

(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
2020年6月4日(04.06.2020)



(10) 国際公開番号

WO 2020/110823 A1

(51) 国際特許分類:

F16D 65/18 (2006.01) *F16D 121/24* (2012.01)
B60T 13/74 (2006.01) *F16D 125/48* (2012.01)
F16H 1/06 (2006.01) *F16D 125/50* (2012.01)
F16H 1/28 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2019/045201

(22) 国際出願日: 2019年11月19日(19.11.2019)

(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 2018-221294 2018年11月27日(27.11.2018) JP

(71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社(HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS,

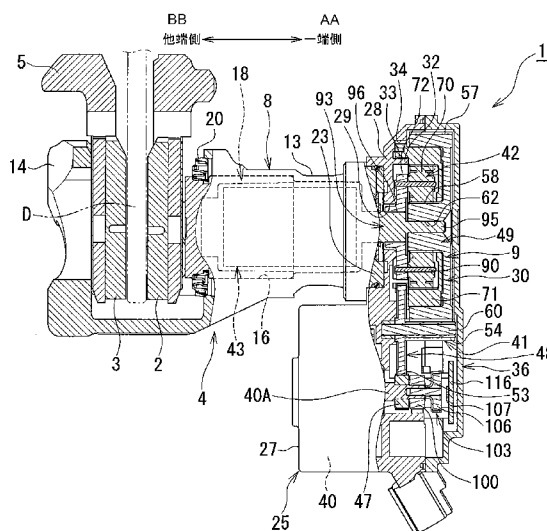
LTD.) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5 2 0 番地 Ibaraki (JP).

(72) 発明者: 吉津 力弥 (YOSHIZU, Rikiya); 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5 2 0 番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Ibaraki (JP). 小平 厚志 (ODAIRA, Atsushi); 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5 2 0 番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Ibaraki (JP).

(74) 代理人: 小野 新次郎, 外 (ONO, Shinjiro et al.); 〒1000004 東京都千代田区大手町二丁目 2 番 1 号 新大手町ビル 2 0 6 区 ユアサハラ法律特許事務所 Tokyo (JP).

(54) Title: DISC BRAKE

(54) 発明の名称: ディスクブレーキ



AAOne end side
BBOther end side

(57) Abstract: This disc brake is provided with a first reduction gear to which rotation from an electric motor is transmitted, and a planetary gear reduction mechanism to which rotation from the first reduction gear is transmitted. The first reduction gear includes a stepped gear having a large-diameter gear and a small-diameter gear. The large-diameter gear and a carrier to which rotation from the planetary gear reduction mechanism is transmitted are arranged so as to overlap radially. Thus, with the disc brake, it is possible to achieve axial size reduction and to improve ease of mounting on a vehicle.

(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, JO, JP, 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).

添付公開書類:

一 国際調査報告(条約第21条(3))

(57) 要約: 本ディスクブレーキは、電動モータからの回転が伝達される第1減速歯車と、該第1減速歯車からの回転が伝達される遊星歯車減速機構と、を備え、第1減速歯車は、大径歯車及び小径歯車を有する段付歯車を含み、大径歯車と、遊星歯車減速機構からの回転が伝達されるキャリアとは、径方向で重なるように配置される。これにより、本ディスクブレーキでは、軸方向に沿って小型化することができ、車両への搭載性を向上させることができる。

明 細 書

発明の名称： ディスクブレーキ

技術分野

[0001] 本発明は、車両の制動に用いられるディスクブレーキに関する。

背景技術

[0002] ディスクブレーキとして、例えば、特許文献１に記載されたディスクブレーキは、電動モータからの回転が伝達される平歯多段減速機構及び遊星歯車減速機構と、平歯多段減速機構及び遊星歯車減速機構からの回転トルクによりピストンを推進させるピストン推進機構と、を備えている。平歯多段減速機構は、ピニオンギヤと、該ピニオンギヤと噛み合う第１減速歯車と、該第１減速歯車に噛み合う非減速平歯車と、非減速平歯車に噛み合う第２減速歯車と、を備えている。第１減速歯車は、ピニオンギヤに噛み合う大歯車と、小歯車とが、同心状に一体的に接続されて構成されている。遊星歯車減速機構は、サンギヤと、各プラネタリギヤと、インターナルギヤと、から構成され、各プラネタリギヤにはキャリアが連結されている。そして、特許文献１のディスクブレーキでは、第１減速歯車の大歯車とキャリアとが、軸方向に沿って互い相違する位置に配置されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献１：特開２０１８－１７３００号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 上述した、特許文献１に係るディスクブレーキの主たる課題は、第１減速歯車の大歯車とキャリアとが、軸方向に沿って互い相違する位置に配置されているので、特に、ディスクブレーキが軸方向に沿って大型化する虞がある。また、特許文献１に係るディスクブレーキでは、平歯多段減速機構として、非減速平歯車を備えているので、その部品点数が多く、改善する必要がある。

る。さらに、特許文献 1 に係るディスクブレーキでは、一段目、すなわちピニオンギヤと大歯車との間の減速比が小さく、所望の出力を得るためには電動モータの出力をアップ、またはピストン推進機構である回転直動変換機構のリードを小さくする（効率ダウン）必要があるが、いずれも性能上好ましくない。

課題を解決するための手段

- [0005] 本発明は、部品点数を削減すると共に、小型化を可能にして、車両への搭載性を向上させるディスクブレーキを提供することを目的とする。
- [0006] 本発明の一実施形態は、電動機の駆動力を、減速機構を介して回転直動変換機構に伝達することによりピストンを推進させて、制動部材を被制動部材に押圧するディスクブレーキであって、前記減速機構は、前記電動機からの回転が伝達される減速ギヤと、該減速ギヤからの回転が伝達される遊星歯車減速機構と、を備え、前記減速ギヤは、大径歯車及び小径歯車を有する段付歯車を含み、前記大径歯車と、前記遊星歯車減速機構からの回転が伝達されるキャリアとは、径方向で重なるように配置されることを特徴とする。
- [0007] 本発明の一実施形態に係るディスクブレーキによれば、部品点数を低減することができ、しかも、ディスクブレーキの小型化を可能にすることができ、車両への搭載性を向上させることができる。

図面の簡単な説明

- [0008] [図1]本実施形態に係るディスクブレーキの要部断面図。
[図2]図 1 の要部拡大図。
[図3]本実施形態に係るディスクブレーキの要部分解斜視図。

発明を実施するための形態

- [0009] 以下、本実施形態を図 1 乃至図 3 に基づいて詳細に説明する。

本実施形態に係るディスクブレーキ 1 は、通常走行時、電動機としての電動モータ 40 の駆動によって制動力を発生させる電動ブレーキ装置である。なお、以下の説明において、車両内側（インナ側）を一端側（カバー部材 36 側）と称し、車両外側（アウト側）を他端側（ディスクロータ D 側）と称

して、適宜説明する。つまり、図1及び図2において、右側を一端側と称し、左側を他端側として称して、適宜説明する。本実施形態に係るディスクブレーキ1は、図1に示すように、車両の回転部に取り付けられた、被制動部材としてのディスクロータDを挟んで軸方向両側に配置された、制動部材としての一对のインナブレーキパッド2、及びアウトブレーキパッド3と、キャリパ4と、を備えている。本ディスクブレーキ1は、キャリパ浮動型として構成されている。なお、一对のインナブレーキパッド2及びアウトブレーキパッド3と、キャリパ4とは、車両のナックル等の非回転部に固定されたブラケット5にディスクロータDの軸方向へ移動可能に支持されている。

[0010] 図1及び図2に示すように、キャリパ4は、キャリパ4の主体であるキャリパ本体8と、キャリパ本体8のシリンダ部13内のピストン18に推力を付与する駆動機構9と、を備えている。キャリパ本体8は、インナブレーキパッド2に対向する基端側に配置され、該インナブレーキパッド2に対向して開口する円筒状のシリンダ部13と、シリンダ部13からディスクロータDを跨いでアウト側へ延び、アウトブレーキパッド3に対向する先端側に配置される一对の爪部14、14と、を備えている。

[0011] キャリパ本体8のシリンダ部13内、すなわちシリンダ部13のシリンダボア16に、ピストン18がシリンダ部13に対して相対回転不能に、且つ軸方向に移動可能に收容されている。ピストン18は、インナブレーキパッド2を押圧するものであって、有底のカップ状に形成される。該ピストン18は、その底部がインナブレーキパッド2に対向するように、シリンダ部13のシリンダボア16内に收容されている。ピストン18は、その底部とインナブレーキパッド2との間の回り止め係合によって、シリンダボア16、ひいてはキャリパ本体8に対して相対回転不能に支持される。

[0012] シリンダ部13のシリンダボア16には、その他端側内周面にシール部材（図示略）が配置されている。そして、ピストン18は、このシール部材に接触した状態で軸方向に移動可能にシリンダボア16に收容される。ピストン18の底部側の外周面と、シリンダボア16の他端側内周面との間にはダ

ストブーツ 20 が介装されている。これらシール部材及びダストブーツ 20 により、シリンダ部 13 のシリンダボア 16 内への異物の侵入を防ぐようにしている。

[0013] キャリパ本体 8 のシリンダ部 13 の底壁 23 側（一端側）には、ギヤハウジング 25 が一体的に連結される。このギヤハウジング 25 の内部に、モータギヤアッシ 30 が収容される。モータギヤアッシ 30 は、後述する、電動モータ 40、平歯多段減速機構 41 及び遊星歯車減速機構 42 である。図 3 も参照して、ギヤハウジング 25 は、電動モータ 40 を収容する第 1 ギヤハウジング 27 と、主に遊星歯車減速機構 42 を収容する第 2 ギヤハウジング 28 と、を備えている。第 1 ギヤハウジング 27 に、他端側からシリンダ部 13 の底壁 23 が一体的に連結される。その結果、シリンダ部 13 と第 1 ギヤハウジング 27（電動モータ 40）とは、略平行に並ぶように配置される。第 2 ギヤハウジング 28 には、後述するスピンドル 93 を含むキャリア 72 の小径円筒状部 86 が挿通される挿通孔 29 が形成される。

[0014] 図 2 に示すように、第 2 ギヤハウジング 28 の底面からは、後述するインターナルギヤ 71 の径方向の移動を規制する円筒状拘束部 32 が突設される。該円筒状拘束部 32 の径方向外側には、該円筒状拘束部 32 と対向する壁面との間に環状溝部 33 が形成される。円筒状拘束部 32 と対向する壁面には、周方向に間隔を置いて複数の係合凹部 34 が形成される。該円筒状拘束部 32 には、後述する第 1 減速歯車 48 の大径歯車 53 との干渉を避けるように切欠き部（図示略）が形成されている。言い換えれば、円筒状拘束部 32 には、後述する第 1 減速歯車 48 の大径歯車 53 が入り込む切欠き部（図示略）が形成される。ギヤハウジング 25 の一端側開口は、カバー部材 36 により閉塞されている。当該カバー部材 36 は、気密的にギヤハウジング 25 に取り付けられている。

[0015] 駆動機構 9 は、電動モータ 40 と、電動モータ 40 からの回転トルクを増力する減速機構としての、平歯多段減速機構 41 及び遊星歯車減速機構 42 と、当該遊星歯車減速機構 42 からの回転を直線運動に変換して、ピストン

18に推力を付与する回転直動変換機構43と、を備えている。電動モータ40は、上述したように、第1ギヤハウジング27内に配置され、その回転軸40Aがカバー部材36（一端側）に向かって延びている。なお、図3には、電動モータ40の一部が図示されている。平歯多段減速機構41は、ピニオンギヤ47と、減速ギヤとしての第1減速歯車48と、第2減速歯車49と、を備えている。第1減速歯車48及び第2減速歯車49は、金属、あるいは、繊維強化樹脂等の樹脂にて構成される。

[0016] 図3も参照して、ピニオンギヤ47は、筒状に形成されて、電動モータ40の回転軸40Aに圧入固定される。第1減速歯車48は、段付歯車で構成されている。該第1減速歯車48は、ピニオンギヤ47に噛合する大径の大径歯車53と、大径歯車53から同心状に一端側に向かって軸方向に延びる小径の小径歯車54と、を備えている。当該第1減速歯車48は、その径方向中央部が第1ギヤハウジング27と第2ギヤハウジング28との境目付近に配置される。言い換えれば、大径歯車53は、第1ギヤハウジング27及び第2ギヤハウジング28を跨ぐようにして配置される。第1減速歯車48は、支持ロッド60が回転自在に支持される。この支持ロッド60はギヤハウジング25の底面に圧入固定される。小径歯車54の軸方向長さは、大径歯車53の軸方向長さよりも相当長く形成される。小径歯車54の軸方向長さは、後述する第2減速歯車49の大径歯車57の軸方向長さと略同じである。小径歯車54の一端が、カバー部材36に近接して配置される。

[0017] 第1減速歯車48の小径歯車54は、第2減速歯車49と噛合している。当該第2減速歯車49は、第1減速歯車48の小径歯車54と噛合する大径の大径歯車57と、大径歯車57から同心状に他端側に向かって軸方向に延びる小径のサンギヤ58と、を備えている。第2減速歯車49は、第2ギヤハウジング28内に収容される。第2減速歯車49の径方向中央部には、軸方向に貫通する支持孔62が形成される。この支持孔62に、後述するスピンドル93の支持軸部95が回転自在に挿通される。その結果、第2減速歯車49は、ギヤハウジング25に対して回転自在に支持される。

[0018] サンギヤ58は、遊星歯車減速機構42の一部として構成される。大径歯車57とサンギヤ58とは、その軸方向長さが略同じである。大径歯車57の内周面とサンギヤ58の外周面との間には、環状の空間63が形成される。第2減速歯車49の大径歯車57の一端とサンギヤ58の一端とは、環状の円環状壁部65により接続される。この円環状壁部65の他端側の面でその外周端寄りに、遊星歯車減速機構42側（他端側）に突出する環状のストッパ部66が形成されている。第2減速歯車49の円環状壁部65は、カバー部材36に近接して配置されている。

[0019] 遊星歯車減速機構42は、第2減速歯車49のサンギヤ58と、複数個（本実施形態では5個）のプラネタリギヤ70と、インターナルギヤ71と、を備えている。遊星歯車減速機構42からの回転、すなわち各プラネタリギヤ70からの回転がキャリア72に伝達される。各プラネタリギヤ70は、サンギヤ58に噛合する歯車75と、キャリア72から立設されるピン90が回転自在に挿通される孔部76と、を有している。各プラネタリギヤ70は、サンギヤ58の周りに周方向に沿って等間隔に配置される。詳しくは、各プラネタリギヤ70は、サンギヤ58に噛合しつつ、大径歯車57の内周面とサンギヤ58の外周面との間の環状の空間63に周方向に沿って等間隔で配置される。

[0020] インターナルギヤ71は、各プラネタリギヤ70の歯車75とそれぞれ噛合する内歯78と、該内歯78の一端から連続して径方向中心に延び、各プラネタリギヤ70の軸方向の移動を規制する環状壁部79と、内歯78から他端側に向かって延びる円筒状壁部80と、を備えている。インターナルギヤ71の内歯78の部位は、第2減速歯車49の大径歯車57の内周面と、各プラネタリギヤ70との間に配置される。なお、インターナルギヤ71の内歯78の部位と、各プラネタリギヤ70と、サンギヤ58とは、その他端側の面が略同一平面上に位置する。図3から解るように、インターナルギヤ71の円筒状壁部80には、径方向外方に突設する係合凸部82が周方向に間隔を置いて複数形成される。本実施形態では、係合凸部82は、等間隔で

3箇所形成される。

[0021] 図3から解るように、インターナルギヤ71の円筒状壁部80には、その周方向の一部に、第1減速歯車48の大径歯車53との干渉を避けるように切欠き部83が形成される。言い換えれば、インターナルギヤ71の円筒状壁部80には、その周方向の一部に、第1減速歯車48の大径歯車53が入り込む切欠き部83が形成される。そして、インターナルギヤ71の円筒状壁部80の一端面を第2ギヤハウジング28の底面に当接しつつ、その円筒状壁部80の内周面を第2ギヤハウジング28の円筒状拘束部32の外周面に当接させると共に円筒状壁部80から突設された各係合凸部82を第2ギヤハウジング28の壁面に設けた各係合凹部34に係合する。また、インターナルギヤ71の一端側の面には、第2減速歯車49の円環状壁部65に設けた環状のストッパ部66が当接される。その結果、インターナルギヤ71は、その径方向及び軸方向の移動が規制されると共に、ギヤハウジング25に対して相対回転不能に支持される。

[0022] キャリア72は、大径円環板状部85と、大径円環板状部85から同心状に他端側に突設される小径円筒状部86と、を備えている。キャリア72は、その径方向略中央にスプライン孔部87が軸方向に貫通するように形成される。大径円環板状部85は、第2ギヤハウジング28の円筒状拘束部32の内側に配置される。キャリア72の大径円環板状部85の外周側には、周方向に沿って間隔を置いて、各プラネタリギヤ70と対応するように複数のピン用孔部89が形成されている。各ピン用孔部89にピン90がそれぞれ圧入固定されている。各ピン90が、各プラネタリギヤ70の孔部76に回転自在にそれぞれ挿通されている。キャリア72の小径円筒状部86は、第2ギヤハウジング28の挿通孔29に挿通される。なお、キャリア72の小径円筒状部86と、挿通孔29とは、その軸方向長さが略同じである。

[0023] キャリア72の外径は、インターナルギヤ71の内歯78の内径よりも小径である。キャリア72の大径円環板状部85の厚みは、第2ギヤハウジング28に設けた円筒状拘束部32の高さと略同じである。また、キャリア7

２の大径円環板状部８５の厚みは、第１減速歯車４８の大径歯車５３の歯幅（厚み）よりも若干厚く形成される。キャリア７２、詳しくはキャリア７２の大径円環板状部８５と、第１減速歯車４８の大径歯車５３とは、径方向で重なるように配置される。言い換えれば、キャリア７２の軸方向の範囲内に、詳しくはキャリア７２の大径円環板状部８５の軸方向の範囲内に、第１減速歯車４８の大径歯車５３が位置する。第１減速歯車４８の大径歯車５３は、第２ギヤハウジング２８の円筒状拘束部３２に設けた切欠き部（図示略）、及びインターナルギヤ７１の円筒状壁部８０に設けた切欠き部８３に入り込むように配置されている。その結果、キャリア７２の大径円環板状部８５の外周面と、第１減速歯車４８の大径歯車５３の外周面とが、対向して近接して配置される。

[0024] スピンドル９３は、キャリア７２からの回転が伝達され、その回転トルクを回転直動変換機構４３に伝達するものである。スピンドル９３は、第２減速歯車４９の支持孔６２に挿通される支持軸部９５と、該支持軸部９５と一体的に接続され、キャリア７２のスプライン孔部８７と係合するスプライン軸部９６と、該スプライン軸部９６と一体的に接続されてシリンダボア１６内に延び、回転直動変換機構４３の一部として機能する主軸部（図示略）と、を備えている。スピンドル９３の支持軸部９５が、第２減速歯車４９の支持孔６２に回転自在に挿通されることで、第２減速歯車４９が、ギヤハウジング２５に対して回転自在に支持される。また、スピンドル９３のスプライン軸部９６が、キャリア７２のスプライン孔部８７に係合することで、キャリア７２とスピンドル９３との間で互いに回転トルクを伝達することができる。

[0025] 電動モータ４０の回転軸４０Ａは、ピニオンギヤ４７から一端側に突出している。電動モータ４０の回転軸４０Ａの一端には、ラチェットギヤ１００が圧入固定されている。該ラチェットギヤ１００にレバー部材（図示略）が係合することで、ピストン１８によるインナブレーキパッド２への推力を保持することができる。ラチェットギヤ１００の一端側に回転角検出手段１０

3が配置されている。回転角検出手段103は、電動モータ40の回転軸40Aの回転角度を検出するものである。該回転角検出手段103は、磁石部材106と、磁気検出ICチップ107と、を備えている。

[0026] 電動モータ40の回転軸40Aの一端面には、圧入用凹部109が形成される。該圧入用凹部109に支持ロッド110が圧入固定される。当該支持ロッド110に、カップ状の支持部材113内に配置されたリング状の磁石部材106が支持される。当該磁石部材106の一端側に対向するように磁気検出ICチップ107が配置されている。磁気検出ICチップ107は、磁石部材106から発生する磁界の変化を検出するものである。当該磁気検出ICチップ107は、制御基板116に取り付けられている。そして、回転軸40Aの回転に伴って回転する磁石部材106からの磁束の変化を磁気検出ICチップ107により検出することで、制御基板116により、電動モータ40の回転軸40Aの回転角度を演算して検出している。

[0027] 図1に示すように、回転直動変換機構43は、平歯多段減速機構41及び遊星歯車減速機構42からの回転運動、すなわちスピンドル93の回転運動を直線運動（以下、便宜上直動という）に変換し、その直動部材（図示略）の移動によりピストン18に推力を付与するものである。回転直動変換機構43は、シリンダボア16内であって、その底面とピストン18との間に配置される。そして、キャリア72の回転に伴ってスピンドル93が回転すると、回転直動変換機構43により、その直動部材が他端側に向かって前進することで、該ピストン18が前進し、該ピストン18によってインナブレーキパッド2をディスクロータDに押し付けることができる。

[0028] 電動モータ40は、その駆動が制御基板116からの指令により制御される。通常走行における制動時には、当該制御基板116により、運転者の要求に対応した検出センサやブレーキが必要な様々な状況を検出する種々の検出センサ等からの検出信号、回転角検出手段103からの検出信号及び推力センサ（図示略）等からの検出信号に基づき、電動モータ40の駆動を制御する。

[0029] 次に、本実施形態に係るディスクブレーキ 1 において、通常走行における制動及び制動解除の作用について説明する。

通常走行における制動時には、制御基板 116 からの指令により、電動モータ 40 が駆動されて、その正方向、すなわち制動方向の回転が、平歯多段減速機構 41 を介して遊星歯車減速機構 42 のサンギヤ 58 に伝達される。該遊星歯車減速機構 42 のサンギヤ 58 の回転により、各プラネタリギヤ 70 が自身の回転軸線を中心に自転しながら、サンギヤ 58 の回転軸線を中心に公転することで、キャリア 72 が回転する。すなわち、電動モータ 40 からの回転が、平歯多段減速機構 41 及び遊星歯車減速機構 42 を経由することで所定の減速比で減速、増力されてキャリア 72 に伝達される。そして、キャリア 72 からの回転がスピンドル 93 に伝達される。

[0030] 続いて、キャリア 72 の回転に伴ってスピンドル 93 が回転すると、回転直動変換機構 43 の作用により、その直動部材が前進してピストン 18 を前進させる。このピストン 18 が前進することで、インナブレーキパッド 2 をディスクロータ D に押し付ける。そして、ピストン 18 によるインナブレーキパッド 2 への押圧力に対する反力により、キャリパ本体 8 がブラケット 5 に対してインナ側に移動して、各爪部 14、14 によってアウトブレーキパッド 3 をディスクロータ D に押し付ける。この結果、ディスクロータ D が一対のインナ及びアウトブレーキパッド 2、3 により挟みつけられて摩擦力が発生し、ひいては、車両の制動力が発生することになる。

[0031] 一方、制動解除時には、制御基板 116 からの指令により、電動モータ 40 の回転軸 40A が逆方向、すなわち制動解除方向に回転すると共に、その逆方向の回転が平歯多段減速機構 41 及び遊星歯車減速機構 42 を介してスピンドル 93 に伝達される。その結果、スピンドル 93 の逆方向への回転により、回転直動変換機構 43 の作用により、その直動部材が後退して初期状態に戻り、ディスクロータ D への一対のインナ及びアウトブレーキパッド 2、3 による制動力が解除される。

[0032] 以上説明したように、本実施形態に係るディスクブレーキ 1 では、特に、

モータギヤアッシ30において、第1減速歯車48の大径歯車53と、キャリア72、詳しくはキャリア72の大径円環板状部85とが、径方向で重なるように配置されている。言い換えれば、キャリア72の軸方向の範囲内に、詳しくはキャリア72の大径円環板状部85の軸方向の範囲内に、第1減速歯車48の大径歯車53が位置する。これにより、本ディスクブレーキ1では、軸方向に沿って小型化することができ、車両への搭載性を向上させることができる。また、本実施形態に係るディスクブレーキ1では、第1減速歯車48の小径歯車54が、第2減速歯車49の大径歯車57に直接噛合しており、従来のディスクブレーキにて採用した非減速平歯車を必要としないので、部品点数を削減することができる。

[0033] さらに、本実施形態に係るディスクブレーキ1では、第1減速歯車48の大径歯車53が、インターナルギヤ71の円筒状壁部80に設けた切欠き部83に入り込み、当該大径歯車53の外周面とキャリア72の大径円環板状部85の外周面とが、対向して近接して配置されている。これにより、大径歯車53の外径を最大限大きくすることができ、ピニオンギヤ47と大径歯車53との間の減速比が大きくすることができるので、電動モータ40の出力をアップ、または回転直動変換機構43のリードを小さくするなどの対策を取る必要がなく、性能上良好となる。

[0034] なお、以上の説明では、本実施形態が、電動ブレーキ装置としてのディスクブレーキ1に採用されているが、本実施形態を、通常走行の制動時には、キャリア本体8のシリンダボア16内に供給されるブレーキ液圧にて、ピストン18を前進させることで、一对のインナ及びアウトブレーキパッド2、3により制動力が発生させ、駐車時等の駐車ブレーキ時に、駆動機構9、すなわち電動モータ40からの駆動力を平歯多段減速機構41、遊星歯車減速機構42及び回転直動変換機構43を介してピストン18に伝達することで該ピストン18を前進させて、一对のインナ及びアウトブレーキパッド2、3により制動力が発生させる、ディスクブレーキに採用してもよい。

[0035] 以上説明した、本実施形態に基づくディスクブレーキ1として、例えば、

以下に述べる態様のものが考えられる。

第１の態様は、電動機（４０）の駆動力を、減速機構（４２、４８）を介して回転直動変換機構（４３）に伝達することによりピストン（１８）を推進させて、制動部材（２、３）を被制動部材（Ｄ）に押圧するディスクブレーキ（１）であって、前記減速機構（４２、４８）は、前記電動機（４０）からの回転が伝達される減速ギヤ（４８）と、該減速ギヤ（４８）からの回転が伝達される遊星歯車減速機構（４２）と、を備え、前記減速ギヤ（４８）は、大径歯車（５３）及び小径歯車（５４）を有する段付歯車を含み、前記大径歯車（５３）と、前記遊星歯車減速機構（４２）からの回転が伝達されるキャリア（７２）とは、径方向で重なるように配置される。

[0036] 第２の態様は、第１の態様において、前記大径歯車（５３）の外周面と、前記キャリア（７２）の外周面とは、対向して近接して配置される。

第３の態様は、第１または第２の態様において、前記遊星歯車減速機構（４２）は、サンギヤ（５８）と、該サンギヤ（５８）に噛み合う複数のプラネタリギヤ（７０）と、該各プラネタリギヤ（７０）に噛み合うインターナルギヤ（７１）と、を備え、前記インターナルギヤ（７１）には、切欠き部（８３）が形成されており、前記大径歯車（５３）の一部が前記切欠き部（８３）内に入り込んで配置されている。

[0037] 尚、本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、様々な変形例が含まれる。例えば、上記した実施形態は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施形態の構成の一部を他の実施形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施形態の構成を加えることも可能である。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

[0038] 本願は、２０１８年１１月２７日付願の日本国特許出願第２０１８－２２１２９４号に基づく優先権を主張する。２０１８年１１月２７日付願の日本国特許出願第２０１８－２２１２９４号の明細書、特許請求の範囲、図

面、及び要約書を含む全開示内容は、参照により本願に全体として組み込まれる。

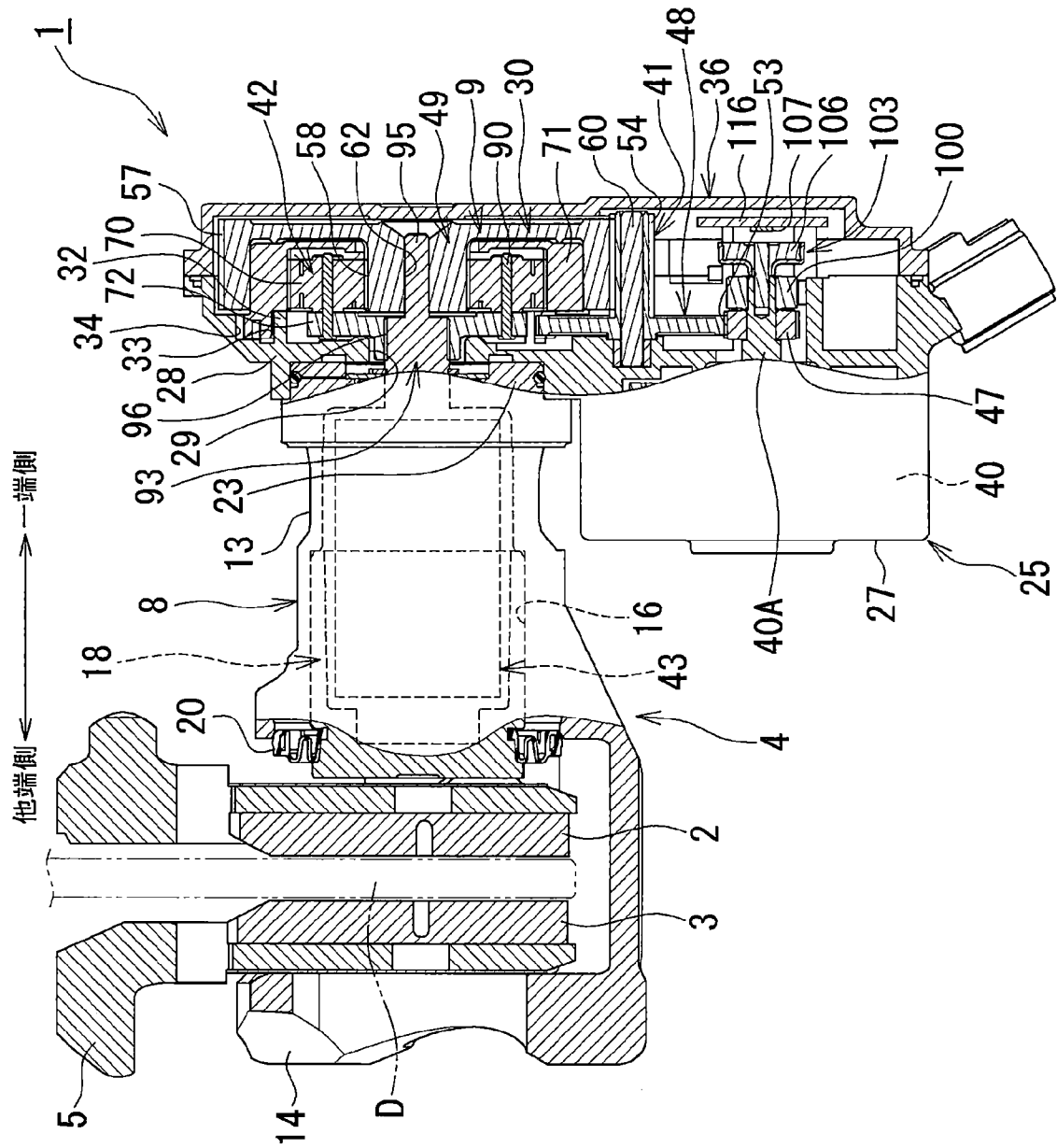
符号の説明

[0039] 1 ディスクブレーキ, 2 インナブレーキパッド (制動部材), 3 アウタブレーキパッド (制動部材), 4 キャリパ, 8 キャリパ本体, 18 ピストン, 40 電動モータ (電動機), 41 平歯多段減速機構, 42 遊星歯車減速機構, 43 回転直動変換機構, 48 第1減速歯車 (減速ギヤ), 53 大径歯車, 54 小径歯車, 58 サンギヤ, 70 プラネタリギヤ, 71 インターナルギヤ, 72 キャリア, 83 切欠き部, 85 大径円環板状部, D ディスクロータ (被制動部材)

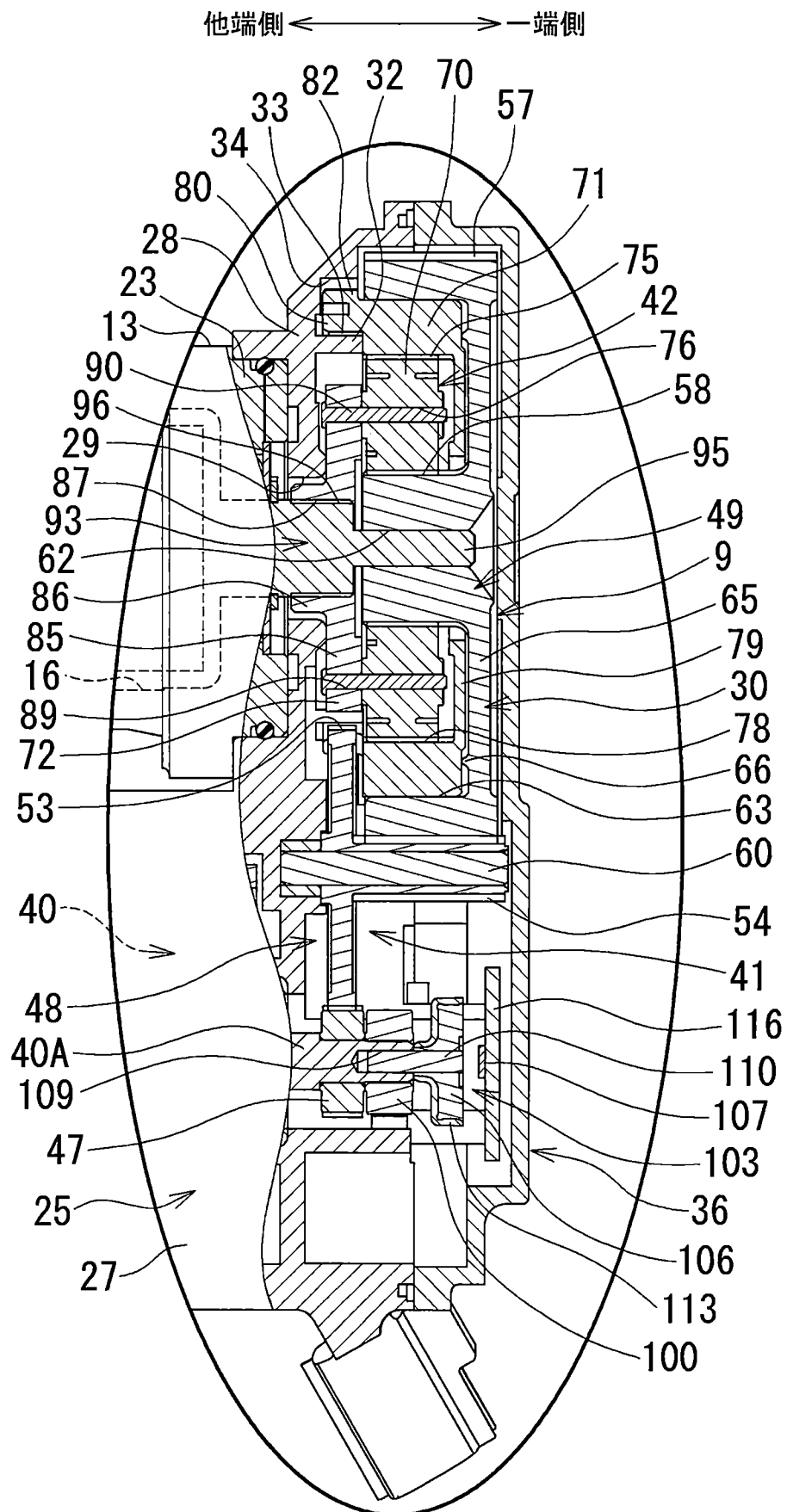
請求の範囲

- [請求項1] 電動機の駆動力を、減速機構を介して回転直動変換機構に伝達することによりピストンを推進させて、制動部材を被制動部材に押圧するディスクブレーキであって、
- 前記減速機構は、前記電動機からの回転が伝達される減速ギヤと、該減速ギヤからの回転が伝達される遊星歯車減速機構と、を備え、
- 前記減速ギヤは、大径歯車及び小径歯車を有する段付歯車を含み、
- 前記大径歯車と、前記遊星歯車減速機構からの回転が伝達されるキャリアとは、径方向で重なるように配置されることを特徴とするディスクブレーキ。
- [請求項2] 請求項1に記載のディスクブレーキにおいて、
- 前記大径歯車の外周面と、前記キャリアの外周面とは、対向して近接して配置されることを特徴とするディスクブレーキ。
- [請求項3] 請求項1に記載のディスクブレーキにおいて、
- 前記遊星歯車減速機構は、サンギヤと、該サンギヤに噛み合う複数のプラネタリギヤと、該各プラネタリギヤに噛み合うインターナルギヤと、を備え、
- 前記インターナルギヤには、切欠き部が形成されており、前記大径歯車の一部が前記切欠き部内に入り込んで配置されていることを特徴とするディスクブレーキ。
- [請求項4] 請求項2に記載のディスクブレーキにおいて、
- 前記遊星歯車減速機構は、サンギヤと、該サンギヤに噛み合う複数のプラネタリギヤと、該各プラネタリギヤに噛み合うインターナルギヤと、を備え、
- 前記インターナルギヤには、切欠き部が形成されており、前記大径歯車の一部が前記切欠き部内に入り込んで配置されていることを特徴とするディスクブレーキ。

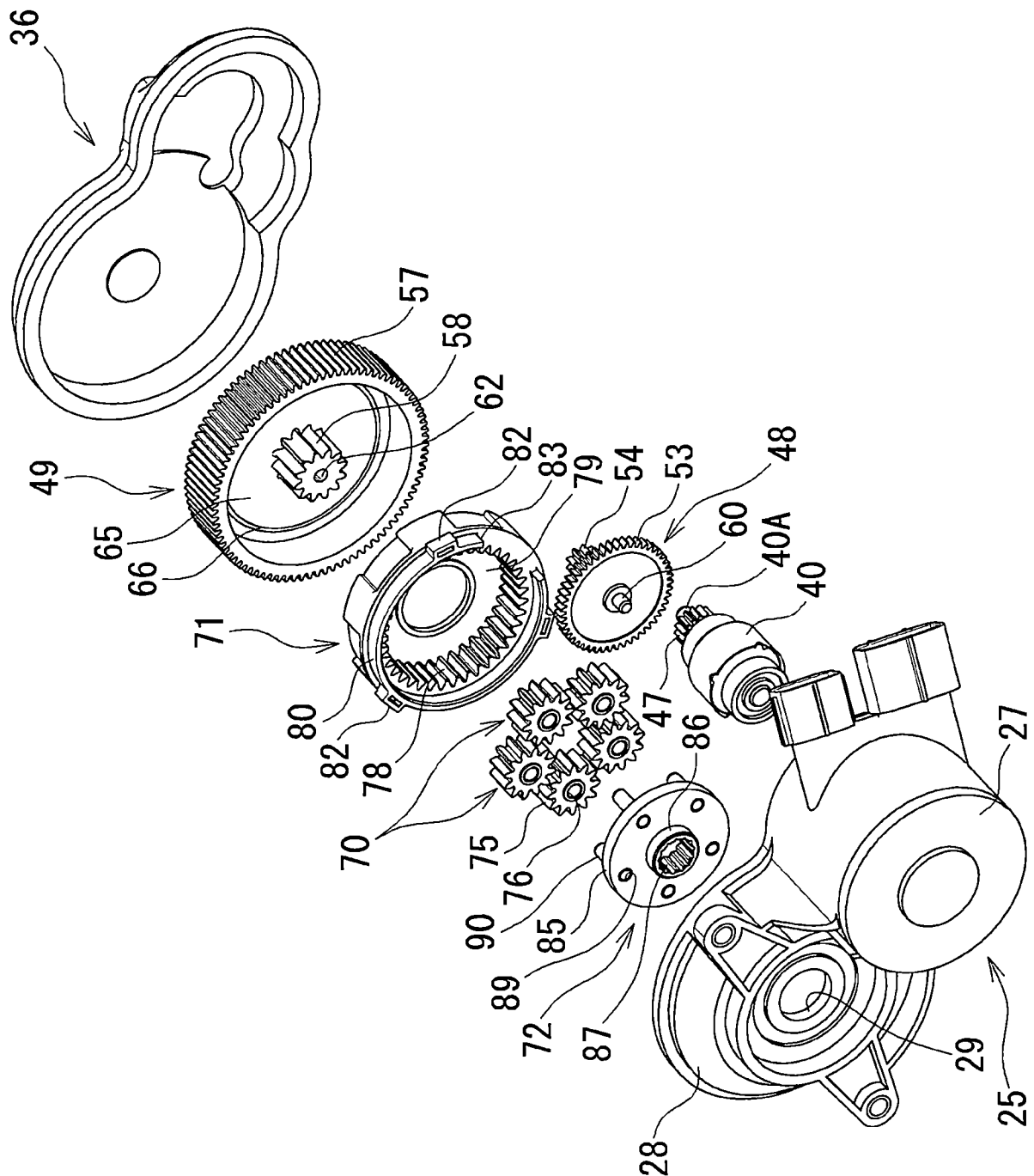
[図1]



[図2]



[図3]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/045201

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F16D65/18(2006.01)i, B60T13/74(2006.01)i, F16H1/06(2006.01)i, F16H1/28(2006.01)i, F16D121/24(2012.01)n, F16D125/48(2012.01)n, F16D125/50(2012.01)n

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)

Int.Cl. F16D65/18, B60T13/74, F16H1/06, F16H1/28, F16D121/24, F16D125/48, F16D125/50

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2019
Registered utility model specifications of Japan	1996-2019
Published registered utility model applications of Japan	1994-2019

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	JP 2011-74946 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 14 April 2011, claims, paragraphs [0008]-[0016], [0025], [0026], fig. 1 (Family: none)	1-4
A	US 2016/0032993 A1 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 04 February 2016, fig. 1 & JP 2016-32993 A	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
19.12.2019

Date of mailing of the international search report
07.01.2020

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

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16D65/18(2006.01)i, B60T13/74(2006.01)i, F16H1/06(2006.01)i, F16H1/28(2006.01)i, F16D121/24(2012.01)n, F16D125/48(2012.01)n, F16D125/50(2012.01)n

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. F16D65/18, B60T13/74, F16H1/06, F16H1/28, F16D121/24, F16D125/48, F16D125/50

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	1971-2019年
日本国実用新案登録公報	1996-2019年
日本国登録実用新案公報	1994-2019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	JP 2011-74946 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2011.04.14, [特許請求の範囲], 段落 [0008] - 段落 [0016], 段落 [0025] - 段落 [0026], [図1] (ファミリーなし)	1-4
A	US 2016/0032993 A1 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 2016.02.04, FIG. 1 & JP 2016-32993 A	1-4

❑ 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

19.12.2019

国際調査報告の発送日

07.01.2020

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)

谷口 耕之助

3W

9340

電話番号 03-3581-1101 内線 3367