(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 4 月 6 日(06.04.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/057342 A1

(51) 国際特許分類:
F16D 25/0638 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2016/078412

(22) 国際出願日: 2016 年 9 月 27 日(27.09.2016)

(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 2015-191458 2015 年 9 月 29 日(29.09.2015) JP

(71) 出願人: アイシン・エィ・ダブリュ株式会社 (AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根１０番地 Aichi (JP).

(72) 発明者: 村上　正典 (MURAKAMI, Masanori); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根１０番地　アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 池田　翔太 (IKEDA, Shota); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根１０番地　アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 仁科　友宏 (NISHINA, Tomohiro); 〒4441154 愛知県安城市桜井町北阿原下４８番地８　株式会社エィ・ダブリュ・エンジニアリング内 Aichi (JP). 田村　翼 (TAMURA, Tsubasa); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根１０番地　アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 近島　一夫 (CHIKASHIMA, Kazuo); 〒1050014 東京都港区芝１丁目４番３号　ＳＡＮＫＩ芝金杉橋ビル６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, JP, KE, KG, 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).

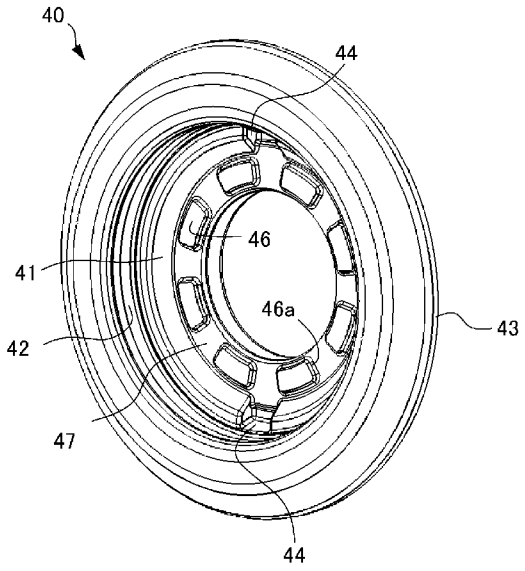
添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

(54) **Title**: CLUTCH DEVICE AND POWER TRANSMISSION DEVICE

(54) 発明の名称 : クラッチ装置及び動力伝達装置

［図5A］



(57) **Abstract**: Protrusions (46) have stirring surfaces for stirring or damming hydraulic oil provided to the side surfaces, an oil chamber sectioning part (22) has a supply hole (22c) communicated with a hydraulic oil chamber (50) from the rotational center side and capable of supplying hydraulic oil from the exterior of the hydraulic oil chamber (50), and during minimal volume of the hydraulic oil chamber (50) when the protrusions (46) are in contact with the oil chamber sectioning part (22), the supply hole (22c) is disposed so as to diametrically face a flow passage formed by being enclosed by the protrusions (46), the oil chamber sectioning part (22), and a piston (40), which are circumferentially adjacent.

(57) 要約: 突出部（４６）は、作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面を側面に備え、油室画成部（２２）は、作動油室（５０）に回転中心側から連通して作動油室（５０）の外部から作動油を供給可能な供給孔（２２ｃ）を有し、供給孔（２２ｃ）は、突出部（４６）が油室画成部（２２）に当接した作動油室（５０）の容積の最小時において、周方向に隣り合って配置される突出部（４６）と油室画成部（２２）とピストン（４０）とにより囲まれて形成された流通路に対して、径方向に対向して配置される。

WO 2017/057342 A1

明　細　書

発明の名称 ： クラッチ装置及び動力伝達装置

技術分野

[0001] 本発明は、例えば車両に搭載される変速装置に適したクラッチ装置及び動力伝達装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、例えば、多段変速機を有する自動変速機において、油圧の給排により複数の変速段を形成するために、多板クラッチや多板ブレーキを備えた摩擦係合装置（以下、総称してクラッチ装置と呼ぶ）が使用されている。クラッチ装置としては、多板の摩擦板を押圧して係合可能なピストンと、ピストンに対して摩擦板側（係合側）に摺動させる油圧を供給可能な作動油室と、ピストンを挟んで作業油室の軸方向反対側に設けられたキャンセル油室とを有したものが知られている（特許文献１参照）。

[0003] このようなクラッチ装置では、作動油が貯留された作動油室内では、外周側において油圧が高圧になる遠心油圧が発生する。遠心油圧が発生すると、ピストンに付与される油圧の実効圧が回転速度に依存するようになってしまい、制御性が低下してしまう虞がある。このため、遠心油圧の発生を抑制するために、キャンセル油室においても遠心油圧を発生させ、ピストンを挟んで作動油室とキャンセル油室とで各遠心油圧が対向して打ち消し合うようにしている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開２０１５－６８４４３号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] しかしながら、上述したクラッチ装置では、作動油室内での作動油の流速まで考慮したものではなかった。このため、以下のような課題を生ずる虞が

あった。

[0006] 作動油室内の作動油は、外径側と内径側とのそれぞれにおいて、その径に応じた周速（回転速度）で流通しており、内径側ほど周速が低速になっている。まず、ピストンを係合側に摺動させる際に作動油室に作動油を供給する係合過渡期においては、供給する作動油の量の分（作動油室の広がり分）だけ、作動油室内で周速の低い内径側から周速の高い外径側に向けて作動油が送られていく。この時に作動油を作動油室の周速まで十分に加速できないと、作動油の周速はピストンや作動油室の周速に対して遅くなってしまう。作動油により発生する遠心油圧の想定値は、作動油の周速が作動油室の周速と同程度であるものとして設定されているため、作動油の周速が作動油室の周速に対して遅くなってしまうと、作動油により実際に発生する遠心油圧が想定値よりも小さくなってしまう虞がある。

[0007] また、キャンセル油室内の作動油は、上述と同様に、その径に応じた周速で流通しており、内径側ほど周速が低速になっている。キャンセル油室では係合過渡期であっても作動油室のようには作動油が供給されないことから遠心油圧はほぼ想定値になるのに対し、作動油室では上述のように遠心油圧は想定値より小さくなってしまう。これにより、係合過渡期のピストンは、キャンセル油室の遠心油圧が作動油室の遠心油圧より大きくなるオーバーキャンセル状態になってしまう虞がある。

[0008] 上述したオーバーキャンセル状態の場合、クラッチ装置の係脱の応答性の悪化を招いてしまい、制御性が低下するという課題があった。

[0009] そこで、係脱の過渡期であっても作動油と作動油室との周速差を小さくすることで応答性を向上し、制御性を良好にするクラッチ装置及び動力伝達装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0010] 本開示に係るクラッチ装置は、ピストンと、前記ピストンと一体回転し、前記ピストンを軸方向に移動自在に支持すると共に、前記ピストンとの間で容積が可変である作動油室を形成する油室画成部と、前記軸方向において前

記ピストンを挟んで前記油室画成部と対向して配置されると共に、前記ピストンとの間で容積が可変であるキャンセル油室を形成するキャンセルプレート部と、を有する油圧サーボと、前記作動油室に供給された作動油に基づき前記ピストンの前記軸方向の移動によって押圧係合される複数の摩擦板と、前記油室画成部及び前記ピストンの各対向部のうちの少なくとも一方の対向部に形成され、他方の対向部に向けて前記軸方向に突出する突出部と、を備えるクラッチ装置において、前記突出部は、前記作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面を側面に備え、前記油室画成部は、前記作動油室に回転中心側から連通して前記作動油室の外部から作動油を供給可能な供給孔を有し、前記供給孔は、前記突出部が前記他方の対向部に当接した前記作動油室の容積の最小時において、周方向に隣り合って配置される前記突出部と前記各対向部とにより囲まれて形成された流通路に対して、径方向に対向して配置される。

[0011] また、本開示に係るクラッチ装置は、ピストンと、前記ピストンと一体回転し、前記ピストンを軸方向に移動自在に支持すると共に、前記ピストンとの間で容積が可変である作動油室を形成する油室画成部と、前記軸方向において前記ピストンを挟んで前記油室画成部と対向して配置されると共に、前記ピストンとの間で容積が可変であるキャンセル油室を形成するキャンセルプレート部と、を有する油圧サーボと、前記作動油室に供給された作動油に基づき前記ピストンの前記軸方向の移動によって押圧係合される複数の摩擦板と、前記油室画成部及び前記ピストンの各対向部のうちの少なくとも一方の対向部に形成され、他方の対向部に向けて前記軸方向に突出する突出部と、を備えるクラッチ装置において、前記突出部は、前記作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面を側面に備え、前記攪拌面は、周方向に対して交差する方向に沿って延伸された、平面もしくは凹面を備える。

発明の効果

[0012] 本クラッチ装置によると、作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面が設けられているので、ピストン及び油室画成部の回転時に、作動油室内の作動

油が攪拌面によって攪拌あるいは堰き止められて、作動油の周速がピストン及び油室画成部の周速と同等になる。これにより、クラッチ装置の係脱の過渡期であっても作動油と作動油室との周速差を小さくすることでキャンセル性能を安定化し応答性を向上し、制御性を良好にすることができる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]実施の形態の自動変速機を示す概略のスケルトン図。

[図2]実施の形態の自動変速機の各係合要素の係合表。

[図3]実施の自動変速機の速度線図。

[図4]実施の形態の自動変速機の第２クラッチの周囲を示す概略の断面図。

[図5A]実施の形態の第２クラッチのピストンを示す斜視図。

[図5B]実施の形態の第２クラッチのピストンを示す正面図。

[図6A]他の実施の形態の第２クラッチのピストンの斜視図。

[図6B]更に他の実施の形態の第２クラッチのピストンの突出部の正面図。

[図7A]比較例のピストンの斜視図。

[図7B]動的圧損の比較結果を示す図。

発明を実施するための形態

[0014] 以下、本実施の形態を、図１乃至図７Ｂに沿って説明する。尚、本実施の形態では、クラッチ装置を車両の動力伝達装置１に適用した場合について説明し、更に動力伝達装置１としては自動変速機１０を有するものとしている。但し、動力伝達装置１としては、これには限られず、例えば、複数の駆動源を利用するハイブリッド車両に搭載するのに好適な車両用駆動装置に適用してもよい。また、クラッチ装置の用途は、これには限られず、回転力を伝達可能な動力伝達経路を接断するクラッチ装置として広く適用することができる。

[0015] まず、本実施の形態に係る動力伝達装置１の概略構成について、図１乃至図３に沿って説明する。本実施の形態の動力伝達装置１は、後輪駆動車両の前部に縦置きに搭載される駆動源としての図示しない内燃エンジンのクランクシャフトに接続されると共に、内燃エンジンからの動力を図示しない左右

の後輪に伝達可能としている。動力伝達装置１は、発進装置３と、オイルポンプ９と、内燃エンジンから入力軸（入力部材）１１に伝達された動力を変速して出力軸（出力部材）６１に伝達する自動変速機（変速機構）１０と、これらを収容するトランスミッションケース５とを備えている。本実施の形態に係る自動変速機１０は、例えば、不図示の内燃エンジンと不図示の車輪との間に介在され、複数のクラッチやブレーキの係脱により複数の変速段を切り換えて形成可能な多段式の変速機構を有するものとしている。また、本実施の形態では、自動変速機１０は、フロントエンジン・リアドライブタイプとし、図１及び図４中の左側を内燃エンジンが配置される前側とし、右側を出力軸が配置される後側としている。

[0016] 発進装置３は、トルクコンバータ７０と、内燃エンジンのクランクシャフトに連結されたフロントカバーと自動変速機１０の入力軸１１とを接続及び切断可能なロックアップクラッチ７１と、フロントカバーと自動変速機１０の入力軸１１との間で振動を減衰するダンパ機構７２とを備えている。トルクコンバータ７０は、フロントカバーに連結される入力側のポンプインペラ７３と、自動変速機１０の入力軸１１に連結される出力側のタービンランナ７４と、ポンプインペラ７３及びタービンランナ７４の内側に配置されてタービンランナ７４からポンプインペラ７３への作動油の流れを整流するステータ７５と、図示しないステータシャフトにより支持されると共にステータ７５の回転方向を一方向に制限するワンウェイクラッチ７６とを備えている。尚、トルクコンバータ７０は、ステータ７５を有さない流体継手であってもよい。

[0017] オイルポンプ９は、ポンプボディとポンプカバーとを含むポンプアッセンブリ、チェーンまたはギヤ列を介してトルクコンバータ７０のポンプインペラ７３に連結された外歯ギヤ、当該外歯ギヤに噛合する内歯ギヤ等を有するギヤポンプとして構成されている。オイルポンプ９は、エンジンからの動力により駆動され、図示しないオイルパンに貯留されている作動油（ＡＴＦ）を吸引して油圧制御装置へと圧送する。

[0018] 自動変速機１０は、１０段変速式の変速機として構成されており、入力軸１１と、図示しないデファレンシャルギヤ及びドライブシャフトを介して左右の後輪に連結される出力軸６１と、入力軸１１及び出力軸６１の軸方向に並べて配設されるシングルピニオン式の第１遊星歯車６２及び第２遊星歯車６３と、ダブルピニオン式遊星歯車とシングルピニオン式遊星歯車とを組み合わせて構成される複合遊星歯車機構としてのラビニヨ式遊星歯車機構６４とからなる変速ギヤ機構を備えている。また、自動変速機１０は、入力軸１１から出力軸６１までの動力伝達経路を変更するための６個の摩擦係合要素として、第１クラッチＣ１と、第２クラッチＣ２と、第３クラッチＣ３と、第４クラッチＣ４と、第１ブレーキＢ１と、第２ブレーキＢ２とを備えている。

[0019] 本実施の形態では、第１及び第２遊星歯車６２，６３、並びにラビニヨ式遊星歯車機構６４は、発進装置３即ち内燃エンジン側（図１における左側）から、ラビニヨ式遊星歯車機構６４、第２遊星歯車６３、第１遊星歯車６２という順番で並ぶようにトランスミッションケース５内に配置されている。これにより、ラビニヨ式遊星歯車機構６４は、発進装置３に近接するように車両の前部側に配置され、第１遊星歯車６２は、出力軸６１に近接するように車両の後部側に配置され、第２遊星歯車６３は、ラビニヨ式遊星歯車機構６４と第１遊星歯車６２との間に配置されている。

[0020] 第１遊星歯車６２は、外歯歯車である第１サンギヤ６２ｓと、第１サンギヤ６２ｓと同心円上に配置される内歯歯車である第１リングギヤ６２ｒと、それぞれ第１サンギヤ６２ｓ及び第１リングギヤ６２ｒに噛合する複数の第１ピニオンギヤ６２ｐと、複数の第１ピニオンギヤ６２ｐを自転（回転）自在に保持する第１キャリヤ６２ｃとを備えている。本実施の形態では、第１遊星歯車６２のギヤ比λ１（第１サンギヤ６２ｓの歯数／第１リングギヤ６２ｒの歯数）は、例えば、λ１＝０．２７７と定められている。

[0021] 第１遊星歯車６２の第１キャリヤ６２ｃは、入力軸１１に常時連結（固定）されている。これにより、内燃エンジンから入力軸１１に動力が伝達され

ている際、第１キャリヤ６２ｃには、内燃エンジンからの動力が入力軸１１を介して常時伝達されることになる。第１キャリヤ６２ｃは、第１遊星歯車６２の入力要素として機能し、また第１リングギヤ６２ｒは、第４クラッチＣ４の係合時に当該第１遊星歯車６２の出力要素として機能する。

[0022] 第２遊星歯車６３は、外歯歯車である第２サンギヤ６３ｓと、第２サンギヤ６３ｓと同心円上に配置される内歯歯車である第２リングギヤ６３ｒと、それぞれ第２サンギヤ６３ｓ及び第２リングギヤ６３ｒに噛合する複数の第２ピニオンギヤ６３ｐと、複数の第２ピニオンギヤ６３ｐを自転（回転）自在に保持する第２キャリヤ６３ｃとを備えている。本実施の形態では、第２遊星歯車６３のギヤ比λ２（第２サンギヤ６３ｓの歯数／第２リングギヤ６３ｒの歯数）は、例えば、λ２＝０．２４４と定められている。

[0023] 第２遊星歯車６３の第２サンギヤ６３ｓは、第１遊星歯車６２の第１サンギヤ６２ｓと一体化（常時連結）されており、当該第１サンギヤ６２ｓと常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。但し、第１サンギヤ６２ｓと第２サンギヤ６３ｓとは、別体に構成されると共に図示しない連結部材を介して常時連結されてもよい。また、第２遊星歯車６３の第２キャリヤ６３ｃは、出力軸６１に常時連結されており、当該出力軸６１と常時一体（かつ同軸）に回転または停止するようになっている。これにより、第２キャリヤ６３ｃは、第２遊星歯車６３の出力要素として機能する。更に、第２遊星歯車６３の第２リングギヤ６３ｒは、第２ブレーキＢ２により固定可能で当該第２遊星歯車６３の固定可能要素として機能する。

[0024] ラビニヨ式遊星歯車機構６４は、ダブルピニオン式遊星歯車である第３遊星歯車６５と、シングルピニオン式遊星歯車である第４遊星歯車６６とを組み合わせて構成される複合遊星歯車機構である。尚、各遊星歯車は、内燃エンジン側から、第４遊星歯車６６、第３遊星歯車６５、第２遊星歯車６３、第１遊星歯車６２という順番で並ぶようにトランスミッションケース５内に配置されている。

[0025] ラビニヨ式遊星歯車機構６４は、外歯歯車である第３サンギヤ６５ｓ及び

第４サンギヤ６６ｓと、第３及び第４サンギヤ６５ｓ，６６ｓと同心円上に配置される内歯歯車である第３リングギヤ６５ｒと、第３サンギヤ６５ｓに噛合する複数の第３ピニオンギヤ（ショートピニオンギヤ）６５ｐと、第４サンギヤ６６ｓ及び複数の第３ピニオンギヤ６５ｐに噛合すると共に第３リングギヤ６５ｒに噛合する複数の第４ピニオンギヤ（ロングピニオンギヤ）６６ｐと、複数の第３ピニオンギヤ６５ｐ及び複数の第４ピニオンギヤ６６ｐを自転自在（回転自在）に保持する第３キャリヤ６５ｃとを備えている。

[0026] 第３遊星歯車６５は、第３サンギヤ６５ｓと、第３キャリヤ６５ｃと、第３ピニオンギヤ６５ｐと、第４ピニオンギヤ６６ｐと、第３リングギヤ６５ｒとにより構成されている。第４遊星歯車６６は、第４サンギヤ６６ｓと、第３キャリヤ６５ｃと、第４ピニオンギヤ６６ｐと、第３リングギヤ６５ｒとにより構成されている。本実施の形態では、ラビニヨ式遊星歯車機構６４は、第３遊星歯車６５のギヤ比λ３（第３サンギヤ６５ｓの歯数／第３リングギヤ６５ｒの歯数）が、例えば、λ３＝０．４８８となり、かつ第４遊星歯車６６のギヤ比λ４（第４サンギヤ６６ｓの歯数／第３リングギヤ６５ｒの歯数）が、例えば、λ４＝０．５８１となるように構成されている。

[0027] また、ラビニヨ式遊星歯車機構６４を構成する回転要素のうち、第４サンギヤ６６ｓは、第１ブレーキＢ１により固定可能でラビニヨ式遊星歯車機構６４の固定可能要素として機能する。更に、第３キャリヤ６５ｃは、入力軸１１に常時連結（固定）されると共に、第１遊星歯車６２の第１キャリヤ６２ｃに常時連結される。これにより、内燃エンジンから入力軸１１に動力が伝達されている際、第３キャリヤ６５ｃには、内燃エンジンからの動力が入力軸１１を介して常時伝達される。従って、第３キャリヤ６５ｃは、ラビニヨ式遊星歯車機構６４の入力要素として機能する。また、第３リングギヤ６５ｒは、第１クラッチＣ２及び中間軸６７を介して第２遊星歯車６３のサンギヤ６３ｓ及び第１遊星歯車６２のサンギヤ６２ｓに連結可能であると共に、第３クラッチＣ３を介して第２遊星歯車６３のリングギヤ６３ｒに連結可能であり、当該ラビニヨ式遊星歯車機構６４の第１出力要素として機能する

。第３サンギヤ６５ｓは、第２クラッチＣ２及び中間軸６７を介して第２遊星歯車６３のサンギヤ６３ｓ及び第１遊星歯車６２のサンギヤ６２ｓに連結可能であり、当該ラビニヨ式遊星歯車機構６４の第２出力要素として機能する。

[0028] 第１クラッチＣ１は、常時連結された第１遊星歯車６２の第１サンギヤ６２ｓ及び第２遊星歯車６３の第２サンギヤ６３ｓとラビニヨ式遊星歯車機構６４の第３リングギヤ６５ｒとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものである。第２クラッチＣ２は、常時連結された第１遊星歯車６２の第１サンギヤ６２ｓ及び第２遊星歯車６３の第２サンギヤ６３ｓとラビニヨ式遊星歯車機構６４の第３サンギヤ６５ｓとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものである。第３クラッチＣ３は、第２遊星歯車６３の第２リングギヤ６３ｒとラビニヨ式遊星歯車機構６４の第３リングギヤ６５ｒとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものである。第４クラッチＣ４は、第１遊星歯車６２の第１リングギヤ６２ｒと出力軸６１とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものである。

[0029] 第１ブレーキＢ１は、ラビニヨ式遊星歯車機構６４の第４サンギヤ６６ｓをトランスミッションケース５に対して回転不能に固定（接続）すると共に、当該第４サンギヤ６６ｓをトランスミッションケース５に対して回転自在に解放するものである。第２ブレーキＢ２は、第２遊星歯車６３の第２リングギヤ６３ｒをトランスミッションケース５に対して回転不能に固定（接続）すると共に、当該第２リングギヤ６３ｒをトランスミッションケース５に対して回転自在に解放するものである。

[0030] 本実施の形態では、第１クラッチＣ１～第４クラッチＣ４として、ピストン、複数の摩擦係合プレート（例えば、環状部材の両面に摩擦材を貼着することにより構成された摩擦プレート及び両面が平滑に形成された環状部材であるセパレータプレート）、それぞれ作動油が供給される係合油室及び遠心油圧キャンセル油室等により構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧クラッチが採用されている。また、第１ブレーキＢ１及び第２ブレーキＢ２

としては、ピストン、複数の摩擦係合プレート（摩擦プレート及びセパレータプレート）、作動油が供給される係合油室等により構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧ブレーキが採用されている。

[0031] 図２は、自動変速機１０の各変速段と第１クラッチＣ１～第４クラッチＣ４、第１ブレーキＢ１及び第２ブレーキＢ２の作動状態との関係を示す係合表である。また、図３は、自動変速機１０における入力軸１１の回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である（ただし、入力軸１１、即ち第１キャリヤ６２ｃ及び第３キャリヤ６５ｃの回転速度を値１とする）。以上のように構成された自動変速機１０では、図１のスケルトン図に示す各第１クラッチＣ１～第４クラッチＣ４、第１ブレーキＢ１及び第２ブレーキＢ２が、図２の係合表に示す組み合わせで係脱されることにより、図３の速度線図のような回転数比で、前進１速段（１ｓｔ）～前進１０速段（１０ｔｈ）、及び後進１速段（Ｒｅｖ）が達成される。

[0032] 図４に示すように、自動変速機１０は、入力軸１１と、第１クラッチＣ１と、第２クラッチ（クラッチ装置）Ｃ２と、ラビニヨ式遊星歯車機構６４と、を有している。ラビニヨ式遊星歯車機構６４と、第２クラッチＣ２と、第１クラッチＣ１とは、前側から後側に向けて、軸方向に隣接して配置されている。

[0033] 第２クラッチＣ２は、油圧サーボ２０と、複数の摩擦板としての内摩擦板３０及び外摩擦板３１とを備えている。油圧サーボ２０は、ピストン４０と、油室画成部２２と、キャンセルプレート部２３と、リターンスプリング２７とを有している。また、第２クラッチＣ２は、内摩擦板３０を支持するクラッチドラム２４と、外摩擦板３１を支持するドラム部材２５とを有している。尚、油圧サーボ２０は、クラッチドラム２４及びドラム部材２５の間に設けられている。

[0034] クラッチドラム２４は、略円環形状の環状壁部２４ａと、環状壁部２４ａの外周部から後方に延びた円筒形状のハブ部２４ｂとを有している。環状壁部２４ａの内周部は、後述する油室画成部２２のスリーブ部２２ａの外周部

によりスプラインを介して支持されている。また、環状壁部２４ａの前部は、ラビニヨ式遊星歯車機構６４の一方のサンギヤ６５ｓにスプライン結合されている。ハブ部２４ｂの外周部には、複数の内摩擦板３０がスプラインを介して設けられている。

[0035] ドラム部材２５は、略円環形状の円環部２５ａと、円環部２５ａの外周部から前方に延びた円筒形状のドラム部２５ｂとを有している。円環部２５ａの内周部は、連結部材２６に溶接され、ドラム部材２５は連結部材２６により入力軸１１に対して回転自在に支持されている。ドラム部２５ｂの内周部には、複数の外摩擦板３１がスプラインを介して設けられている。尚、ドラム部２５ｂは円環部２５ａよりも後方に向かって延びた形状であり、その外周部には第１クラッチＣ１が配置されている。即ち、ドラム部材２５は、第１クラッチＣ１のクラッチハブ及び第２クラッチＣ２のクラッチドラムとして機能する。

[0036] 油室画成部（他方の対向部）２２は、入力軸１１により回転可能に支持されるスリーブ部２２ａと、スリーブ部２２ａの後端部から外周側に延びた形状のフランジ部２２ｂとを有している。油室画成部２２は、ピストン４０を軸方向に移動自在に支持すると共に、ピストン４０との間で容積が可変である作動油室５０を形成する。スリーブ部２２ａのフランジ部２２ｂの近傍には、供給孔２２ｃが形成されている。供給孔２２ｃは、例えば周方向に等間隔で８個形成されている。尚、入力軸１１には、入力軸１１の内部から作動油を外部に供給するための連通孔１１ａが形成されており、スリーブ部２２ａの供給孔２２ｃは回転に伴って連通孔１１ａに対向可能な位置に配置されている。即ち、油室画成部２２は、作動油室５０に回転中心側から連通して作動油室５０の外部から作動油を供給可能である。

[0037] ピストン４０は、略円環形状の受圧部（一方の対向部）４１と、受圧部４１の外周部から後方に延びた形状の円筒部４２と、円筒部４２の後端部から外周側の前方に突出した形状の押圧部４３とを有している。受圧部４１の内周部は、油室画成部２２のスリーブ部２２ａの外周部により摺動可能に支持

されている。円筒部４２の内周部は、油室画成部２２のフランジ部２２ｂの外周部により摺動可能に支持されている。尚、受圧部４１の前側面には、リターンスプリング２７を収容するばね孔４５が形成されている。

[0038] ピストン４０の押圧部４３は、内摩擦板３０及び外摩擦板３１を軸方向に押圧することにより係合する。即ち、内摩擦板３０及び外摩擦板３１は、作動油室５０に供給された作動油に基づきピストン４０の軸方向の移動によって押圧係合される。

[0039] 油室画成部２２のフランジ部２２ｂの前側面の外周部近傍には、前側に突出した形状の凸部２２ｄが形成されている。また、ピストン４０の受圧部４１の後側面の外周部近傍には、前側に凹んだ凹部４４が形成されている。凸部２２ｄと凹部４４とは係合し、これによりピストン４０及び油室画成部２２の間の相対回転を防止する回転止め部を構成している。本実施の形態では、凸部２２ｄ及び凹部４４は、周方向に等間隔で２箇所、即ち１８０度の位相で配置されている（図５Ａ参照）。但し、凸部２２ｄ及び凹部４４の配置はこれには限られず、３箇所以上に配置してもよい。

[0040] 作動油室５０は、油室画成部２２のスリーブ部２２ａ及びフランジ部２２ｂと、ピストン４０の受圧部４１及び円筒部４２とにより画成される空間とされている。作動油室５０に対して、油圧が入力軸１１の連通孔１１ａから油室画成部２２の供給孔２２ｃを介して供給されることにより、ピストン４０が前側に摺動して、内摩擦板３０及び外摩擦板３１を押圧係合する。

[0041] キャンセルプレート部２３は、クラッチドラム２４のハブ部２４ｂの内周側に支持されており、略円環形状の円環部２３ａと、円環部２３ａの外周部から後方に延びた形状の円筒部２３ｂとを有している。円筒部２３ｂの外周部は、クラッチドラム２４のハブ部２４ｂの内周部により支持されている。キャンセルプレート部２３は、軸方向においてピストン４０の受圧部４１を挟んで油室画成部２２のフランジ部２２ｂと対向して配置されると共に、ピストン４０の受圧部４１との間で容積が可変であるキャンセル油室５１を形成する。

[0042] リターンスプリング２７は、複数の圧縮コイルばねから成り、後端部をピストン４０の受圧部４１のばね孔４５に支持され、前端部をキャンセルプレート部２３の円環部２３ａに支持されて、ばね孔４５と円環部２３ａとの間で保持されている。リターンスプリング２７は、ピストン４０及びキャンセルプレート部２３を互いに離す方向に付勢している。これにより、作動油室５０への油圧の供給が十分に低下することにより、リターンスプリング２７の付勢力によってピストン４０が後方に摺動し、内摩擦板３０及び外摩擦板３１の係合が解放される。

[0043] 次に、ピストン４０の構成について、図５Ａ及び図５Ｂに沿って詳細に説明する。受圧部４１の後側面には、油室画成部２２のフランジ部２２ｂに向けて軸方向に突出する突出部４６が形成されている。即ち、突出部４６は、ピストン４０に一体的に形成されている。本実施の形態では、各突出部４６は、いずれも油室画成部２２のフランジ部２２ｂに当接可能である。また、本実施の形態では、突出部４６は、周方向に等間隔で８箇所に配置されている。但し、８箇所であることには限られず、少なくとも３箇所以上に配置されていればよい。また、各突出部４６はいずれも油室画成部２２のフランジ部２２ｂに当接可能であることには限られず、一部の突出部４６は他部の突出部４６よりも突出量が少なくてフランジ部２２ｂに当接しないようにしてもよい。尚、突出部４６の高さは、大きい方が作動油に対する作用が大きくなるが、設計に応じて適宜設定することができる。

[0044] 各突出部４６は、作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面４６ａを側面に有している。具体的には、攪拌面４６ａは、周方向に対して交差する方向に沿って延伸した形状に形成されている。ここでは、攪拌面４６ａは、回転中心からの放射線上に配置され、平面を有している。これにより、攪拌面４６ａは周方向に対して直交するので、ピストン４０及び油室画成部２２の回転時に、作動油室５０内の作動油が攪拌面４６ａによって攪拌あるいは堰き止められる効率が高くなり、作動油の回転速度（周速）がピストン４０及び油室画成部２２の回転速度に近くなる。

[0045] 本実施の形態では、各突出部４６は、周方向の両側のそれぞれに攪拌面４６ａを有している。ただし、周方向の両側に攪拌面４６ａを設けることには限られず、片側だけに設けてもよい。また、平面状の攪拌面４６ａの配置としては、回転中心からの放射線上の配置には限られず、放射線に平行な配置、あるいは周方向に対して直交又は他の角度で交差する方向での配置であってもよい。

[0046] 周方向に隣り合って配置される突出部４６と、受圧部４１と、フランジ部２２ｂとにより囲まれた空間は、流通路４７を構成している。また、図５Ｂに示すように、油室画成部２２の供給孔２２ｃは、作動油室５０の容積の最小時において、流通路４７に対して、径方向に対向して配置されている。尚、作動油室５０の容積の最小時とは、突出部４６が他方の対向部、ここでは油室画成部２２に当接している時である。これにより、作動油室５０の容積の最小時において、油圧が入力軸１１の連通孔１１ａから供給孔２２ｃを介して作動油室５０に対して供給される際に、油圧は供給孔２２ｃから対向する流通路４７に供給されるので、突出部４６が油圧の流路を塞ぐことなく、油圧の流通性能を確保して圧力損失を高めることがない。

[0047] 本実施の形態では、流通路４７の断面積は、供給孔２２ｃの断面積と同等にしている。ここで、流通路４７の断面積は、例えば、径方向から視た突出部４６の軸方向高さと、隣り合う突出部４６の径方向の間隔と、の積に基づいて求められる。これにより、油圧の流通性能を確保しながら、流通面積が不要な部分ではピストン４０とスリーブ部２２ａとの隙間を詰めて、作動油が周方向に抵抗を受けやすくすることができる。尚、ここでは、流通路４７の断面積を供給孔２２ｃの断面積と同等にしているが、これには限られず、例えば流通路４７の断面積を供給孔２２ｃの断面積より大きくするようにしてもよい。この場合、油圧の流通性能を高めることにより、供給孔２２ｃから作動油室５０に供給される油圧の圧力損失の上昇を抑えることができる。

[0048] 図５Ｂに示すように、流通路４７は、供給孔２２ｃと同数設けられている。これにより、全ての供給孔２２ｃから作動油室５０に油圧を供給可能にな

り、圧力損失の上昇を抑えることができる。特に、各突出部４６は２つの攪拌面４６ａを有しているので、攪拌面４６ａは供給孔２２ｃより多く設けられている。これにより、作動油室５０の内部の作動油に対して攪拌あるいは堰き止められる作動油の流量が大きくなるので、作動油と作動油室５０との回転速度差を小さくすることができる。

[0049] 更に、突出部４６の周方向の長さは、流通路４７の周方向の長さよりも長くしている。即ち、軸方向を中心とする周方向において、突出部４６の周方向の長さは、周方向に隣り合う突出部４６同士の間隔よりも長い。また、攪拌面４６ａの径方向の長さは、突出部４６の周方向の長さよりも短く設定している。これにより、突出部４６と油室画成部２２のフランジ部２２ｂとの当接面積を広くして、作動油室５０内での作動油の攪拌あるいは堰き止めをより効果的にして、作動油の回転速度をピストン４０及び油室画成部２２の回転速度により近くすることができる。

[0050] 次に、上述した第２クラッチＣ２の動作について説明する。内燃エンジンが駆動中で第２クラッチＣ２が回転しており、ピストン４０が軸方向に停止している場合は、作動油室５０及びキャンセル油室５１のそれぞれの外周側において油圧が高圧になる遠心油圧が発生する。この場合、ピストン４０を挟んで作動油室５０とキャンセル油室５１とで、各遠心油圧が対向して打ち消し合う。

[0051] そして、例えば、第２クラッチＣ２を解放状態から係合状態に変化する際は、油圧が入力軸１１の連通孔１１ａから供給孔２２ｃを介して流通路４７から作動油室５０に対して供給される。この時、油圧は供給孔２２ｃから対向する流通路４７に供給されるので、突出部４６が油圧の流路を塞ぐことなく圧力損失を高めることがない。

[0052] ここで、作動油室５０では、外部から作動油が供給されることにより、ピストン４０及び油室画成部２２の回転速度より作動油の回転速度が低くなるが、攪拌面４６ａが作動油を攪拌することで作動油の回転速度をピストン４０及び油室画成部２２の回転速度に十分に近付けることができる。このため

、第２クラッチＣ２の係合過渡期であっても、作動油と作動油室５０との回転速度差を小さくすることでキャンセル油室５１と同等の遠心油圧を発生し、係合動作の応答性を向上し、制御性を良好にすることができる。

[0053] また、例えば、第２クラッチＣ２を係合状態から解放状態に変化する際は、入力軸１１からの油圧の供給が停止され、ピストン４０はリターンスプリング２７によって後方に摺動される。この時、作動油室５０では、ピストン４０及び油室画成部２２の回転速度より作動油の回転速度が高くなるが、攪拌面４６ａが作動油を堰き止めるように当接することで作動油の回転速度をピストン４０及び油室画成部２２の回転速度に十分に近付けることができる。このため、第２クラッチＣ２の解放過渡期であっても、作動油と作動油室５０との回転速度差を小さくすることでキャンセル油室５１と同等の遠心油圧を発生し、係合動作の応答性を向上し、制御性を良好にすることができる。

[0054] 以上説明したように、本実施の形態の第２クラッチＣ２によると、周方向に対して交差する方向に沿った攪拌面４６ａが設けられているので、ピストン４０及び油室画成部２２の回転時に、作動油室５０内の作動油が攪拌面４６ａによって攪拌あるいは堰き止められて、作動油の回転速度がピストン４０及び油室画成部２２の回転速度に近くなる。これにより、第２クラッチＣ２の係脱の過渡期であっても作動油と作動油室５０との回転速度差を小さくすることでキャンセル性能を安定化し、応答性を向上し、制御性を良好にすることができる。

[0055] また、本実施の形態の第２クラッチＣ２によれば、油室画成部２２の供給孔２２ｃは、作動油室５０の容積の最小時において、流通路４７に対して、径方向に対向して配置されている。これにより、作動油室５０の容積の最小時において、油圧が入力軸１１の連通孔１１ａから供給孔２２ｃを介して作動油室５０に対して供給される際に、油圧は供給孔２２ｃから対向する流通路４７に供給されるので、突出部４６が油圧の流路を塞ぐことなく、油圧の流通性能を確保することができる。このため、第２クラッチＣ２の応答性を

向上できると共に、圧力損失を抑制できる。

[0056] また、本実施の形態の動力伝達装置１によれば、入力軸１１は、油室画成部２２の供給孔２２ｃに作動油を供給する連通孔１１ａを有し、第２クラッチＣ２は、油室画成部２２及びピストン４０が入力軸１１よりも高速回転する状態で、作動油の供給を開始して係合させる。このため、連通孔１１ａが設けられた入力軸１１に対し、高速回転する部材に突出部４６を設けたことで、回転が遅い連通孔１１ａから流通路４７に供給された作動油を攪拌面４６ａで攪拌することができる。

[0057] また、本実施の形態の動力伝達装置１によれば、第２クラッチＣ２の油室画成部２２及びピストン４０は、所定の前進変速段の形成時に回転する回転要素の中で、最高の回転速度となる回転要素に形成される。即ち、図３に示すように、第２クラッチＣ２の油室画成部２２及びピストン４０は、例えば、前進４速段以外の前進変速段において、回転する回転要素の中で最高の回転速度となる回転要素に形成される。このため、本実施の形態のクラッチ装置を、連通孔１１ａが設けられた入力軸１１との相対回転差が大きい第２クラッチＣ２に適用したことにより、回転速度が低速の連通孔１１ａから最も回転速度が高速の流通路４７に供給された作動油を攪拌面４６ａで攪拌することができる。

[0058] 尚、上述した本実施の形態の第２クラッチＣ２では、攪拌面４６ａの径方向の長さは、突出部４６の周方向の長さよりも短い場合について説明したが、これには限られない。例えば、図６Ａに示すように、攪拌面１４６ａの径方向の長さを周方向における突出部１４６の長さよりも長くしてもよい。この場合、突出部１４６と油室画成部２２のフランジ部２２ｂとの当接面積が小さくなるので、突出部１４６とフランジ部２２ｂとの張り付きを抑制することができる。

[0059] また、上述した本実施の形態の第２クラッチＣ２では、攪拌面４６ａは平面を有する形状としたが、これには限られない。例えば、図６Ｂに示すように、突出部２４６の攪拌面２４６ａが凹面を有する形状としたり、あるいは

、波形面や段階面等を有する形状としてもよい。いずれの場合も、ピストン４０及び油室画成部２２の回転時に、攪拌面２４６ａが作動油室５０内の作動油を、より効果的に攪拌あるいは堰き止めることができる。

[0060] また、上述した本実施の形態の第２クラッチＣ２では、突出部４６をピストン４０のみに設けた場合について説明したが、これには限られない。例えば、突出部をピストン４０に設けずに油室画成部２２のみに設けたり、あるいは突出部をピストン４０及び油室画成部２２の両方に設けるようにしてもよい。突出部をピストン４０に設けずに油室画成部２２に設けた場合は、作動油室５０の容積の最小時とは、突出部４６が他方の対向部、即ちピストン４０に当接している時となる。また、突出部をピストン４０及び油室画成部２２の両方に設ける場合は、ピストン４０の突出部と油室画成部２２の突出部とを互いに噛み合うようにしてもよい。これにより、設計の自由度を高めることができる。

[0061] また、上述した本実施の形態の第２クラッチＣ２では、突出部４６を作動油室５０の内部のみに突出させて設けた場合について説明したが、これには限られない。例えば、突出部を作動油室５０の内部に突出して設けると共に、キャンセル油室５１にも突出させて設けるようにしてもよい。即ち、上述した作動油室５０に突出する突出部４６の他に、キャンセルプレート部２３及びピストン４０の各対向部のうちの少なくとも一方の対向部に、他方の対向部に向けて軸方向に突出するように突出部を設けると共に、この突出部に作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面を側面に設けるようにしてもよい。この場合、ピストン４０及びキャンセルプレート部２３の回転時に、キャンセル油室５１内の作動油が突出部の攪拌面によって攪拌あるいは堰き止められて、作動油の周速をピストン４０及びキャンセルプレート部２３の周速とより同等にできる。これにより、作動油室５０及びキャンセル油室５１の両方で作動油との回転速度差を小さくすることができるので、キャンセル性能をより安定化し、応答性を向上し、制御性を更に良好にすることができる。

[0062] 尚、本実施の形態は、以下の構成を少なくとも備える。本実施の形態のクラッチ装置（Ｃ２）は、ピストン（４０，１４０）と、前記ピストン（４０，１４０）と一体回転し、前記ピストン（４０，１４０）を軸方向に移動自在に支持すると共に、前記ピストン（４０，１４０）との間で容積が可変である作動油室（５０）を形成する油室画成部（２２）と、前記軸方向において前記ピストン（４０，１４０）を挟んで前記油室画成部（２２）と対向して配置されると共に、前記ピストン（４０，１４０）との間で容積が可変であるキャンセル油室（５１）を形成するキャンセルプレート部（２３）と、を有する油圧サーボ（２０）と、前記作動油室（５０）に供給された作動油に基づき前記ピストン（４０，１４０）の前記軸方向の移動によって押圧係合される複数の摩擦板（３０，３１）と、前記油室画成部（２２）及び前記ピストン（４０，１４０）の各対向部（４１，２２ｂ）のうちの少なくとも一方の対向部（４１）に形成され、他方の対向部（２２ｂ）に向けて前記軸方向に突出する突出部（４６，１４６，２４６）と、を備えるクラッチ装置（Ｃ２）において、前記突出部（４６，１４６，２４６）は、前記作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）を側面に備え、前記油室画成部（２２）は、前記作動油室（５０）に回転中心側から連通して前記作動油室（５０）の外部から作動油を供給可能な供給孔（２２ｃ）を有し、前記供給孔（２２ｃ）は、前記突出部（４６，１４６，２４６）が前記他方の対向部（２２）に当接した前記作動油室（５０）の容積の最小時において、前記周方向に隣り合って配置される前記突出部（４６，１４６，２４６）と前記各対向部（４１，２２ｂ）とにより囲まれて形成された流通路（４７）に対して、径方向に対向して配置される。この構成によれば、作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）が設けられているので、ピストン（４０，１４０）及び油室画成部（２２）の回転時に、作動油室（５０）内の作動油が攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）によって攪拌あるいは堰き止められて、作動油の周速がピストン（４０，１４０）及び油室画成部（２２）の周速と同等になる。これにより

、クラッチ装置（Ｃ２）の係脱の過渡期であっても作動油と作動油室（５０）との周速差を小さくすることでキャンセル性能を安定化し応答性を向上し、制御性を良好にすることができる。また、作動油室（５０）の容積の最小時において、油圧が供給孔（２２ｃ）を介して作動油室（５０）に対して供給される際に、油圧は供給孔（２２ｃ）から対向する流通路（４７）に供給されるので、突出部（４６，１４６，２４６）が油圧の流路を塞ぐことなく、油圧の流通性能を確保することができる。このため、クラッチ装置（Ｃ２）の応答性を向上できると共に、圧力損失を抑制できる。

[0063] また、本実施の形態のクラッチ装置（Ｃ２）では、ピストン（４０，１４０）と、前記ピストン（４０，１４０）と一体回転し、前記ピストン（４０，１４０）を軸方向に移動自在に支持すると共に、前記ピストン（４０，１４０）との間で容積が可変である作動油室（５０）を形成する油室画成部（２２）と、前記軸方向において前記ピストン（４０，１４０）を挟んで前記油室画成部（２２）と対向して配置されると共に、前記ピストン（４０，１４０）との間で容積が可変であるキャンセル油室（５１）を形成するキャンセルプレート部（２３）と、を有する油圧サーボ（２０）と、前記作動油室（５０）に供給された作動油に基づき前記ピストン（４０，１４０）の前記軸方向の移動によって押圧係合される複数の摩擦板（３０，３１）と、前記油室画成部（２２）及び前記ピストン（４０，１４０）の各対向部（４１，２２ｂ）のうちの少なくとも一方の対向部（４１）に形成され、他方の対向部（２２ｂ）に向けて前記軸方向に突出する突出部（４６，１４６，２４６）と、を備えるクラッチ装置（Ｃ２）において、前記突出部（４６，１４６，２４６）は、前記作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）を側面に備え、前記攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）は、周方向に対して交差する方向に沿って延伸された、平面もしくは凹面を備える。この構成によれば、ピストン（４０，１４０）及び油室画成部（２２）の回転時に、攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）が作動油室（５０）内の作動油を、より効果的に攪拌あるいは堰き止めることができる。

[0064] また、本実施の形態のクラッチ装置（Ｃ２）では、径方向から視た前記突出部（４６，１４６，２４６）の軸方向高さと、隣り合う前記突出部（４６，１４６，２４６）の径方向の間隔と、の積から求められる前記流通路（４７）の断面積は、前記供給孔（２２ｃ）の断面積より大きい。この構成によれば、油圧の流通性能を確保できるので、クラッチ装置（Ｃ２）の応答性を向上できると共に、圧力損失を抑制できる。

[0065] また、本実施の形態のクラッチ装置（Ｃ２）では、前記流通路（４７）は、前記供給孔（２２ｃ）と同数設けられる。この構成によれば、全ての供給孔（２２ｃ）から作動油室（５０）に油圧を供給可能になり、油圧の流通性能を向上することができる。

[0066] また、本実施の形態のクラッチ装置（Ｃ２）では、前記攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）は、回転中心からの放射線上に配置される。この構成によれば、攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）は周方向に対して直交するので、ピストン（４０，１４０）及び油室画成部（２２）の回転時に、作動油室（５０）内の作動油が攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）によってより効果的に攪拌あるいは堰き止められる。このため、作動油の周速を、ピストン（４０，１４０）及び油室画成部（２２）の周速により近くすることができる。

[0067] また、本実施の形態のクラッチ装置（Ｃ２）では、前記突出部（４６）の前記周方向の長さは、前記周方向に隣り合う前記突出部（４６）同士の間隔よりも長い。この構成によれば、突出部（４６）と油室画成部（２２）との当接面積を広くして、作動油室（５０）内での作動油の攪拌あるいは堰き止めをより効果的にして、作動油の周速をピストン（４０）及び油室画成部（２２）の周速により近くすることができる。

[0068] また、本実施の形態のクラッチ装置（Ｃ２）では、前記油室画成部（２２）及び前記ピストン（４０，１４０）の各対向部の間において前記突出部（４６，１４６，２４６）よりも外周側に配置されると共に、前記ピストン（４０，１４０）及び前記油室画成部（２２）の間の相対回転を防止する回転

止め部（４４，２２ｄ）を備える。この構成によれば、回転止め部（４４，２２ｄ）によってピストン（４０，１４０）及び油室画成部（２２）の相対回転が防止され、油室画成部（２２）に設けられた供給孔（２２ｃ）と、突出部（４６，１４６，２４６）の間に設けられた流通路（４７）と、の相対位置を固定できる。これにより、作動油は供給孔（２２ｃ）から対向する流通路（４７）に確実に供給され、突出部（４６，１４６，２４６）が油圧の流路を塞ぐことなく、油圧の流通性能を確保することができる。

[0069] また、本実施の形態の動力伝達装置（１）では、駆動源により駆動される入力部材（１１）と、出力部材（６１）と、前記入力部材（１１）と前記出力部材（６１）との間の動力伝達経路上に配置され、油圧の給排により前記入力部材（１１）と前記出力部材（６１）との間の変速比を変更可能な変速機構（１０）を備え、前記変速機構（１０）は、上記のクラッチ装置（Ｃ２）を含む摩擦係合要素（Ｃ１～Ｃ４，Ｂ１，Ｂ２）を複数有し、複数の前記摩擦係合要素の同時係合の組み合わせにより複数の変速段を形成可能であり、前記入力部材（１１）は、前記油室画成部（２２）の前記供給孔（２２ｃ）に作動油を供給する連通孔（１１ａ）を有し、前記クラッチ装置（Ｃ２）は、前記油室画成部（２２）及び前記ピストン（４０，１４０）が前記入力部材（１１）よりも高速回転する状態で、作動油の供給を開始して係合させる。この構成によれば、連通孔（１１ａ）が設けられた入力部材（１１）に対し、高速回転する部材に突出部（４６，１４６，２４６）を設けたことで、回転が遅い連通孔（１１ａ）から流通路（４７）に供給された作動油を攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）で攪拌することができる。

[0070] また、本実施の形態の動力伝達装置（１）では、駆動源により駆動される入力部材（１１）と、出力部材（６１）と、前記入力部材（１１）と前記出力部材（６１）との間の動力伝達経路上に配置され、油圧の給排により前記入力部材（１１）と前記出力部材（６１）との間の変速比を変更可能な変速機構（１０）を備え、前記変速機構（１０）は、上記のクラッチ装置（Ｃ２）を含む摩擦係合要素（Ｃ１～Ｃ４，Ｂ１，Ｂ２）を複数有し、複数の前記

摩擦係合要素の同時係合の組み合わせにより複数の変速段を形成可能であり、前記入力部材（１１）は、前記油室画成部（２２）の前記供給孔（２２ｃ）に作動油を供給する連通孔（１１ａ）を有し、前記クラッチ装置（Ｃ２）の前記油室画成部（２２）及び前記ピストン（４０，１４０）は、所定の前進変速段の形成時に回転する回転要素の中で、最高の回転速度となる回転要素に形成される。この構成によれば、上記のクラッチ装置（Ｃ２）を、連通孔（１１ａ）が設けられた入力部材（１１）との相対回転差が大きい摩擦係合要素（Ｃ２）に適用したことにより、回転速度が低速の連通孔（１１ａ）から最も回転速度が高速の流通路（４７）に供給された作動油を攪拌面（４６ａ，１４６ａ，２４６ａ）で攪拌することができる。

[0071] （実施例１）

ここで、上述した図４、図５Ａ、図５Ｂに示す実施の形態のピストン４０を用いた第２クラッチＣ２を用いて、所定の回転速度の条件下で所定の流量の油圧を供給した場合の動的圧損を解析した。その結果を図７Ｂに示す。

[0072] （実施例２）

また、上述した図６Ａに示す実施の形態のピストン１４０を用いた第２クラッチＣ２を用いて、実施例１と同様に、所定の回転速度の条件下で所定の流量の油圧を供給した場合の動的圧損を解析した。その結果を図７Ｂに示す。

[0073] （比較例）

更に、図７Ａに示す従来のピストン３４０を用いた第２クラッチＣ２を用いて、実施例１と同様に、所定の回転速度の条件下で所定の流量の油圧を供給した場合の動的圧損を解析した。尚、このピストン３４０では、突出部３４６は回転時に作動油を攪拌あるいは堰き止めしないように、攪拌面を有していない。その結果を図７Ｂに示す。

[0074] 図７Ｂに示すように、動的圧損は比較例の場合が一番大きく、実施例１及び実施例２では比較例に比較して動的圧損を低減することができた。したがって、本実施の形態の第２クラッチＣ２は、動的圧損を低減する効果を有す

ることが確認された。

産業上の利用可能性

[0075] 本自動変速機は、例えば車両に搭載される車両用駆動装置に適したクラッチ装置に係り、詳しくは、作動油の給排により係脱するクラッチ装置に用いて好適である。

符号の説明

[0076]

１	動力伝達装置
１０	自動変速機（変速機構）
１１	入力軸（入力部材）
１１ａ	連通孔
２０	油圧サーボ
２２	油室画成部（他方の対向部）
２２ｃ	供給孔
２２ｄ	凸部（回転止め部）
２３	キャンセルプレート部
３０	内摩擦板（複数の摩擦板）
３１	外摩擦板（複数の摩擦板）
４０	ピストン（他方の対向部）
４１	受圧部（一方の対向部）
４４	凹部（回転止め部）
４６	突出部
４６ａ	攪拌面
４７	流通路
５０	作動油室
５１	キャンセル油室
６１	出力軸（出力部材）
１４０	ピストン
１４６	突出部

１４６ａ　攪拌面

２４６　　突出部

２４６ａ　攪拌面

Ｃ２　　第２クラッチ（クラッチ装置）

請求の範囲

[請求項1] ピストンと、前記ピストンと一体回転し、前記ピストンを軸方向に移動自在に支持すると共に、前記ピストンとの間で容積が可変である作動油室を形成する油室画成部と、前記軸方向において前記ピストンを挟んで前記油室画成部と対向して配置されると共に、前記ピストンとの間で容積が可変であるキャンセル油室を形成するキャンセルプレート部と、を有する油圧サーボと、

前記作動油室に供給された作動油に基づき前記ピストンの前記軸方向の移動によって押圧係合される複数の摩擦板と、

前記油室画成部及び前記ピストンの各対向部のうちの少なくとも一方の対向部に形成され、他方の対向部に向けて前記軸方向に突出する突出部と、を備えるクラッチ装置において、

前記突出部は、前記作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面を側面に備え、

前記油室画成部は、前記作動油室に回転中心側から連通して前記作動油室の外部から作動油を供給可能な供給孔を有し、

前記供給孔は、前記突出部が前記他方の対向部に当接した前記作動油室の容積の最小時において、周方向に隣り合って配置される前記突出部と前記各対向部とにより囲まれて形成された流通路に対して、径方向に対向して配置される、クラッチ装置。

[請求項2] ピストンと、前記ピストンと一体回転し、前記ピストンを軸方向に移動自在に支持すると共に、前記ピストンとの間で容積が可変である作動油室を形成する油室画成部と、前記軸方向において前記ピストンを挟んで前記油室画成部と対向して配置されると共に、前記ピストンとの間で容積が可変であるキャンセル油室を形成するキャンセルプレート部と、を有する油圧サーボと、

前記作動油室に供給された作動油に基づき前記ピストンの前記軸方向の移動によって押圧係合される複数の摩擦板と、

前記油室画成部及び前記ピストンの各対向部のうちの少なくとも一方の対向部に形成され、他方の対向部に向けて前記軸方向に突出する突出部と、を備えるクラッチ装置において、

前記突出部は、前記作動油を攪拌あるいは堰き止めする攪拌面を側面に備え、

前記攪拌面は、周方向に対して交差する方向に沿って延伸された、平面もしくは凹面を備える、クラッチ装置。

[請求項3] 径方向から視た前記突出部の軸方向高さと、隣り合う前記突出部の径方向の間隔と、の積から求められる前記流通路の断面積は、前記供給孔の断面積より大きい、請求項１に記載のクラッチ装置。

[請求項4] 前記流通路は、前記供給孔と同数設けられる、請求項１又は３に記載のクラッチ装置。

[請求項5] 前記攪拌面は、回転中心からの放射線上に配置される、請求項１乃至４のいずれか１項に記載のクラッチ装置。

[請求項6] 前記突出部の前記周方向の長さは、前記周方向に隣り合う前記突出部同士の間隔よりも長い、請求項１乃至５のいずれか１項に記載のクラッチ装置。

[請求項7] 前記油室画成部及び前記ピストンの各対向部の間において前記突出部よりも外周側に配置されると共に、前記ピストン及び前記油室画成部の間の相対回転を防止する回転止め部を備える、請求項１乃至６のいずれか１項に記載のクラッチ装置。

[請求項8] 駆動源により駆動される入力部材と、出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間の動力伝達経路上に配置され、油圧の給排により前記入力部材と前記出力部材との間の変速比を変更可能な変速機構を備え、

前記変速機構は、請求項１乃至７のいずれか１項に記載のクラッチ装置を含む摩擦係合要素を複数有し、複数の前記摩擦係合要素の同時係合の組み合わせにより複数の変速段を形成可能であり、

前記入力部材は、前記油室画成部の前記供給孔に作動油を供給する連通孔を有し、

前記クラッチ装置は、前記油室画成部及び前記ピストンが前記入力部材よりも高速回転する状態で、作動油の供給を開始して係合させる動力伝達装置。

[請求項9] 駆動源により駆動される入力部材と、出力部材と、前記入力部材と前記出力部材との間の動力伝達経路上に配置され、油圧の給排により前記入力部材と前記出力部材との間の変速比を変更可能な変速機構を備え、

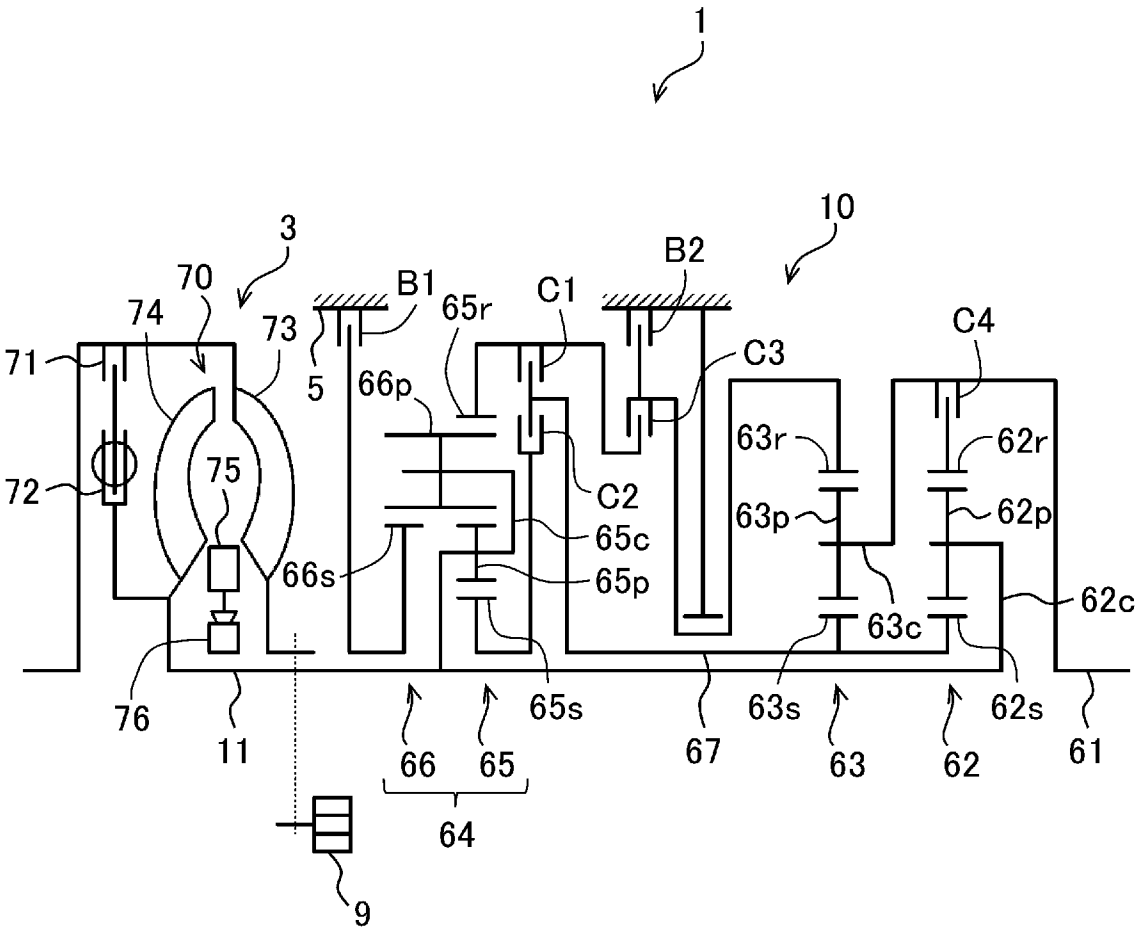
前記変速機構は、請求項1乃至7のいずれか1項に記載のクラッチ装置を含む摩擦係合要素を複数有し、複数の前記摩擦係合要素の同時係合の組み合わせにより複数の変速段を形成可能であり、

前記入力部材は、前記油室画成部の前記供給孔に作動油を供給する連通孔を有し、

前記クラッチ装置の前記油室画成部及び前記ピストンは、所定の前進変速段の形成時に回転する回転要素の中で、最高の回転速度となる回転要素に形成される動力伝達装置。

[図1]

FIG. 1


1
10
3
70
74
73
71
72
75
5
B1
65r
C1
B2
C3
C4
66p
63r
62r
C2
63p
62p
65c
66s
65p
62c
63c
76
11
65s
67
63s
63
62
62s
61
66
65
64
9

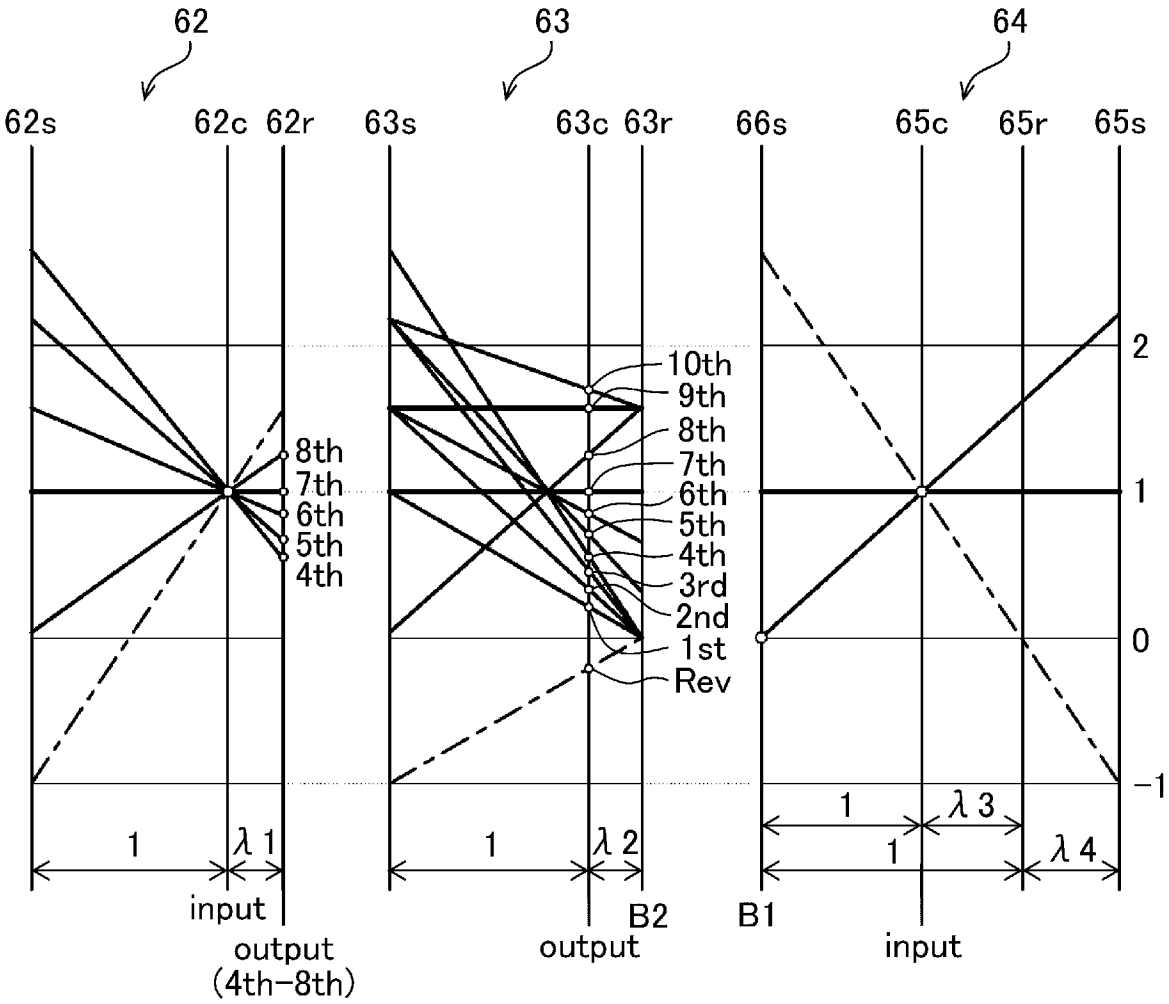
[図2]

FIG. 2

	C1	C2	C3	C4	B1	B2
Rev		○	○			○
P, N		○				○
1st	○	○				○
2nd	○				○	○
3rd		○			○	○
4th				○	○	○
5th		○		○	○	
6th	○			○	○	
7th	○		○	○		
8th			○	○	○	
9th	○		○		○	
10th		○	○		○	

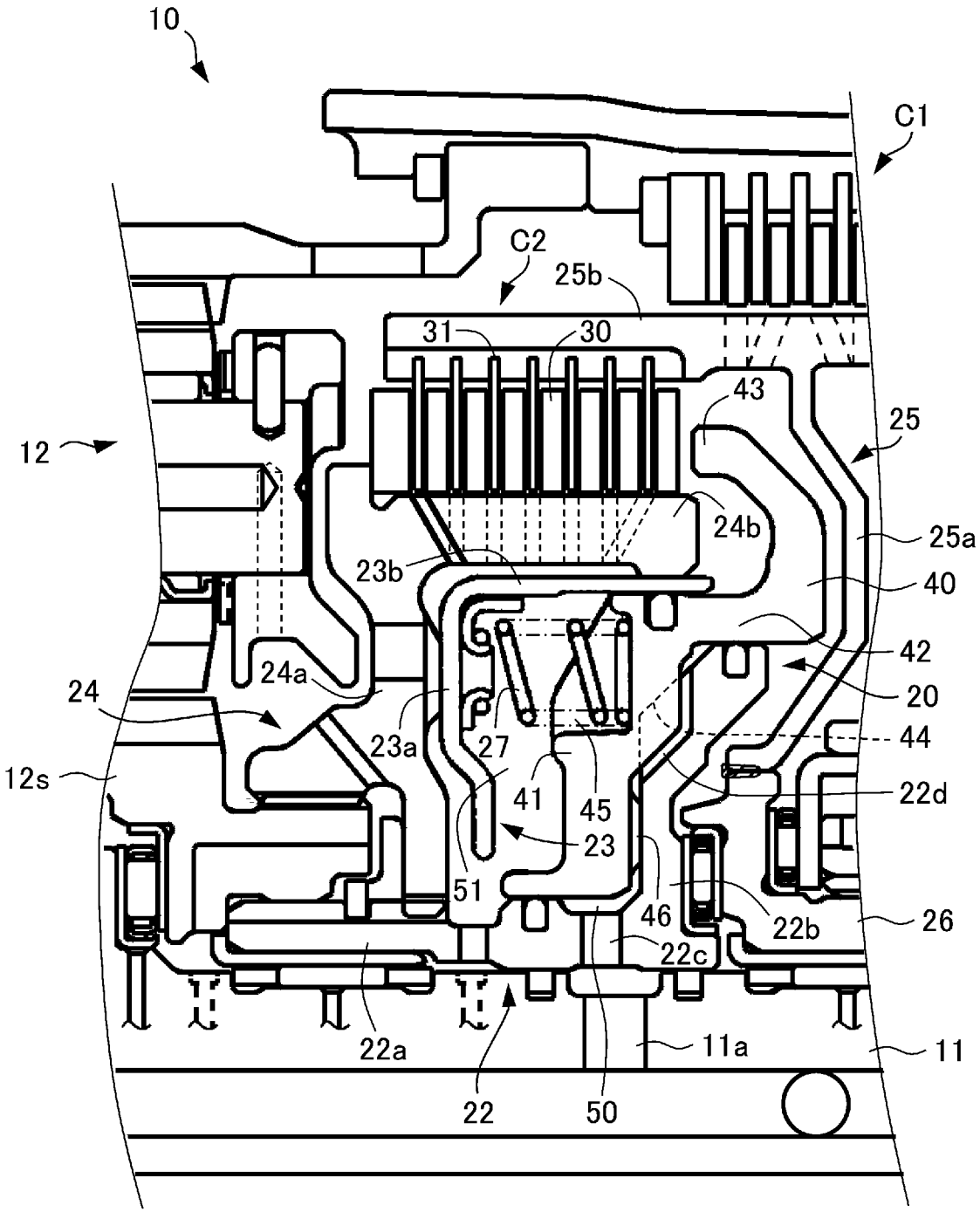
[図3]

FIG. 3


62
63
64
62s
62c
62r
63s
63c
63r
66s
65c
65r
65s
8th
7th
6th
5th
4th
10th
9th
8th
7th
6th
5th
4th
3rd
2nd
1st
Rev
2
1
0
−1
1
λ 1
1
λ 2
1
λ 3
1
λ 4
input
output
(4th−8th)
output
B2
B1
input

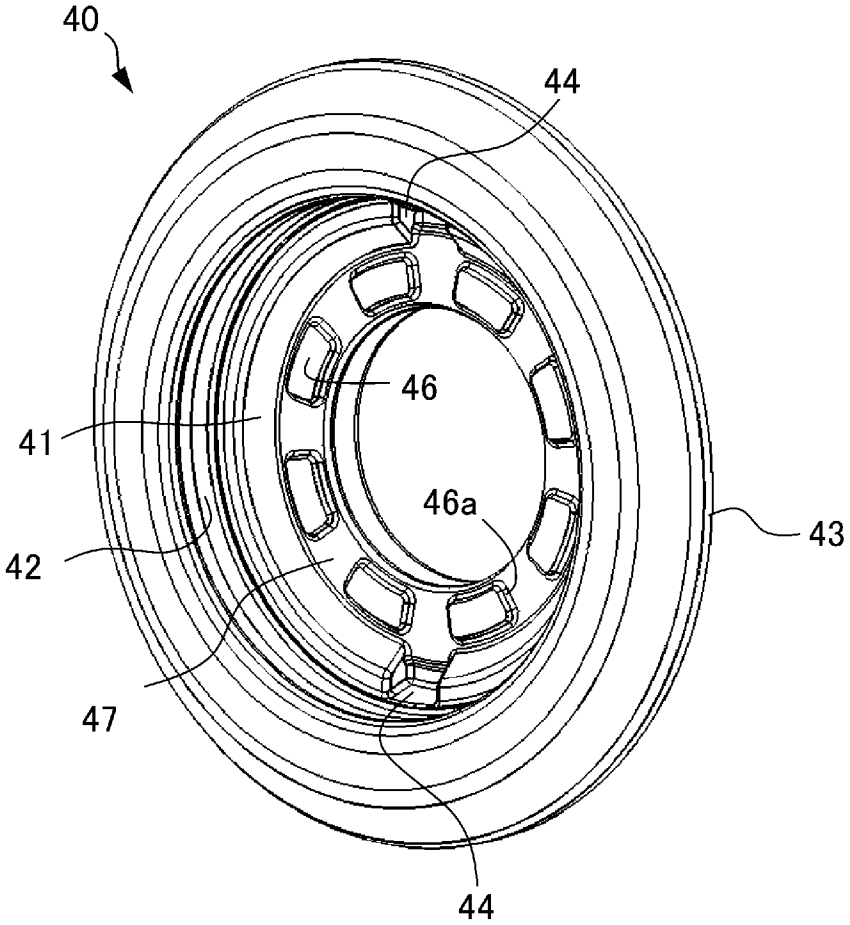
[図4]

FIG. 4


10
C1
C2
25b
31
30
43
25
12
24b
25a
23b
40
42
24a
20
24
23a
27
44
12s
41
45
22d
23
51
46
22b
26
22c
22a
11a
11
22
50

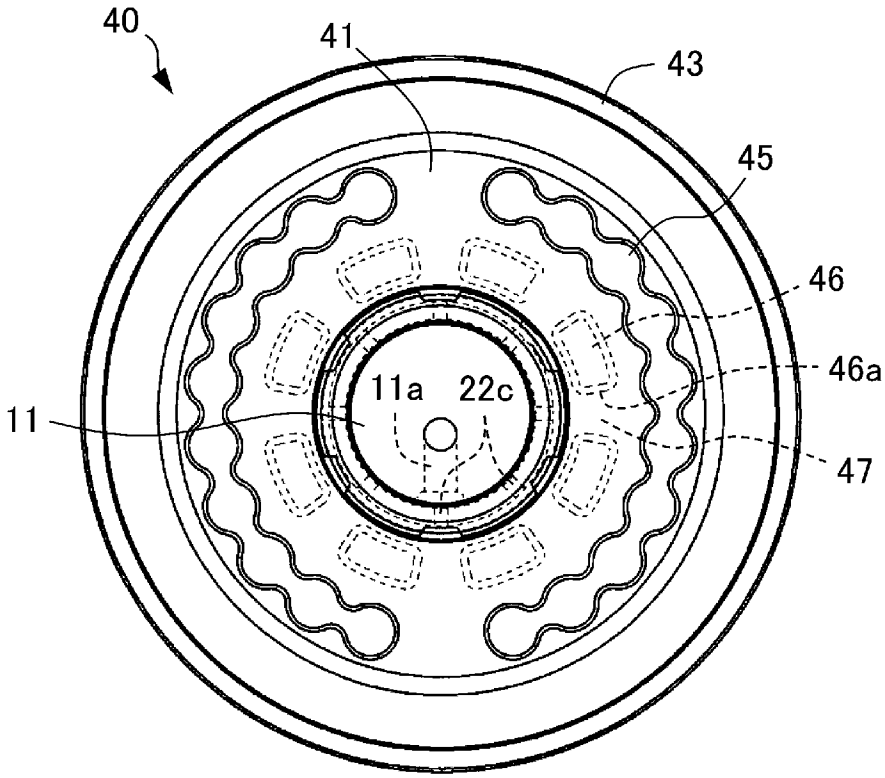
[図5A]

FIG. 5A



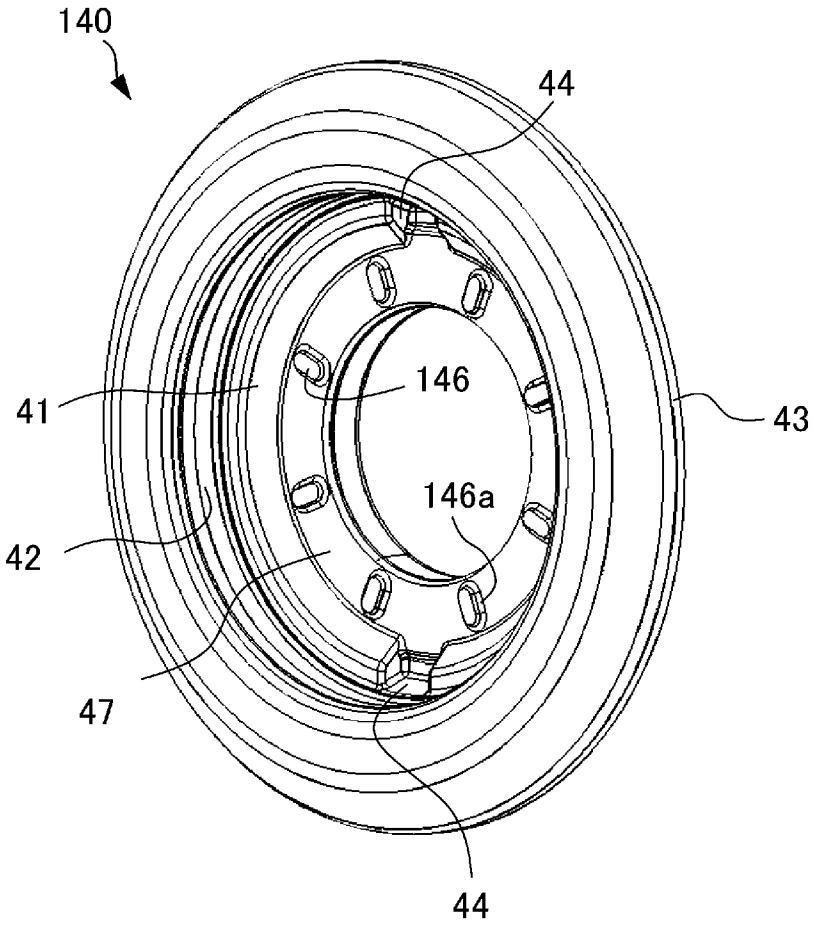
[図5B]

FIG. 5B



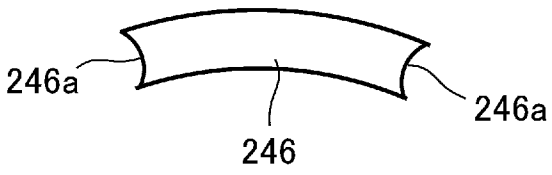
[図6A]

FIG. 6A



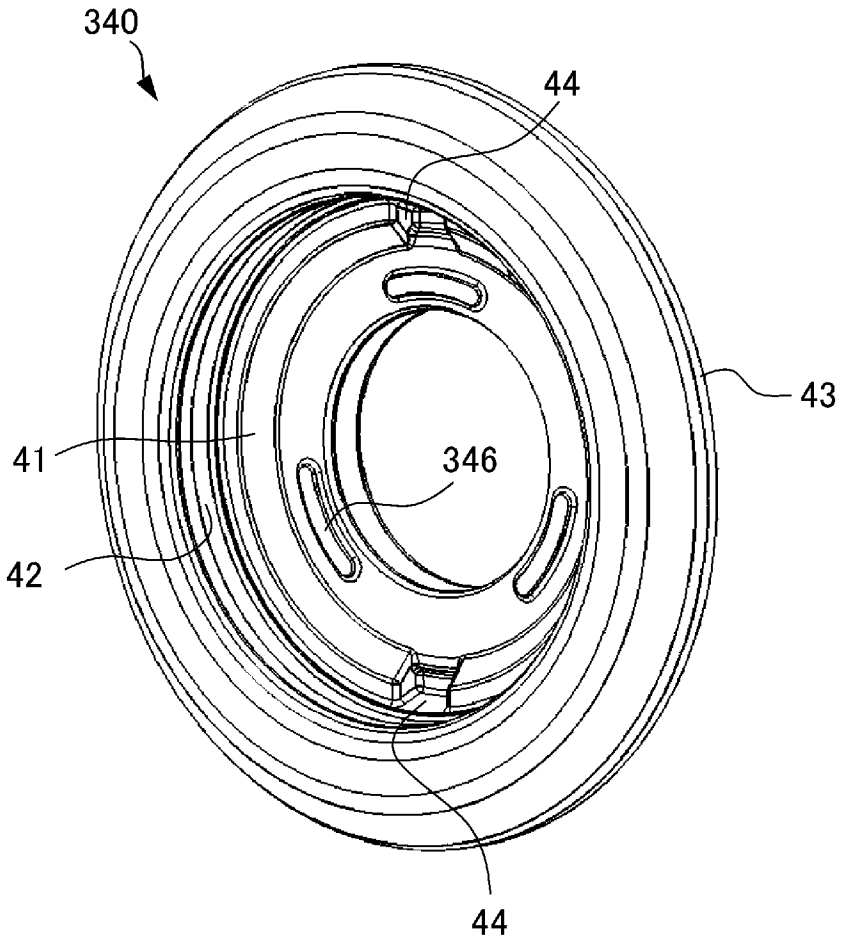
[図6B]

FIG. 6B



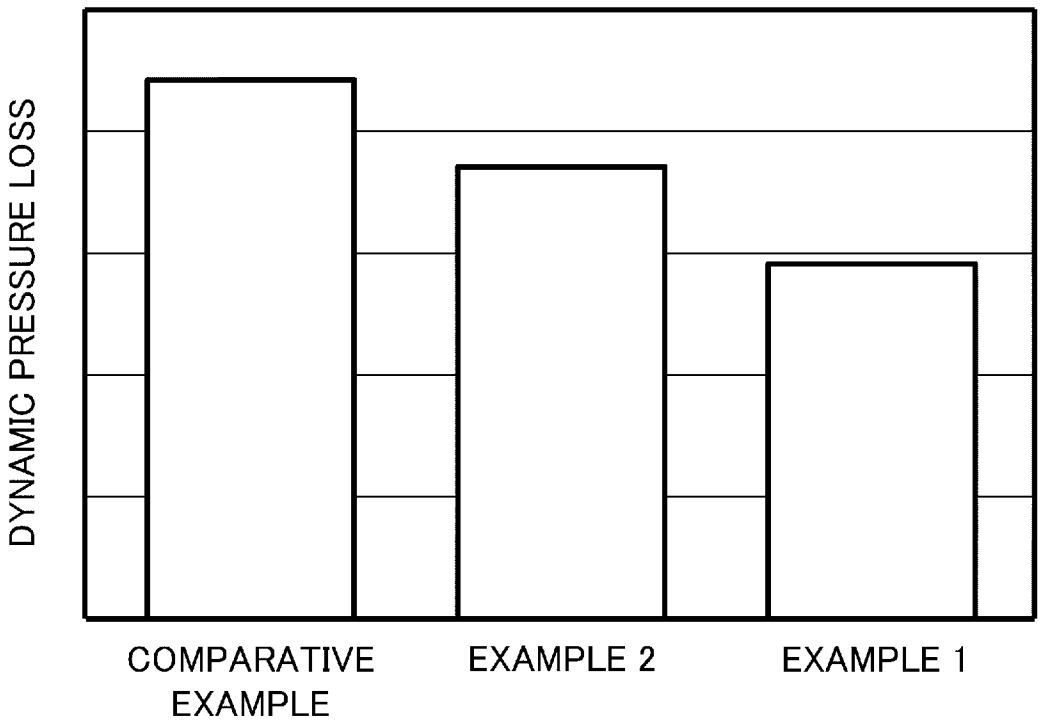
[図7A]

FIG. 7A



[図7B]

FIG. 7B



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/078412

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16D25/0638(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)
F16D25/0638

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 1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2016 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2016

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 Y	JP 2009-121631 A (Toyota Motor Corp.), 04 June 2009 (04.06.2009), paragraphs [0027] to [0051]; fig. 3 to 8 (Family: none)	2,5,8-9 1,3-4,7
Y	JP 2011-112181 A (Honda Motor Co., Ltd.), 09 June 2011 (09.06.2011), paragraph [0049]; fig. 1 to 4 & US 2011/0127137 A1 paragraph [0090]; fig. 1 to 4 & EP 2327900 A1 & CN 102080691 A	1,3-4
Y	JP 2011-185320 A (Aisin AW Co., Ltd.), 22 September 2011 (22.09.2011), paragraph [0053]; fig. 1 to 6 (Family: none)	7

☒ 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	Date of mailing of the international search report
09 December 2016 (09.12.16)	20 December 2016 (20.12.16)
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/JP2016/078412

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2003-301864 A (Aisin AW Co., Ltd.), 24 October 2003 (24.10.2003), paragraphs [0035] to [0056]; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-9
A	JP 9-53657 A (Yamakawa Industrial Co., Ltd.), 25 February 1997 (25.02.1997), paragraph [0023]; fig. 1 to 3 (Family: none)	7

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１６／０７８４１２

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16D25/0638(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.　F16D25/0638

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	１９７１－２０１６年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１６年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１６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 Y	JP 2009-121631 A (トヨタ自動車株式会社) 2009.06.04, 段落[0027]-[0051]、図 3-8 (ファミリーなし)	2, 5, 8-9 1, 3-4, 7
Y	JP 2011-112181 A (本田技研工業株式会社) 2011.06.09, 段落[0049]、図 1-4 & US 2011/0127137 A1, 段落[0090], 図 1-4 & EP 2327900 A1 & CN 102080691 A	1, 3-4
Y	JP 2011-185320 A (アイシン・エィ・ダブリュ株式会社) 2011.09.22, 段落[0053]、図 1-6 (ファミリーなし)	7

☑　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	国際調査報告の発送日
０９．１２．２０１６	２０．１２．２０１６

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｊ　３９３３
塚原　一久
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３２８

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
A	JP 2003-301864 A (アイシン・エィ・ダブリュ株式会社) 2003.10.24, 段落[0035]-[0056]、図 1-5（ファミリーなし）	1-9
A	JP 9-53657 A (山川工業株式会社) 1997.02.25, 段落[0023]、図 1-3 (ファミリーなし)	7