

(43) 国際公開日
2006 年 5 月 11 日 (11.05.2006)

PCT

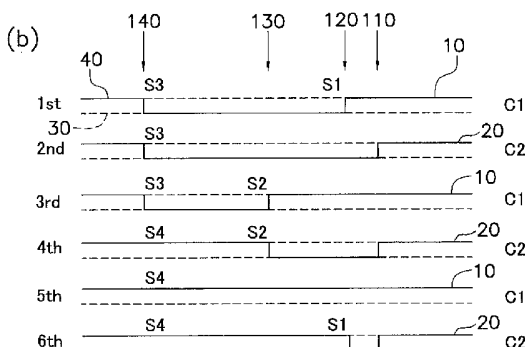
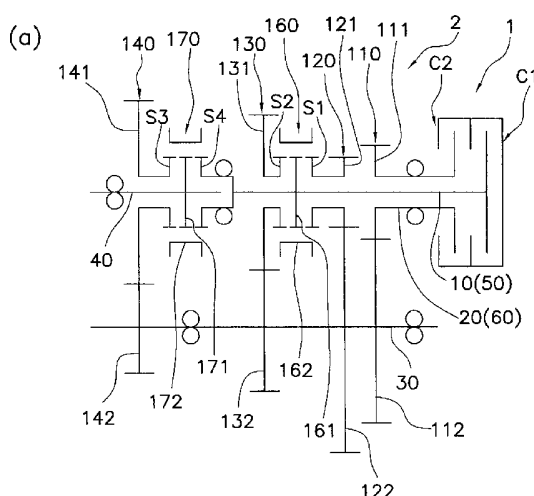
(10) 国際公開番号
WO 2006/049096 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 3/091 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2005/019884
- (22) 国際出願日: 2005 年 10 月 28 日 (28.10.2005)
- (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 2004-319208 2004 年 11 月 2 日 (02.11.2004) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社エクセディ (EXEDY CORPORATION) [JP/JP];
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 大窪 正博 (OHKUBO, Masahiro) [JP/JP]; 〒5728570 大阪府寝屋川市木田元宮 1 丁目 1 番 1 号 株式会社エクセディ内 Osaka (JP). 森 広樹 (MORI, Hiroki) [JP/JP]; 〒5728570 大阪府寝屋川市木田元宮 1 丁目 1 番 1 号 株式会社エクセディ内 Osaka (JP).
- (74) 代理人: 新樹グローバル・アイピー特許業務法人 (SHINJYU GLOBAL IP); 〒5300054 大阪府大阪市北区南森町 1 丁目 4 番 1 9 号 サウスホレストビル Osaka (JP).

[続葉有]

(54) Title: SPEED CHANGE DEVICE

(54) 発明の名称: 変速装置



(57) Abstract: A speed change device having less number of gears than shift stages. Wear of a clutch facing at the time of the start of a vehicle is reduced. The speed change device (2) has a first input shaft (10) into which torque is inputted through a first clutch C (1), a second input shaft (20) into which torque is inputted through a second clutch C (2), an auxiliary shaft (30) installed in parallel with the first input shaft (10), an output shaft (40) installed coaxial with either the first input shaft (10) or the auxiliary shaft (30), a first gear pair (110) composed of a gear (111) fixed to the second input shaft (20) and a second gear (112) fixed to the auxiliary shaft (30) and meshing with the gear (111), a first switching mechanism (160) capable of selectively making connection between the first input shaft (10) and the auxiliary shaft (30) at at least two or more different speed reduction ratios and disengaging the connection, and a second switching mechanism (170) capable of selectively making connection and disconnection between either of the first input shaft (10) or the auxiliary shaft (30) and the output shaft (40).

(57) 要約: 変速段数より少ないギヤ数でシンプルかつコンパクトな変速機を実現する。車両の発進時におけるクラッチフェーシングの摩耗を低減させる。この変速装置 (2) は、第 1 クラッチ C (1) を介してトルクが入力される第 1 入力軸 (10) と、第 2 クラッチ C (2) を介してトルクが入力される第 2 入力軸 (20) と、第 1 入力軸 (10) に対して並行に配置された副軸 (30) と、第 1 入力軸 (10) 及び副軸 (30) のいずれか一方に対して同軸上に配置

された出力軸 (40) と、第 2 入力軸 (20) に対して固定された歯車 (111) と副軸 (30) に固定され歯車 (111) と噛み合う第 2 歯車 (112) とから構成される第 1 歯車対 (110) と、第 1 入力軸 (10) と副軸 (30) とを少なくとも 2 以上の異

[続葉有]



(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, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, 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, LS, MW, MZ, NA, 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 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

なる減速比により選択的に連結及び連結解除可能な第1切換機構（160）と、第1入力軸（10）及び副軸（30）のいずれか一方と出力軸（40）とを選択的に連結及び連結解除可能な第2切換機構（170）とを備えている。

明 細 書

変速装置

技術分野

[0001] 本発明は、変速装置、特に複式クラッチ装置に対応した変速装置に関する。

背景技術

[0002] 車両の変速を自動的に行う手段として自動変速機(AT)がある。近年のATは、例えばトルクコンバータと複数の遊星ギヤ及びクラッチを組み合わせたものが主流となっている。ATは、トルクコンバータの無段変速作用及び複数のクラッチの自動切換により、手動変速機(MT)で必要とされている発進時、停止時、及び変速時のドライバーによるクラッチ操作が不要になる。一方、ATは、流体を介するトルクコンバータを用いるため、入力側と出力側とを機械的に直接連結しトルクを伝達するMTに比べて伝達効率が劣る。したがって、ATは、ドライバーの労力が軽減されるという利点を有している反面、車両の燃費が低下するという欠点を有している。そこで、MTの伝達効率を確保しつつクラッチ操作を不要とするため、MTの構造をベースに自動化した自動変速機(AMT)が開発されている。

[0003] AMTは、MTのクラッチ操作及びトランスミッションの変速操作を自動化しており、従来のMTと同様の伝達効率を確保しつつ、クラッチ操作を不要とすることができる。しかし、AMTは、変速操作をする間はMTと同様にクラッチの連結を解除するため、トルク伝達が一時的に遮断される。トルク伝達が遮断される間は、車両が加速することなく慣性のみで走行する状態となるため、変速時のいわゆるトルク切れは車両の加速に大きく影響し、ドライバーに不快感を与えやすい。一方、ATの場合は、複数のクラッチを用いるため、変速時のトルク切れがない。

[0004] 以上に述べたトルク切れの問題を解決するため、AMTのクラッチ装置として複式クラッチ装置を採用しているものが開発されている。複式クラッチ装置は、主に、入力軸と、第1出力軸と、第2出力軸と、第1クラッチと、第2クラッチとから構成される。入力軸は、エンジンから複式クラッチ装置へトルクを入力するためのものである。第1出力軸は、トランスミッション側へトルクを出力するためのものであり、入力軸と同軸上に配

置されている。第2出力軸は、トランスミッション側へトルクを出力するためのものであり、第1出力軸の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である。第1クラッチは、入力軸に入力されたトルクを第1出力軸へ伝達及び遮断するためのものである。第2クラッチは、入力軸に入力されたトルクを第2出力軸へ伝達及び遮断するためのものであり、第1クラッチの外周側に配置されている(例えば、特許文献1を参照。)

- [0005] この複式クラッチ装置は、トルク切れを防止するため、第1及び第2クラッチにより第1及び第2出力軸へ交互にトルクを伝達可能としている。また、第1及び第2出力軸は、それぞれ異なる歯車対に選択的に連結可能となっている。この複式クラッチ装置は、第1クラッチを連結して第1出力軸へトルクを伝達している状態で第2出力軸をいずれかの歯車対に連結しておき、第1クラッチの連結を解除すると同時に第2クラッチを連結し第2出力軸へトルクを伝達することができる。また、その逆の動作も可能となっている。したがって、この複式クラッチ装置を採用したAMTは、変速時にトルク切れが発生せず、スムーズかつ無駄のない変速操作が可能となる。

特許文献1:特開2000-352431号公報

特許文献2:特開2004-217204号公報

発明の開示

- [0006] <発明が解決しようとする課題>

以上に述べたAMTには、複数の歯車等で構成される有段変速装置が採用される。有段変速装置は、減速比の関係上、シフトアップ時には変速後のエンジン回転数が下がる。したがって、減速比のステップ分だけ変速前のエンジン回転数を上げておく必要がある。特に前述のAMTの場合、シフトアップ及びシフトダウンのハンチング防止のため、シフトアップ及びシフトダウン時の車速に一定の余裕を設ける必要があり、変速前のエンジン回転数をMTよりも上げなければならない。この結果、AMTに従来の有段変速装置を用いると、燃費の低下及び騒音の増大を招く。したがって、AMTに搭載する変速装置は、従来より減速比のステップを小さくするため、変速段数を増やす必要があり、変速装置が大型化してしまう。加えて、この変速装置は、発進時において一方のクラッチのみ半クラッチ状態で滑らせているため、一方のクラッチのフェーシングが他方に比べて摩耗するという問題も発生する。

- [0007] また、複式クラッチ装置は、複数のクラッチとそれに付随する機構とにより軸方向寸法が従来のMT用クラッチよりも大きくなる。この結果、AMT全体の軸方向寸法が大きくなるため、変速装置の小型化が望まれる。しかし、変速装置は、例えば6段変速の場合、前進用として変速段の数だけ歯車対が必要となる。また、それに伴い、例えば4つの切換機構が必要となる(例えば、特許文献2を参照。)。これらの歯車対及び切換機構が軸方向に配置されるため、変速装置の小型化は困難である。
- [0008] 本発明の課題は、変速段数より少ないギヤ数でシンプルかつコンパクトな変速機を実現することにある。
- [0009] 本発明の別の課題は、車両の発進時におけるクラッチフェーシングの摩耗を低減させることにある。

＜課題を解決するための手段＞

請求項1に記載の変速装置は、第1及び第2クラッチを選択的に連結及び遮断可能な複式クラッチ装置を備えた自動変速装置に搭載されており、エンジンからのトルクを出力側に伝達するためのものである。この変速装置は、第1入力軸と、第2入力軸と、副軸と、出力軸と、第1歯車対と、第1切換機構と、第2切換機構とから構成されている。第1入力軸は、第1クラッチを介してトルクが入力されるためのものである。第2入力軸は、第2クラッチを介してトルクが入力されるためのものである。副軸は、第1入力軸に対して並行に配置されている。出力軸は、第1入力軸及び副軸のいずれか一方に対して同軸上に配置されている。第1歯車対は、第2入力軸に対して固定された第1歯車と、副軸に対して固定され第1歯車と噛み合う第2歯車とから構成されている。第1切換機構は、第1入力軸と副軸とを少なくとも2以上の異なる減速比により選択的に連結及び連結解除可能である。第2切換機構は、第1入力軸及び副軸のいずれか一方と出力軸とを選択的に連結及び連結解除可能である。

- [0010] 前述のように複式クラッチ装置は、第1及び第2クラッチを選択的に作動させることができるため、変速装置に対して第1及び第2入力軸のいずれか一方からトルクを入力できる。また、第1及び第2切換機構の連結パターンを変更することにより、この変速装置のトルク伝達経路は数通りとなる。例えば、第1切換機構が第1入力軸と副軸とを2種類の減速比により選択的に連結及び連結解除可能としている場合、第1及び

第2入力軸から出力軸へのトルク伝達経路としては以下の6通りとなる。

- [0011] 1) 第1入力軸→第1切換機構(第1の減速比)→副軸→第2切換機構→出力軸
2) 第1入力軸→第1切換機構(第2の減速比)→副軸→第2切換機構→出力軸
3) 第1入力軸→第2切換機構→出力軸
4) 第2入力軸→第1歯車対→副軸→第1切換機構(第1の減速比)→第1入力軸→第2切換機構→出力軸
5) 第2入力軸→第1歯車対→副軸→第1切換機構(第2の減速比)→第1入力軸→第2切換機構→出力軸
6) 第2入力軸→第1歯車対→副軸→第2切換機構→出力軸

したがって、減速比の設定を適切に行い、第1及び第2クラッチの動作に応じて第1及び第2切換機構を適切に切り換えることで、この変速装置は6段変速を実現することができる。そして、従来の6段変速の変速装置と比較すると、従来の変速装置が6つの歯車対と4つの切換機構を必要としているのに対して、この変速装置は4つの歯車対と2つの切換機構しか必要としない。この結果、この変速装置は、従来より少ない構成要素により複式クラッチ装置に対応した6段変速を実現できる。これにより、この変速装置は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。

- [0012] 請求項2に記載の変速装置は、請求項1において、第2歯車対と、第3歯車対とをさらに備えている。第2歯車対は、第1入力軸及び副軸のいずれか一方に対して固定された第3歯車と、第1入力軸及び副軸の他方に対して相対回転可能に配置され第3歯車と噛み合う第4歯車とから構成されている。第3歯車対は、第1入力軸及び副軸のいずれか一方に対して固定された第5歯車と、第1入力軸及び副軸の他方に対して相対回転可能に配置され第5歯車と噛み合う第6歯車とから構成されている。また、第1切換機構は、第2及び第3歯車対のいずれか一方を介して第1入力軸と副軸とを連結可能としている。

- [0013] この変速装置は、第2及び第3歯車対を備えているため、それらの減速比の設定を適切に行うことで、従来より少ない構成要素により複式クラッチ装置に対応した6段変速を実現できる。これにより、この変速装置は、従来より軸方向寸法を短縮することが

でき、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。また、この変速装置は、第2及び第3歯車対の減速比の設定をより適切に行うことで、低速域における各変速段の減速比のステップを小さくすることができる。この結果、この変速装置では、発進時において例えば第1速で第1クラッチが滑り終える前に第2速で第2クラッチを滑らせて車両を発進させることができる。これにより、この変速装置では、第1及び第2クラッチに発進時の負荷を分担することでフェーシングの摩耗を低減させることができる。

[0014] 請求項3に記載の変速装置は、請求項1又は2において、第4歯車対をさらに備えている。第4歯車対は、副軸及び出力軸のいずれか一方に対して固定された第7歯車と、副軸及び出力軸の他方に対して相対回転可能に配置され第7歯車と噛み合う第8歯車とから構成されている。また、第2切換機構は、副軸と出力軸との第4歯車対を介した連結と、第1入力軸と出力軸との第4歯車対を介さない連結とを選択的に切換及び解除可能である。

[0015] この変速装置では、第2切換機構により副軸と出力軸との連結及び第1入力軸と出力軸との連結をそれぞれ選択的に切り換えられる。そして、副軸と出力軸との連結によるトルク伝達は、第4歯車対を介して行われる。この結果、この変速装置は、従来より少ない構成要素により複式クラッチ装置に対応した6段変速を実現できる。また、この変速装置は、第4歯車対の減速比の設定をより適切に行うことで、低速域における各変速段の減速比のステップを小さくすることができる。これにより、この変速装置は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。

[0016] 請求項4に記載の変速装置は、請求項1又は2において、第4歯車対をさらに備えている。第4歯車対は、第1入力軸及び出力軸のいずれか一方に対して固定された第7歯車と、第1入力軸及び出力軸の他方に対して相対回転可能に配置され第7歯車と噛み合う第8歯車とから構成されている。また、第2切換機構は、第1入力軸と出力軸との第4歯車対を介した連結と、副軸と出力軸との第4歯車対を介さない連結とを選択的に切換及び解除可能である。

[0017] この変速装置では、第2切換機構により第1入力軸と出力軸との連結及び副軸と出

力軸との連結をそれぞれ選択的に切り換えられる。そして、第1入力軸と出力軸との連結によるトルク伝達は、第4歯車対を介して行われる。この結果、この変速装置は、従来より少ない構成要素により複式クラッチ装置に対応した6段変速を実現できる。また、この変速装置は、第4歯車対の減速比の設定をより適切に行うことで、低速域における各変速段の減速比のステップを小さくすることができる。これにより、この変速装置は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。

[0018] 請求項5に記載の変速装置は、請求項1から3のいずれかにおいて、第5歯車対と、第3切換機構とを備えている。第5歯車対は、第1入力軸及び副軸のいずれか一方に対して固定された第9歯車と、第1入力軸及び副軸の他方に対して相対回転可能に配置され第9歯車と噛み合う第10歯車とから構成されている。第3切換機構は、第1入力軸及び副軸のいずれか一方と第1入力軸及び副軸の他方とを第5歯車対を介して選択的に連結及び連結解除可能としている。

[0019] この変速装置は、第5歯車対及び第3切換機構を備えているため、他の歯車対と組み合わせることで最大8段階の変速が可能となる。例えば、第1歯車が第2入力軸に固定され、第1切換機構が第1入力軸と副軸とを2種類の減速比により選択的に連結及び連結解除可能としている場合、第1及び第2入力軸から出力軸へのトルク伝達経路としては以下の8通りとなる。

- [0020]
- 1) 第1入力軸→第1切換機構(第1の減速比)→副軸→第2切換機構→出力軸
 - 2) 第1入力軸→第1切換機構(第2の減速比)→副軸→第2切換機構→出力軸
 - 3) 第1入力軸→第3切換機構→副軸→第2切換機構→出力軸
 - 4) 第1入力軸→第2切換機構→出力軸
 - 5) 第2入力軸→第1歯車対→副軸→第1切換機構(第1の減速比)→第1入力軸→第2切換機構→出力軸
 - 6) 第2入力軸→第1歯車対→副軸→第1切換機構(第2の減速比)→第1入力軸→第2切換機構→出力軸
 - 7) 第2入力軸→第1歯車対→副軸→第3切換機構→第1入力軸→第2切換機構→出力軸

8) 第2入力軸→第1歯車対→副軸→第2切換機構→出力軸

したがって、減速比の設定を適切に行い、第1及び第2クラッチの動作に応じて第1及び第2切換機構を適切に切り換えることで、この変速装置は8段変速を実現することができる。そして、従来の8段変速の変速装置と比較すると、従来の変速装置が変速段と同数である8つの歯車対と少なくとも4つの切換機構を必要としているのに対して、この変速装置は5つの歯車対と3つの切換機構しか必要としない。この結果、この変速装置は、従来より少ない構成要素により複式クラッチ装置に対応した8段変速を実現できる。

[0021] 請求項6に記載の変速装置は、請求項2から5のいずれかにおいて、第1歯車対の第2入力軸から副軸への減速比は、第2歯車対の第1入力軸から副軸への減速比よりも小さく、第3歯車対の第1入力軸から副軸への減速比は、第1歯車対の第1及び第2入力軸のいずれか一方から副軸への減速比よりも小さい。

[0022] この変速装置は、第2、第1、及び第3歯車対の順番で減速比が小さくなっているため、確実に所望の変速段数を実現することができる。これにより、この変速装置は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。

[0023] ここで、減速比とは、駆動側から従動側への減速比を意味している。例えば、第1入力軸から副軸への減速比とは、第1入力軸側の歯車の歯数を $N1$ 、副軸側の歯車の歯数を $N2$ とすると、 $\alpha = N2/N1$ のことをいう。

[0024] 請求項7に記載の変速装置は、請求項6において、第5歯車対の第1入力軸から副軸への減速比が第2歯車対の第1入力軸から副軸への減速比よりも小さく、第5歯車対の第1入力軸から副軸への減速比が第1歯車対の第2入力軸から副軸への減速比よりも大きい。

[0025] この変速装置は、第2、第5、第1及び第3歯車対の順番で減速比が小さくなっているため、確実に8段変速を実現することができる。これにより、この変速装置は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。

[0026] ここで、減速比とは、駆動側から従動側への減速比を意味している。例えば、第1入

力軸から副軸への減速比とは、第1入力軸側の歯車の歯数をN1、副軸側の歯車の歯数をN2とすると、 $\alpha = N2 / N1$ のことをいう。

[0027] 請求項8に記載の変速装置は、請求項1から7のいずれかにおいて、出力軸が第1入力軸に対して同軸上に配置されている。

[0028] この変速装置は、出力軸が第1入力軸に対して同軸上に配置されているため、FR車用として採用可能となる。ここで、FR車とは、前方にエンジンを搭載した後輪駆動車(Front Engine Rear Drive)を意味している。

[0029] 請求項9に記載の変速装置は、請求項1から7のいずれかにおいて、出力軸が副軸に対して同軸上に配置されている。

[0030] この変速装置は、出力軸が副軸に対して同軸上に配置されているため、FF車用として採用可能となる。ここで、FF車とは、前方にエンジンを搭載した前輪駆動(Front Engine Front Drive)を意味している。

[0031] 請求項10に記載の変速装置は、請求項1から7のいずれかにおいて、出力軸が副軸の外周側に同軸上に配置された筒状部材である。

[0032] この変速装置は、出力軸が第1入力軸に対して同軸上に配置されているため、FF車用として採用可能となる。ここで、FF車とは、前方にエンジンを搭載した前輪駆動(Front Engine Front Drive)を意味している。

[0033] 請求項11に記載の変速装置は、請求項1から10のいずれかにおいて、第2入力軸が第1入力軸の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である。

[0034] 請求項12に記載の変速装置は、請求項1から10のいずれかにおいて、第1入力軸が第2入力軸の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である。

<発明の効果>

本発明に係る変速装置では、変速段数より少ないギヤ数でシンプルかつコンパクトな変速機が実現できる。また、本発明にかかる変速装置では、車両の発進時におけるクラッチフェーシングの摩耗を低減させることができる。

図面の簡単な説明

[0035] [図1]複式クラッチ装置を搭載したAMTの構成図。

[図2]本発明の第1実施形態としての変速装置の構成図、及び変速装置のトルク伝達

経路の模式図。

[図3]本発明の第1実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比。

[図4]本発明の第2実施形態としての変速装置の構成図、及び変速装置のトルク伝達経路の模式図。

[図5]本発明の第2実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比。

[図6]本発明の第3実施形態としての変速装置の構成図、及び変速装置のトルク伝達経路の模式図。

[図7]本発明の第3実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比。

[図8]本発明の第4実施形態としての変速装置の構成図、及び変速装置のトルク伝達経路の模式図。

[図9]本発明の第4実施形態としての変速装置の構成図、及び変速装置のトルク伝達経路の模式図。

[図10]本発明の第5実施形態としての変速装置の構成図、及び変速装置のトルク伝達経路の模式図。

[図11]本発明の第5実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比。

符号の説明

- [0036]
- | | |
|----|----------|
| 1 | 複式クラッチ装置 |
| 2 | 変速装置 |
| 3 | フライホイール |
| 4 | ダンパー機構 |
| 5 | 入力軸 |
| 10 | 第1入力軸 |
| 20 | 第2入力軸 |
| 30 | 副軸 |

40	出力軸	
50	第1出力軸	
60	第2出力軸	
110、210、310、410、510	第1歯車対	
120、220、320、420、520	第2歯車対	
130、230、330、430、530	第3歯車対	
140、240、340、440、540	第4歯車対	
150、250、350、450、550	第5歯車対	
160、260、360、460、560	第1切換機構	
170、270、370、470、570	第2切換機構	
480、580	第3切換機構	
C1	第1クラッチ	
C2	第2クラッチ	
S1	第1切換歯車	
S2	第2切換歯車	
S3	第3切換歯車	
S4	第4切換歯車	
S5	第5切換歯車	

発明を実施するための最良の形態

[0037] 本発明の実施形態を図面を参照しながら説明する。

[0038] 1. AMTの構成

図1に複式クラッチ装置を搭載したAMTの構成図を示す。図1では、エンジンは右側に配置されている。AMTは、主に、複式クラッチ装置1と、変速装置2と、図示しないケーシングとから構成されており、各装置の動作は、油圧制御等により自動的に行われる。複式クラッチ装置1は、主に、入力軸5と、第1出力軸50と、第2出力軸60と、第1クラッチC1と、第2クラッチC2とから構成されている。入力軸5は、エンジンからのトルクが入力される部材であり、ダンパー機構4を介してエンジン(図示せず)側のフライホイール3に回転方向へ弾性的に連結されている。第1出力軸50は、入力軸5から

入力されたトルクを変速装置2側へ出力するためのものである。第2出力軸60は、第1出力軸50と同様に入力軸5から入力されたトルクを変速装置2側へ出力するためのものである。第1クラッチC1は、入力軸5と第1出力軸50との間でトルクを伝達及び遮断するためのものである。第2クラッチC2は、入力軸5と第2出力軸60との間でトルクを伝達及び遮断するためのものである。このような構成により、複式クラッチ装置1は、第1及び第2クラッチ50、60を選択的に作動させて第1出力軸50又は第2出力軸60にトルクを出力可能としている。そして、第1出力軸50又は第2出力軸60に伝達されたトルクは、変速装置2により変速された後、出力軸40から出力される。以上に述べたAMTに採用される本発明の変速装置2としては、以下の第1～第5実施形態が考えられる。

[0039] 2. 第1実施形態

(1) 変速装置の構造

本発明の第1実施形態としての変速装置2について説明する。図2(a)に本発明の第1実施形態としての変速装置の構成図を示す。変速装置2は、図2(a)に示すように、第1入力軸10と、第2入力軸20と、副軸30と、出力軸40と、第1歯車対110と、第2歯車対120と、第3歯車対130と、第4歯車対140と、第1切換機構160と、第2切換機構170と、ケーシング(図示せず)とから構成されている。

[0040] 第1入力軸10は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第1クラッチC1の第1出力軸50に対して相対回転不能に設けられている。第2入力軸20は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第2クラッチC2の第2出力軸60に対して相対回転不能に設けられている。また、第2入力軸20は、第1入力軸10の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である。副軸30は、第1入力軸10に対して並行に配置されている。出力軸40は、変速装置2からトルクを出力するためのものであり、第1入力軸10に対して同軸上に配置されている。以上の構成から明らかなように、第1入力軸10、第2入力軸20、及び出力軸40は、同軸上に配置されており、それらの軸に対して並行に副軸30が配置されている。この構成により、この変速装置2はFR車に採用可能となる。

[0041] 第1歯車対110は、第2入力軸20と副軸30とを連結するためのもので、歯車111と

、歯車112とから構成されている。歯車111は、第2入力軸20に固定されている。歯車112は、副軸30に固定されている。そして、歯車111と歯車112とは、互いに噛み合っている。第2歯車対120は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車121と、歯車122とから構成されている。歯車121は、第1入力軸10に対して相対回転可能に配置されている。歯車122は、副軸30に固定されている。そして、歯車121と歯車122とは、互いに噛み合っている。第3歯車対130は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車131と、歯車132とから構成されている。歯車131は、第1入力軸10に対して相対回転可能に配置されている。歯車132は、副軸30に固定されている。そして、歯車131と歯車132とは、互いに噛み合っている。第4歯車対140は、出力軸40と副軸30とを連結するためのもので、歯車141と、歯車142とから構成されている。歯車141は、出力軸40に対して相対回転可能に配置されている。歯車142は、副軸30に固定されている。そして、歯車141と歯車142とは、互いに噛み合っている。

[0042] 第1切換機構160は、第1入力軸10と副軸30とを2種類の異なる減速比で選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車161と、第1切換歯車S1と、第2切換歯車S2と、第1スリーブ162とから構成されている。歯車161は、第1入力軸10に固定されている。第1切換歯車S1は、第1入力軸10に対して相対回転可能にかつ歯車121に対して相対回転不能に設けられている。第2切換歯車S2は、第1入力軸10に対して相対回転可能にかつ歯車131に対して相対回転不能に設けられている。第1スリーブ162は、歯車161の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車161と噛み合っている。第1スリーブ162は、第1入力軸10に対して軸方向に相対移動可能することで、第1切換歯車S1及び第2切換歯車S2のいずれか一方と歯車161との連結及び連結解除を切換可能としている。

[0043] 第2切換機構170は、第1入力軸10及び副軸30のいずれか一方と出力軸40とを選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車171と、第3切換歯車S3と、第4切換歯車S4と、第2スリーブ172とから構成されている。歯車171は、出力軸40に固定されている。第3切換歯車S3は、出力軸40に対して相対回転可能にかつ歯車141に対して相対回転不能に設けられている。第4切換歯車S4は、第1入力軸10に

対して相対回転不能に設けられている。第2スリーブ172は、歯車171の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車171と噛み合っている。第2スリーブ172は、出力軸40に対して軸方向に相対移動可能することで、第3切換歯車S3及び第4切換歯車S4のいずれか一方と歯車171との連結及び連結解除を切換可能としている。

[0044] ここで、各歯車対の減速比について説明する。減速比とは、一般的に従動側の歯車の歯数を駆動側の歯車の歯数で除したものである。しかし、この実施形態においては、各歯車対は従動側と駆動側とが入れ替わる。ここでは便宜上、第1入力軸10及び第2入力軸20側の歯車を駆動側の歯車とする。また、第4歯車対140に関しては、駆動側と従動側が入れ替わらないため、出力軸40側の歯車を従動側の歯車とする。

[0045] この実施形態では、第1～第4歯車対の減速比は、例えば、

$$\alpha 1 = 2.1$$

$$\alpha 2 = 2.9$$

$$\alpha 3 = 1.35$$

$$\alpha 4 = 1.8$$

としている。この減速比の設定により、この変速装置2では6段変速を確実に実現できる。具体的には、 $\alpha 2 > \alpha 1 > \alpha 3$ の条件を満たしていればよい。

[0046] (2) 変速装置の動作

次に図2及び図3を参照しながら変速装置2の動作について説明する。ここでは、第1速から第6速までのシフトアップ時の動作について説明する。図2(b)に本発明に第1実施形態としての変速装置のトルク伝達経路の模式図、及び図3に本発明の第1実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比を示す。図2(b)では、点線が各軸を、実線が各変速段におけるトルク伝達経路をそれぞれ示している。そして、図2(b)の右側には、作動するクラッチが「C1」又は「C2」により示されている。また、図3では、各変速段において連結されているクラッチ及び切換歯車が「○」で、シフトアップ及びシフトダウンに備えて連結される切換歯車を「(○)」でそれぞれ示している。また、図3の右側には、変速装置2全体での減速比と各変速

段の減速比のステップと全体のレンジとがそれぞれ示されている。

[0047] <停止～前進第1速>

車両の停止状態では、第1クラッチC1及び第2クラッチC2は遮断されている。その状態で、図3に示すように、第1切換機構160の第1スリーブ162により歯車162と第1切換歯車S1とが連結されるとともに、第2切換機構170の第2スリーブ172により歯車171と第3切換歯車S3とが連結される。そして、第1クラッチC1が徐々に連結される。これにより、図2(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第2歯車対120、副軸30、及び第4歯車対140を介して出力軸40に伝達され、車両は第1速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_2 \times \alpha_4 = 2.9 \times 1.8 = 5.22$ となる。

[0048] <前進第1速～前進第2速>

第1速走行時に、図3に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2クラッチC2が連結される。このとき、第1速と同様に、第2切換機構170の第2スリーブ172により歯車171と第3切換歯車S3との連結は保持しておく。これにより、図2(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対110、副軸30、及び第4歯車対140を介して出力軸40に伝達され、車両は第2速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 \times \alpha_4 = 2.1 \times 1.8 = 3.78$ となる。

[0049] <前進第2速～前進第3速>

第2速走行時に、図3に示すように、第1切換機構160の第1スリーブ162により歯車161と第2切換歯車S2とが連結される。そして、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第2速と同様に、第2切換機構170の第2スリーブ172により歯車171と第3切換歯車S3とを連結しておく。これにより、図2(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第3歯車対130、副軸30、及び第4歯車対140を介して出力軸40に伝達され、車両は第3速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_3 \times \alpha_4 = 1.35 \times 1.8 = 2.43$ となる。

[0050] <前進第3速～前進第4速>

第3速走行時に、図3に示すように、第1クラッチC1の連結を解除するとともに、第2切換機構170での連結部分を第3切換歯車S3から第4切換歯車S4へ切り換える。その後、第2クラッチC2が連結される。このとき、第3速と同様に、第1切換機構160の第1スリーブ162により歯車161と第2切換歯車S2とを連結しておく。これにより、図2(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対110、副軸30、第3歯車対130、及び第1入力軸10を介して出力軸40に伝達され、車両は第4速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_3 = 2.1 / 1.35 = 1.56$ となる。

[0051] <前進第4速～前進第5速>

第4速走行時に、図3に示すように、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第4速と同様に、第2切換機構170の第2スリーブ172により歯車171と第4切換歯車S4との連結は保持しておく。これにより、図2(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第2切換機構170を介して出力軸40に伝達され、車両は第5速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = 1$ となる。

[0052] <前進第5速～前進第6速>

第5速走行時に、図3に示すように、第1切換機構160の第1スリーブ162により歯車161と第1切換歯車S1とが連結される。そして、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2クラッチC2が連結される。このとき、第5速と同様に、第2切換機構170の第4切換歯車S4の連結は保持しておく。これにより、図2(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対110、副軸30、及び第2歯車対120を介して出力軸40に伝達され、車両は第6速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_2 = 2.1 / 2.9 = 0.72$ となる。

[0053] 以上に述べたように、この変速装置2は、4つの歯車対と2つの切換機構のみで、前進6段変速を実現できる。これにより、この変速装置2は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。また、この変速装置2は、図3に示すように前進第1速と第2速との減速比のステップを小さくすることができる。この結果、この変速装置2では、前進第1速で

第1クラッチC1が滑り終える前に第2速で第2クラッチC2を滑らせて発進することができる。これにより、この変速装置2では、第1及び第2クラッチC1、C2に発進時の負荷を分担することでフェーシングの摩耗を低減することができる。

[0054] 3. 第2実施形態

(1) 変速装置の構造

本発明の第2実施形態としての変速装置2について説明する。図4(a)に本発明の第2実施形態としての変速装置の構成図を示す。変速装置2は、図4(a)に示すように、第1入力軸10と、第2入力軸20と、副軸30と、出力軸40と、第1歯車対210と、第2歯車対220と、第3歯車対230と、第4歯車対240と、第1切換機構260と、第2切換機構270と、ケーシング(図示せず)とから構成されている。

[0055] 第1入力軸10は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第1クラッチC1の第1出力軸50に対して相対回転不能に設けられている。第2入力軸20は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第2クラッチC2の第2出力軸60に対して相対回転不能に設けられている。また、第1入力軸10は、第2入力軸20の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である。副軸30は、第2入力軸20に対して並行に配置されている。出力軸40は、変速装置2からトルクを出力するためのものであり、副軸30に対して同軸上に配置されている。この実施形態では、出力軸40は、副軸30に対してエンジン側に配置されている。以上の構成から明らかなように、副軸30及び出力軸は、第1及び第2入力軸10、20に対して並行に配置されている。この構成により、この変速装置2はFF車に採用可能となる。

[0056] 第1歯車対210は、第2入力軸20と副軸30とを連結するためのもので、歯車211と、歯車212とから構成されている。歯車211は、第2入力軸20に固定されている。歯車212は、副軸30に固定されている。そして、歯車211と歯車212とは、互いに噛み合っている。第2歯車対220は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車221と、歯車222とから構成されている。歯車221は、第1入力軸10に固定されている。歯車222は、副軸30に対して相対回転可能に配置されている。そして、歯車221と歯車222とは、互いに噛み合っている。第3歯車対230は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車231と、歯車232とから構成されている。歯車2

31は、第1入力軸10に固定されている。歯車232は、副軸30に対して相対回転可能に配置されている。そして、歯車231と歯車232とは、互いに噛み合っている。第4歯車対240は、出力軸40と第1入力軸10とを連結するためのもので、歯車241と、歯車242とから構成されている。歯車241は、第1入力軸10に固定されている。歯車242は、出力軸40に対して相対回転可能に配置されている。そして、歯車241と歯車242とは、互いに噛み合っている。

[0057] 第1切換機構260は、第1入力軸10と副軸30とを2種類の異なる減速比で選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車261と、第1切換歯車S1と、第2切換歯車S2と、第1スリーブ262とから構成されている。歯車261は、副軸30に固定されている。第1切換歯車S1は、副軸30に対して相対回転可能にかつ歯車222に対して相対回転不能に設けられている。第2切換歯車S2は、副軸30に対して相対回転可能にかつ歯車232に対して相対回転不能に設けられている。第1スリーブ262は、歯車261の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車261と噛み合っている。第1スリーブ262は、副軸30に対して軸方向に相対移動可能することで、第1切換歯車S1及び第2切換歯車S2のいずれか一方と歯車261との連結及び連結解除を切換可能としている。

[0058] 第2切換機構270は、第1入力軸10及び副軸30のいずれか一方と出力軸40とを選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車271と、第3切換歯車S3と、第4切換歯車S4と、第2スリーブ272とから構成されている。歯車271は、出力軸40に固定されている。第3切換歯車S3は、出力軸40に対して相対回転可能にかつ歯車242に対して相対回転不能に設けられている。第4切換歯車S4は、副軸30に対して相対回転不能に設けられている。第2スリーブ272は、歯車271の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車271と噛み合っている。第2スリーブ272は、出力軸40に対して軸方向に相対移動することで、第3切換歯車S3及び第4切換歯車S4のいずれか一方と歯車271との連結及び連結解除を切換可能としている。

[0059] ここで、各歯車対の減速比について説明する。減速比とは、一般的に従動側の歯車の歯数を駆動側の歯車の歯数で除したものである。しかし、この実施形態においては、各歯車対は従動側と駆動側とが入れ替わる。ここでは便宜上、第1入力軸10

及び第2入力軸20側の歯車を駆動側の歯車とする。また、第4歯車対140に関しては、駆動側と従動側が入れ替わらないため、出力軸40側の歯車を従動側の歯車とする。

[0060] この実施形態では、第1～第4歯車対の減速比は、例えば、

$$\alpha 1 = 1.85$$

$$\alpha 2 = 2.49$$

$$\alpha 3 = 1.375$$

$$\alpha 4 = 0.76$$

としている。この減速比の設定により、この変速装置2では6段変速を確実に実現できる。具体的には、 $\alpha 2 > \alpha 1 > \alpha 3$ の条件を満たしていればよい。

[0061] (2) 変速装置の動作

次に図4及び図5を参照しながら変速装置2の動作について説明する。図4(b)に本発明に第2実施形態としての変速装置のトルク伝達経路の模式図、及び図5に本発明の第2実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比を示す。図4(b)では、点線が各軸を、実線が各変速段におけるトルク伝達経路をそれぞれ示している。そして、図4(b)の右側には、作動するクラッチが「C1」又は「C2」により示されている。また、図5では、各変速段において連結されているクラッチ及び切換歯車が「○」で、シフトアップ及びシフトダウンに備えて連結される切換歯車を「(○)」でそれぞれ示している。また、図5の右側には、変速装置2全体での減速比と各変速段の減速比のステップと全体のレンジとがそれぞれ示されている。

[0062] <停止～前進第1速>

車両の停止状態では、第1クラッチC1及び第2クラッチC2は遮断されている。その状態で、図5に示すように、第1切換機構260の第1スリーブ262により歯車261と第1切換歯車S1とが連結されるとともに、第2切換機構270の第2スリーブ272により歯車271と第4切換歯車S4とが連結される。そして、第1クラッチC1が連結される。これにより、図4(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第2歯車対220、副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第1速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 $\alpha 0$ は、 $\alpha 0 = \alpha 2 = 2.49$ となる。

[0063] <前進第1速～前進第2速>

第1速走行時に、図5に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2クラッチC2が連結される。このとき、第1速と同様に、第2切換機構270の第2スリーブ272により歯車271と第4切換歯車S4との連結は保持しておく。これにより、図4(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対210、副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第2速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 = 1.85$ となる。

[0064] <前進第2速～前進第3速>

第2速走行時に、図5に示すように、予め第1切換機構260の第1スリーブ262により歯車261と第2切換歯車S2とが連結される。そして、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第2速と同様に、第2切換機構270の第2スリーブ272により歯車271と第4切換歯車S4との連結は保持しておく。これにより、図4(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第3歯車対230、副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第3速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_3 = 1.375$ となる。

[0065] <前進第3速～前進第4速>

第3速走行時に、図5に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2切換機構270における連結部分が第4切換歯車S4から第3切換歯車S3へ切り換えられる。その後、第2クラッチC2が連結される。このとき、第3速と同様に、第1切換機構260の第1スリーブ262により歯車261と第2切換歯車S2との連結は保持しておく。これにより、図4(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対210、副軸30、第3歯車対230、第1入力軸10、及び第4歯車対240を介して出力軸40に伝達され、車両は第4速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_3 \times \alpha_4 = 1.85 / 1.375 \times 0.76 = 1.023$ となる。

[0066] <前進第4速～前進第5速>

第4速走行時に、図5に示すように、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第4速と同様に、第2切換機構270における第3

切換歯車S3の連結は保持しておく。これにより、図4(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第4歯車対240を介して出力軸40に伝達され、第5速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 $\alpha 0$ は、 $\alpha 0 = \alpha 4 = 0.76$ となる。

[0067] <前進第5速～前進第6速>

第5速走行時に、図5に示すように、予め第1切換機構260の第1スリーブ262により歯車261と第1切換歯車S1とが連結される。そして、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2クラッチC2が連結される。このとき、第5速と同様に、第2切換機構270における第4切換歯車S4の連結は保持しておく。これにより、図4(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対210、第2歯車対220、第3歯車対230、及び第2切換機構270を介して出力軸40に伝達され、車両は第6速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 $\alpha 0$ は、 $\alpha 0 = \alpha 1 / \alpha 2 \times \alpha 4 = 1.85 / 2.49 \times 0.76 = 0.565$ となる。

[0068] 以上に述べたように、この変速装置2は、4つの歯車対と2つの切換機構のみで、前進6段変速を実現できる。これにより、この変速装置2は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。また、この変速装置2は、図5に示すように前進第1速と第2速との減速比のステップを小さくすることができる。この結果、この変速装置2では、前進第1速で第1クラッチC1が滑り終える前に第2速で第2クラッチC2を滑らせて発進することができる。これにより、この変速装置2では、第1及び第2クラッチC1、C2に発進時の負荷を分担することでフェーシングの摩耗を低減することができる。

[0069] 4. 第3実施形態

(1) 変速装置の構造

本発明の第3実施形態としての変速装置2について説明する。図6(a)に本発明の第3実施形態としての変速装置の構成図を示す。変速装置2は、図6(a)に示すように、第1入力軸10と、第2入力軸20と、副軸30と、出力軸40と、第1歯車対310と、第2歯車対320と、第3歯車対330と、第4歯車対340と、第1切換機構360と、第2切換機構370と、ケーシング(図示せず)とから構成されている。

第1入力軸10は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第1クラッチC1の第1出力軸50に対して相対回転不能に設けられている。第2入力軸20は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第2クラッチC2の第2出力軸60に対して相対回転不能に設けられている。また、第1入力軸10は、第2入力軸20の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である。副軸30は、第2入力軸20に対して並行に配置されている。出力軸40は、変速装置2からトルクを出力するためのものであり、副軸30に対して同軸上に配置されている。この実施形態では、出力軸40は、副軸30に対してエンジン側に配置されている。以上の構成から明らかなように、副軸30及び出力軸は、第1及び第2入力軸10、20に対して並行に配置されている。この構成により、この変速装置2はFF車に採用可能となる。

[0070] 第1歯車対310は、第2入力軸20と副軸30とを連結するためのもので、歯車311と、歯車312とから構成されている。歯車311は、第2入力軸20に固定されている。歯車312は、副軸30に固定されている。そして、歯車311と歯車312とは、互いに噛み合っている。第2歯車対320は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車321と、歯車322とから構成されている。歯車321は、第1入力軸10に固定されている。歯車322は、副軸30に対して相対回転可能に配置されている。そして、歯車321と歯車322とは、互いに噛み合っている。第3歯車対330は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車331と、歯車332とから構成されている。歯車331は、第1入力軸10に固定されている。歯車332は、副軸30に対して相対回転可能に配置されている。そして、歯車331と歯車332とは、互いに噛み合っている。第4歯車対340は、出力軸40と第1入力軸10とを連結するためのもので、歯車341と、歯車342とから構成されている。歯車341は、第1入力軸10に固定されている。歯車342は、出力軸40に対して相対回転可能に配置されている。そして、歯車341と歯車342とは、互いに噛み合っている。

[0071] 第1切換機構360は、第1入力軸10と副軸30とを2種類の異なる減速比で選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車361と、第1切換歯車S1と、第2切換歯車S2と、第1スリーブ362とから構成されている。歯車361は、副軸30に固定されている。第1切換歯車S1は、副軸30に対して相対回転可能にかつ歯車322に対し

て相対回転不能に設けられている。第2切換歯車S2は、副軸30に対して相対回転可能にかつ歯車332に対して相対回転不能に設けられている。第1スリーブ362は、歯車361の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車361と噛み合っている。第1スリーブ362は、副軸30に対して軸方向に相対移動可能することで、第1切換歯車S1及び第2切換歯車S2のいずれか一方と歯車361との連結及び連結解除を切換可能としている。

[0072] 第2切換機構370は、第1入力軸10及び副軸30のいずれか一方と出力軸40とを選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車371と、第3切換歯車S3と、第4切換歯車S4と、第2スリーブ372とから構成されている。歯車371は、出力軸40に固定されている。第3切換歯車S3は、出力軸40に対して相対回転可能にかつ歯車342に対して相対回転不能に設けられている。第4切換歯車S4は、副軸30に対して相対回転不能に設けられている。第2スリーブ372は、歯車371の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車371と噛み合っている。第2スリーブ372は、出力軸40に対して軸方向に相対移動することで、第3切換歯車S3及び第4切換歯車S4のいずれか一方と歯車371との連結及び連結解除を切換可能としている。

[0073] ここで、各歯車対の減速比について説明する。減速比とは、一般的に従動側の歯車の歯数を駆動側の歯車の歯数で除したものである。しかし、この実施形態においては、各歯車対は従動側と駆動側とが入れ替わる。ここでは便宜上、第1入力軸10及び第2入力軸20側の歯車を駆動側の歯車とする。また、第4歯車対140に関しては、駆動側と従動側が入れ替わらないため、出力軸40側の歯車を従動側の歯車とする。

[0074] この実施形態では、第1～第4歯車対の減速比は、例えば、

$$\alpha 1 = 0.900$$

$$\alpha 2 = 1.269$$

$$\alpha 3 = 0.638$$

$$\alpha 4 = 2.523$$

としている。この減速比の設定により、この変速装置2では6段変速を確実に実現できる。具体的には、 $\alpha 2 > \alpha 1 > \alpha 3$ の条件を満たしていればよい。

[0075] (2) 変速装置の動作

次に図6及び図7を参照しながら変速装置2の動作について説明する。図6(b)に本発明に第3実施形態としての変速装置のトルク伝達経路の模式図、及び図7に本発明の第3実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比を示す。図6(b)では、点線が各軸を、実線が各変速段におけるトルク伝達経路をそれぞれ示している。そして、図6(b)の右側には、作動するクラッチが「C1」又は「C2」により示されている。また、図7では、各変速段において連結されているクラッチ及び切換歯車が「○」で、シフトアップ及びシフトダウンに備えて連結される切換歯車を「(○)」でそれぞれ示している。また、図7の右側には、変速装置2全体での減速比と各変速段の減速比のステップと全体のレンジとがそれぞれ示されている。

[0076] <停止～前進第1速>

車両の停止状態では、第1クラッチC1及び第2クラッチC2は遮断されている。その状態で、図7に示すように、第1切換機構360の第1スリーブ362により歯車361と第2切換歯車S2とが連結されるとともに、第2切換機構370の第2スリーブ372により歯車371と第3切換歯車S3とが連結される。そして、第2クラッチC2が連結される。これにより、図6(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対310、第3歯車対330、第1入力軸10、及び第4歯車対340を介して出力軸40に伝達され、車両は第1速で走行する。このとき、第1入力軸10にトルクが入力されないよう、第1クラッチC1は連結を解除した状態としている。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_3 \times \alpha_4 = 0.900 / 0.638 \times 2.523 = 3.557$ となる。

[0077] <前進第1速～前進第2速>

第1速走行時に、図7に示すように、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第1速と同様に、第2切換機構370の第2スリーブ372により歯車371と第3切換歯車S3との連結は保持しておく。これにより、図6(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第4歯車対340を介して出力軸40に伝達され、車両は第2速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_4 = 2.523$ となる。

[0078] <前進第2速～前進第3速>

第2速走行時に、図7に示すように、予め第1切換機構360の第1スリーブ362により歯車361と第2切換歯車S2とが連結される。そして、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2クラッチC2が連結される。このとき、第2速と同様に、第2切換機構370の第2スリーブ372により歯車371と第3切換歯車S3との連結は保持しておく。これにより、図6(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対310、副軸30、第2歯車対320、第2入力軸、及び第4歯車対340を介して出力軸40に伝達され、車両は第3速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_2 \times \alpha_4 = 0.900 / 1.269 \times 2.523 = 1.789$ となる。

[0079] <前進第3速～前進第4速>

第3速走行時に、図7に示すように、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第2切換機構370での連結部分が第3切換歯車S3から第4切換歯車S4へ切り換えられる。そして、第1クラッチC1が連結される。このとき、第3速と同様に、第1切換機構360の第1スリーブ362により歯車361と第1切換歯車S1との連結は保持しておく。これにより、図6(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第2歯車対320、及び副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第4速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_2 = 1.269$ となる。

[0080] <前進第4速～前進第5速>

第4速走行時に、図7に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2クラッチC2が連結される。このとき、第4速と同様に、第2切換機構370における第4切換歯車S4の連結は保持しておく。これにより、図6(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対310、副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第5速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 = 0.900$ となる。

[0081] <前進第5速～前進第6速>

第5速走行時に、図7に示すように、予め第1切換機構360の第1スリーブ362によ

り歯車361と第2切換歯車S2とが連結される。そして、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第4速と同様に、第2切換機構370における第4切換歯車S4の連結は保持しておく。これにより、図6(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第3歯車対330、副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第6速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_3 = 0.638$ となる。

[0082] 以上に述べたように、この変速装置2は、4つの歯車対と2つの切換機構のみで、前進6段変速を実現できる。これにより、この変速装置2は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。また、この変速装置2は、図7に示すように前進第1速と第2速との減速比のステップを小さくすることができる。この結果、この変速装置2では、前進第1速で第1クラッチC1が滑り終える前に第2速で第2クラッチC2を滑らせて発進することができる。これにより、この変速装置2では、第1及び第2クラッチC1、C2に発進時の負荷を分担することでフェーシングの摩耗を低減することができる。

[0083] 5. 第4実施形態

(1) 変速装置の構造

本発明の第4実施形態としての変速装置2について説明する。図8(a)に本発明の第4実施形態としての変速装置の構成図を示す。変速装置2は、図8(a)に示すように、第1入力軸10と、第2入力軸20と、副軸30と、出力軸40と、第1歯車対410と、第2歯車対420と、第3歯車対430と、第4歯車対440と、第1切換機構460と、第2切換機構470と、第3切換機構480と、ケーシング(図示せず)とから構成されている。

[0084] 第1入力軸10は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第1クラッチC1の第1出力軸50に対して相対回転不能に設けられている。第2入力軸20は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第2クラッチC2の第2出力軸60に対して相対回転不能に設けられている。また、第2入力軸20は、第1入力軸10の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である。副軸30は、第1入力軸10に対して並行に配置されている。出力軸40は、変速装置2からトルクを出力するた

めのものであり、副軸30に対して同軸上に配置されている。この実施形態では、出力軸40は、副軸30に対してエンジン側に配置されている。以上の構成から明らかなように、副軸30及び出力軸は、第1及び第2入力軸10、20に対して並行に配置されている。この構成により、この変速装置2はFF車に採用可能となる。

[0085] 第1歯車対410は、第2入力軸20と副軸30とを連結するためのもので、歯車411と、歯車412とから構成されている。歯車411は、第2入力軸20に固定されている。歯車412は、副軸30に固定されている。そして、歯車411と歯車412とは、互いに噛み合っている。第2歯車対420は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車421と、歯車422とから構成されている。歯車421は、第1入力軸10に対して相対回転可能に配置されている。歯車422は、副軸30に固定されている。そして、歯車421と歯車422とは、互いに噛み合っている。第3歯車対430は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車431と、歯車432とから構成されている。歯車431は、第1入力軸10に対して相対回転可能に配置されている。歯車432は、副軸30に固定されている。そして、歯車431と歯車432とは、互いに噛み合っている。第4歯車対440は、出力軸40と副軸30とを連結するためのもので、歯車441と、歯車442とから構成されている。歯車441は、第1入力軸10に対して相対回転可能に配置されている。歯車442は、出力軸40に固定されている。そして、歯車441と歯車442とは、互いに噛み合っている。

[0086] 第1切換機構460は、第1入力軸10と副軸30とを2種類の異なる減速比で選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車461と、第1切換歯車S1と、第2切換歯車S2と、第1スリーブ462とから構成されている。歯車461は、第1入力軸10に固定されている。第1切換歯車S1は、第1入力軸10に対して相対回転可能にかつ歯車421に対して相対回転不能に設けられている。第2切換歯車S2は、第1入力軸10に対して相対回転可能にかつ歯車431に対して相対回転不能に設けられている。第1スリーブ462は、歯車461の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車461と噛み合っている。第1スリーブ462は、第1入力軸10に対して軸方向に相対移動可能することで、第1切換歯車S1及び第2切換歯車S2のいずれか一方と歯車461との連結及び連結解除を切換可能としている。

- [0087] 第2切換機構470は、第1入力軸10と出力軸40とを選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車471と、第3切換歯車S3と、第2スリーブ472とから構成されている。歯車471は、第1入力軸10に固定されている。第3切換歯車S3は、第1入力軸10に対して相対回転可能にかつ歯車441に対して相対回転不能に設けられている。第2スリーブ472は、歯車471の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車471と噛み合っている。第2スリーブ472は、出力軸40に対して軸方向に相対移動可能することで、第3切換歯車S3と歯車471との連結及び連結解除を切換可能としている。
- [0088] 第3切換機構480は、副軸30と出力軸40とを選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車481と、第4切換歯車S4と、第3スリーブ482とから構成されている。歯車481は、副軸30に固定されている。第4切換歯車S4は、出力軸40に対して相対回転不能に設けられている。第3スリーブ482は、歯車481の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車481と噛み合っている。第3スリーブ482は、出力軸40に対して軸方向に相対移動可能することで、第4切換歯車S4と歯車481との連結及び連結解除を切換可能としている。
- [0089] ここで、各歯車対の減速比について説明する。減速比とは、一般的に従動側の歯車の歯数を駆動側の歯車の歯数で除したものである。しかし、この実施形態においては、各歯車対は従動側と駆動側とが入れ替わる。ここでは便宜上、第1入力軸10及び第2入力軸20側の歯車を駆動側の歯車とする。また、第4歯車対140に関しては、駆動側と従動側が入れ替わらないため、出力軸40側の歯車を従動側の歯車とする。
- [0090] この実施形態では、第1～第4歯車対の減速比は、例えば、
 $\alpha 1 = 2.2$
 $\alpha 2 = 2.9$
 $\alpha 3 = 1.5$
 $\alpha 4 = 0.7$
としている。この減速比の設定により、この変速装置2では6段変速を確実に実現できる。具体的には、 $\alpha 2 > \alpha 1 > \alpha 3$ の条件を満たしていればよい。

[0091] (2) 変速装置の動作

次に図8及び図9を参照しながら変速装置2の動作について説明する。図8(b)に本発明に第4実施形態としての変速装置のトルク伝達経路の模式図、及び図9に本発明の第4実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比を示す。図8(b)では、点線が各軸を、実線が各変速段におけるトルク伝達経路をそれぞれ示している。そして、図8(b)の右側には、作動するクラッチが「C1」又は「C2」により示されている。また、図9では、各変速段において連結されているクラッチ及び切換歯車が「○」で、シフトアップ及びシフトダウンに備えて連結される切換歯車を「(○)」でそれぞれ示している。また、図9の右側には、変速装置2全体での減速比と各変速段の減速比のステップと全体のレンジとがそれぞれ示されている。

[0092] <停止～前進第1速>

車両の停止状態では、第1クラッチC1及び第2クラッチC2は遮断されている。その状態で、図9に示すように、第1切換機構460の第1スリーブ462により歯車461と第1切換歯車S1とが連結されるとともに、第3切換機構480の第3スリーブ482により歯車481と第4切換歯車S4とが連結される。そして、第1クラッチC1が連結される。これにより、図8(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第2歯車対420、及び副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第1速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_2 = 2.9$ となる。

[0093] <前進第1速～前進第2速>

第1速走行時に、図9に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2クラッチC2が連結される。このとき、第1速と同様に、第3切換機構480における第4切換歯車S4の連結は保持しておく。これにより、図8(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対410、及び副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第2速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 = 2.2$ となる。

[0094] <前進第2速～前進第3速>

第2速走行時に、図9に示すように、予め第1切換機構460の第1スリーブ462により歯車461と第2切換歯車S2とが連結される。そして、第2クラッチC2の連結が解除

されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第2速と同様に、第2切換機構470における第4切換歯車S4の連結は保持しておく。これにより、図8(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第3歯車対430、及び副軸30を介して出力軸40に伝達され、車両は第3速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_3 = 1.5$ となる。

[0095] <前進第3速～前進第4速>

第3速走行時に、図9に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第3切換機構480の第4切換歯車S4の連結が解除され、第2切換機構470の第3切換歯車S3が連結される。そして、第2クラッチC2が連結される。このとき、第3速と同様に、第1切換機構460における第2切換歯車S2の連結は保持しておく。これにより、図8(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第1歯車対410、副軸30、第3歯車対430、及び第4歯車対440を介して出力軸40に伝達され、車両は第4速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_3 \times \alpha_4 = 2.2 / 1.5 \times 0.7 = 1.03$ となる。

[0096] <前進第4速～前進第5速>

第4速走行時に、図9に示すように、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第4速と同様に、第2切換機構470における第3切換歯車S3の連結を維持しておく。これにより、図8(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第4歯車対440を介して出力軸40に伝達され、車両は第5速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_3 = 0.7$ となる。

[0097] <前進第5速～前進第6速>

第5速走行時に、図9に示すように、予め第1切換機構460の第1スリーブ462により歯車461と第1切換歯車S1とが連結される。そして、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに第2クラッチC2が連結される。このとき、第4速と同様に、第2切換機構470における第3切換歯車S3の連結は保持しておく。これにより、図8(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対410、副軸30、第2歯車対420、及び第4歯車対440を介して出力軸40に伝達され、車両は

第6速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 $\alpha 0$ は、 $\alpha 0 = \alpha 1 / \alpha 2 \times \alpha 4 = 2.2 / 2.9 \times 0.7 = 0.53$ となる。

[0098] 以上に述べたように、この変速装置2は、4つの歯車対と2つの切換機構のみで、前進6段変速を実現できる。これにより、この変速装置2は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。また、この変速装置2は、図9に示すように前進第1速と第2速との減速比のステップを小さくすることができる。この結果、この変速装置2では、前進第1速で第1クラッチC1が滑り終える前に第2速で第2クラッチC2を滑らせて発進することができる。これにより、この変速装置2では、第1及び第2クラッチC1、C2に発進時の負荷を分担することでフェーシングの摩耗を低減することができる。

[0099] 6. 第5実施形態

(1) 変速装置の構造

以上に述べたAMTに搭載される本発明の第5実施形態としての変速装置2について説明する。図10(a)に本発明の第5実施形態としての変速装置の構成図を示す。変速装置2は、図10(a)に示すように、第1入力軸10と、第2入力軸20と、副軸30と、出力軸40と、第1歯車対510と、第2歯車対520と、第3歯車対530と、第4歯車対540と、第5歯車対550と、第1切換機構560と、第2切換機構570と、第3切換機構580と、ケーシング(図示せず)とから構成されている。

[0100] 第1入力軸10は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第1クラッチC1の第1出力軸50に対して相対回転不能に設けられている。第2入力軸20は、複式クラッチ装置1からトルクが入力されるためのものであり、第2クラッチC2の第2出力軸60に対して相対回転不能に設けられている。また、第2入力軸20は、第1入力軸10の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である。副軸30は、第1入力軸10に対して並行に配置されている。出力軸40は、変速装置2からトルクを出力するためのものであり、第1入力軸10に対して同軸上に配置されている。以上の構成から明らかなように、第1入力軸10、第2入力軸20、及び出力軸40は、同軸上に配置されており、それらの軸に対して並行に副軸30が配置されている。この構成により、この変速装置2はFF車に採用可能となる。

- [0101] 第1歯車対510は、第2入力軸20と副軸30とを連結するためのもので、歯車511と、歯車512とから構成されている。歯車511は、第2入力軸20に固定されている。歯車512は、副軸30に固定されている。そして、歯車511と歯車512とは、互いに噛み合っている。第2歯車対520は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車521と、歯車522とから構成されている。歯車521は、第1入力軸10に対して相対回転可能に配置されている。歯車522は、副軸30に固定されている。そして、歯車521と歯車522とは、互いに噛み合っている。第3歯車対530は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車531と、歯車532とから構成されている。歯車531は、第1入力軸10に対して相対回転可能に配置されている。歯車532は、副軸30に固定されている。そして、歯車531と歯車532とは、互いに噛み合っている。第4歯車対540は、出力軸40と副軸30とを連結するためのもので、歯車541と、歯車542とから構成されている。歯車541は、出力軸40に対して相対回転可能に配置されている。歯車542は、副軸30に固定されている。そして、歯車541と歯車542とは、互いに噛み合っている。第5歯車対550は、第1入力軸10と副軸30とを連結するためのもので、歯車551と、歯車552とから構成されている。歯車551は、第1入力軸10に対して相対回転可能に配置されている。歯車552は、副軸30に固定されている。そして、歯車551と歯車552とは、互いに噛み合っている。
- [0102] 第1切換機構560は、第1入力軸10と副軸30とを2種類の異なる減速比で選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車561と、第1切換歯車S1と、第2切換歯車S2と、第1スリーブ562とから構成されている。歯車561は、第1入力軸10に固定されている。第1切換歯車S1は、第1入力軸10に対して相対回転可能にかつ歯車521に対して相対回転不能に設けられている。第2切換歯車S2は、第1入力軸10に対して相対回転可能にかつ歯車531に対して相対回転不能に設けられている。第1スリーブ562は、歯車561の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車561と噛み合っている。第1スリーブ562は、第1入力軸10に対して軸方向に相対移動可能することで、第1切換歯車S1及び第2切換歯車S2のいずれか一方と歯車561との連結及び連結解除を切換可能としている。
- [0103] 第2切換機構570は、第1入力軸10及び副軸30のいずれか一方と出力軸40とを

選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車571と、第3切換歯車S3と、第4切換歯車S4と、第2スリーブ572とから構成されている。歯車571は、出力軸40に固定されている。第3切換歯車S3は、出力軸40に対して相対回転可能にかつ歯車541に対して相対回転不能に設けられている。第4切換歯車S4は、第1入力軸10に対して相対回転不能に設けられている。第2スリーブ572は、歯車571の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車571と噛み合っている。第2スリーブ572は、出力軸40に対して軸方向に相対移動可能することで、第3切換歯車S3及び第4切換歯車S4のいずれか一方と歯車571との連結及び連結解除を切換可能としている。

[0104] 第3切換機構580は、第1入力軸10と副軸30とを選択的に連結及び連結解除するためのもので、歯車581と、第5切換歯車S5と、第3スリーブ582とから構成されている。歯車581は、第1入力軸10に固定されている。第5切換歯車S5は、第1入力軸10に対して相対回転可能にかつ歯車551に対して相対回転不能に設けられている。第3スリーブ582は、歯車581の外周側に配置された筒状の部材であり、その内周側が歯車581と噛み合っている。第3スリーブ582は、第1入力軸10に対して軸方向に相対移動可能することで、第5切換歯車S5と歯車581との連結及び連結解除を切換可能としている。

[0105] ここで、各歯車対の減速比について説明する。減速比とは、一般的に従動側の歯車の歯数を駆動側の歯車の歯数で除したものである。しかし、この実施形態においては、各歯車対は従動側と駆動側とが入れ替わる。ここでは便宜上、第1入力軸10及び第2入力軸20側の歯車を駆動側の歯車とする。また、第4歯車対140に関しては、駆動側と従動側が入れ替わらないため、出力軸40側の歯車を従動側の歯車とする。

[0106] この実施形態では、第1～第5歯車対の減速比は、例えば、

$$\alpha 1 = 1.19$$

$$\alpha 2 = 1.85$$

$$\alpha 3 = 0.84$$

$$\alpha 4 = 2.41$$

$$\alpha 5 = 1.52$$

としている。この減速比の設定により、この変速装置2では8段変速を確実に実現できる。具体的には、 $\alpha 2 > \alpha 5 > \alpha 1 > \alpha 3$ の条件を満たしていればよい。

[0107] (2) 変速装置の動作

次に図10及び図11を参照しながら変速装置2の動作について説明する。図10(b)に本発明に第5実施形態としての変速装置のトルク伝達経路の模式図、及び図11に本発明の第5実施形態としての変速装置の各変速段における締結要素の制御及び減速比を示す。図10(b)では、点線が各軸を、実線が各変速段におけるトルク伝達経路をそれぞれ示している。そして、図10(b)の右側には、作動するクラッチが「C1」又は「C2」により示されている。また、図11では、各変速段において連結されているクラッチ及び切換歯車が「○」で、シフトアップ及びシフトダウンに備えて連結される切換歯車を「(○)」でそれぞれ示している。また、図11の右側には、変速装置2全体での減速比と各変速段の減速比のステップと全体のレンジとがそれぞれ示されている。

[0108] <停止～前進第1速>

車両の停止状態では、第1クラッチC1及び第2クラッチC2は遮断されている。その状態で、図11に示すように、第1切換機構560の第1スリーブ562により歯車561と第1切換歯車S1とが連結されるとともに、第2切換機構570の第2スリーブ572により歯車571と第4切換歯車S4とが連結される。そして、第1クラッチC1が連結される。これにより、図10(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第2歯車対520、副軸30、及び第4歯車対540を介して出力軸40に伝達され、車両は第1速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 $\alpha 0$ は、 $\alpha 0 = \alpha 2 \times \alpha 4 = 1.85 \times 2.41 = 4.46$ となる。

[0109] <前進第1速～前進第2速>

第1速走行時に、図11に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2クラッチC2が連結される。このとき、第1速と同様に、第2切換機構570における第3切換歯車S3の連結は保持しておく。これにより、図10(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対510、副軸30、及

び第4歯車対540を介して出力軸40に伝達され、第2速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 \times \alpha_4 = 1.19 \times 2.41 = 2.87$ となる。

[0110] <前進第2速～前進第3速>

第2速走行時に、図11に示すように、予め第1切換機構560の第1スリーブ562により歯車561と第2切換歯車S2とが連結される。そして、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第2速と同様に、第2切換機構570における第3切換歯車S3の連結は保持しておく。これにより、図10(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第3歯車対530、副軸30、及び第4歯車対540を介して出力軸40に伝達され、車両は第3速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_3 \times \alpha_4 = 0.84 \times 2.41 = 2.02$ となる。

[0111] <前進第3速～前進第4速>

第3速走行時に、図11に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2切換機構570での連結部分が第3切換歯車S3から第4切換歯車S4へ切り換えられる。そして、第2クラッチC2が連結される。このとき、第3速と同様に、第1切換機構560における第2切換歯車S2の連結は保持しておく。これにより、図10(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第1歯車対510、副軸30、及び第3歯車対530を介して出力軸40に伝達され、車両は第4速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_3 = 1.19 / 0.84 = 1.42$ となる。

[0112] <前進第4速～前進第5速>

第4速走行時に、図11に示すように、第2クラッチC2の連結が解除されるとともに、第1クラッチC1が連結される。このとき、第4速と同様に、第2切換機構570における第4切換歯車S4の連結は保持しておく。これにより、図10(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第2切換機構570を介して出力軸40に伝達され、車両は第5速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = 1$ となる。

[0113] <前進第5速～前進第6速>

第5速走行時に、図11に示すように、第1クラッチC1の連結が解除されるとともに、第2切換機構570の第4切換歯車S4の連結が解除される。そして、第3切換機構580の第5切換歯車S5が連結された後、第2クラッチC2が連結される。これにより、図10(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対510、及び第5歯車対550を介して出力軸40に伝達され、車両は第6速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_5 = 1.19 / 1.52 = 0.78$ となる。

[0114] <前進第6速～前進第7速>

第6速走行時に、図11に示すように、第2クラッチC2連結が解除されるとともに、第1切換機構560の第1切換歯車S1、及び第2切換機構570の第4切換歯車S4がそれぞれ連結される。その後、再度第2クラッチC2が連結される。これにより、図10(b)に示すように、第2クラッチC2を介して第2入力軸20に入力されたトルクは、第1歯車対510、副軸30、及び第2歯車対520を介して出力軸40に伝達され、車両は第7速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_1 / \alpha_2 = 1.19 / 1.85 = 0.64$ となる。

<停止～前進第1'速>

この実施形態における変速装置2は、以上の前進7速に加えて第1速と第2速との間にさらに1つの変速段(前進第1'速)を設けることができる。具体的には、車両の停止状態で、図11に示すように、第2切換機構570の第3切換歯車S3及び第3切換機構580の第5切換歯車S5を連結させ、第1クラッチC1を徐々に連結させる。これにより、図10(b)に示すように、第1クラッチC1を介して第1入力軸10に入力されたトルクは、第5歯車対550、副軸30、及び第4歯車対540を介して出力軸40に伝達され、車両は第1'速で走行する。この場合、変速装置2全体の減速比 α_0 は、 $\alpha_0 = \alpha_5 \times \alpha_4 = 1.52 \times 2.41 = 3.66$ となる。

[0115] 以上に述べたように、この変速装置2は、4つの歯車対と2つの切換機構のみで、前進6段変速を実現できる。これにより、この変速装置2は、従来より軸方向寸法を短縮することができ、小型化を図ることができる。そして、AMT全体の大型化を防止することができる。また、この変速装置2は、図11に示すように前進第1速と第2速との減

速比のステップを小さくすることができる。この結果、この変速装置2では、前進第1速で第1クラッチC1が滑り終える前に第2速で第2クラッチC2を滑らせて発進することができる。これにより、この変速装置2では、第1及び第2クラッチC1、C2に発進時の負荷を分担することでフェーシングの摩耗を低減することができる。加えて、この変速装置2では、発進段を2段選定することにより、加速及び燃費重視の走行が可能となる。

[0116] 7. その他の実施形態

本発明はかかる上記実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲を逸脱することなく種々の変形又は修正が可能である。

[0117] (1)減速比

前述の実施形態では、減速比を例示しているが、それらの減速比に限定されるものではない。一定の条件を満たしていれば、他の数値を用いてもよい。

[0118] (2)変速動作

前述の実施形態では、変速装置2の動作を説明しているが、これは変速装置2の変速動作を限定するものではない。したがって、変速装置2は他の変速動作も可能である。

[0119] (3)切換機構

前述の実施形態では、切換機構の配置を例示しているが、それらの配置に限定されるものではない。各切換機構の軸方向の配置が入れ替わってもよいし、歯車の固定側と相対回転側とが入れ替わってもよい。また、前述の実施形態は、切換機構の種類を特に限定するものではなく、従来の機構(シンクロ機構等)を採用したものであればよい。

産業上の利用可能性

[0120] 本発明は、変速装置、特に複式クラッチ装置に対応した変速装置に利用可能である。

請求の範囲

- [1] 第1及び第2クラッチを選択的に連結及び遮断可能な複式クラッチ装置を備えた自動変速装置に搭載され、エンジンからのトルクを出力側に伝達するための変速装置であって、
- 前記第1クラッチを介してトルクが入力される第1入力軸と、
 - 前記第2クラッチを介してトルクが入力される第2入力軸と、
 - 前記第1入力軸に対して並行に配置された副軸と、
 - 前記第1入力軸及び前記副軸のいずれか一方に対して同軸上に配置された出力軸と、
 - 前記第2入力軸に対して固定された第1歯車と、前記副軸に対して固定され前記第1歯車と噛み合う第2歯車とから構成される第1歯車対と、
 - 前記第1入力軸と前記副軸とを少なくとも2以上の異なる減速比により選択的に連結及び連結解除可能な第1切換機構と、
 - 前記第1入力軸及び副軸のいずれか一方と前記出力軸とを選択的に連結及び連結解除可能な第2切換機構とを備えた、変速装置。
- [2] 前記第1入力軸及び副軸のいずれか一方に対して固定された第3歯車と、前記第1入力軸及び副軸の他方に対して相対回転可能に配置され前記第3歯車と噛み合う第4歯車とから構成される第2歯車対と、
- 前記第1入力軸及び副軸のいずれか一方に対して固定された第5歯車と、前記第1入力軸及び副軸の他方に対して相対回転可能に配置され前記第5歯車と噛み合う第6歯車とから構成される第3歯車対とをさらに備え、
 - 前記第1切換機構は、前記第2及び第3歯車対のいずれか一方を介して前記第1入力軸と前記副軸とを連結可能である、
- 請求項1に記載の変速装置。
- [3] 前記副軸及び出力軸のいずれか一方に対して固定された第7歯車と、前記副軸及び出力軸の他方に対して相対回転可能に配置され前記第7歯車と噛み合う第8歯車とから構成される第4歯車対をさらに備え、
- 前記第2切換機構は、前記副軸と前記出力軸との前記第4歯車対を介した連結と、

前記第1入力軸と前記出力軸との前記第4歯車対を介さない連結とを選択的に切換及び解除可能である、

請求項1又は2に記載の変速装置。

- [4] 前記第1入力軸及び出力軸のいずれか一方に対して固定された第7歯車と、前記第1入力軸及び出力軸の他方に対して相対回転可能に配置され前記第7歯車と噛み合う第8歯車とから構成される第4歯車対をさらに備え、

前記第2切換機構は、前記第1入力軸と前記出力軸との前記第4歯車対を介した連結と、前記副軸と前記出力軸との前記第4歯車対を介さない連結とを選択的に切換及び解除可能である、

請求項1又は2に記載の変速装置。

- [5] 前記第1入力軸及び副軸のいずれか一方に対して固定された第9歯車と、前記第1入力軸及び副軸の他方に対して相対回転可能に配置され前記第9歯車と噛み合う第10歯車とから構成される第5歯車対と、

前記第1入力軸及び副軸のいずれか一方と前記第1入力軸及び副軸の他方とを前記第5歯車対を介して選択的に連結及び連結解除可能な第3切換機構とを備えた、請求項1から3のいずれかに記載の変速装置。

- [6] 前記第1歯車対の前記第2入力軸から前記副軸への減速比は、前記第2歯車対の前記第1入力軸から前記副軸への減速比よりも小さく、

前記第3歯車対の前記第1入力軸から前記副軸への減速比は、前記第1歯車対の前記第2入力軸から前記副軸への減速比よりも小さい、

請求項2から5のいずれかに記載の変速装置。

- [7] 前記第5歯車対の前記第1入力軸から前記副軸への減速比は、前記第2歯車対の前記第1入力軸から前記副軸への減速比よりも小さく、

前記第5歯車対の前記第1入力軸から前記副軸への減速比は、前記第1歯車対の前記第2入力軸から前記副軸への減速比よりも大きい、

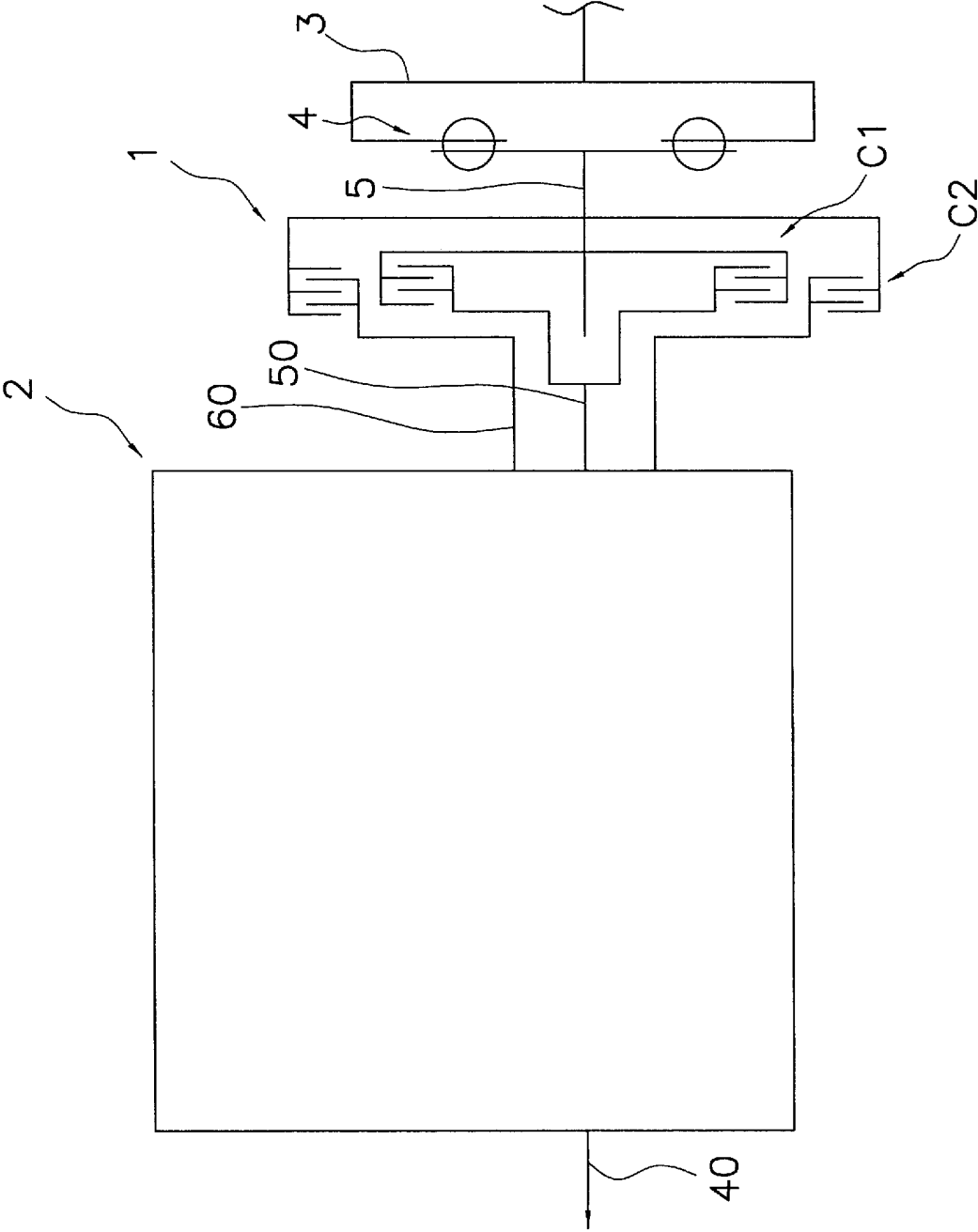
請求項6に記載の変速装置。

- [8] 前記出力軸は、前記第1入力軸に対して同軸上に配置される、

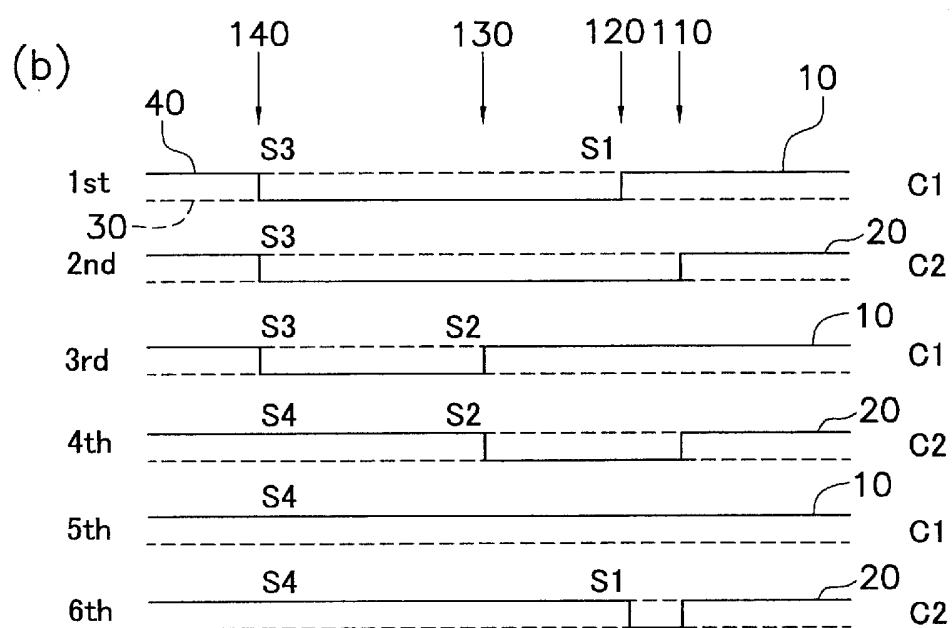
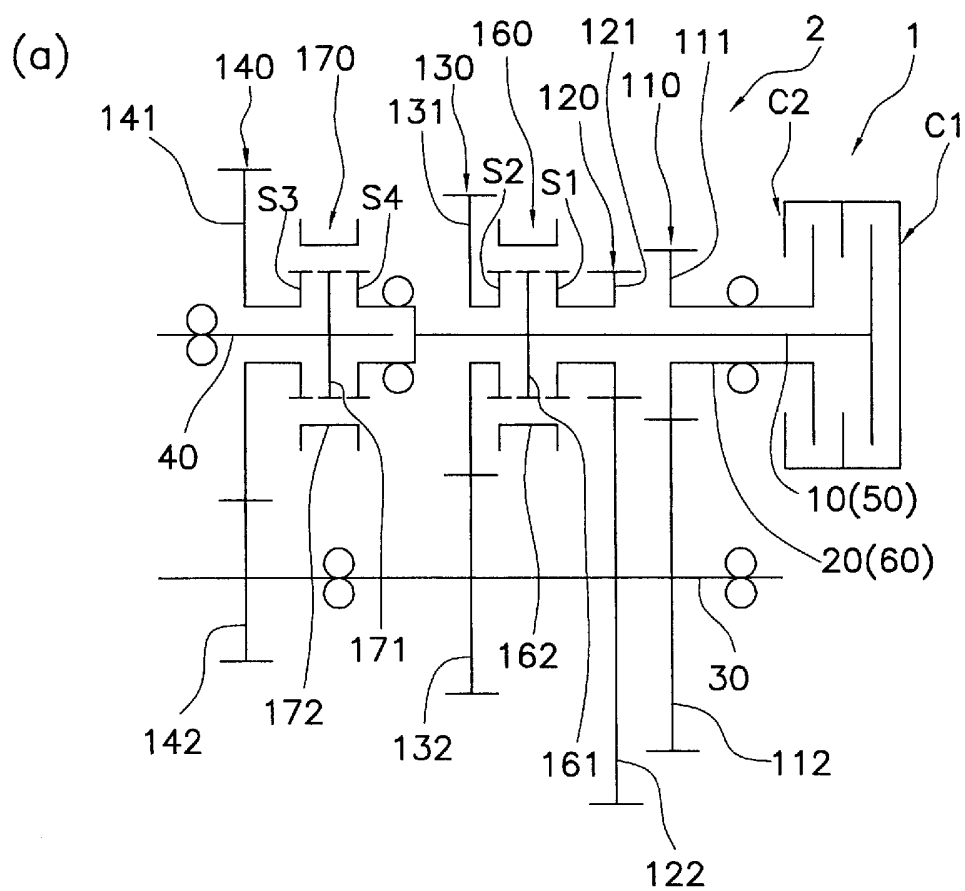
請求項1から7のいずれかに記載の変速装置。

- [9] 前記出力軸は、前記副軸に対して同軸上に配置される、
請求項1から7のいずれかに記載の変速装置。
- [10] 前記出力軸は、前記副軸の外周側に同軸上に配置された筒状部材である、
請求項1から7のいずれかに記載の変速装置。
- [11] 前記第2入力軸は、前記第1入力軸の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である、
請求項1から10のいずれかに記載の変速装置。
- [12] 前記第1入力軸は、前記第2入力軸の外周側に同軸上に配置された筒状の部材である、
請求項1から10のいずれかに記載の変速装置。

[図1]



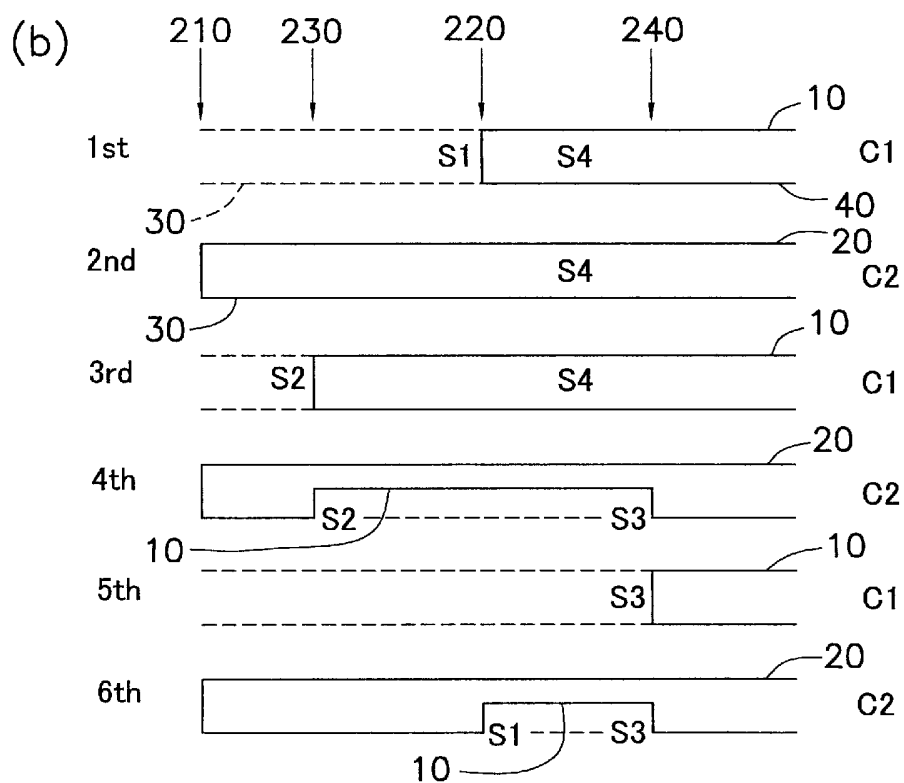
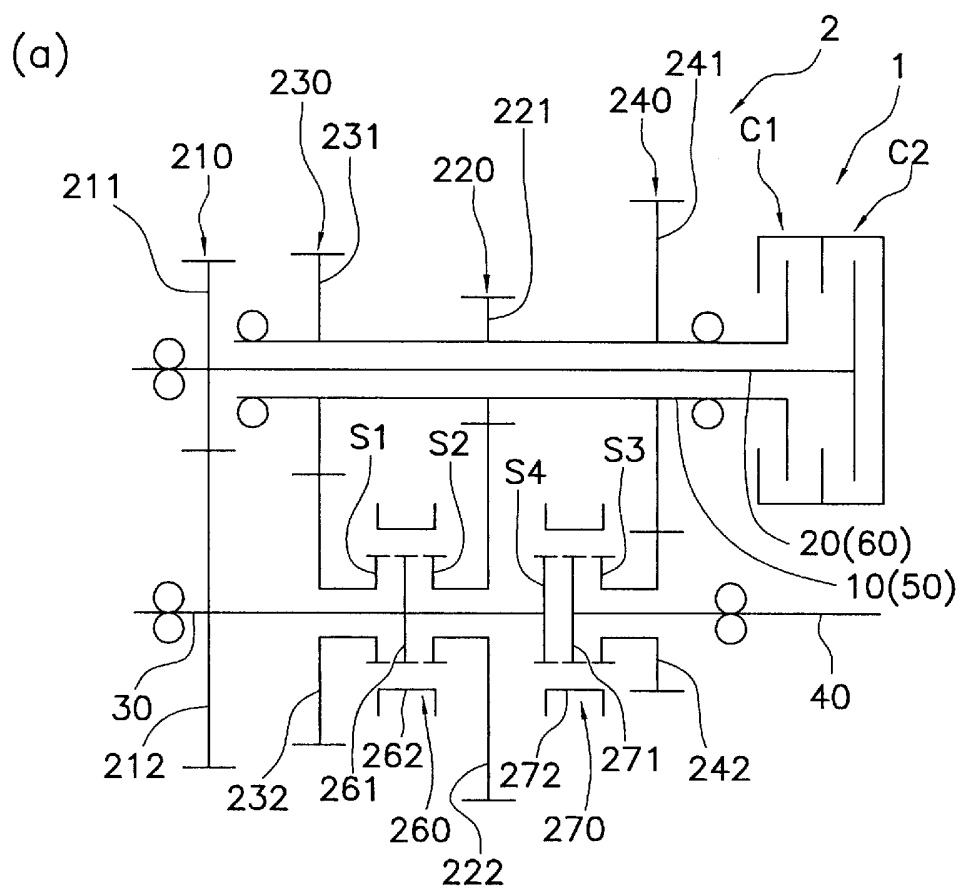
[図2]



[図3]

	C1	C2	S1	S2	S3	S4	SR	減速比	Step	Range
1st	O	—	O	—	O	—	—	5.22	 -1.38 (A)	7.25
2nd	—	O	(O)	(O)	O	—	—	3.78	 -1.56 (B)	
3rd	O	—	—	O	O	—	—	2.43	 -1.56	
4th	—	O	—	O	—	O	—	1.56	 -1.56 (B)	
5th	O	—	(O)	(O)	—	O	—	1.00	 -1.38 (A)	
6th	—	O	O	—	—	O	—	0.72		

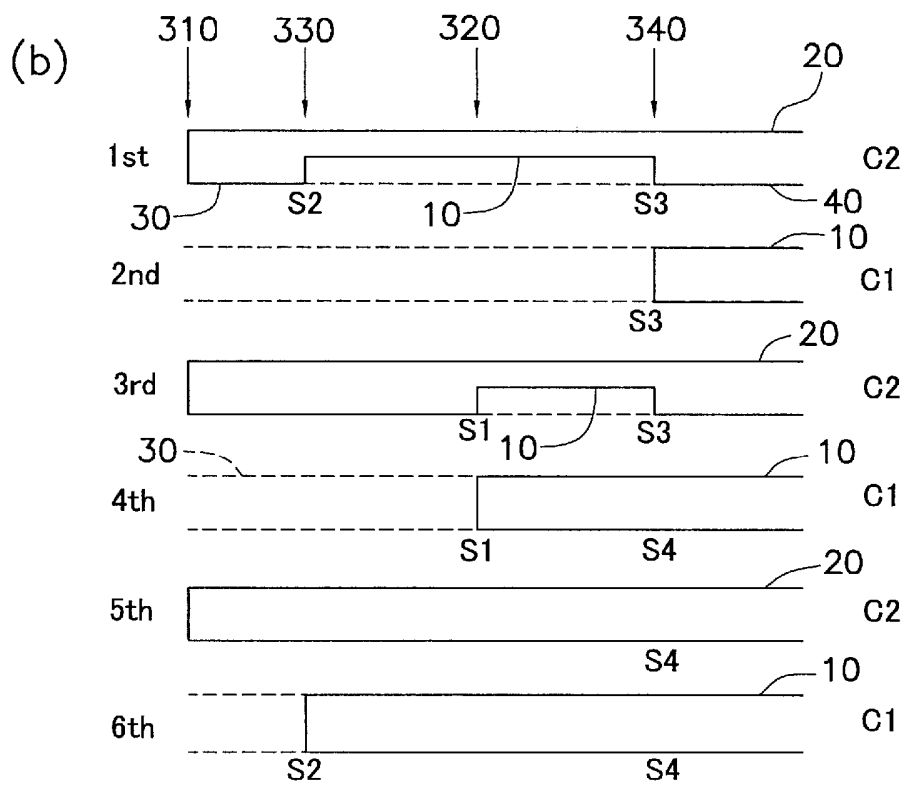
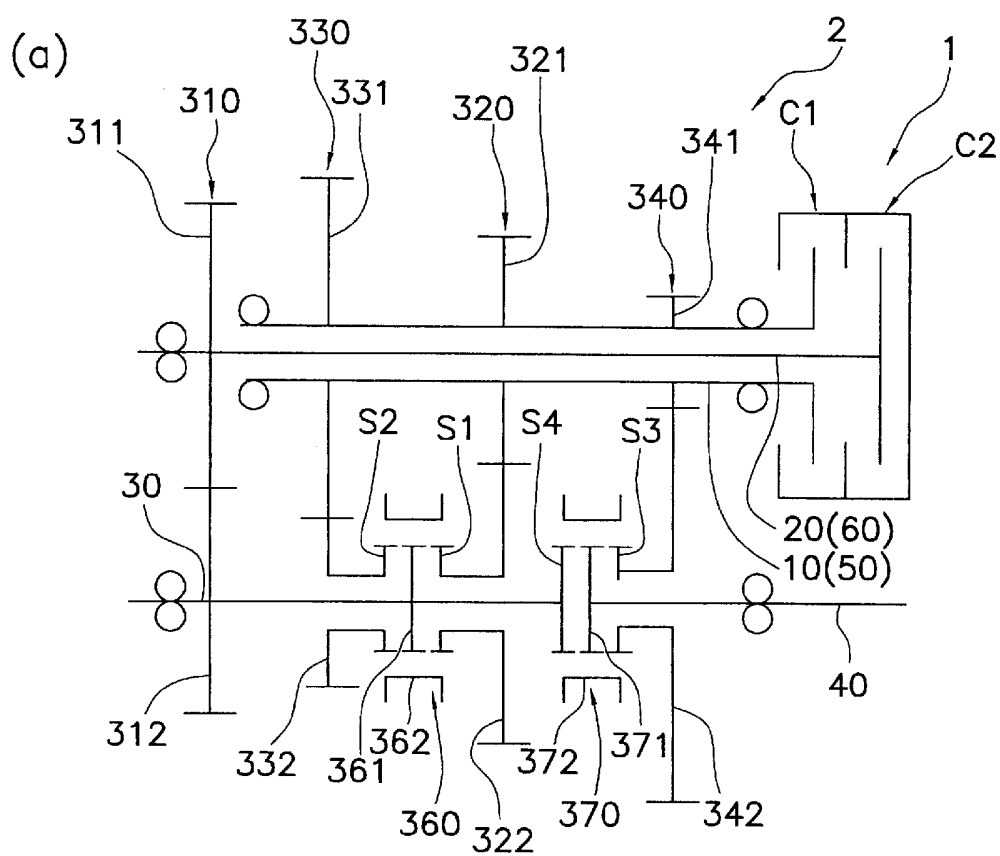
[図4]



[図5]

	C1	C2	S1	S2	S3	S4	SR	減速比	Step	Range
1st	O	—	O	—	—	O	—	2.488	 1.345 (A)	5.53
2nd	—	O	(O)	(O)	—	O	—	1.850	 1.345 (B)	
3rd	O	—		O	—	O	—	1.375	 1.345	
4th	—	O	—	O	O	—	—	1.023	 1.345 (B)	
5th	O	—	(O)	(O)	O	—	—	0.760	 1.345 (A)	
6th	—	O	O	—	O	—	—	0.565		

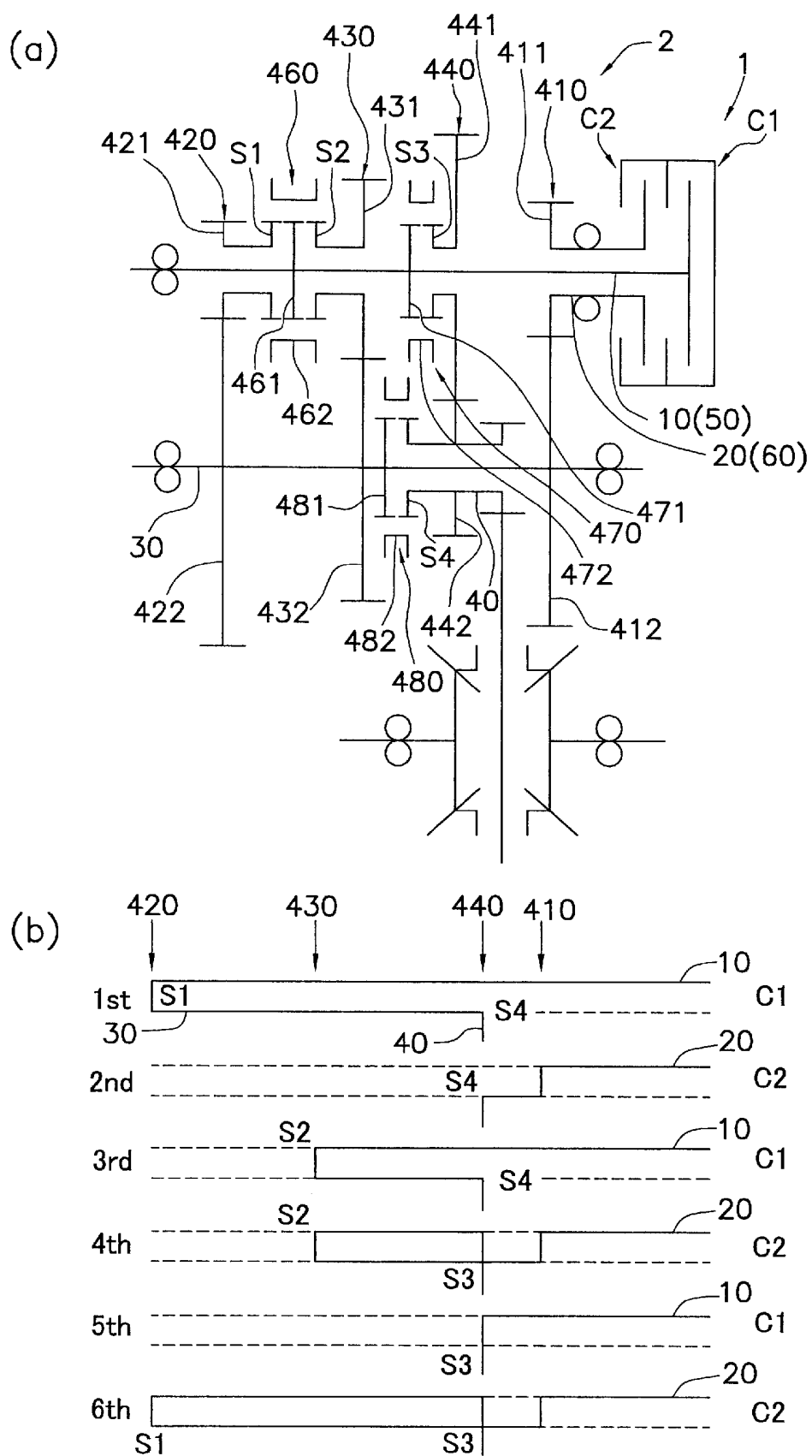
[図6]



[図7]

	C1	C2	S1	S2	S3	S4	SR	減速比	Step	Range
1st	—	O	—	O	O	—	—	3.557	 1.410 (A)	5.573
2nd	O	—	(O)	(O)	O	—	—	2.523	 1.410 (B)	
3rd	—	O	O	—	O	—	—	1.789	 1.410	
4th	O	—	O	—	—	O	—	1.269	 1.410 (B)	
5th	—	O	(O)	(O)	—	O	—	0.900	 1.410 (A)	
6th	O	—	—	O	—	O	—	0.638		

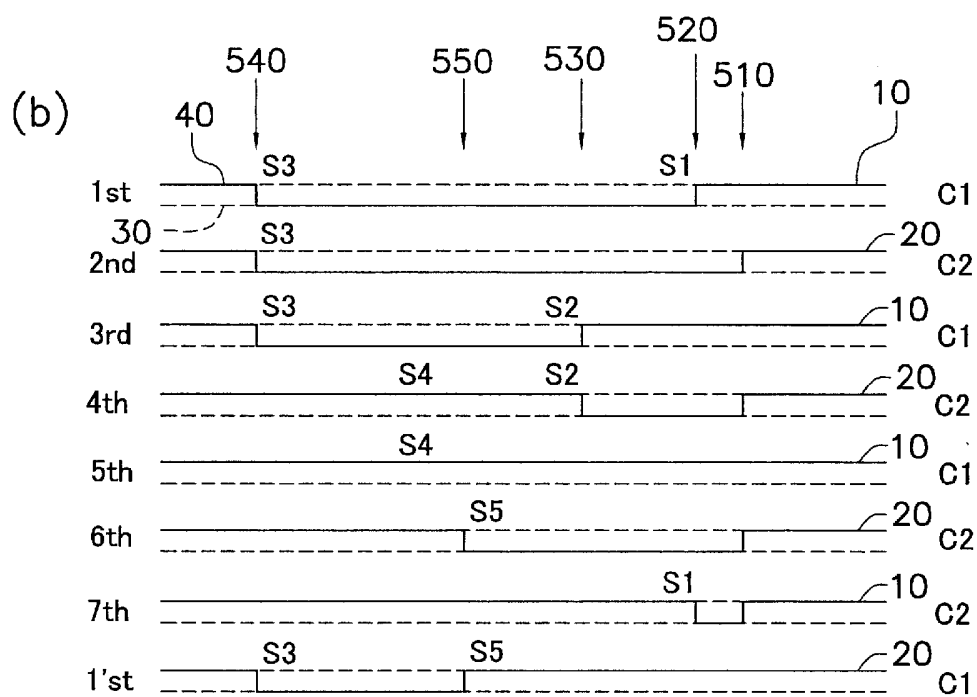
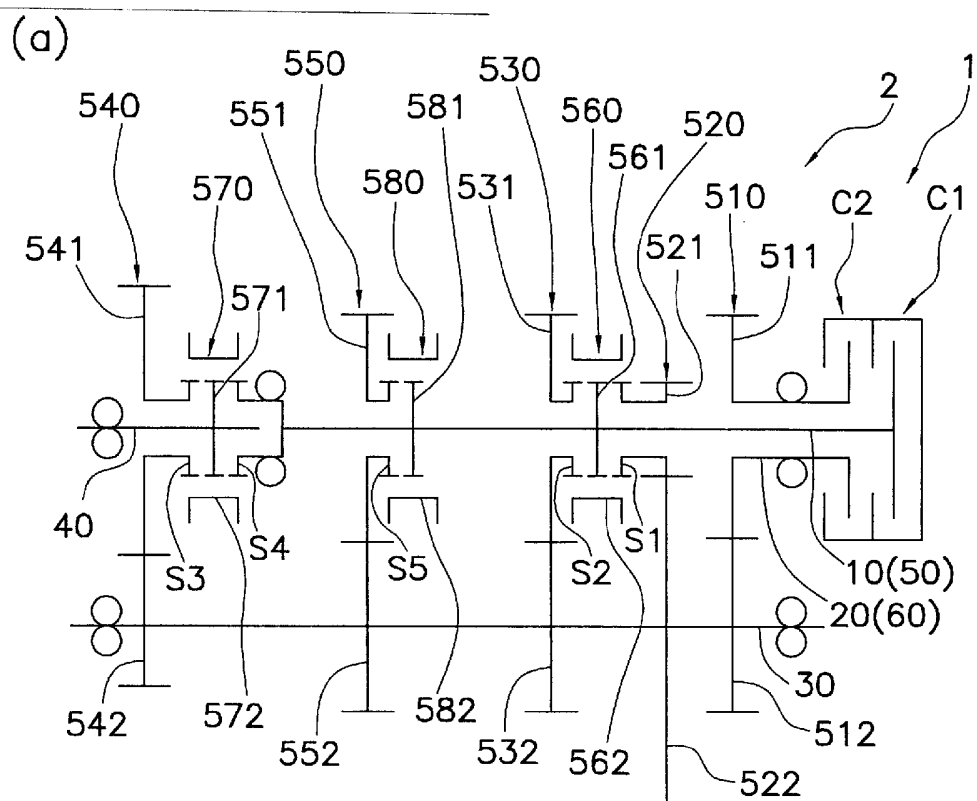
[図8]



[図9]

	C1	C2	S1	S2	S3	S4	SR	減速比	Step	Range
1st	O	—	O	—	—	O	—	2.9	 1.32 (A)	5.47
2nd	—	O	(O)	(O)	—	O	—	2.2	 1.47 (B)	
3rd	O	—	—	O	—	O	—	1.5	 1.46	
4th	—	O	—	O	O	—	—	1.03	 1.47 (B)	
5th	O	—	(O)	(O)	O	—	—	0.7	 1.32 (A)	
6th	—	O	O	—	O	—	—	0.53		

[図10]



[図11]

	C1	C2	S1	S2	S3	S4	S5	減速比	Step	Range
1st	O	—	O	—	O	—	—	4.46		6.93
2nd	—	O	(O)	(O)	O	—	—	2.87		
3rd	O	—	—	O	O	—	—	2.02		
4th	—	O	—	O	—	O	—	1.42		
5th	O	—	—	(O)	—	O	(O)	1.00		
6th	—	O	—	—	—	—	O	0.78		
7th	—	O	O	—	—	O	—	0.64		
1'th	O	—	—	—	O	—	O	3.66	1'st→2nd 1.28 (A)	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/019884

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H3/091 (2006.01)

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)

F16H3/00 (2006.01) - **F16H3/78** (2006.01)

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	1996-2006
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2006	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2006

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 2002-340112 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 27 November, 2002 (27.11.02), Par. Nos. [0015] to [0030]; Fig. 2 (Family: none)	1, 2, 4-7, 9-12
Y	JP 61-274144 A (Mazda Motor Corp.), 04 December, 1986 (04.12.86), Page 3, lower right column, line 3 to page 7, upper left column, line 18; Fig. 1 (Family: none)	1, 3, 5-8, 11
Y	JP 62-204036 A (Hino Motors, Ltd.), 08 September, 1987 (08.09.87), Page 2, lower left column, lines 8 to 12; Fig. 1 (Family: none)	1, 3, 5-8, 11

☐ 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
10 January, 2006 (10.01.06)Date of mailing of the international search report
17 January, 2006 (17.01.06)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. F16H3/091 (2006.01)

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. F16H3/00 (2006.01) - F16H3/78 (2006.01)

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	1971-2006年
日本国実用新案登録公報	1996-2006年
日本国登録実用新案公報	1994-2006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 請求の範囲の番号
X	JP 2002-340112 A (アイシン精機株式会社) 2002.11.27, 段落【0015】-【0030】、図2 (ファミリーなし)	1, 2, 4-7, 9-12
Y	JP 61-274144 A (マツダ株式会社) 1986.12.04, 第3頁右下欄第3行-第7頁左上欄第18行、第1図 (ファミリーなし)	1, 3, 5-8, 11
Y	JP 62-204036 A (日野自動車工業株式会社) 1987.09.08, 第2頁左下欄第8-12行、第1図 (ファミリーなし)	1, 3, 5-8, 11

☐ 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

10.01.2006

国際調査報告の発送日

17.01.2006

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)

谿花 正由輝

3 J

3120

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16H3/091 (2006.01)

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. F16H3/00 (2006.01) - F16H3/78 (2006.01)

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	1971-2006年
日本国実用新案登録公報	1996-2006年
日本国登録実用新案公報	1994-2006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 請求の範囲の番号
X	JP 2002-340112 A (アイシン精機株式会社) 2002.11.27, 段落【0015】-【0030】、図2 (ファミリーなし)	1, 2, 4-7, 9-12
Y	JP 61-274144 A (マツダ株式会社) 1986.12.04, 第3頁右下欄第3行-第7頁左上欄第18行、第1図 (ファミリーなし)	1, 3, 5-8, 11
Y	JP 62-204036 A (日野自動車工業株式会社) 1987.09.08, 第2頁左下欄第8-12行、第1図 (ファミリーなし)	1, 3, 5-8, 11

☐ 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

10.01.2006

国際調査報告の発送日

17.01.2006

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)

谿花 正由輝

3J

3120

電話番号 03-3581-1101 内線 3328