

(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
2013年10月10日(10.10.2013)

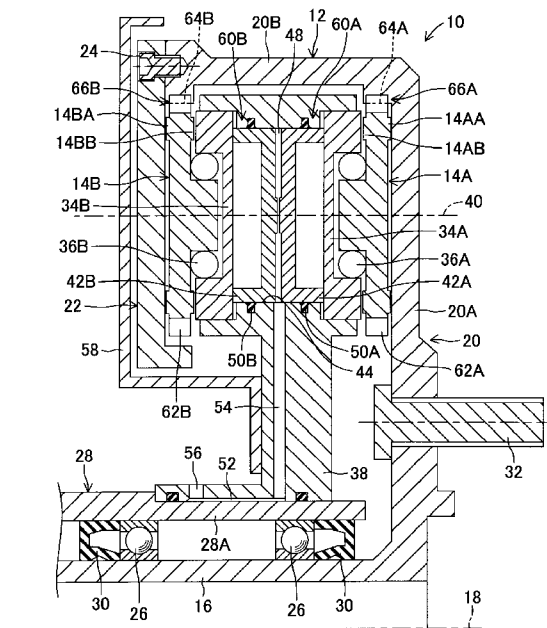


(10) 国際公開番号
WO 2013/150656 A1

- (51) 国際特許分類:
F16D 65/092 (2006.01)
 - (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/059608
 - (22) 国際出願日: 2012年4月7日(07.04.2012)
 - (25) 国際出願の言語: 日本語
 - (26) 国際公開の言語: 日本語
 - (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).
 - (72) 発明者; および
 - (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 磯野 宏 (ISONO Hiroshi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
 - (74) 代理人: 特許業務法人プロスペック特許事務所 (PROSPEC PATENT FIRM); 〒4530801 愛知県名古屋市中村区太閤三丁目1番18号 名古屋KSビル12階 Aichi (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, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, 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, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- 添付公開書類:
— 国際調査報告(条約第21条(3))

(54) Title: FRICTION BRAKE DEVICE
(54) 発明の名称: 摩擦ブレーキ装置

【図1】



(57) Abstract: This friction brake device (10) includes: a brake rotor (12) that can rotate around a rotation axis (18); brake pads (14A, 14B) that serve as rotating friction members that can rotate around a spin axis (40) parallel to the rotation axis; rotation torque transmission devices (66A, 66B) that mutually transmit rotation torque between the brake rotor and the brake pads without depending on the friction force between the brake rotor and the brake pads; and pressing devices (60A, 60B) that press the brake pads against the brake rotor. The pressing devices press the brake pads against the brake rotor via non-rotating friction members (34A, 34B) that are supported so as to be unrotatable around the spin axis.

(57) 要約: 回転軸線18の周りに回転可能なブレーキロータ12と、回転軸線に平行な自転軸線40の周りに回転可能な回転摩擦部材としてのブレーキパッド14A及び14B、ブレーキロータとブレーキパッドとの間の摩擦力に依存せずにブレーキロータとブレーキパッドとの間に回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置66A及び66Bと、ブレーキパッドをブレーキロータに対し押圧する押圧装置60A及び60Bと、を有する摩擦ブレーキ装置10であって、押圧装置は、自転軸線の周りに回転不能に支持された非回転摩擦部材34A及び34Bを介してブレーキパッドをブレーキロータに対し押圧する摩擦ブレーキ装置。

WO 2013/150656 A1

明 細 書

発明の名称： 摩擦ブレーキ装置

技術分野

[0001] 本発明は、摩擦ブレーキ装置に係り、更に詳細にはブレーキロータに摩擦部材を押圧することにより摩擦力を発生させる摩擦ブレーキ装置に係る。

背景技術

[0002] 摩擦ブレーキ装置の一つとして、例えば本願出願人の出願にかかる下記の特許文献1に記載されている如く、ロータディスクに押圧される摩擦部材がロータディスクの回転軸線に平行な自転軸線の周りに回転可能なブレーキ装置が既に知られている。この種のディスク型のブレーキ装置に於いては、摩擦部材がロータディスクに対し相対的に回転軸線の周りに公転することにより制動トルクが発生され、またロータディスクに対し相対的に自転軸線の周りに自転することにより抗力トルクが発生される。そして抗力トルクが歯車装置によってロータディスクへ伝達されることによっても制動トルクが発生される。

[0003] 上記特許文献1に記載されたブレーキ装置によれば、摩擦部材がロータディスクに対し相対的に公転することによってのみ制動トルクが発生される一般的なブレーキ装置に比して、制動力を高くすることができる。この場合、押圧装置によって摩擦部材をロータディスクに対し押圧する押圧力を高くすることなく制動力を高くすることができる。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2008-151199号公報

発明の概要

[0005] [発明が解決しようとする課題]

しかし上記公開公報に記載された摩擦ブレーキ装置に於いては、摩擦部材及びロータディスクの間の自転の摩擦係合面は公転の摩擦係合面と同一の面

のみであり、摩擦部材の自転に対する抵抗を高くして制動力を高くすることはできない。

[0006] 本発明の主要な目的は、自転可能な摩擦部材及びブレーキロータと摩擦部材との間にて回転トルクを伝達する伝達装置を有する摩擦ブレーキ装置に於いて、摩擦部材の押圧力を高くすることなく摩擦部材の自転に対する抵抗を高くして制動力を高くすることである。

〔課題を解決するための手段及び発明の効果〕

[0007] 本発明によれば、回転軸線の周りに回転するブレーキロータと、回転軸線に平行な自転軸線の周りに回転可能な回転摩擦部材と、ブレーキロータと回転摩擦部材との間の摩擦力に依存せずにブレーキロータと回転摩擦部材との間にて回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置と、回転摩擦部材をブレーキロータに対し押圧する押圧装置と、を有する摩擦ブレーキ装置に於いて、押圧装置は、自転軸線の周りに回転不能に支持された非回転摩擦部材を介して回転摩擦部材をブレーキロータに対し押圧する、ことを特徴とする摩擦ブレーキ装置が提供される。

[0008] この構成によれば、回転摩擦部材がブレーキロータに対し相対的に自転することにより抗力トルクが発生されるだけでなく、非回転摩擦部材に対し相対的に自転することによっても抗力トルクが発生される。そしてそれらの抗力トルクが回転トルク伝達装置によってブレーキロータへ伝達されることにより制動トルクが発生され、その制動トルク及び回転摩擦部材のブレーキロータに対する相対的公転によって発生される制動トルクの和が最終的な制動トルクとなる。

[0009] 従って押圧装置により回転摩擦部材がブレーキロータに対し押圧される押圧力を増大させなくても、上記公開公報に記載された摩擦ブレーキ装置に比して、回転摩擦部材の自転に対する抵抗を高くして制動力を高くすることができる。

[0010] 上記構成に於いて、回転摩擦部材は自転軸線に整合する円板部を有し、押圧装置により非回転摩擦部材が回転摩擦部材に対し押圧されると、円板部の

一方の面にてブレーキロータに摩擦係合し、円板部の他方の面にて非回転摩擦部材に摩擦係合するようになってよい。

[0011] この構成によれば、円板部の両面に於いて自転による抗力トルクを発生させることができるので、両面に於ける押圧力が等しくなるよう押圧装置の押圧力を効率的に伝達させることができる。また、回転摩擦部材の摩擦係合が回転摩擦部材の円板部の一方の面と他の部位に於いて行われる場合に比して、回転摩擦部材に作用する変形応力を低減することができる。

[0012] また、上記構成に於いて、回転摩擦部材は自転軸線に整合する円板部を有し、回転摩擦部材及び非回転摩擦部材の一方は切頭円錐面を有する軸部を有し、回転摩擦部材及び非回転摩擦部材の他方は軸部の切頭円錐面を受ける切頭円錐面を有し、押圧装置により非回転摩擦部材が回転摩擦部材に対し押圧されると、円板部の一方の面にてブレーキロータに摩擦係合し、回転摩擦部材及び非回転摩擦部材はそれらの切頭円錐面にて摩擦係合するようになってよい。

[0013] この構成によれば、回転摩擦部材及び非回転摩擦部材の切頭円錐面の係合により非回転摩擦部材によって回転摩擦部材を自転軸線の周りに回転可能に支持することができると共に、それらの摩擦係合により抗力トルクを発生させることができる。よって、非回転摩擦部材によって回転摩擦部材を自転軸線の周りに回転可能に支持するために必要な軸受装置の如き手段は不要であり、ブレーキ装置の構造を簡略化することができる。

[0014] また、上記構成に於いて、回転トルク伝達装置は、ブレーキロータ及び回転摩擦部材に設けられ互いに噛合する歯車を含んでいてよい。

[0015] この構成によれば、互いに噛合する歯車を含む回転トルク伝達装置によってブレーキロータ及び回転摩擦部材の間に回転トルクが伝達される。よって、ブレーキロータの回転トルクによって回転摩擦部材を自転軸線の周りに確実に自転させると共に、回転摩擦部材の自転による抗力トルクを確実に制動トルクに変換してブレーキロータに伝達させることができる。

[0016] また上記構成に於いて、円板部の一方の面にてブレーキロータに摩擦係合

し、円板部の他方の面にて非回転摩擦部材に摩擦係合し、回転摩擦部材の自転軸線から二つの摩擦係合部の中心までの距離は同一であってよい。

[0017] また上記構成に於いて、回転摩擦部材は自転軸線に整合する円板部及び軸部を有し、軸部は切頭円錐面を有し、非回転摩擦部材は軸部の切頭円錐面を受ける切頭円錐面を有してよい。

図面の簡単な説明

[0018] [図1]車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第一の実施形態を回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[図2]第一の実施形態の修正例として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第二の実施形態を回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[図3]車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第三の実施形態を回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[図4]第三の実施形態の修正例として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第四の実施形態を回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

発明を実施するための形態

[0019] 以下に添付の図を参照しつつ、本発明を幾つかの好ましい実施形態について詳細に説明する。

[第一の実施形態]

[0020] 図1は車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第一の実施形態を回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[0021] 図1に於いて、10はブレーキ装置を全体的に示しており、ブレーキ装置10は、ブレーキロータ12と、第一及び第二の摩擦部材としてのブレーキパッド14A及び14Bとを有している。ブレーキロータ12は、図には示されていない車輪の回転軸16と共に一体的に回転軸線18の周りに回転する。特に図示の実施形態に於いては、ブレーキロータ12は、回転軸16と

一体をなすメインロータ20と、該メインロータと共に一体的に回転するサブロータ22とを有している。メインロータ20及びサブロータ22は同一の金属材料にて形成されている。

[0022] メインロータ20は、回転軸線18に沿って互いに隔置されたディスク部20Aと円筒部20Bとを有している。ディスク部20Aは、内周部にて回転軸16と一体に連結され、回転軸線18に垂直に回転軸線18の周りに実質的に円板状に延在している。円筒部20Bは、ディスク部20Aの外周部と一体に接続され、回転軸線18の周りに円筒状に延在している。サブロータ22は、回転軸線18に垂直に回転軸線18の周りに円環板状に延在し、外周部にて円筒部20Bのディスク部20Aとは反対側の端部に複数のボルト24によって連結されている。

[0023] 尚、ディスク部20A及びサブロータ22は、互いに同一の厚さを有し、円筒部20Bの厚さはディスク部20A及びサブロータ22の厚さよりも小さい。しかし円筒部20Bは、回転軸線18の周りに円筒状に延在しているので、ディスク部20A及びサブロータ22よりも高い剛性を有している。

[0024] かくしてディスク部20A及びサブロータ22は、それぞれ回転軸線18に垂直に回転軸線18の周りに延在し回転軸線18に沿って互いに隔置された第一及び第二のディスク部として機能する。円筒部20Bは、ボルト24と共働してディスク部20A及びサブロータ22の外周部を一体的に接続する接続部として機能する。ディスク部20A、円筒部20B及びサブロータ22は、回転軸線18を通る径方向の切断面で見ると径方向内方へ開いたコの字形の断面形状をなしている。ディスク部20A及びサブロータ22の互いに対向する面は、回転軸線18に垂直に互いに平行に回転軸線18の周りに全周に亘り延在する第一及び第二の摩擦面をそれぞれ郭定している。

[0025] 回転軸16は、一对のボールベアリング26を介して車輪支持部材28のスリーブ部28Aにより回転軸線18の周りに回転可能に支持されている。一对のボールベアリング26と回転軸16とスリーブ部28Aとの間の空間は、グリースの如き潤滑剤にて充填されている。一对のボールベアリング2

6に対し軸線方向両側には一对のシール部材30が配置されており、シール部材30は、ボールベアリング26に粉塵や泥水が侵入しないよう回転軸16とスリーブ部28Aとの間をシールしている。

[0026] 図には示されていないが、メインロータ20のディスク部20Aは、回転軸線18の周りに互いに90°隔置された状態にて4本のボルト32及びこれに螺合するナットにより車輪のリム部に一体的に連結されるようになっている。従って回転軸16及びブレーキロータ12（メインロータ20及びサブロータ22）は、車輪と共に回転軸線18の周りに回転する。

[0027] ブレーキパッド14A及び14Bは、ディスク部20Aとサブロータ22との間に配置され、互いに同一の形状及び大きさを有している。ブレーキパッド14A及び14Bは、それぞれ互いに同軸をなす円板部と軸部とを有し、円板部がディスク部20Aとサブロータ22の側に位置している。ブレーキパッド14Aの円板部は外周部の両側面に摩擦部14AA及び14ABを有し、ブレーキパッド14Bの円板部は外周部の両側面に摩擦部14BA及び14BBを有している。各摩擦部は円板部の側面より隆起した状態でブレーキパッドの軸線の周りに環帯状に延在している。

[0028] 尚、ブレーキパッド14A及び14Bが例えば粉末焼結法によって製造されることにより、摩擦部は円板部と一体に形成されてよい。また、摩擦部は、環帯状の摩擦材が円板部の側面に接着又は他の手段により固定されることにより形成されてもよい。更に、摩擦部14AA～14BBは互いに同一の摩擦材料にて構成されているが、互いに異なる摩擦材料にて構成されていてもよい。

[0029] ブレーキパッド14A及び14Bの軸部は、それぞれ非回転摩擦部材34A及び34Bにより複数のボール36A及び36Bを介して回転可能に支持されている。非回転摩擦部材34A及び34Bは、それぞれブレーキパッド14A及び14Bの軸部を囲繞する円筒部と、ブレーキパッドとは反対側の円筒部の端部と一体に形成された円板部とを有しているが、円板部は省略されてもよい。

- [0030] 非回転摩擦部材 3 4 A 及び 3 4 B の円筒部は、非回転部材としての静止部材 3 8 により、回転軸線 1 8 に平行な自転軸線 4 0 に沿って静止部材 3 8 に対し相対変位可能であるが自転軸線 4 0 の周りに回転しないよう、支持されている。従ってブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B は、それぞれディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 に対し相対的に自転軸線 4 0 に沿って変位可能であると共に、自転軸線 4 0 の周りに回転可能に支持されている。尚、非回転摩擦部材の回転防止は、自転軸線 4 0 に沿って延在するキー及びキー溝や、軸部の表面の一部及び円筒部の内面の一部が互いに係合する平面状に形成されることにより達成されてよい。
- [0031] 非回転摩擦部材 3 4 A 及び 3 4 B の円板部側の側面には、それぞれ有底円筒状をなすピストン 4 2 A 及び 4 2 B の開口端が溶接等の固定手段により固定されており、ピストン 4 2 A 及び 4 2 B はそれぞれブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の軸線に整合している。静止部材 3 8 は、非回転摩擦部材 3 4 A 及び 3 4 B の間にて自転軸線 4 0 に沿って延在する断面円形のシリンダボア 4 4 を有している。ピストン 4 2 A 及び 4 2 B は、自転軸線 4 0 に沿って往復動可能にシリンダボア 4 4 に嵌合し、互いに共働してシリンダ室 4 8 を郭定している。シリンダボア 4 4 に設けられたリング溝には O リングシール 5 0 A 及び 5 0 B が嵌め込まれており、これらの O リングシールは、ピストン 4 2 A 及び 4 2 B とシリンダボア 4 4 との間をシールしている。
- [0032] 尚、図 1 に於いては、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B、ピストン 4 2 A 及び 4 2 B、シリンダ室 4 8 は、それぞれ一つしか図示されていないが、これらは回転軸線 1 8 の周りに均等に隔置された状態にて複数設けられていてもよい。
- [0033] 静止部材 3 8 は、回転軸線 1 8 の周りに延在する環状溝 5 2 を内周部の内面に有し、環状溝 5 2 は、径方向に延在する内部通路 5 4 によりシリンダ室 4 8 と連通接続されている。環状溝 5 2 は、静止部材 3 8 の内周部に設けられた連通孔 5 6 及び図には示されていない導管により油圧式のブレーキアクチュエータに接続されている。また静止部材 3 8 の内周部よりも径方向外側

の側面にはカバー部材 5 8 がねじ止めにより固定されている。カバー部材 5 8 は、サブロータ 2 2 より隔置された状態にてサブロータを覆っており、ブレーキロータ 1 2 と静止部材 3 8 との間に粉塵や泥水が侵入することを防止する。

[0034] 以上の説明より解る如く、シリンダ室 4 8 内の油圧が増大されると、ブレーキパッド 1 4 A、1 4 B、非回転摩擦部材 3 4 A、3 4 B 及びピストン 4 2 A、4 2 B が互いに離れる方向へ駆動される。これによりブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B は、それぞれディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 の摩擦面に対し押圧される。よってピストン 4 2 A、4 2 B 及びシリンダボア 4 4 等は、静止部材 3 8 に支持され、それぞれ非回転摩擦部材 3 4 A 及び 3 4 B を介してディスク部 2 0 A とサブロータ 2 2 に対しブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B を押圧する第一及び第二の押圧装置 6 0 A 及び 6 0 B として機能する。

[0035] ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の円板部の外周にはそれぞれ外歯車 6 2 A 及び 6 2 B が設けられており、外歯車 6 2 A 及び 6 2 B はそれぞれメインロータ 2 0 の円筒部 2 0 B に設けられた内歯車 6 4 A 及び 6 4 B と噛合している。外歯車 6 2 A、6 2 B 及び内歯車 6 4 A、6 4 B は、ブレーキロータ 1 2 とブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B との間の摩擦力に依存せずにそれらの間に回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置 6 6 A 及び 6 6 B として機能する。

[0036] 図には示されていない車輪が回転すると、ブレーキロータ 1 2 及び回転軸 1 6 は車輪と共に回転軸線 1 8 の周りに回転するが、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B、スリーブ部 2 8、静止部材 3 8 及びカバー部材 5 8 は回転しない。よってディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 は、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B に対し相対的に回転軸線 1 8 の周りに回転する。また、ディスク部 2 0 A 及びサブロータ 2 2 の回転トルクがそれぞれ回転トルク伝達装置 6 6 A 及び 6 6 B によって自転軸線 4 0 の周りの回転トルクに変換されてブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B へ伝達される。これによりブレーキパッド 1 4

A及び14Bは、自転軸線40の周りに自転しつつディスク部20A及びサブロータ22に対し相対的に回転軸線18の周りに公転すると共に、非回転摩擦部材34A及び34Bに対し相対的に自転軸線40の周りに回転する。

[0037] よってブレーキパッド14A及び14Bが押圧装置60A及び60Bによって押圧されると、ブレーキパッド14A及び14Bの両側の摩擦部は、それぞれディスク部20A、サブロータ22、非回転摩擦部材34A及び34Bと摩擦係合し、摩擦力が発生する。従ってブレーキパッド14A及び14Bの公転による制動トルク T_{rv} に加えて、自転による制動トルク T_{rt} が発生し、それらの総和が制動トルク T_b となる。

[0038] 制動トルク T_{rv} 及び T_{rt} はブレーキパッド14A及び14Bに対する押圧装置60A及び60Bの押圧力に比例し、押圧力はシリンダ室48内の油圧に比例する。従って、シリンダ室48内の油圧の制御によって押圧力を制御することにより、制動トルク T_b 、即ちブレーキ装置10が発生する制動力を制御することができる。

[0039] 上述の如く、制動トルク T_b は公転による制動トルク T_{rv} と自転による制動トルク T_{rt} との和である。また、自転による制動トルクは二つのブレーキパッドの両面に於いて発生するので、自転による制動トルク T_{rt} は自転による制動トルクが一方の面に於いてしか発生しない上記公開公報に記載されたブレーキ装置に於ける自転による制動トルク T_{rt}' の2倍である。

[0040] 従って、第一の実施形態によれば、制動トルク T_{rv} のみしか発生しない従来の一般的な構造のブレーキ装置よりも遥かに高い制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置よりも高い制動トルクを発生させることができる。

[0041] 例えば、図1には示されていないが、回転軸線18と回転トルク伝達装置66A及び66Bとの距離を152.5mmとし、回転軸線18と自転軸線40との距離を120mmとし、自転軸線40と回転トルク伝達装置66A及び66Bとの距離を25mmとする。また、各摩擦接触部の摩擦係数を μ とし、押圧装置60A及び60Bの押圧力をFkgfとする。ブレーキパッド14A及

び14Bが自転することにより発生する自転軸線40の周りの抗力トルク T_{st} は、二つのブレーキパッドの自転により発生する抗力トルクの和であるので、下記の式1により表される。

$$\begin{aligned} T_{st} &= 2 \times 2 \times 25 \times \mu \times F \\ &= 100 \mu F \quad \dots\dots (1) \end{aligned}$$

[0042] この抗力トルク T_{st} は、回転トルク伝達装置66A及び66Bにより回転軸線18の周りの回転トルクに変換され、自転による制動トルク T_{rt} としてブレーキロータ12に伝達される。自転軸線40と回転トルク伝達装置66A及び66Bとの距離は32.5mmであるので、自転による制動トルク T_{rt} は下記の式2により表される。

$$\begin{aligned} T_{rt} &= 100 \mu F / 32.5 \times 152.5 \\ &= 469 \mu F \quad \dots\dots (2) \end{aligned}$$

[0043] また、公転による制動トルク T_{rv} は、押圧装置60A及び60Bの押圧力 F が自転軸線40に沿って作用することにより、ブレーキパッド14A及び14Bが一方の側面に於いて発生する摩擦力により発生されると考えられてよいので、下記の式3により表される。

$$\begin{aligned} T_{rv} &= 2 \times 120 \mu F \\ &= 240 \mu F \quad \dots\dots (3) \end{aligned}$$

[0044] よって、制動トルク T_{rv} と自転による制動トルク T_{rt} と和である制動トルク T_b は、下記の式4により表され、制動トルク T_{rv} のみしか発生しない従来の一般的な構造のブレーキ装置との対比に於ける制動トルクのサーボ比 R_{bt1} は、下記の式5により表される。

$$\begin{aligned} T_b &= 469 \mu F + 240 \mu F \\ &= 709 \mu F \quad \dots\dots (4) \\ R_{bt1} &= 709 \mu F / 240 \mu F \\ &= 2.95 \quad \dots\dots (5) \end{aligned}$$

[0045] また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置に於いては、ブレーキパッド14A及び14Bは一方の面に於いてしか自転による制動トルクを発生せ

ず、よって自転による制動トルク T_{rt}' は下記の式 6 により表される。

$$\begin{aligned} T_{rt}' &= T_{rt} / 2 \\ &= 234.5 \mu F \quad \dots\dots (6) \end{aligned}$$

[0046] よって、上記公開公報に記載されたブレーキ装置との対比に於ける制動トルクのサーボ比 R_{bt2} は下記の式 7 により表される。

$$\begin{aligned} R_{bt2} &= 709 \mu F / (240 \mu F + 234.5 \mu F) \\ &\doteq 1.49 \quad \dots\dots (7) \end{aligned}$$

[0047] 従って、第一の実施形態によれば、上記仕様の場合には、従来の一般的な構造のブレーキ装置の約 3 倍の制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置の約 1.5 倍の制動トルクを発生させることができる。

[0048] 尚、この実施形態に於いて、ブレーキパッド等がそれぞれ N (正の整数) 個設けられる場合には、制動トルク T_b は式 5 により表される値の N 倍になるので、更に高い制動トルクを発生させることができ、サーボ比 R_{bt1} 及び R_{bt2} も更に高くすることができる。

[0049] 特に、第一の実施形態によれば、ブレーキパッド 14 A 及び 14 B は円板部の両面の同一の半径の位置に於いてディスク部 20 A 等と摩擦係合するので、両面に於ける押圧力が等しくなるよう押圧装置 60 A 及び 60 B の押圧力を効率的に伝達させることができる。また、ディスク部 20 A 等との摩擦係合がブレーキパッド 14 A 及び 14 B の円板部の一方の面と他の部位に於いて行われる場合に比して、ブレーキパッドに作用する変形応力を低減することができる。尚、この作用効果は後述の第三の実施形態に於いても同様に得られる。

[第二の実施形態]

[0050] 図 2 は第一の実施形態の修正例として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第二の実施形態を回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。尚、図 2 に於いて、図 1 に示された部材と同一の部材には図 1 に於いて付された符号と同一の符号が付されている。このことは後述の他の実施形

態に於いても同様である。

- [0051] この第二の実施形態に於いては、ブレーキパッド14A及び14Bの軸部は、第一の実施形態の軸部よりも大きい直径を有し、円板部より離れるほど直径が小さくなる切頭円錐形をなしている。また、非回転摩擦部材34A及び34Bの円筒部の内面は、それぞれブレーキパッド14A及び14Bの軸部に対応する切頭円錐形をなしている。摩擦部14AB及び14BBはブレーキパッド14A及び14Bの円板部には設けられておらず、軸部に設けられている。
- [0052] 各ブレーキパッドの軸部と非回転摩擦部材の円筒部との間に第一の実施形態に於けるボール36A及び36Bは介装されておらず、非回転摩擦部材34A及び34Bの円筒部の端面はブレーキパッド14A及び14Bの円板部より隔置されている。尚、非回転摩擦部材の円筒部及びブレーキパッドの軸部の切頭円錐面は自転軸線40と同軸をなし、自転軸線40に対し45°の傾斜角を有しているが、傾斜角は他の角度であってもよい。
- [0053] 図2と図1との比較より解る如く、この第二の実施形態の他の点は上述の第一の実施形態と同様に構成されている。従って、非回転摩擦部材34A及び34Bは切頭円錐面にてブレーキパッド14A及び14Bの軸部を支持すると共に、摩擦部14AB及び14BBと摩擦係合する点を除き、第二の実施形態は第一の実施形態と同様に作動する。よって第一の実施形態の場合と同様の作用効果を得られる。
- [0054] 但し、非回転摩擦部材34A及び34Bがそれぞれ押圧装置60A及び60Bにより押圧力Fにて押圧されても、非回転摩擦部材34A及び34Bが切頭円錐面にて摩擦部14AB及び14BBを垂直に押圧する力は $F/2^{1/2}$ になる。よって、自転軸線40と摩擦部14AB及び14BBとの距離を23mmとし、ブレーキ装置10の他の仕様が第一の実施形態の場合と同一であるとす。ブレーキパッド14A及び14Bが自転することにより発生する自転軸線40の周りの抗力トルクTstは、下記の式8により表される。

$$T_{st} = 2 \times 25 \times \mu \times F + 2 \times 23 \times \mu \times F \times 2^{1/2}$$

$$= 115.0 \mu F \quad \dots\dots (8)$$

[0055] また、自転による制動トルク T_{rt} は下記の式 9 により表され、よって制動トルク T_{rv} と自転による制動トルク T_{rt} と和である制動トルク T_b は、下記の式 10 により表される。

$$T_{rt} = 115.0 \mu F / 32.5 \times 152.5$$

$$\doteq 540 \mu F \quad \dots\dots (9)$$

$$T_b = 540 \mu F + 240 \mu F$$

$$= 780 \mu F \quad \dots\dots (10)$$

[0056] よって、従来一般的な構造のブレーキ装置及び上記公開公報に記載されたブレーキ装置との対比に於ける制動トルクのサーボ比 R_{bt1} 及び R_{bt2} はそれぞれ下記の式 11 及び 12 の通りである。

$$R_{bt1} = 780 \mu F / 240 \mu F$$

$$= 3.25 \quad \dots\dots (11)$$

$$R_{bt2} = 780 \mu F / (240 \mu F + 234.5 \mu F)$$

$$\doteq 1.64 \quad \dots\dots (12)$$

[0057] 従って、第二の実施形態によれば、従来一般的な構造のブレーキ装置よりも遥かに高い制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置よりも高い制動トルクを発生させることができる。そしてこれらの効果は、上述の第一の実施形態の場合よりも高い。

[0058] 尚、ブレーキパッド等がそれぞれ N (正の整数) 個設けられる場合には、制動トルク T_b は式 10 により表される値の N 倍になるので、第二の実施形態の場合にも更に高い制動トルクを発生させることができ、サーボ比 R_{bt1} 及び R_{bt2} も更に高くすることができる。

[0059] また、第二の実施形態によれば、ブレーキパッド 14A 及び 14B の軸部と非回転摩擦部材 34A 及び 34B の円筒部との間に複数のボールを介装させる必要がない。よって、第一の実施形態の場合に比して、ブレーキ装置の構造を簡略化し、ブレーキ装置の組立てや分解保守を容易に行うことができる。

- [0060] また、第一及び第二の実施形態によれば、ディスク部20A、円筒部20B及びサブロータ22は、回転軸線18を通る径方向の切断面で見ると径方向内方へ開いたコの字形の断面形状をなしている。そして押圧装置60A及び60Bは、ブレーキパッド14A、14Bと共にディスク部20Aとサブロータ22との間に配設され、それらに対しブレーキパッド14A、14Bを互いに離れる方向へ押圧するようになっている。
- [0061] よって、従来のディスク型のブレーキ装置や後述の第三及び第四の実施形態の如くブレーキロータの両側に於いて一对の摩擦部材や押圧装置を支持し押圧装置の押圧力の反力を担持するキャリパは不要であり、キャリパの剛性を高くすることも不要である。また、第一及び第二のディスク部としてのディスク部20A及びサブロータ22は、回転軸線18の周りに全周に亘り延在しているので、回転軸線の周りに円弧状にしか延在しないキャリパに比してブレーキロータ12の剛性を高くすることができる。
- [0062] また、押圧装置60A及び60Bが発生する押圧力はシリンダ室48内の油圧の制御によって制御され、シリンダ室48はディスク部20Aとサブロータ22との間に配置された静止部材38内に形成されている。そしてシリンダ室48内の油圧は静止部材38内に形成された内部通路54を経て制御される。
- [0063] よって、従来のディスク型のブレーキ装置や後述の第三及び第四の実施形態の如く押圧装置がブレーキロータの外側に配置されているブレーキ装置に於いて、押圧装置を駆動するために押圧装置に接続される導管等を不要にすることができる。
- [0064] 従って、第一及び第二の実施形態によれば、従来のディスク型の摩擦ブレーキ装置に比して、大型化、構造の複雑化、コストアップを抑制しつつ、ブレーキロータ12の剛性を高くし、これにより摩擦ブレーキ装置10の剛性や耐久性を向上させることができる。
- [0065] 特に、第一の実施形態によれば、ピストン42A及び42Bは、共通のシリンダボア44に嵌合することによりそれらの間に共通のシリンダ室48を

郭定し、回転軸線 18 に平行な軸線 46 に沿って往復動するようになっている。よって例えば後述の第三及び第四の実施形態の如く、ピストン 42A、42B がそれぞれ対応するシリンダボアに嵌合する場合に比して、シリンダボアの数も低減すると共に、シリンダ室の圧力を制御するための内部通路 54 などの数も低減することができる。また、シリンダ室 48 の圧力によるディスク部 20A 及びサブロータ 22 に対する押圧力の反力を静止部材 38 によって担持する必要がない。よってピストン 42A、42B がそれぞれ対応するシリンダボアに嵌合する場合に比して、ブレーキ装置 10 の構造を単純化することができる。

[0066] また、第一及び第二の実施形態によれば、円筒部 20B の厚さはディスク部 20A 及びサブロータ 22 の厚さよりも小さい。しかし円筒部 20B は回転軸線 18 の周りに全周に亘り延在する円筒状をなし、円筒部 20B の剛性はディスク部 20A 及びサブロータ 22 の剛性よりも高い。

[0067] よって、円筒部 20B の剛性がディスク部 20A 及びサブロータ 22 の剛性よりも低い場合に比して、ブレーキ装置 10 が作動する際のディスク部 20A 及びサブロータ 22 が互いに離れる方向へ変形する量を小さくすることができる。従って、剛性の大小関係が逆の場合に比して、ブレーキ装置 10 の制動作用を向上させることができる。

[0068] また、第一及び第二の実施形態によれば、メインロータ 20 及びサブロータ 22 は、回転軸線 18 を通る径方向の切断面で見て径方向内方へ開いたコの字形の断面形状をなしている。そしてブレーキパッド 14A、14B 及びピストン 42A、42B 等よりなる押圧装置を支持する静止部材 38 は、内周部にて車輪支持部材 28 に支持され、径方向内側からディスク部 20A とサブロータ 22 との間へ延在している。

[0069] 従って、メインロータ 20 及びサブロータ 22 が径方向内方以外の方向へ開いたコの字形の断面形状をなしている場合に比して、静止部材 38 の構造を単純化することができ、これによりブレーキ装置 10 の構造を単純化し小型化することができる。

[0070] また、第一及び第二の実施形態によれば、円筒部20Bはディスク部20Aと一体をなし、円筒部20B及びディスク部20Aは車輪のリム部が連結されるメインロータ20を形成している。

[0071] 従って、円筒部20Bがサブロータ22の一部をなし、円筒部20Bが実質的に円板状のメインロータ20に連結される場合に比して、ブレーキロータ12の剛性を高くすると共に、車輪のリム部に対するブレーキ装置10の取付け強度を高くすることができる。

[第三の実施形態]

[0072] 図3は車両用ブレーキ装置として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第三の実施形態を回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[0073] この第三の実施形態に於いては、メインロータ20は、円筒部20Bを有しておらず、回転軸16とは別の部材である。また、メインロータ20の円環板状のディスク部20Aは、放熱のためのフィンよりなる接続部64によりサブロータ22と一体に接続されている。回転軸16は外端部にフランジ部16Aを有し、フランジ部16Aにはディスク部20Aと一体をなすリム部20Cの内周部が4本のボルト32により連結されている。従って、図には示されていないが、ボルト32及びこれに螺合するナットは、共締めによりリム部20Cをフランジ部16Aと共に車輪のリム部に一体的に連結する。

[0074] ブレーキパッド14A及び14B、非回転摩擦部材34A及び34B、ピストン42A及び42Bは、第一の実施形態の場合とは逆の向きにてブレーキロータ12の両側に配置されている。よって、ブレーキパッド14A及び14Bの円板部はディスク部20A及びサブロータ22の側に位置し、軸部は円板部より互いに離れる方向へ延在している。また非回転摩擦部材34A及び34Bは、ブレーキロータ12の外周部を跨いで実質的に断面U形に延在するキャリパ68により、自転軸線40に沿ってブレーキロータ12に対し相対変位可能であるが自転軸線40の周りに回転しないよう、支持されて

いる。

- [0075] キャリパ68は、ボルトの如き連結手段により一体的に連結された半体68A及び68Bよりなり、半体68Bはボルトの如き連結手段により静止部材38に一体的に固定されている。半体68A及び68Bにはそれぞれ自転軸線40に沿って延在するようシリンダボア44A及び44Bが設けられている。ピストン42A及び42Bは、それぞれ自転軸線40に沿って往復動可能にシリンダボア44A及び44Bに嵌合し、半体68A及び68Bと共働してシリンダ室48A及び48Bを郭定している。従ってこの第三の実施形態の押圧装置60A及び60Bは、それぞれピストン42A、42B及びシリンダ室48A、48Bにより郭定されている。
- [0076] 図3には示されていないが、シリンダ室48A及び48Bは、半体68A及び68Bに設けられた内部通路及びこれらに連通する導管により油圧式のブレーキアクチュエータに接続されている。従って、シリンダ室48A及び48B内の油圧は、ブレーキアクチュエータによって同時に同一の圧力に制御される。
- [0077] メインロータ20の外周にはリング歯車部材70が溶接等の手段により固定されており、リング歯車部材70は両端部の内周面に内歯車72A及び72Bを有している。内歯車72A及び72Bはそれぞれブレーキパッド14A及び14Bの円板部の外周にはそれぞれ設けられた外歯車62A及び62Bと噛合している。外歯車62A、62B及び内歯車72A、72Bは、ブレーキロータ12とブレーキパッド14A及び14Bとの間にて回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置66A及び66Bとして機能する。
- [0078] 図3と図1との比較より解る如く、この第三の実施形態の他の点は上述の第一の実施形態と同様に構成されている。従って、ブレーキパッド14A及び14Bはそれぞれ押圧装置60A及び60Bにより互いに近づく方向へ押圧されることによりディスク部20A及びサブロータ22に対し押圧される点を除き、第三の実施形態は第一の実施形態と同様に作動する。
- [0079] よって、第三の実施形態によれば、第一及び第二の実施形態の場合と同様

に、従来一般的な構造のブレーキ装置よりも遥かに高い制動トルクを発生させることができ、上記公開公報に記載されたブレーキ装置よりも高い制動トルクを発生させることができる。

[0080] また、ブレーキ装置 10 の各距離が第一の実施形態の場合と同一であるとすると、制動トルクのサーボ比 R_{bt1} 及び R_{bt2} も第一の実施形態の場合と同一である。従って、第三の実施形態によれば、上記仕様の場合には、従来一般的な構造のブレーキ装置の約 3 倍の制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置の約 1.5 倍の制動トルクを発生させることができる。

[第四の実施形態]

[0081] 図 4 は第三の実施形態の修正例として構成された本発明による摩擦ブレーキ装置の第四の実施形態を回転軸線を通る切断面にて切断して示す断面図である。

[0082] この第四の実施形態は、第三の実施形態に於いて第一の実施形態に対し行われた修正と同様の修正が、第二の実施形態に対し適用されている。即ち、ブレーキパッド 14A 及び 14B の軸部は、第三の実施形態の軸部よりも大きい直径を有し、円板部より離れるほど直径が小さくなる切頭円錐形をなしている。また、非回転摩擦部材 34A 及び 34B の円筒部の内面は、それぞれブレーキパッド 14A 及び 14B の軸部に対応する切頭円錐形をなしている。摩擦部 14AB 及び 14BB はブレーキパッド 14A 及び 14B の円板部には設けられておらず、軸部に設けられている。

[0083] また、各ブレーキパッドの軸部と非回転摩擦部材の円筒部との間に第三の実施形態に於けるボール 36A 及び 36B は介装されておらず、非回転摩擦部材 34A 及び 34B の円筒部の端面はブレーキパッド 14A 及び 14B の円板部より隔置されている。尚、非回転摩擦部材の円筒部及びブレーキパッドの軸部の切頭円錐面は自転軸線 40 と同軸をなし、自転軸線 40 に対し 45° の傾斜角を有しているが、傾斜角は他の角度であってもよい。

[0084] 図 4 と図 3 との比較より解る如く、この第四の実施形態の他の点は上述の

第三の実施形態と同様に構成されている。従って、非回転摩擦部材 3 4 A 及び 3 4 B は切頭円錐面にてブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の軸部を支持すると共に、摩擦部 1 4 A B 及び 1 4 B B と摩擦係合する点を除き、第四の実施形態は第三の実施形態と同様に作動する。

[0085] よって、第四の実施形態によれば、第一乃至第三の実施形態の場合と同様に、従来の一般的な構造のブレーキ装置よりも遥かに高い制動トルクを発生させることができ、上記公開公報に記載されたブレーキ装置よりも高い制動トルクを発生させることができる。

[0086] また、ブレーキ装置 1 0 の各距離が第二の実施形態の場合と同一であるとすると、制動トルクのサーボ比 R_{bt1} 及び R_{bt2} も第二の実施形態の場合と同一である。従って、第四の実施形態によれば、上記仕様の場合には、従来の一般的な構造のブレーキ装置の約 3.3 倍の制動トルクを発生させることができ、また、上記公開公報に記載されたブレーキ装置の約 1.6 倍の制動トルクを発生させることができる。

[0087] また、第四の実施形態によれば、第二の実施形態の場合と同様に、ブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B の軸部と非回転摩擦部材 3 4 A 及び 3 4 B の円筒部との間に複数のボールを介装させる必要がない。よって、第三の実施形態の場合に比して、ブレーキ装置の構造を簡略化し、ブレーキ装置の組立てや分解保守を容易に行うことができる。

[0088] 以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

[0089] 例えば上述の各実施形態に於いては、ブレーキパッド、非回転摩擦部材、ピストン、押圧装置はそれぞれ一対設けられているが、これらはそれぞれ一つずつしか設けられていなくてもよい。

[0090] また、上述の各実施形態に於いては、回転トルク伝達装置 6 6 A 及び 6 6 B はブレーキロータ 1 2 に設けられた内歯車とブレーキパッド 1 4 A 及び 1 4 B に設けられた外歯車とにより形成されている。しかしブレーキロータ 1

2の歯車はブレーキパッド14A及び14Bに対し径方向内側に形成された外歯車であってもよい。また回転トルク伝達装置は、ブレーキロータ12とブレーキパッド14A及び14Bとの間にて回転トルクを相互に伝達することができる限り、任意の構造のものであってよい。

[0091] また、上述の各実施形態に於いては、ブレーキパッド14A、14B、非回転摩擦部材34A、34B及びピストン42A、42Bはそれぞれ互いに同一の直径を有しているが、これらは互いに異なる直径を有していてもよい。

[0092] また、上述の第一及び第三実施形態に於いては、ブレーキパッド14A及び14Bの摩擦部14AA～14BBは、自転軸線40を中心として互いに同一の半径の位置に設けられている。しかしブレーキパッド14A及び14Bの両側の摩擦部は互いに異なる半径の位置に設けられていてもよい。

[0093] また、上述の各実施形態に於いては、ブレーキパッド14A及び14Bに軸部が設けられ、非回転摩擦部材34A及び34Bがそれらの軸部を回転可能に支持するようになっている。しかし、非回転摩擦部材34A及び34Bに軸部が設けられ、ブレーキパッド14A及び14Bがそれらの軸部を回転可能に支持するよう修正されてもよい。

[0094] また、上述の第一及び第二の実施形態に於いては、メインロータ20及びサブロータ22は、回転軸16、車輪支持部材28及び静止部材38と共働して密閉空間を形成していないが、密閉空間が形成されるよう修正されてもよい。また、その場合密閉空間に潤滑剤が充填されてもよい。

[0095] また、上述の第一及び第二の実施形態に於いては、円筒部20Bはディスク部20Aと一体に形成されてメインロータ20を形成している。しかし、円筒部20Bはサブロータ22と一体に形成されてもよく、またディスク部20A、円筒部20B、サブロータ22が別体に形成されてもよい。

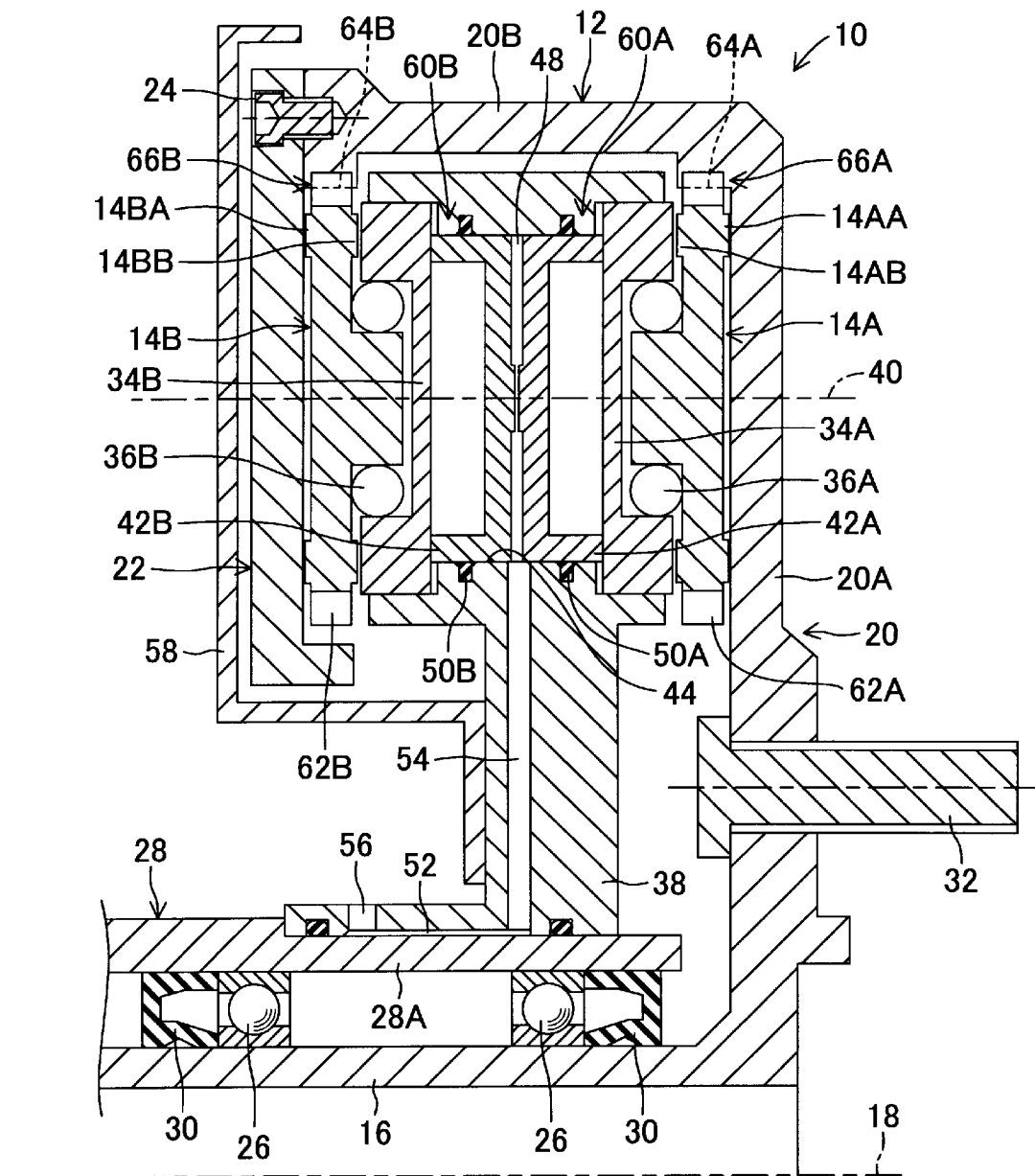
[0096] また、上述の各実施形態に於いては、押圧装置はピストンがシリンダボアに嵌合してシリンダ室を形成する油圧式のものであるが、電磁式のアクチュエータであるよう修正されてもよい。また、各実施形態のブレーキ装置は車

両用のブレーキ装置であるが、本発明のブレーキ装置は車両以外の用途に適用されてもよい。

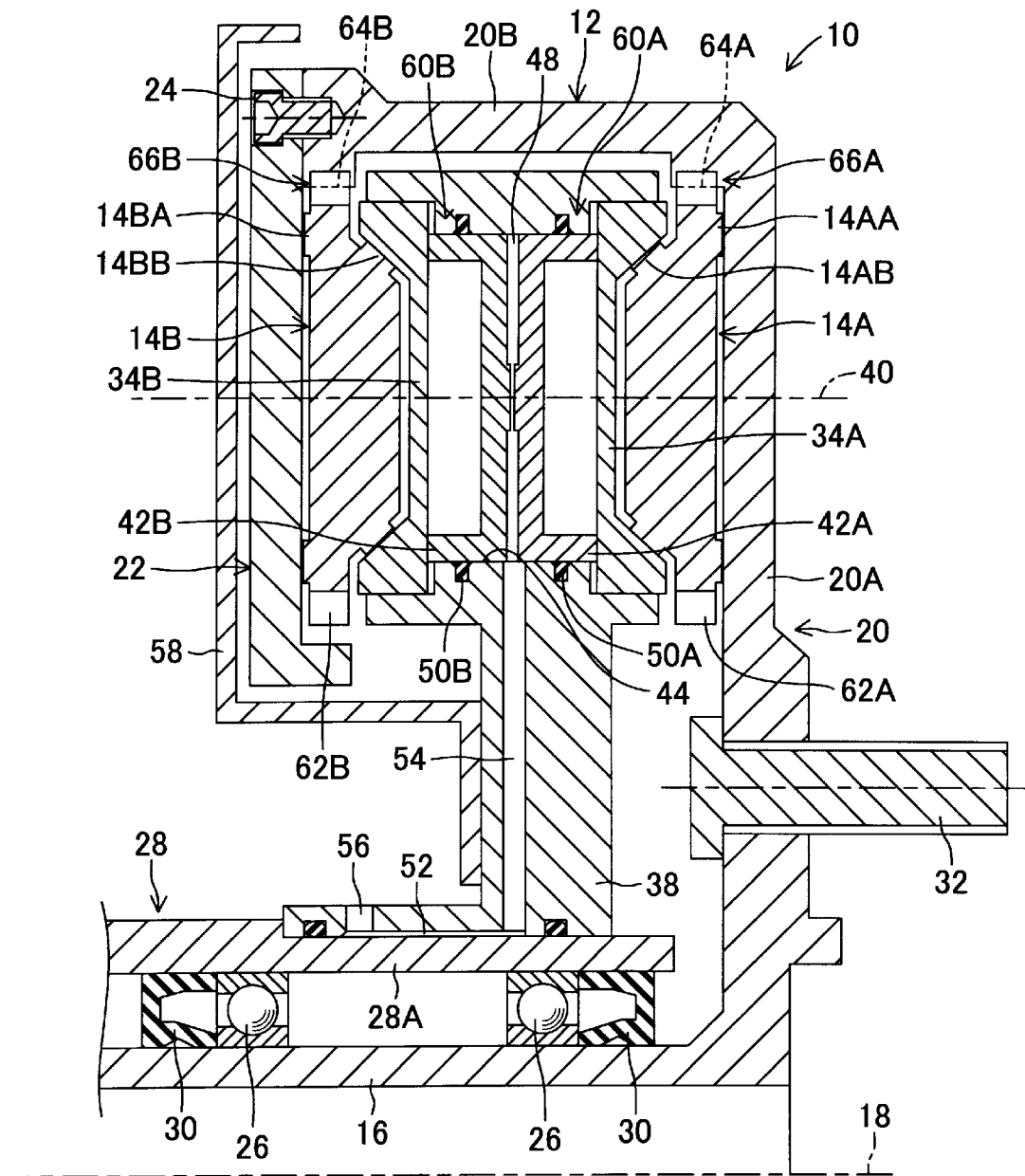
請求の範囲

- [請求項1] 回転軸線の周りに回転するブレーキロータと、前記回転軸線に平行な自転軸線の周りに回転可能な回転摩擦部材と、前記ブレーキロータと前記回転摩擦部材との間の摩擦力に依存せずに前記ブレーキロータと前記回転摩擦部材との間にて回転トルクを相互に伝達する回転トルク伝達装置と、前記回転摩擦部材を前記ブレーキロータに対し押圧する押圧装置と、を有する摩擦ブレーキ装置に於いて、
- 前記押圧装置は、前記自転軸線の周りに回転不能に支持された非回転摩擦部材を介して前記回転摩擦部材を前記ブレーキロータに対し押圧する、
- ことを特徴とする摩擦ブレーキ装置。
- [請求項2] 前記回転摩擦部材は前記自転軸線に整合する円板部を有し、前記押圧装置により前記非回転摩擦部材が前記回転摩擦部材に対し押圧されると、前記円板部の一方の面にて前記ブレーキロータに摩擦係合し、前記円板部の他方の面にて前記非回転摩擦部材に摩擦係合することを特徴とする請求項1に記載の摩擦ブレーキ装置。
- [請求項3] 前記回転摩擦部材は前記自転軸線に整合する円板部を有し、前記回転摩擦部材及び前記非回転摩擦部材の一方は切頭円錐面を有する軸部を有し、前記回転摩擦部材及び前記非回転摩擦部材の他方は前記軸部の切頭円錐面を受ける切頭円錐面を有し、前記押圧装置により前記非回転摩擦部材が前記回転摩擦部材に対し押圧されると、前記円板部の一方の面にて前記ブレーキロータに摩擦係合し、前記回転摩擦部材及び前記非回転摩擦部材はそれらの切頭円錐面にて摩擦係合することを特徴とする請求項1に記載の摩擦ブレーキ装置。
- [請求項4] 前記回転トルク伝達装置は、前記ブレーキロータ及び前記回転摩擦部材に設けられ互いに噛合する歯車を含んでいることを特徴とする請求項1乃至3の何れか一つに記載の摩擦ブレーキ装置。

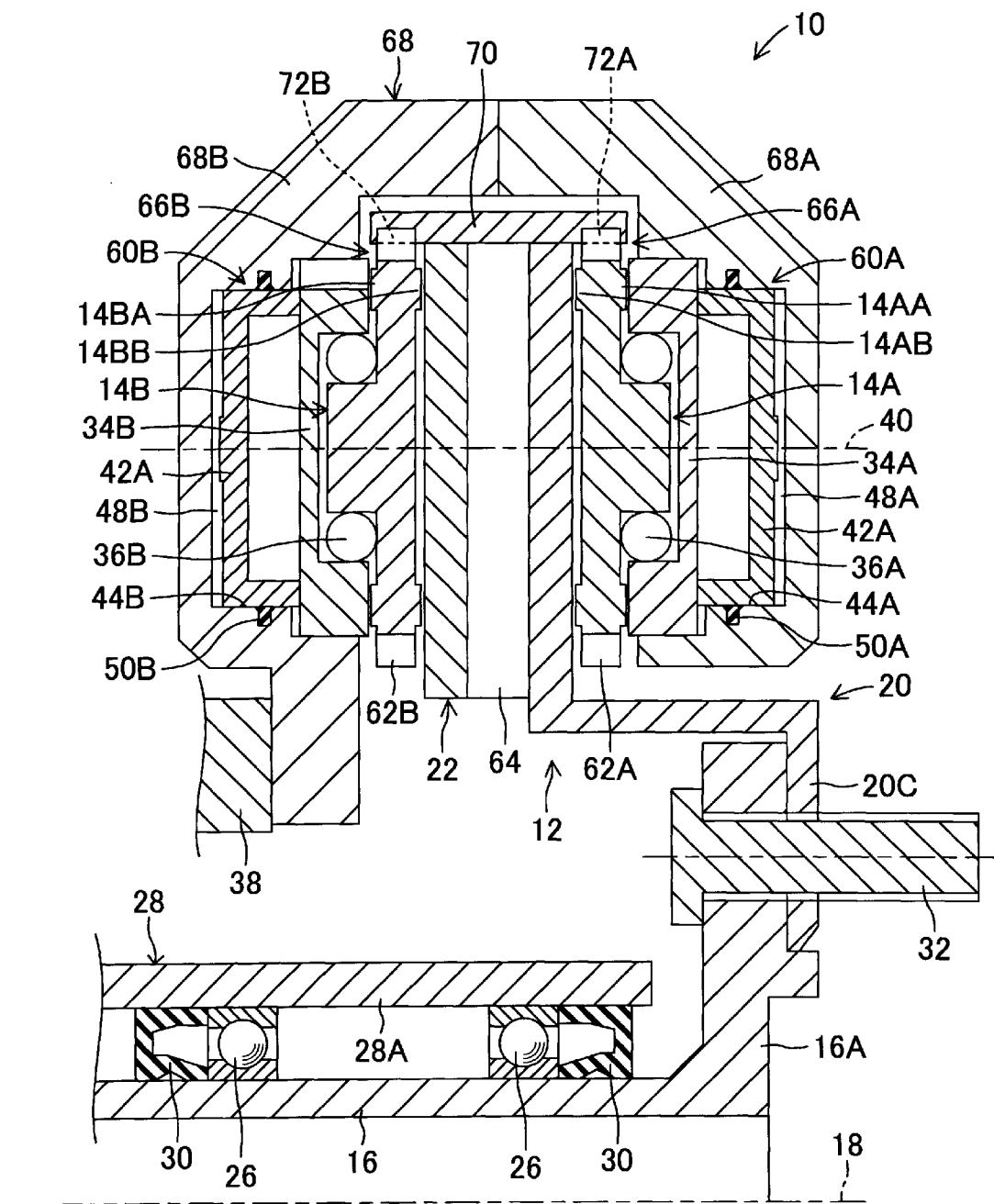
[図1]



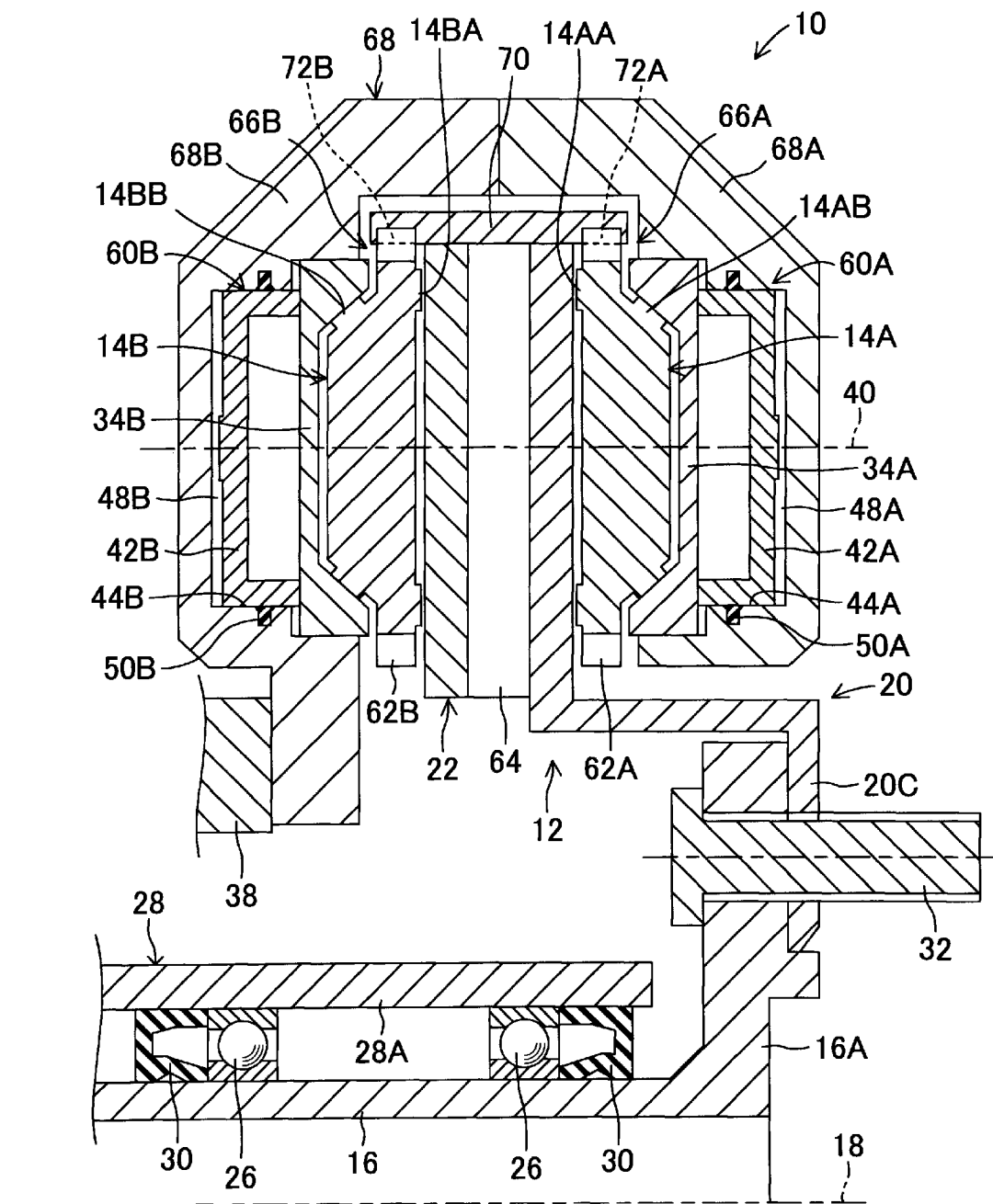
[図2]



[図3]



[図4]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/059608

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D65/092 (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)

F16D65/092

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	1996-2012
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2012	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2012

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.
A	JP 2008-151199 A (Toyota Motor Corp.), 03 July 2008 (03.07.2008), entire text; all drawings (Family: none)	1-4
A	JP 10-169677 A (Akebono Brake Industry Co., Ltd.), 23 June 1998 (23.06.1998), entire text; all drawings (Family: none)	1-4
A	JP 52-93857 A (Meidensha Corp.), 06 August 1977 (06.08.1977), entire text; all drawings (Family: none)	1-4

 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
16 May, 2012 (16.05.12)Date of mailing of the international search report
29 May, 2012 (29.05.12)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F16D65/092 (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. F16D65/092										
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 <table style="width:100%; border:none;"> <tr> <td style="border:none;">日本国実用新案公報</td> <td style="border:none;">1922-1996年</td> </tr> <tr> <td style="border:none;">日本国公開実用新案公報</td> <td style="border:none;">1971-2012年</td> </tr> <tr> <td style="border:none;">日本国実用新案登録公報</td> <td style="border:none;">1996-2012年</td> </tr> <tr> <td style="border:none;">日本国登録実用新案公報</td> <td style="border:none;">1994-2012年</td> </tr> </table>			日本国実用新案公報	1922-1996年	日本国公開実用新案公報	1971-2012年	日本国実用新案登録公報	1996-2012年	日本国登録実用新案公報	1994-2012年
日本国実用新案公報	1922-1996年									
日本国公開実用新案公報	1971-2012年									
日本国実用新案登録公報	1996-2012年									
日本国登録実用新案公報	1994-2012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								
A	JP 2008-151199 A (トヨタ自動車株式会社) 2008.07.03, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-4								
A	JP 10-169677 A (曙ブレーキ工業株式会社) 1998.06.23, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-4								
A	JP 52-93857 A (株式会社明電舎) 1977.08.06, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-4								
<input type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> パテントファミリーに関する別紙を参照。										
<table style="width:100%; border:none;"> <tr> <td style="width:50%; border:none;"> * 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 </td> <td style="width:50%; border:none;"> 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 </td> </tr> </table>			* 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						
* 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 16.05.2012	国際調査報告の発送日 29.05.2012									
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) 立花 啓 電話番号 03-3581-1101 内線 3368	3W 4024								