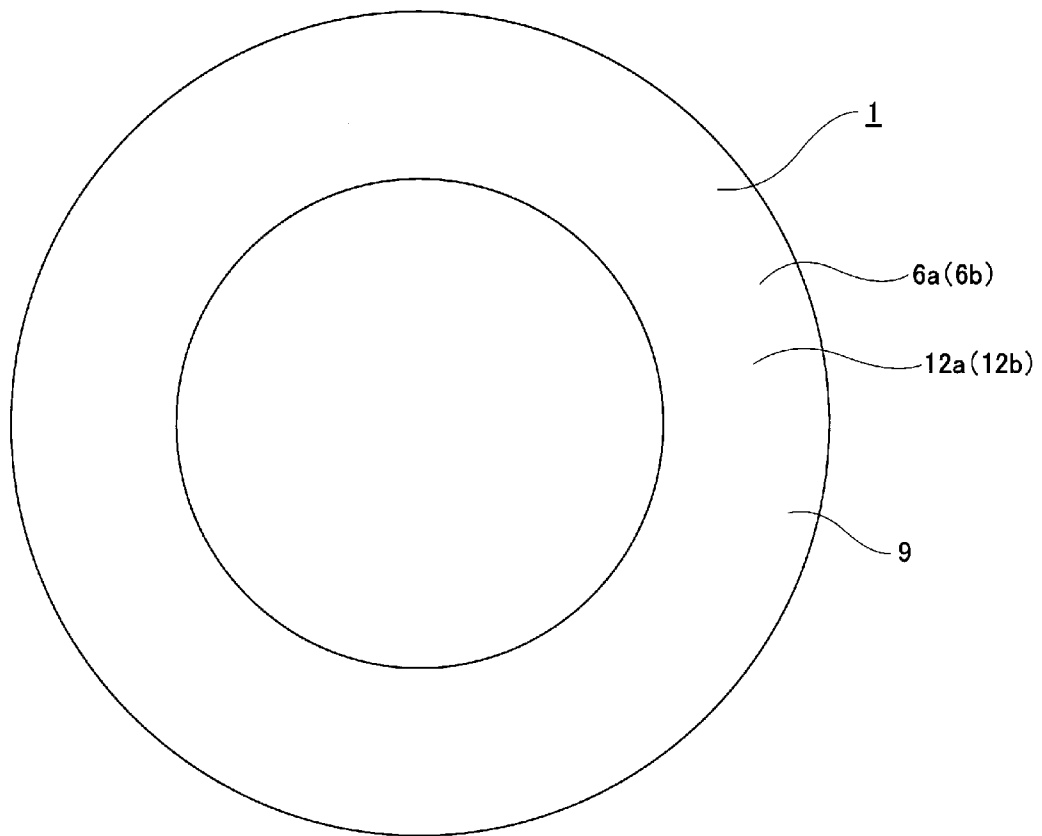
[図1]



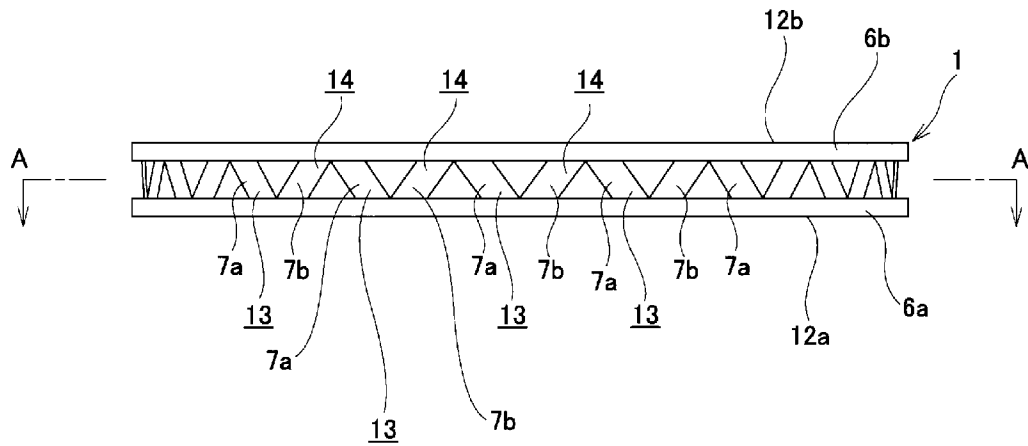
[図2]



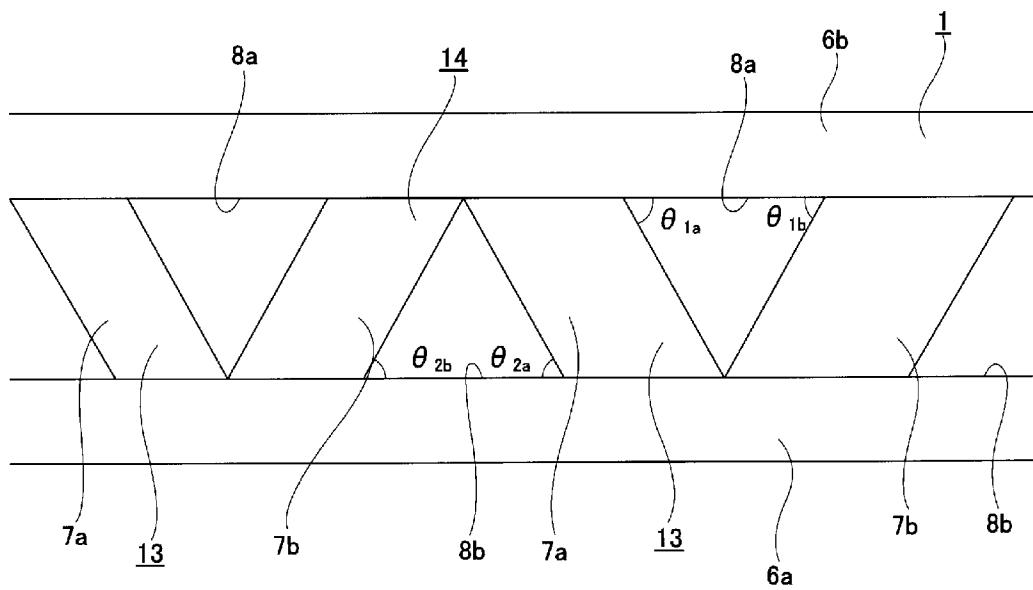
[図3]



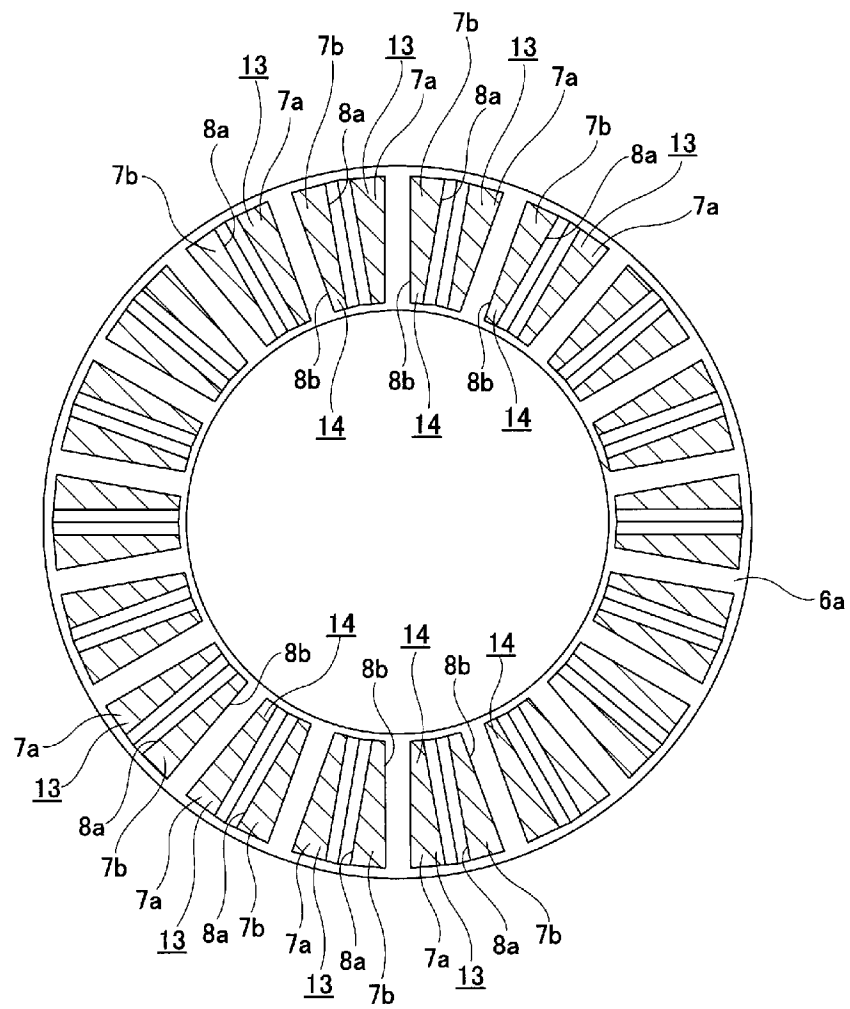
[図4]



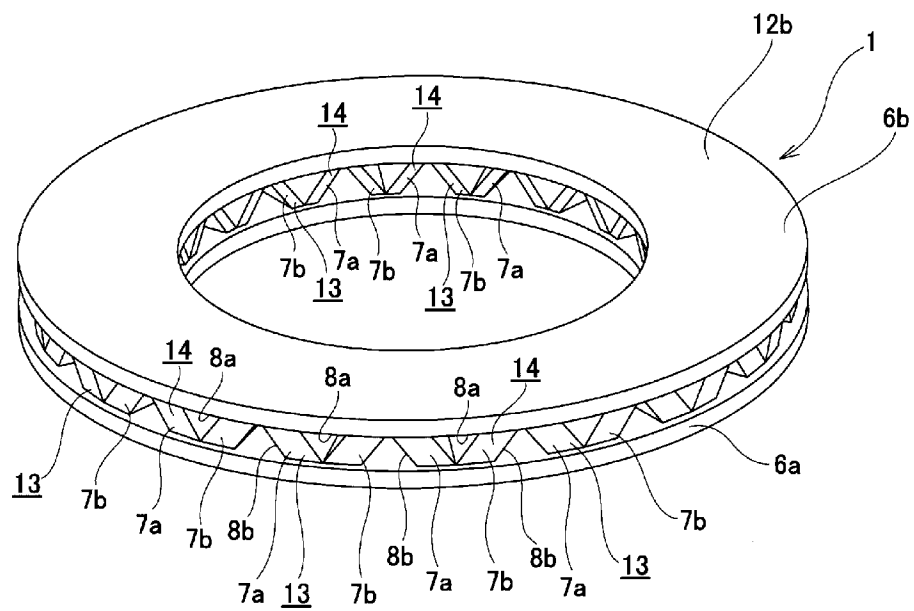
[図5]



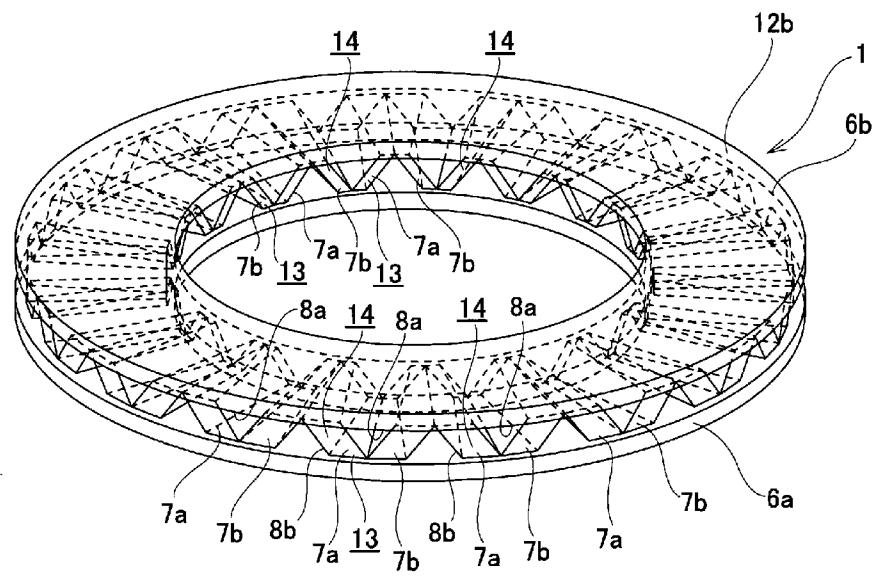
[図6]



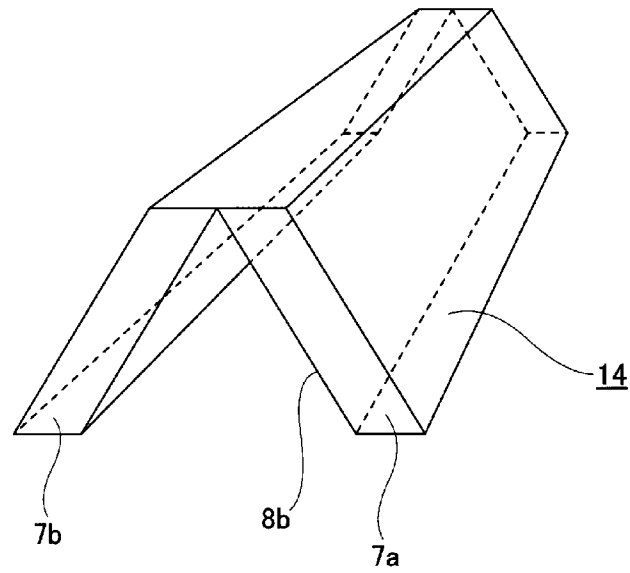
[図7]



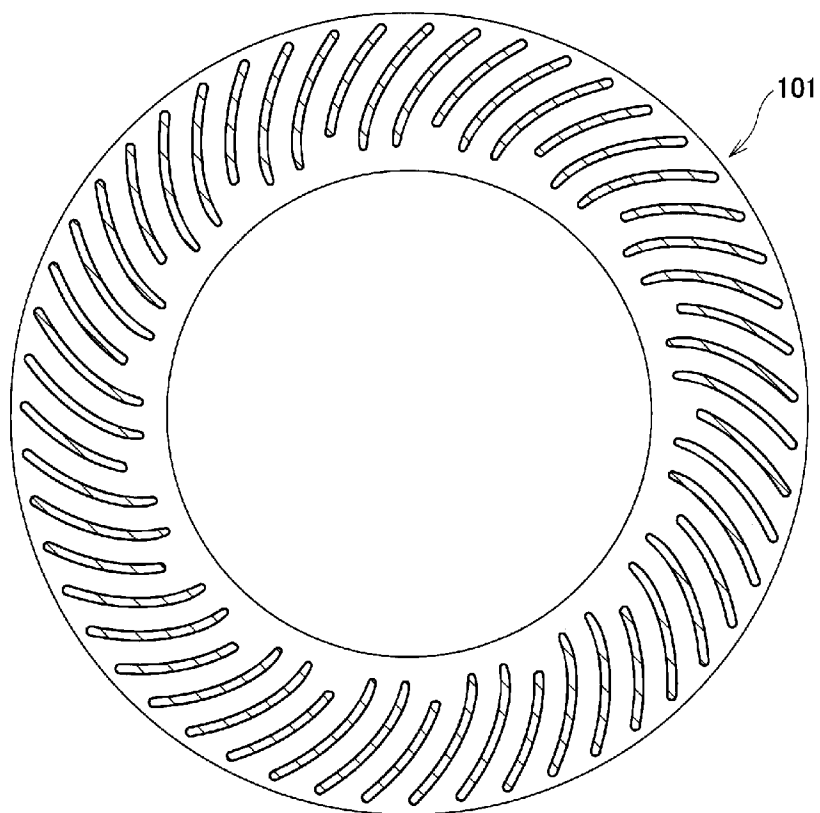
[図8]



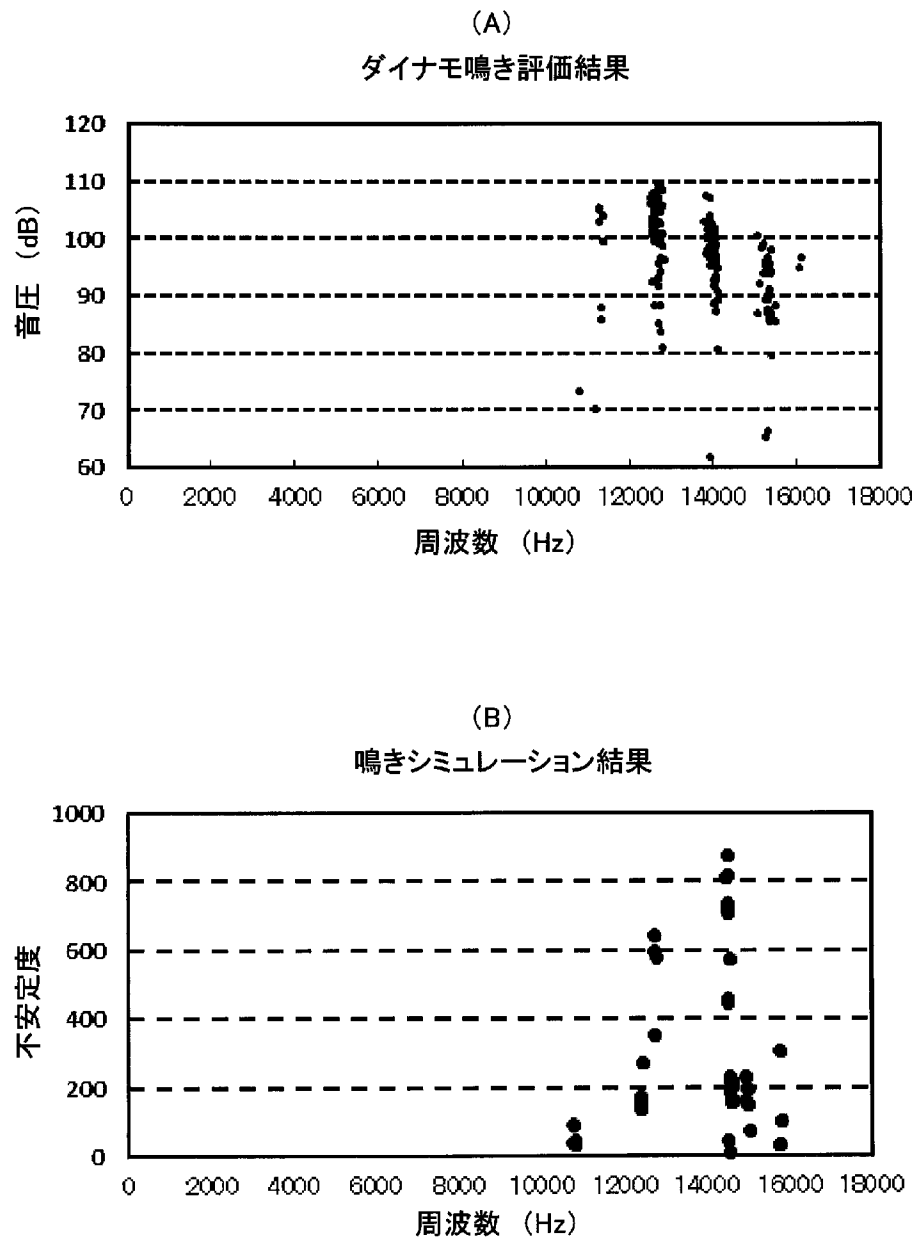
[図9]



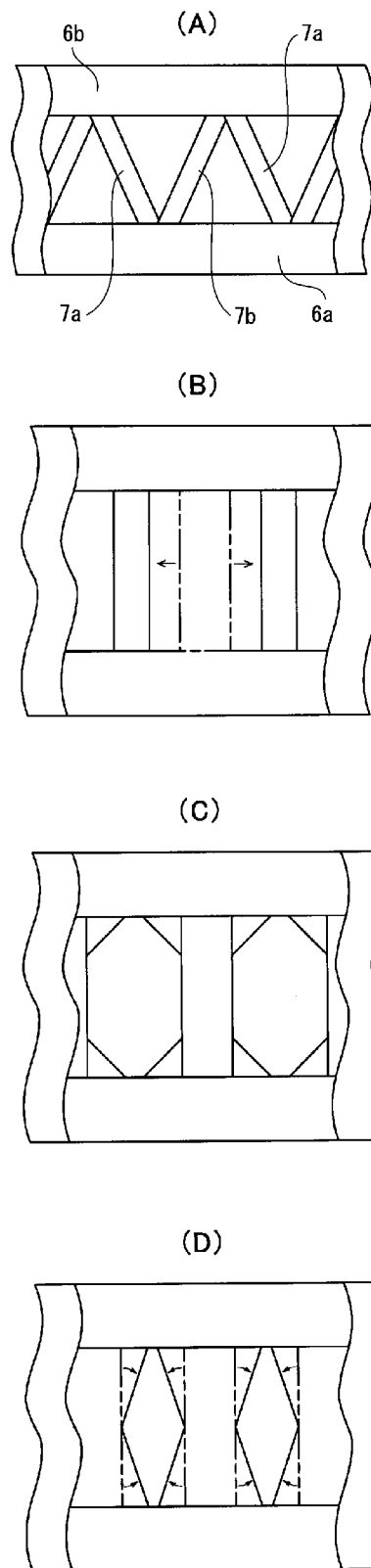
[図10]



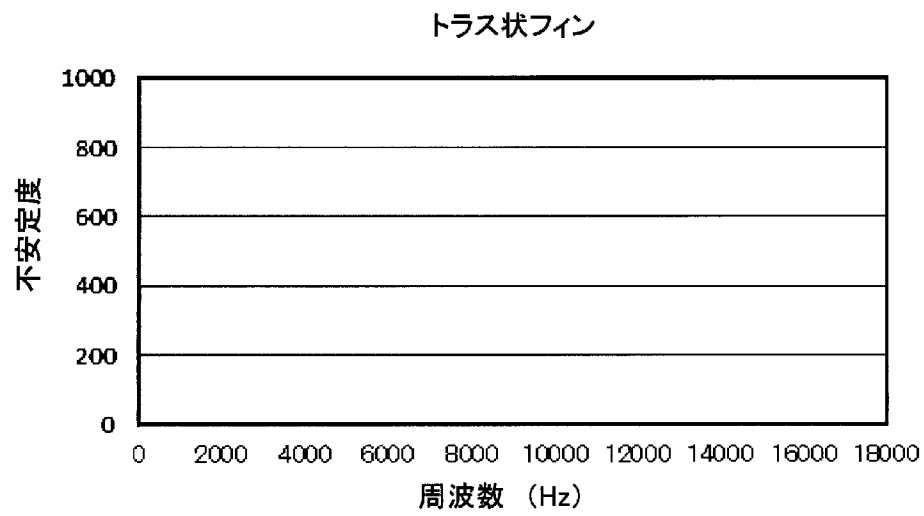
[図11]



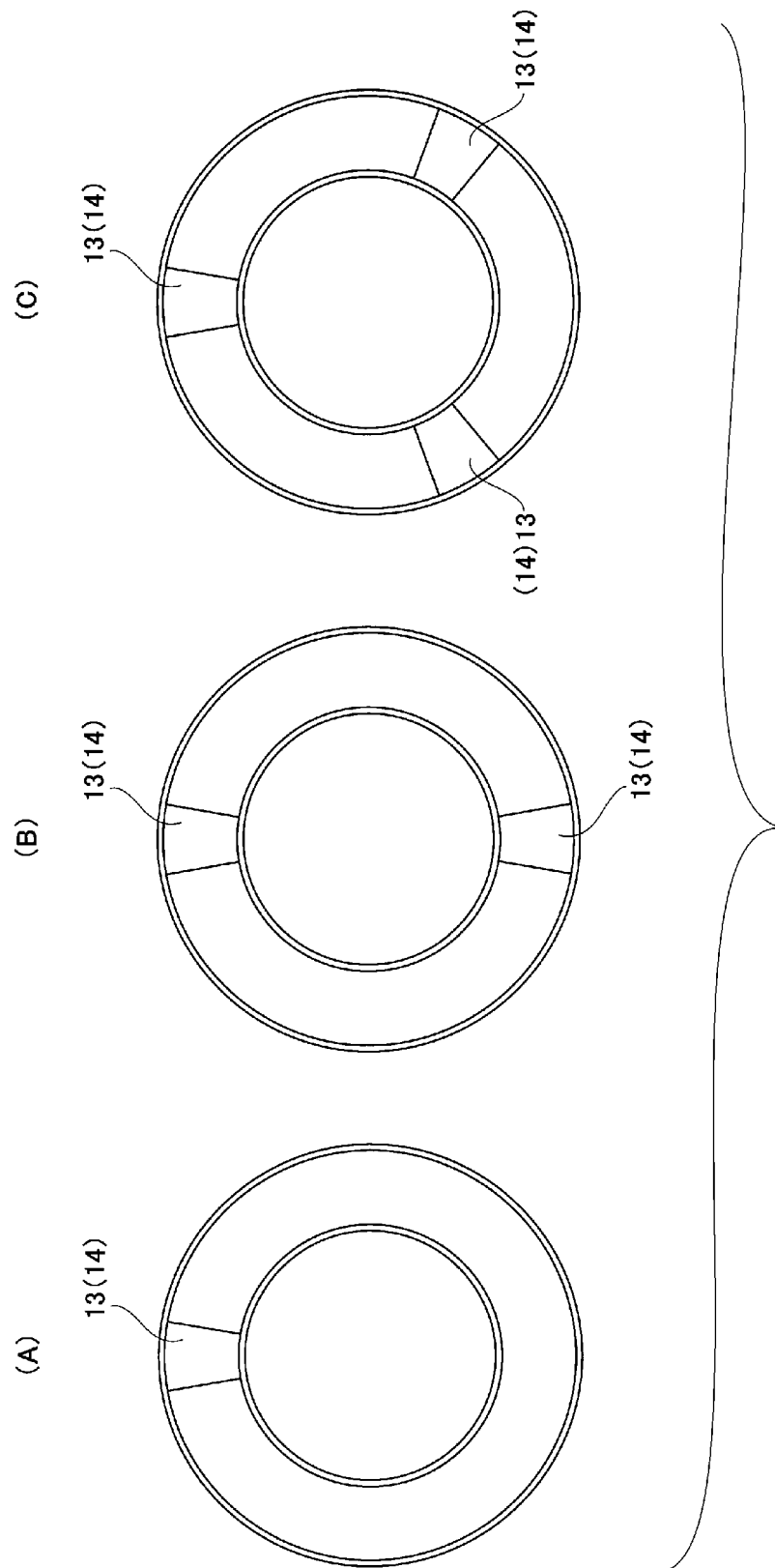
[図12]



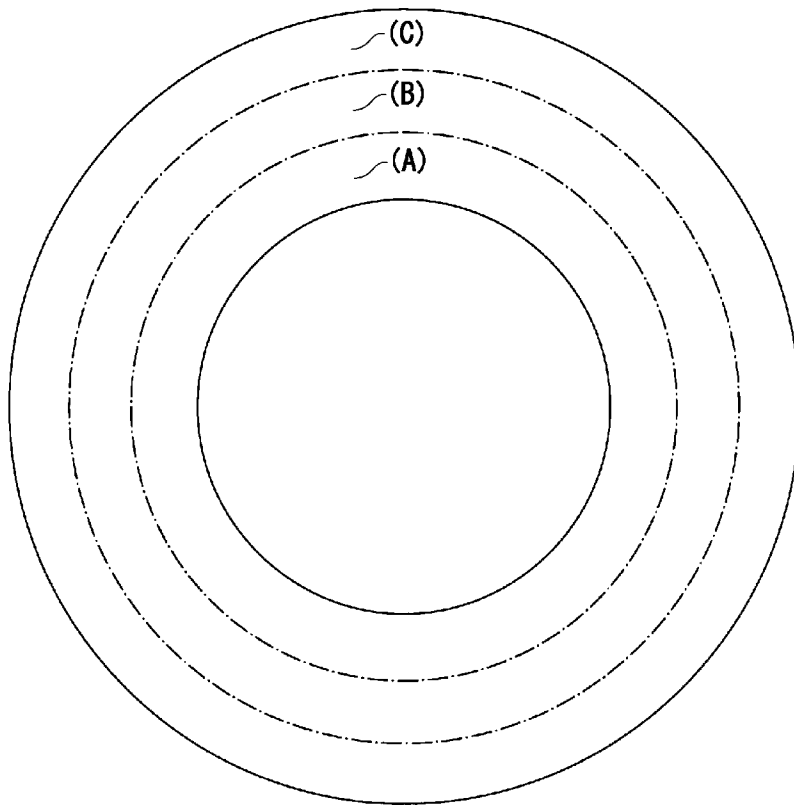
[図13]



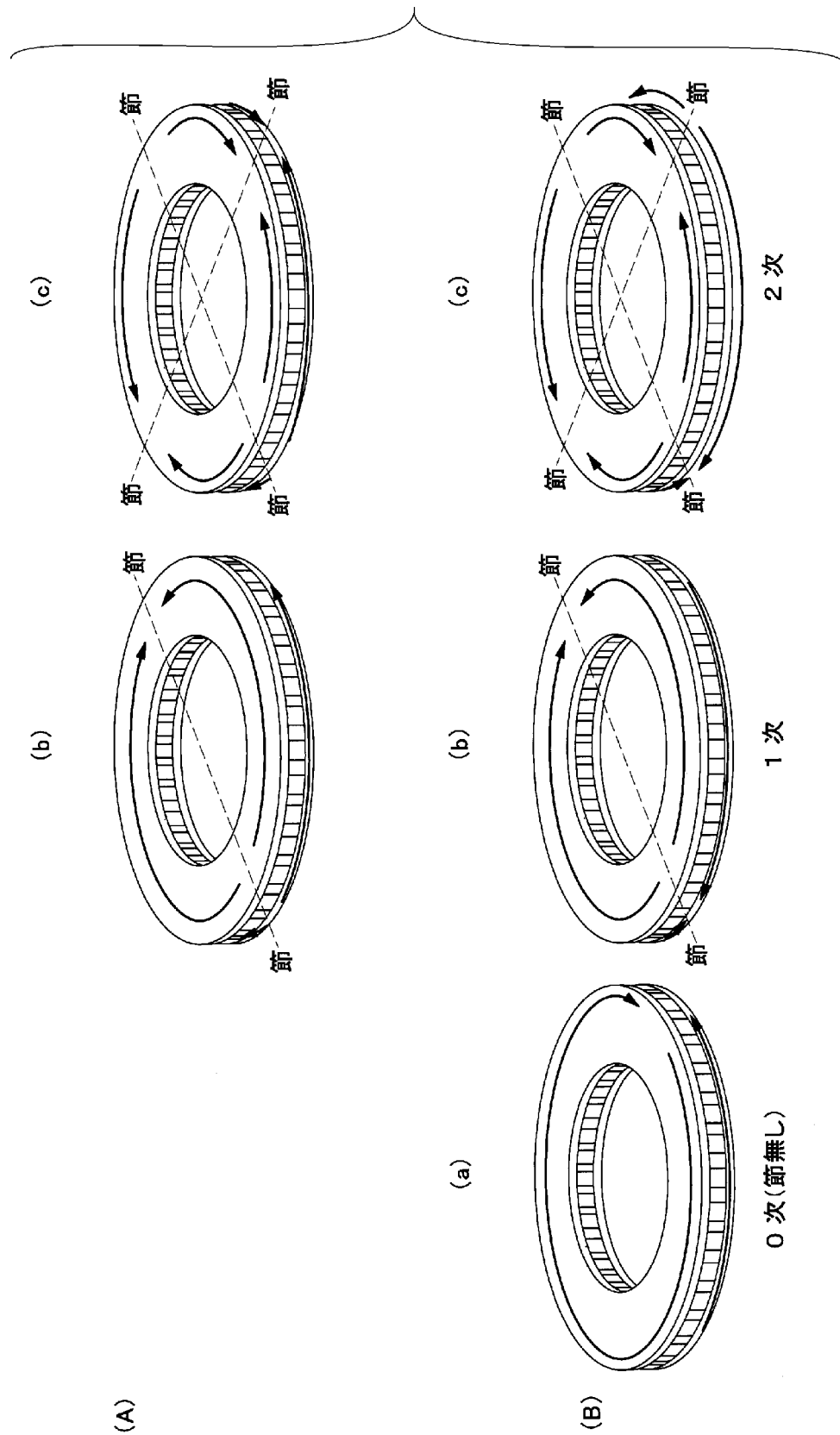
[図14]



[図15]



[図16]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/006323

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D65/12(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16D65/12

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	US 2010/0206674 A1 (GM GLOBAL TECHNOLOGY OPERATIONS, INC.), 19 August 2010 (19.08.2010), fig. 6 to 7 & DE 102010007474 A1 & CN 101915278 A	1-10, 12-17 11
X A	US 3623579 A (KELSEY-HAYES CO.), 30 November 1971 (30.11.1971), fig. 5 (Family: none)	1-11, 13-15, 17 12, 16
X A	US 3486218 A (The BUBB CO.), 30 December 1969 (30.12.1969), fig. 1 to 4 & JP S49-036907 B1 & GB 1182909 A & DE 1810155 A & FR 1592017 A	1-10, 12-15, 17 11, 16

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
18 May 2017 (18.05.17)

Date of mailing of the international search report
30 May 2017 (30.05.17)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/006323

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X A	JP 8-28613 A (Aisin Takaoka Co., Ltd.), 02 February 1996 (02.02.1996), fig. 1 (Family: none)	1-10, 12-15, 17 11, 16

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16D65/12(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16D65/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X A	US 2010/0206674 A1 (GM GLOBAL TECHNOLOGY OPERATIONS, INC.) 2010.08.19, Fig.6-7 & DE 102010007474 A1 & CN 101915278 A	1-10, 12-17 11
X A	US 3623579 A (KELSEY-HAYES COMPANY) 1971.11.30, Fig.5 (ファミリーなし)	1-11, 13-15, 17 12, 16

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

18.05.2017

国際調査報告の発送日

30.05.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

杉山 悟史

3W

3322

電話番号 03-3581-1101 内線 3367

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X A	US 3486218 A (The BUBB COMPANY) 1969.12.30, Fig.1-4 & JP S49-036907 B1 & GB 1182909 A & DE 1810155 A & FR 1592017 A	1-10, 12-15, 17 11, 16
X A	JP 8-28613 A (アイシン高丘株式会社) 1996.02.02, 第1図 (ファ ミリーなし)	1-10, 12-15, 17 11, 16