

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4883715号
(P4883715)

(45) 発行日 平成24年2月22日(2012.2.22)

(24) 登録日 平成23年12月16日(2011.12.16)

(51) Int.Cl.

F I

F 1 6 H 3/66 (2006.01)

F 1 6 H 3/66

B

F 1 6 H 3/66

Z

請求項の数 34 (全 43 頁)

(21) 出願番号	特願2007-524299 (P2007-524299)	(73) 特許権者	500045121
(86) (22) 出願日	平成17年8月8日(2005.8.8)		ツェットエフ、フリードリッヒスハーフェン、アクチエンゲゼルシャフト
(65) 公表番号	特表2008-509347 (P2008-509347A)		Z F F R I E D R I C H S H A F E N
(43) 公表日	平成20年3月27日(2008.3.27)		A G
(86) 国際出願番号	PCT/EP2005/008585		ドイツ連邦共和国 88046 フリードリッヒスハーフェン グラーフフォンゾーデン-ブラッツ 1
(87) 国際公開番号	W02006/015836	(74) 代理人	100147485
(87) 国際公開日	平成18年2月16日(2006.2.16)		弁理士 杉村 憲司
審査請求日	平成20年7月28日(2008.7.28)	(74) 代理人	100134005
(31) 優先権主張番号	102004038287.5		弁理士 澤田 達也
(32) 優先日	平成16年8月6日(2004.8.6)	(74) 代理人	100153017
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)		弁理士 大倉 昭人

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 多段自動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

駆動軸（A N）と被動軸（A B）と前置歯車組（V S）と主歯車組（H S）と少なくとも6つの切換要素（A ~ F）とを備えた多段自動変速機であって、

- ・前置歯車組（V S）が二重遊星歯車組として構成されている、
- ・前置歯車組（V S）の出力要素が駆動軸（A N）の入力回転数よりも小さな回転数で回転する、

- ・前置歯車組（V S）の入力要素が駆動軸（A N）と常時結合されている、
- ・前置歯車組（V S）の要素が多段自動変速機の変速機ケース（G G）と結合されている、

- ・主歯車組（H S）が、互いに連結されていない複数の入力要素と1つの出力要素とを備えた連結遊星歯車組として構成されている、

- ・主歯車組（H S）の出力要素が被動軸（A B）と常時結合されている、
- ・第1切換要素（A）の入力要素（1 2 0）が前置歯車組（V S）の出力要素と結合されている、

- ・第1切換要素（A）の出力要素（1 3 0）が主歯車組（H S）の第2入力要素と結合されている、

- ・第2切換要素（B）の入力要素（2 2 0）が前置歯車組（V S）の出力要素と結合されている、

- ・第2切換要素（B）の出力要素（2 3 0）が主歯車組（H S）の第1入力要素と結合さ

れている、

- ・第3切換要素(C)の制動要素が変速機ケース(GG)と結合されている、
- ・第3切換要素(C)の回轉要素(330)が主齒車組(HS)の第4入力要素と結合されている、

- ・第4切換要素(D)の制動要素が変速機ケース(GG)と結合されている、
- ・第4切換要素(D)の回轉要素(430)が主齒車組(HS)の第3入力要素と結合されている、

- ・第5切換要素(E)の入力要素(520)が駆動軸(AN)と結合されている、
- ・第5切換要素(E)の出力要素(530)が主齒車組(HS)の第3入力要素と結合されている、

10

- ・第6切換要素(F)の入力要素(620)が駆動軸(AN)と結合されている、
- ・第6切換要素(F)の出力要素(630)が主齒車組(HS)の第4入力要素と結合されている、以上の特徴を有するものにおいて、

- ・第5、第6切換要素(E、F)が1つの組立体を形成し、この組立体が第5、第6切換要素(E、F)に共通するディスク支持体(ZYLEF)と、第5、第6切換要素(E、F)用のそれぞれ1つのディスク束(500、600)と、第5および第6切換要素(E、F)の各ディスク束(500、600)を操作するための第5、第6切換要素(E、F)用のそれぞれ1つのサーボ機構(510、610)とを含み、

- ・前置齒車組(VS)が太陽齒車(SO-VS)とリングギヤ(HO-VS)と連結キャリア(ST-VS)とを有し、このキャリアで内側および外側の遊星齒車(P1-VS、P2-VS)が回轉可能に支承されており、

20

前置齒車組(VS)の内側遊星齒車(P1-VS)が前置齒車組(VS)の太陽齒車(SO-VS)および外側遊星齒車(P2-VS)とかみ合い、

前置齒車組(VS)の外側遊星齒車(P2-VS)が前置齒車組(HS)の内側遊星齒車(P1-VS)およびリングギヤ(HO-VS)とかみ合い、

前置齒車組(VS)のキャリア(ST-VS)が、駆動軸(AN)に常時結合された前置齒車組(VS)の入力要素を形成し、

前置齒車組(VS)のリングギヤ(HO-VS)が、主齒車組(HS)の入力要素に結合可能な前置齒車組(VS)の出力要素を形成し、

- 前置齒車組(VS)の太陽齒車(SO-VS)が変速機ケースに固定されており、
- ・主齒車組(HS)が、3キャリア5軸齒車装置として構成され、3つの太陽齒車(S1-HS、S2-HS、S3-HS)と、連結リングギヤ(H13-HS)と、第2リングギヤ(H2-HS)と、長い遊星齒車(P13-HS)を回轉可能に支承した連結キャリア(ST13-HS)と、短い遊星齒車(P2-HS)を回轉可能に支承した第2キャリア(ST2-HS)とを有し、

30

主齒車組(HS)の第1太陽齒車(S1-HS)が軸線方向において主齒車組(HS)の第2、第3太陽齒車(S2-HS、S3-HS)の間に配置されており、

主齒車組(HS)の長い遊星齒車(P13-HS)が主齒車組(HS)の連結リングギヤ(H13-HS)および第1、第3太陽齒車(S1-HS、S3-HS)とかみ合い、

主齒車組(HS)の短い遊星齒車(P2-HS)が主齒車組(HS)の第2リングギヤ(H2-HS)および第2太陽齒車(S2-HS)とかみ合い、

40

主齒車組(HS)の第1、第2太陽齒車(S1-HS、S2-HS)が互いに強固に結合され、主齒車組(HS)の第1入力要素を形成し、かつ第2切換要素(B)の出力要素(230)と結合されており、

主齒車組(HS)の第2リングギヤ(H2-HS)が主齒車組(HS)の第2入力要素を形成し、かつ第1切換要素(A)の出力要素(130)と結合されており、

主齒車組(HS)の連結キャリア(ST13-HS)が主齒車組(HS)の第3入力要素を形成し、かつ第4切換要素(D)の回轉要素(430)および第5切換要素(E)の出力要素(530)と結合されており、

主齒車組(HS)の第3太陽齒車(S3-HS)が主齒車組(HS)の第4入力要素を

50

形成し、かつ第3切換要素（C）の回転要素（330）および第6切換要素（F）の出力要素（630）と結合されており、

主歯車組（HS）の連結リングギヤ（H13-HS）と第2キャリア（ST2-HS）が互いに強固に結合され、主歯車組（HS）の出力要素を形成し、かつ被動軸（AB）と結合されていることを特徴とする多段自動変速機。

【請求項2】

主歯車組（HS）の連結キャリア（ST13-HS）がキャリア板を有し、このキャリア板が軸線方向において主歯車組（HS）の第1、第3太陽歯車（S1-HS、S3-HS）の間で半径方向内方に挿通され、かつ第5切換要素（E）の出力要素（530）と相対回転不能に結合されており、このキャリア板のハブが、またはこのキャリア板と第5切換要素（E）の出力要素（530）とに相対回転不能に結合されたキャリア軸（540）が、軸線方向において主歯車組（HS）の第1、第2太陽歯車（S1-HS、S2-HS）または主歯車組（HS）の第3太陽歯車（S3-HS）のいずれかを中心で貫通することを特徴とする、請求項1記載の多段自動変速機。

10

【請求項3】

第5、第6切換要素（E、F）に共通するディスク支持体（ZYLEF）が、第5切換要素（E）の入力要素（520）と第6切換要素（F）の入力要素（620）とを形成することを特徴とする、請求項1または2記載の多段自動変速機。

【請求項4】

第5、第6切換要素（E、F）の組立体の一部または全部が、空間的に見て、前置歯車組（VS）の主歯車組（HS）から遠い側の空間内に配置されていることを特徴とする、請求項1、2または3記載の多段自動変速機。

20

【請求項5】

第1、第2切換要素（A、B）の一部または全部が、前置歯車組（VS）の第5、第6切換要素（E、F）の組立体から遠い側の空間内に配置されていることを特徴とする、請求項4記載の多段自動変速機。

【請求項6】

第1切換要素（A）が第2切換要素（B）よりも前置歯車組（VS）近傍に配置されていることを特徴とする、請求項4または5記載の多段自動変速機。

【請求項7】

第1切換要素（A）が軸線方向において、主歯車組（HS）に向き合う前置歯車組（VS）の側で、前置歯車組（VS）に直接接していることを特徴とする、請求項4、5または6記載の多段自動変速機。

30

【請求項8】

第5切換要素（E）の出力要素（530）が、または第5切換要素（E）のこの出力要素（530）に結合された結合要素（ZYL）が、軸線方向において前置歯車組（VS）と第1、第2切換要素（A、B）とに半径方向で完全に被さり、第6切換要素（F）の出力要素（630）が軸線方向において第5切換要素（E）の出力要素（530）に、もしくは第5切換要素（E）の出力要素（530）に結合された結合要素（ZYL）に半径方向で部分的にまたは完全に被さることを特徴とする、請求項4～7のいずれか1項記載の多段自動変速機。

40

【請求項9】

第6切換要素（F）の出力要素（630）が、または第6切換要素（F）のこの出力要素（630）に結合された結合要素（ZYL）が、軸線方向において前置歯車組（VS）と第1、第2切換要素（A、B）とに半径方向で完全に被さり、第5切換要素（E）の出力要素（530）が軸線方向において第6切換要素（F）の出力要素（630）に、もしくは第6切換要素（F）の出力要素（630）に結合された結合要素（ZYL）に半径方向で部分的または完全に被さることを特徴とする、請求項4～7のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項10】

50

第3および/または第4切換要素(C、D)が、前置歯車組(VS)の第5、第6切換要素(E、F)の組立体とは反対の側に配置されていることを特徴とする、請求項4～9のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項11】

第5、第6切換要素(E、F)の組立体の一部または全部が、空間的に見て、軸線方向において前置歯車組(VS)と主歯車組(HS)との間に配置されていることを特徴とする、請求項1、2または3記載の多段自動変速機。

【請求項12】

第5、第6切換要素(E、F)の組立体が空間的に見て少なくとも部分的に第2切換要素(B)のディスク束(200)の半径方向内側に配置されており、第2切換要素(B)の出力要素(230)が軸線方向において第5、第6切換要素(E、F)の組立体に半径方向で少なくとも部分的に被さることを特徴とする、請求項11記載の多段自動変速機。

10

【請求項13】

第5、第6切換要素(E、F)の組立体が空間的に見て少なくとも部分的に第1切換要素(A)のディスク束(100)の半径方向内側に配置されていることを特徴とする、請求項11または12記載の多段自動変速機。

【請求項14】

第3および/または第4切換要素(C、D)が、主歯車組(HS)の前置歯車組(VS)とは反対の側に配置されていることを特徴とする、請求項11、12または13記載の多段自動変速機。

20

【請求項15】

第5、第6切換要素(E、F)の組立体の一部または全部が、空間的に見て、主歯車組(HS)の前置歯車組(VS)から遠い側の空間内に配置されていることを特徴とする、請求項1、2または3記載の多段自動変速機。

【請求項16】

第1、第2切換要素(A、B)の一部または全部が、主歯車組(HS)の第5、第6切換要素(E、F)の組立体から遠い側の空間内に配置されていることを特徴とする、請求項15記載の多段自動変速機。

【請求項17】

第3および/または第4切換要素(C、D)の一部または全部が、主歯車組(HS)の第5、第6切換要素(E、F)の組立体も配置されている側の空間内に配置されていることを特徴とする、請求項15または16記載の多段自動変速機。

30

【請求項18】

第3および/または第4切換要素(C、D)が、少なくとも部分的に、主歯車組(HS)の半径方向外側に、または主歯車組(HS)の第5、第6切換要素(E、F)の組立体から遠い側の空間内に配置されていることを特徴とする、請求項11～16のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項19】

第1切換要素(A)が第2切換要素(B)よりも主歯車組(HS)近傍に配置されていることを特徴とする、請求項11～18のいずれか1項記載の多段自動変速機。

40

【請求項20】

第1切換要素(A)が軸線方向において、前置歯車組(VS)に向き合う主歯車組(HS)の側で主歯車組(HS)に直接接していることを特徴とする、請求項11～19のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項21】

第5切換要素(E)のディスク束(500)が空間的に見て少なくとも部分的に第6切換要素(F)のディスク束(600)の半径方向外側に配置されていることを特徴とする、請求項1～20のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項22】

第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の一部または全部が、空間的に見て、第6

50

切換要素（Ｆ）のサーボ機構（６１０）と軸線方向位置が重なるように並べて配置され、実質的に、第５、第６切換要素（Ｅ、Ｆ）に共通するディスク支持体（ＺＹＬＥＦ）の外被面のみによって相互に分離されていることを特徴とする、請求項２１記載の多段自動変速機。

【請求項２３】

第５切換要素（Ｅ）のサーボ機構（５１０）の一部または全部が、空間的に見て、第６切換要素（Ｆ）のサーボ機構（６１０）の半径方向外側に配置され、実質的に、第５、第６切換要素（Ｅ、Ｆ）に共通するディスク支持体（ＺＹＬＥＦ）の外被面のみによって第６切換要素（Ｆ）のこのサーボ機構（６１０）から分離されていることを特徴とする、請求項２１記載の多段自動変速機。

10

【請求項２４】

第６切換要素（Ｆ）のディスク束（６００）が空間的に見て少なくとも部分的に第５切換要素（Ｅ）のディスク束（５００）の半径方向外側に配置されていることを特徴とする、請求項１～２０のいずれか１項記載の多段自動変速機。

【請求項２５】

第５切換要素（Ｅ）のサーボ機構（５１０）の一部または全部が、空間的に見て、第６切換要素（Ｆ）のサーボ機構（６１０）と軸線方向位置が重なるように並べて配置され、実質的に、第５、第６切換要素（Ｅ、Ｆ）に共通するディスク支持体（ＺＹＬＥＦ）の外被面のみによって相互に分離されていることを特徴とする、請求項２４記載の多段自動変速機。

20

【請求項２６】

第６切換要素（Ｆ）のサーボ機構（６１０）の一部または全部が、空間的に見て、第５切換要素（Ｅ）のサーボ機構（５１０）の半径方向外側に配置され、実質的に、第５、第６切換要素（Ｅ、Ｆ）に共通するディスク支持体（ＺＹＬＥＦ）の外被面のみによって第５切換要素（Ｅ）のこのサーボ機構（５１０）から分離されていることを特徴とする、請求項２４記載の多段自動変速機。

【請求項２７】

第５切換要素（Ｅ）のディスク束（５００）が第６切換要素（Ｆ）のディスク束（６００）よりも主歯車組（ＨＳ）近傍に配置されていることを特徴とする、請求項１～２０のいずれか１項記載の多段自動変速機。

30

【請求項２８】

第６切換要素（Ｆ）のディスク束（６００）が第５切換要素（Ｅ）のディスク束（５００）よりも主歯車組（ＨＳ）近傍に配置されていることを特徴とする、請求項１～２０のいずれか１項記載の多段自動変速機。

【請求項２９】

第５切換要素（Ｅ）のディスク束（５００）は、軸線方向に見て、一部または全部が第６切換要素（Ｆ）のディスク束（６００）と重なるように配置されていることを特徴とする、請求項２８記載の多段自動変速機。

【請求項３０】

第５切換要素（Ｅ）のサーボ機構（５１０）の一部または全部が、空間的に見て、第６切換要素（Ｆ）のサーボ機構（６１０）の半径方向外側に配置され、実質的に、第５、第６切換要素（Ｅ、Ｆ）に共通するディスク支持体（ＺＹＬＥＦ）の外被面のみによって第６切換要素（Ｆ）のこのサーボ機構（６１０）から分離されていることを特徴とする、請求項２７、２８または２９記載の多段自動変速機。

40

【請求項３１】

第５切換要素（Ｅ）のサーボ機構（５１０）の一部または全部が、空間的に見て、第６切換要素（Ｆ）のサーボ機構（６１０）の主歯車組（ＨＳ）から遠い側の空間内に配置され、実質的に、第５、第６切換要素（Ｅ、Ｆ）に共通するディスク支持体（ＺＹＬＥＦ）の外被面のみによって第６切換要素（Ｆ）のこのサーボ機構（６１０）から分離されていることを特徴とする、請求項２７、２８または２９記載の多段自動変速機。

50

【請求項 3 2】

第 5、第 6 切換要素 (E、F) に共通するディスク支持体 (Z Y L E F) が変速機ケース固定ハブ (G N) で、または変速機ケース固定ケース壁 (G W) で、または変速機ケース固定ケース蓋 (G D) で回転可能に支承されており、第 5、第 6 切換要素 (E、F) のサーボ機構 (5 1 0、6 1 0) に至る圧媒供給部 (5 1 1、6 1 1) および / または潤滑剤供給部 (5 1 2、6 1 2) が一部ではこの変速機ケース固定ハブ (G N) もしくはこのケース壁 (G W) もしくはこのケース蓋 (G D) の内部を延びていることを特徴とする、請求項 1 ~ 3 1 のいずれか 1 項記載の多段自動変速機。

【請求項 3 3】

第 5、第 6 切換要素 (E、F) に共通するディスク支持体 (Z Y L E F) が被動軸 (A B) で回転可能に支承されており、第 5、第 6 切換要素 (E、F) のサーボ機構 (5 1 0、6 1 0) に至る圧媒供給部 (5 1 1、6 1 1) および / または潤滑剤供給部 (5 1 2、6 1 2) が一部ではこの被動軸 (A B) の内部を延びていることを特徴とする、請求項 1 ~ 3 1 のいずれか 1 項記載の多段自動変速機。

【請求項 3 4】

切換要素 (A ~ F) を選択的に係合させることによって少なくとも 8 つの前進変速段が切換可能であり、或る変速段から次に高い変速段または次に低い変速段へと切換えるためにまさに操作された切換要素によってその都度単に 1 つの切換要素が開放され、他の 1 つの切換要素が係合するように、駆動軸 (A N) の入力回転数が被動軸 (A B) に伝達可能であり、

- ・第 1 前進変速段のとき第 1、第 4 切換要素 (A、D) が
 - ・第 2 前進変速段のとき第 1、第 3 切換要素 (A、C) が
 - ・第 3 前進変速段のとき第 1、第 2 切換要素 (A、B) が
 - ・第 4 前進変速段のとき第 1、第 6 切換要素 (A、F) が
 - ・第 5 前進変速段のとき第 1、第 5 切換要素 (A、E) が
 - ・第 6 前進変速段のとき第 5、第 6 切換要素 (E、F) が
 - ・第 7 前進変速段のとき第 2、第 5 切換要素 (B、E) が
 - ・第 8 前進変速段のとき第 3、第 5 切換要素 (C、E) が
- 係合しており、

後退変速段のとき第 4 切換要素 (D) が、そして付加的に第 2 切換要素 (B) または第 6 切換要素 (F) のいずれかが係合していることを特徴とする、請求項 1 ~ 3 3 のいずれか 1 項記載の多段自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は、請求項 1 の前文に記載された多段自動変速機に関する。

【背景技術】

【0 0 0 2】

レンジシフトなしに切換可能な複数の変速段を有する自動変速機はさまざまに知られている。米国特許第 5 1 0 6 3 5 2 号明細書により公知の 6 速自動変速機では、単一前置遊星歯車組が、ラビニヨ式遊星歯車組として構成される 2 キャリヤ 4 軸 主歯車組と同軸に配置され、5 つの切換要素が設けられている。前置歯車組は、変速機ケースに固定された太陽歯車を有する切換不可能な減速段として実施され、減速段の出力回転数は自動変速機駆動軸の回転数よりも小さく、2 つのクラッチを介して主歯車組の 2 つの異なる要素に伝達可能であり、これら両方の要素の一方は付加的に第 1 ブレーキを介して変速機ケースに固定可能である。主歯車組のこの入力要素は選択的に前置歯車組の出力要素と結合可能、または変速機ケースに固定可能であり、以下で「主歯車組の第 1 入力要素」と称される。同様に、主歯車組の他方の入力要素も前置遊星歯車組の出力要素と結合可能であり、以下で「主歯車組の第 2 入力要素」と称される。駆動軸の回転数は第 3 クラッチを介して主歯車組の第 3 入力要素に伝達可能であり、この第 3 要素は第 2 ブレーキを介して変速機ケ

10

20

30

40

50

ースに固定可能でもある。主歯車組の第4要素は主歯車組の出力要素を形成し、専ら自動変速機の被動軸と強固に結合されている。

【0003】

米国特許第5106352号明細書に述べられたこの自動変速機に対する複数の選択的部材配置が例えば米国特許第6139463号明細書、独国特許出願公開第10210348号により公知である。

【0004】

本出願人のまだ公開されていないドイツ特許出願DE10221095.0に、米国特許第5106352号明細書により公知の6速自動変速機を改良して7速自動変速機とすることが述べられている。米国特許第5106352号明細書に比べて、前置遊星歯車組は二重遊星構造様式の切換可能な単一プラス遊星歯車組として実施され、付加的第6切換要素が付け加えられている。前置遊星歯車組のキャリアは、自動変速機駆動軸に強固に結合された前置遊星歯車組の入力要素を形成する。前置遊星歯車組の太陽歯車は、米国特許第5106352号明細書に対して付加的な第6切換要素を介して変速機ケースに固定可能である。同様に、前置遊星歯車組のリングギヤは主歯車組の2つの異なる要素に結合可能な前置遊星歯車組の出力要素を形成し、駆動軸の回転数よりも小さな回転数または同じ回転数で回転する。個々の歯車組要素および切換要素のこの運動学的連結についてDE10221095.0は変速機構成部品相互の多種多様な配置変更態様を開示している。

【0005】

特開2001182785号公報には、米国特許第5106352号明細書により公知の6速自動変速機を改良して8速自動変速機とすることが述べられている。米国特許第5106352号明細書に比べて、前置遊星歯車組は二重遊星構造様式の切換不可能な単一プラス遊星歯車組として実施され、付加的第6切換要素が付け加えられている。前置遊星歯車組のキャリアは、自動変速機駆動軸に強固に結合された前置遊星歯車組の入力要素を形成する。前置遊星歯車組の太陽歯車は変速機ケースに固定されている。同様に、前置遊星歯車組のリングギヤは主歯車組の2つの異なる要素に結合された前置遊星歯車組の出力要素を形成し、駆動軸の回転数よりも小さな回転数で常に回転する。米国特許第5106352号明細書に対して付加的な第6切換要素を介して、主歯車組の選択的に前置遊星歯車組の出力要素に結合可能または変速機ケースに固定可能な第1入力要素はいまや選択的に変速機駆動軸とも結合可能である。切換要素相互および遊星歯車組に対して相対的な空間的配置に関して、特開2001182785号公報では、主歯車組の第1、第2入力要素を前置遊星歯車組のリングギヤと結合可能な両方の切換要素を、米国特許第5106352号明細書に対して付加的な第6切換要素と一緒に1つの構造群として軸線方向において前置遊星歯車組と主歯車組との間に配置することが提案されている。駆動軸を主歯車組の第3入力要素と結合可能な米国特許第5106352号明細書により既に公知の(第5)切換要素はこの構造群とは反対の主歯車組の側に配置されており、つまり前置遊星歯車組から離れた方の主歯車組の側にも配置されている。特開2001182785号公報はさらに、米国特許第5106352号明細書に対して付加的な第6切換要素を、前記構造群の内部で空間的に見て、主歯車組の第1入力要素を前置歯車組のリングギヤと結合可能な切換要素の半径方向上に配置することを教示している。

【0006】

本出願人のまだ公開されていないドイツ特許出願DE10318565.8に、特開2001182785号公報により公知の8速自動変速機の改良された部材配置が述べられている。基礎となる米国特許第5106352号明細書による6速自動変速機の基本構造に対して比較的僅かな設計変更を行わねばならないだけとするために、DE10318565.8で提案されるのは、前置遊星歯車組、ラビニヨ式主歯車組および5つの第1切換要素の、6速自動変速機により公知の空間的位置を変速機ケース内で互いに相対的に維持し、米国特許第5106352号明細書に対して付加的に第6切換要素を変速機ケース内で、原動機に向き合う変速機側に、空間的に見て駆動側変速機ケース壁と、前置遊星歯車組の出力要素を主歯車組の第2入力要素と結合可能な第1切換要素との間に、しかし空

10

20

30

40

50

間的に見て前記駆動側変速機ケース壁と前置遊星歯車組との間にも、配置することである。つまり、米国特許第5106352号明細書に対して付加的な第6切換要素は主歯車組から離れた方の前置遊星歯車組の側に配置されている。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

本発明の課題は、8つの前進変速段を有する特開2001 182785号公報もしくはDE10318565.8に明示された多段自動変速機を改良し、遊星歯車組および6つの切換要素に関する選択的部材配置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0008】

この課題は、請求項1の特徴を有する多段自動変速機によって解決される。本発明の有利な諸構成および諸展開は従属請求項から明らかとなる。

【0009】

本発明が出発点とするのは、特開2001 182785号公報もしくは本出願人のまだ公開されていないドイツ特許出願DE10318565.8に述べられた、少なくとも8つの前進変速段を有する多段自動変速機のスケルトン図であり、この多段自動変速機は駆動軸と、被動軸と、二重遊星歯車組として構成される前置歯車組と、少なくとも3つの非連結入力要素と1つの出力要素とを備えた連結遊星歯車組として構成される主歯車組と、少なくとも6つの切換要素とを含む。その都度2つの切換要素を選択的に係合させることによって、或る変速段から次に高い変速段または次に低い変速段へと切換えるためにまさに操作された切換要素によってその都度単に1つの切換要素が開放され、他の1つの切換要素が係合されるように、駆動軸の回転数は被動軸に伝達可能である。本出願人のまだ公開されていないドイツ特許出願DE10318565.8の開示全体が明確に本発明の開示の一部でもある。

【0010】

前置歯車組の入力要素は駆動軸と常時結合されている。前置歯車組の出力要素は駆動軸の回転数よりも小さな回転数で常に回転する。前置歯車組の第3要素は変速機ケースに固定されている。前置歯車組の出力回転数は2つの切換要素を介して主歯車組の2つの異なる入力要素に伝達可能である。駆動軸の回転数は2つの別の切換要素を介してやはり主歯車組の2つの異なる入力要素に伝達可能である。主歯車組の出力要素は被動軸と常時結合されている。

【0011】

8速自動変速機としてのこのスケルトン図の好ましい1構成において、前置歯車組の(連結)キャリアは駆動軸に常に結合されたその入力要素を形成し、前置歯車組のリングギヤは主歯車組の2つの異なる入力要素に結合可能なその出力要素を形成し、前置歯車組の太陽歯車は変速機ケースに固定されたその第3要素を形成する。前置歯車組と主歯車組は互いに同軸に配置されている。主歯車組は「ラビニヨ式遊星歯車組」の構造態様の2キャリア 4軸 歯車装置として実施しておくことができ、選択的に前置歯車組のリングギヤまたは駆動軸に結合可能または変速機ケースに固定可能な主歯車組の第1入力要素としての第1太陽歯車と、前置歯車組のリングギヤに結合可能な主歯車組の第2入力要素としての第2太陽歯車と、選択的に駆動軸に結合可能または変速機ケースに固定可能な主歯車組の第3入力要素としての(連結)キャリアと、被動軸に常に結合された主歯車組の出力要素としてのリングギヤとを有する。その場合、

- ・第1切換要素の入力要素が前置歯車組の出力要素と結合され、
- ・第1切換要素の出力要素が主歯車組の第2入力要素と結合され、
- ・第2切換要素の入力要素が前置歯車組の出力要素と結合され、
- ・第2切換要素の出力要素が主歯車組の第1入力要素と結合され、
- ・第3切換要素の入力要素が変速機ケースと結合され、
- ・第3切換要素の出力要素が主歯車組の第1入力要素と結合され、

- ・第4切換要素の入力要素が変速機ケースと結合され、
- ・第4切換要素の出力要素が主歯車組の第3入力要素と結合され、
- ・第5切換要素の入力要素が駆動軸と結合され、
- ・第5切換要素の出力要素が主歯車組の第3入力要素と結合され、
- ・第6切換要素の入力要素が駆動軸と結合され、
- ・第6切換要素の出力要素が主歯車組の第1入力要素と結合され、
- ・主歯車組の出力要素が被動軸と常時結合されている。

【0012】

しかし主歯車組は2つの連結された単キャリア 遊星歯車組を有する2キャリア 4軸歯車装置として構成しておくこともできる。例えば、この主歯車組の、選択的に前置歯車組のリングギヤまたは駆動軸に結合可能または変速機ケースに固定可能な第1入力要素は、主歯車組のこれら両方の単キャリア 遊星歯車組の第1単キャリア 遊星歯車組の太陽歯車と主歯車組のこれら両方の単キャリア 遊星歯車組の第2単キャリア 遊星歯車組の、主歯車組の前記第1太陽歯車に結合されたキャリアとによって形成される。この主歯車組の、前置歯車組のリングギヤに結合可能な第2入力要素は、主歯車組の両方の単キャリア 遊星歯車組の第2単キャリア 遊星歯車組の太陽歯車によって形成される。主歯車組の、選択的に駆動軸に結合可能または変速機ケースに固定可能な第3入力要素は、主歯車組の両方の単キャリア 遊星歯車組の第1単キャリア 遊星歯車組のキャリアと主歯車組の両方の単キャリア 遊星歯車組の第2単キャリア 遊星歯車組の、主歯車組の前記第1キャリアに結合されたリングギヤとによって形成される。主歯車組の両方の単キャリア 遊星歯車組の第1単キャリア 遊星歯車組のリングギヤはこの主歯車組の出力要素として被動軸に常時結合されている。その場合、主歯車組の3つの入力要素に対する6つの切換要素の入力要素および出力要素の結合は、先にラビニヨ式主歯車組を例に述べた結合に一致する。

【0013】

主歯車組は例えば、連結された3つの単キャリア 遊星歯車組を有する3キャリア 5軸歯車装置としても、または連結された3つの単キャリア 遊星歯車組を有する低減された3キャリア 5軸歯車装置としても構成しておくことができ、これら単一遊星歯車組の少なくとも2つは共通するキャリアと他の共通する中央歯車とを介して（つまりそれらの太陽歯車またはそれらのリングギヤのいずれかを介して）互いに連結（「低減」）されている。これと同様に、主歯車組は例えば、基本的に設けられている4つの互いに連結された単一遊星歯車組がまとめられ、主歯車組がなお2つのキャリアを有するだけである「低減された4キャリア 6軸歯車装置」として構成しておくこともできる。「2キャリア 4軸 遊星歯車装置」型の主歯車組の入力要素に対する6つの切換要素の結合とは異なり、個々の主歯車組 要素に対する第3、第6切換要素の入力要素および出力要素の運動学的連結に関してさまざまな可能性が考えられる。その場合、以下が妥当する：

- ・第3切換要素の入力要素が変速機ケースと結合され、
- ・第3切換要素の出力要素が主歯車組の第1入力要素と結合され、または速度線図においてこの第1入力要素に隣接する主歯車組の入力要素と結合され、
- ・第6切換要素の入力要素が駆動軸と結合され、
- ・第6切換要素の出力要素が主歯車組の第1入力要素と結合され、または速度線図においてこの第1入力要素に隣接する主歯車組の入力要素と結合されている。

【0014】

指摘したすべての変更実施形態において、第1前進変速段では第1、第4切換要素、第2前進変速段では第1、第3切換要素、第3前進変速段では第1、第2切換要素、第4前進変速段では第1、第6切換要素、第5前進変速段では第1、第5切換要素、第6前進変速段では第5、第6切換要素、第7前進変速段では第2、第5切換要素、そして第8前進変速段では第3、第5切換要素が係合している。後退変速段では第4切換要素と付加的に第2切換要素または第6切換要素のいずれかが係合している。

【0015】

10

20

30

40

50

ところで本発明により提案されるのは、変速機の駆動軸を主歯車組の第3入力要素に結合可能な第5切換要素と、変速機の駆動軸を主歯車組の第1入力要素または（速度線図において主歯車組のこの第1入力要素に隣接する）第4入力要素に結合可能な第6切換要素は、第5、第6切換要素に共通するディスク支持体と、第5、第6切換要素用の各1つのディスク束と、第5もしくは第6切換要素の各ディスク束を操作するための第5、第6切換要素用の各1つのディスク束とを含む構造群を形成する。第5、第6切換要素に共通するディスク支持体は第5切換要素の入力要素も第6切換要素の入力要素も形成する。

【0016】

第5、第6切換要素によって形成される構造群の有利な第1構成において提案されるのは、この構造群が空間的に見て少なくとも十分に、主歯車組から離れた方の前置歯車組の側に配置されていることである。前置歯車組の出力要素を主歯車組の第2入力要素に結合可能な第1切換要素と、前置歯車組の出力要素を主歯車組の第1入力要素に結合可能な第2切換要素は、少なくとも十分に、第5、第6切換要素によって形成される前記構造群とは反対の前置歯車組の側に配置しておくことができる。その場合、第1切換要素は主に、第2切換要素よりも前置歯車組近傍に配置されている。第1、第2、第5、第6切換要素のこのような空間的配置では、一方で主歯車組の第1もしくは第4入力要素に結合された第6切換要素の出力要素は軸線方向において第1、第2切換要素に半径方向で完全に被さることができ、他方で主歯車組の第3入力要素に結合された第5切換要素の出力要素は軸線方向において第6切換要素の前記出力要素に半径方向で少なくとも部分的に被さることができる。それに加えて、第1、第2、第5、第6切換要素のこのような空間的配置において望ましくは、主歯車組の第1入力要素または主歯車組の（速度線図において主歯車組のこの第1入力要素に隣接する）第4入力要素を変速機ケースに固定可能な第3切換要素は、および/または主歯車組の第3入力要素を変速機ケースに固定可能な第4切換要素は、第5、第6切換要素によって形成される構造群とは反対の前置歯車組の側に配置されている。

【0017】

第5、第6切換要素によって形成される構造群の有利な第2構成において提案されるのは、この構造群が空間的に見て軸線方向において少なくとも十分に前置歯車組と主歯車組との間の領域に配置されている。第5、第6切換要素の構造群は空間的に見て少なくとも部分的に第2切換要素のディスク束の半径方向下に配置しておくことができ、その場合主歯車組の第1入力要素に結合される第2切換要素の出力要素は軸線方向において第5、第6切換要素の前記構造群に半径方向で少なくとも部分的に被さる。また、第5、第6切換要素の構造群は空間的に見て少なくとも部分的に第1切換要素のディスク束の半径方向下に配置しておくことができる。第1、第2、第5、第6切換要素のこのような空間的配置において望ましいのは、第3および/または第4切換要素が前置歯車組とは反対の主歯車組の側に配置されていることである。

【0018】

第5、第6切換要素によって形成される構造群の有利な第3構成において提案されるのは、この構造群が空間的に見て少なくとも十分に、前置歯車組から離れた方の主歯車組の側に配置されていることである。第1、第2切換要素は少なくとも十分に、第5、第6切換要素の前記群とは反対の主歯車組の側に配置しておくことができる。第5、第6切換要素のこのような空間的配置において望ましいのは、第3および/または第4切換要素が少なくとも十分に、第5、第6切換要素の前記構造群も配置されている主歯車組の同じ側に配置されていることである。

【0019】

第5、第6切換要素によって形成される構造群のこれら3つの前記構成のいずれにおいても第5切換要素のディスク束は第6切換要素のディスク束よりも大きな直径（その場合空間的に見て主に少なくとも部分的に第6切換要素の前記ディスク束の半径方向上）、または第6切換要素のディスク束よりも小さな直径（その場合空間的に見て主に少なくとも部分的に第6切換要素の前記ディスク束の半径方向下）、または第6切換要素のディスク

束と少なくとも類似した直径（その場合空間的に見て主に第6切換要素の前記ディスク束よりも前置歯車組近傍）のいずれかに配置しておくことができる。

【0020】

以下、本発明と本発明の有利な諸構成、諸展開は図に基づいて詳しく説明され、対応する部品にはすべての図において同じ符号が付けてある。

【発明を実施するための最良の形態】

【0021】

理解を深めるためにまず本発明の基礎となる技術の現状を説明する。図1AはDE10318565、8による前文に係る技術の現状のスケルトン図、図1Bは相応する作動表を示す。図1AにおいてANは自動変速機の駆動軸であり、自動変速機の（図示しない）原動機と作用結合され、図示例ではトルクコンバータを介してトーショナルダンパおよびコンバータロックアップクラッチと作用結合されている。ABは駆動軸ANと同軸に配置される自動変速機被動軸であり、自動車の少なくとも1つの駆動車軸と作用結合されている。勿論、トルクコンバータの代わりに摩擦クラッチも自動変速機の発進クラッチとして原動機と自動変速機との間に配置しておくことができよう。また、原動機は単に単一のトーショナルダンパまたは2質量フライホイールまたは剛性軸を介して変速機駆動軸ANと結合しておくことができよう。その場合、自動変速機の内部に配置される摩擦切換要素は変速機の発進要素として構成されていなければならない。

【0022】

この自動変速機は前置歯車組VSと、同軸でこの前置歯車組VSの横に（但し直接横ではなく）配置された主歯車組HSとを有する。前置歯車組VSは二重遊星構造様式のプラス遊星歯車組として実施され、リングギヤHO、VSと太陽歯車SO、VSと2つの単一キャリアで形成されるキャリアST、VSとを有し、太陽歯車SO、VSにかみ合う内側遊星歯車P1、VSと、内側遊星歯車P1、VSおよびリングギヤHO、VSにかみ合う外側遊星歯車P2、VSが、このキャリアで回転可能に支承されている。この前置歯車組VSは切換不可能な減速段として作動し、自動変速機駆動軸ANの入力回転数よりも小さな値の出力回転数を発生する。このため、前置歯車組VSの太陽歯車SO、VSが変速機ケースGGに固定され、キャリアST、VSが駆動軸ANと常時結合されている。つまりリングギヤHO、VSは前置歯車組VSの出力要素を形成し、かつ2つの切換要素A、Bを介して主歯車組HSの個々の入力要素と結合可能である。

【0023】

主歯車組HSは、互いに連結されていない3つの入力要素と1つの出力要素とを有する連結された2キャリア、4軸、遊星歯車装置として構成され、ラビニヨ式歯車組の態様で2つの太陽歯車S1、HS、S2、HSとリングギヤHO、HSと連結されたキャリアST、HSとを有し、第1太陽歯車S1、HSおよびリングギヤHO、HSにかみ合う長い遊星歯車P1、HSと、第2太陽歯車S2、HSおよび長い遊星歯車P1、HSにかみ合う短い遊星歯車P2、HSとがこのキャリアで回転可能に支承されている。第1太陽歯車S1、HSが主歯車組HSの第1入力要素を形成し、第2太陽歯車S2、HSが主歯車組HSの第2入力要素を形成し、連結されたキャリアST、HSが主歯車組HSの第3入力要素を形成し、リングギヤHO、HSが主歯車組HSの出力要素を形成する。

【0024】

自動変速機は合計6つの切換要素A～Fを有する。切換要素A、B、E、Fはクラッチとして構成され、切換要素C、Dはブレーキとして構成されている。このため主歯車組HSの第2太陽歯車S2、HSは第1切換要素Aを介して前置歯車組VSのリングギヤHO、VSと結合可能である。このためさらに、主歯車組HSの第1太陽歯車S1、HSは第2切換要素Bを介して前置歯車組VSのリングギヤHO、VSと結合可能、第3切換要素Cを介して変速機ケースGGに固定可能、かつ第6切換要素Fを介して駆動軸ANと結合可能である。このためさらに、主歯車組HSのキャリアST、HSは第4切換要素Dを介して変速機ケースGGに固定可能、かつ第5切換要素Eを介して駆動軸ANと結合可能である。つまり個々の切換要素に対して主歯車組HSの個々の要素がこのように結合される

結果、主歯車組 H S のキャリヤ S T 、 H S は第 5、第 6 切換要素 E、F を同時に係合させることによって主歯車組 H S の第 1 太陽歯車 S 1 、 H S と結合可能である。主歯車組 H S のリングギヤ H O 、 H S は常時、そして専ら、被動軸 A B と結合されている。

【 0 0 2 5 】

図 1 B は図 1 A に示す多段自動変速機の作動表を示す。合計 8 つの前進変速段がレンジシフトなしに切換可能であり、つまり或る変速段から次に高い変速段または次に低い変速段へと切換えるためにまさに操作された切換要素によってその都度単に 1 つの切換要素が開放され、他の 1 つの切換要素が係合する。第 1 変速段「 1 」ではクラッチ A とブレーキ D が係合し、第 2 変速段「 2 」ではクラッチ A とブレーキ C が係合し、第 3 変速段「 3 」ではクラッチ A、B が係合し、第 4 変速段「 4 」ではクラッチ A、F が係合し、第 5 変速段「 5 」ではクラッチ A、E が係合し、第 6 変速段「 6 」ではクラッチ E、F が係合し、第 7 変速段「 7 」ではクラッチ B、E が係合し、第 8 変速段「 8 」ではブレーキ C とクラッチ E が係合している。第 1 後退変速段「 R 1 」ではクラッチ B とブレーキ D が係合している。第 2 後退変速段「 R 2 」も設けておくことができ、そこではクラッチ F とブレーキ D が係合している。図 1 C は図 1 A に示す多段自動変速機の実速度線図である。図 1 C は図 1 A に示す多段自動変速機の実速度線図を示す。

【 0 0 2 6 】

図 1 A に立ち帰るなら、切換要素のディスク束、入力要素、出力要素は統一的に表してある。第 1 切換要素 A のディスク束は符号 1 0 0、第 1 切換要素 A の入力要素は符号 1 2 0、第 1 切換要素 A の出力要素は符号 1 3 0、第 1 切換要素 A のディスク束 1 0 0 を操作するためのサーボ機構は符号 1 1 0 である。同様に、別の切換要素 B、C、D、E、F のディスク束は符号 2 0 0、3 0 0、4 0 0、5 0 0、6 0 0、別の切換要素 B、E、F の入力要素は符号 2 2 0、5 2 0、6 2 0 である。同様に、別の切換要素 B、C、D、E、F の出力要素も符号 2 3 0、3 3 0、4 3 0、5 3 0、6 3 0、別のクラッチ B、E、F の各ディスク束 2 0 0 もしくは 5 0 0 もしくは 6 0 0 を操作するためのサーボ機構は符号 2 1 0、5 1 0、6 1 0 である。

【 0 0 2 7 】

符号 G G とされた変速機ケースの内部での切換要素と歯車組との互いに相対的な空間的配置に関して D E 1 0 3 1 8 5 6 5、8 は以下の如く教示している：クラッチとして構成される第 5 切換要素 E は空間的に見て軸線方向において前置歯車組 V S と主歯車組 H S との間に、軸線方向において前置歯車組 V S に直接接して配置されている。やはりクラッチとして構成される第 2 切換要素 B はやはり軸線方向において前置歯車組 V S と主歯車組 H S との間に配置されており、このクラッチ B のディスク束 2 0 0 は空間的に見てクラッチ E のディスク束 5 0 0 の概ね半径方向上に配置され、クラッチ B のサーボ機構 2 1 0 は軸線方向において前置歯車組 V S から離れた方の側でクラッチ E に接している。軸線方向において主歯車組 H S の方向に見てクラッチ B に続くのはまず、ブレーキとして構成される第 3 切換要素 C、次にやはりブレーキとして構成される第 4 切換要素 D、次に主歯車組 H S である。クラッチとして構成される第 1 切換要素 A のディスク束 1 0 0 は空間的に見て前置歯車組 V S の概ね上に配置されている。このクラッチ A のサーボ機構 1 1 0 は少なくとも十分に、主歯車組 H S から離れた方の前置歯車組 V S の側に配置されている。クラッチ A の前置歯車組 V S から離れた方のサーボ機構 1 1 0 の側に、空間的に見て軸線方向においてクラッチ A と駆動側変速機ケース固定ケース壁 G W との間に、つまりクラッチ A および前置歯車組 V S の主歯車組 H S から離れた方の側に、クラッチとして構成される第 6 切換要素 F は配置されている。

【 0 0 2 8 】

1 つの切換要素の 1 つのサーボ機構の実施例として図 1 A には第 6 切換要素 F のサーボ機構 6 1 0 が詳しく示してある。このサーボ機構 6 1 0 が円筒状ディスク支持体の内部に配置されており、このディスク支持体はクラッチ F の入力要素 6 2 0 を形成し、相応に変速機駆動軸 A N の回転数で常に回転する。サーボ機構 6 1 0 が圧力室 6 1 1 を有し、この圧力室はクラッチ F のディスク支持体の外被面区域とサーボ機構 6 1 0 のピストン 6 1 4

10

20

30

40

50

とによって形成される。この圧力室 6 1 1 に圧力が付加されるとピストン 6 1 4 はサーボ機構 6 1 0 のここで例示的に皿ばねとして構成される戻し要素 6 1 3 の力に抗して軸線方向において前置歯車組 V S の方向に動き、クラッチ F のディスク束 6 0 0 を操作もしくは係合させる。回転する圧力室 6 1 1 の動的圧力を主に完全に補償するために、サーボ機構 6 1 0 は付加的に潤滑剤を無圧充填可能な圧力補償室 6 1 2 を有し、この圧力補償室はピストン 6 1 4 の 1 つの面と堰円板 6 1 5 とによって形成される。入力要素 6 2 0 は変速機ケース固定ハブ G N 上で回転可能に支承されており、このハブは変速機ケース固定ケース壁 G W から出発して変速機ケース G G の内部空間内で軸線方向において前置歯車組 V S の方向に前置歯車組 V S の太陽歯車 S O 、 V S に至るまで延設され、相対回転不能にこの太陽歯車 S O 、 V S と結合されている。同様に、この変速機ケース固定ハブ G N はクラッチ F の圧力室と圧力補償室とに圧媒もしくは潤滑剤を供給するための通路も有する。

10

【 0 0 2 9 】

次に図 2 に基づいて本発明による例示的第 1 スケルトン図を説明する。図 1 による前文に係る技術の現状におけると同様に、本発明に係る自動変速機は駆動軸 A N と、被動軸 A B と、二重遊星構造様式の単一遊星歯車組として実施される前置歯車組 V S と、互いに連結された遊星歯車組で形成される多部分構成の主歯車組 H S と、6 つの切換要素 A ~ F とを有する。主に、これら 6 つの切換要素 A ~ F のうちその都度 2 つの切換要素を選択的に係合させることによって駆動軸 A N の回転数は歯車組 V S 、 H S を介して少なくとも 8 つの異なる前進変速段に伝達可能であり、或る変速段から次に高い変速段または次に低い変速段へと段切替のたびに、常に 1 つのそれまで係合していた切換要素のみが開放され、それまで係合していない 1 つの切換要素が係合される。前置歯車組 V S と主歯車組 H S は互いに同軸に配置されている。駆動軸 A N と被動軸 A B は例示的に互いに同軸に延びているが、しかし比較的簡単な変更によって軸線平行または互いに角度を成して延びることもできる。切換要素 A ~ F および駆動軸 A N 、被動軸 A B に対する前置歯車組 V S および主歯車組 H S の運動学的連結は実質的に図 1 から引き継がれており、図 2 による本発明に係る変速機にも図 1 B に示す切換ロジックがあてはまる。

20

【 0 0 3 0 】

図 1 との細部の違いは主歯車組 H S の構成に関係しており、この主歯車組はいまや例示的に、相互に独立した 3 つの入力要素と 1 つの出力要素とを有する「2 キャリヤ ユニットに低減された 3 キャリヤ 5 軸 遊星歯車装置」として実施されている。図 2 によるこの「新規な」主歯車組 H S は互いに連結された 3 つの遊星歯車組で形成されており、これら 3 つの個々の遊星歯車組のうち 2 つはやはり 1 つの遊星歯車組としてまとめられ、その場合この遊星歯車組は残りの単一遊星歯車組と連結されている。「新規な」主歯車組 H S は 3 つの太陽歯車 S 1 、 H S 、 S 2 、 H S 、 S 3 、 H S と単に 2 つのリングギヤ H 1 3 、 H S 、 H 2 、 H S と単に 2 つのキャリヤ S T 1 3 、 H S 、 S T 2 、 H S とキャリヤでそれぞれ回転可能に支承された遊星歯車 P 1 3 、 H S もしくは P 2 、 H S とを含む。第 2 太陽歯車 S 2 、 H S と第 2 キャリヤ S T 2 、 H S と短い遊星歯車 P 2 、 H S と第 2 リングギヤ H 2 、 H S は主歯車組 H S の残りの単一遊星歯車に付設されており、この短い遊星歯車 P 2 、 H S は主歯車組 H S の第 2 太陽歯車 S 2 、 H S と第 2 リングギヤ H 2 、 H S とにかみ合う。連結キャリヤ S T 1 3 、 H S の第 1、第 3 太陽歯車 S 1 、 H S 、 S 3 、 H S と、長い遊星歯車 P 1 3 、 H S と、連結リングギヤ H 1 3 、 H S は、主歯車組 H S の連結遊星歯車組に付設されており、これらの長い遊星歯車 P 1 3 、 H S は主歯車組 H S の両方の太陽歯車 S 1 、 H S 、 S 3 、 H S と連結リングギヤ H 1 3 、 H S とにかみ合う。つまり主歯車組 H S の前記連結遊星歯車組は基本的に、分割太陽歯車を有する単一遊星歯車組と理解することもできる。2 つの個別太陽歯車 (S 1 、 H S 、 S 3 、 H S) への前記太陽歯車のこの「分割」は、さまざまな切換要素 A ~ F に対する主歯車組 H S の入力要素の運動学的連結と、変速機被動軸 A B に対する主歯車組 H S の出力要素の運動学的連結を、図 1 による前文に係る技術の現状から設定されたように、いまや以下で説明する本発明に係る部材配置と合わせて具現できるようにするうえで重要である。第 2 太陽歯車 S 2 、 H S を有する主歯車組 H S の単一遊星歯車組は空間的に見て主歯車組 H S の遠前置歯車組側に配置され

30

40

50

ているのに対して、第3太陽歯車S3・HSは主歯車組HSの近前置歯車組側に配置されている。つまり主歯車組HSの第1太陽歯車S1・HSは軸線方向において主歯車組HSの別の太陽歯車S3・HS、S2・HSの間に配置されている。

【0031】

前置歯車組VSは図1と同様に太陽歯車SO・VSと、連結キャリアST・VSと、このキャリアで回転可能に支承される内側および外側遊星歯車P1・VS、P2・VSと、リングギヤHO・VSとを含む。太陽歯車SO・VSは変速機ケースGGと相対回転不能に結合されたハブGNに固定されており、このハブは変速機ケース固定ケース壁GWから出発して変速機内部空間内を前置歯車組VSの方向に延設されている。前記ケース壁GWがここでは変速機の外壁を形成し、この外壁は一方で主歯車組HSから離れた方の前置歯車組VSの側に配置され、他方で、駆動軸ANに作用結合されたここでは簡略のため詳しくは図示しない変速機原動機に向き合っている。図2に示すスケルトン図において例示的にトルクコンバータはパワーフロー方向において原動機と駆動軸ANとの間に配置されている。連結キャリアST・VSが前置歯車組VSの入力要素を形成し、このキャリアST・VSの主歯車組HSに向き合うキャリア板は変速機の駆動軸ANと相対回転不能に結合されている。リングギヤHO・VSは前置歯車組VSの出力要素を形成し、駆動軸ANの回転数よりも小さな回転数で回転し、駆動軸ANの回転と同じ回転方向を有する。前置歯車組VSのこの出力回転数は第1、第2切換要素A、Bを介して主歯車組HSの2つの異なる入力要素に伝達可能である。

【0032】

主歯車組HSの第1、第2太陽歯車S1・HS、S2・HSは互いに相対回転不能に結合され、主歯車組HSの第1入力要素を形成し、ここでディスククラッチとして構成される第2切換要素Bを介して前置歯車組VSの出力要素つまりリングギヤHO・VSと結合可能である。主歯車組HSの第2リングギヤH2・HSは主歯車組HSの第2入力要素を形成し、ここでディスククラッチとして構成される第1切換要素Aを介してやはり前置歯車組VSの出力要素つまりリングギヤHO・VSと結合可能である。主歯車組HSの連結キャリアST13・HSは主歯車組HSの第3入力要素を形成し、一方でここでディスククラッチとして構成される第5切換要素Eを介して駆動軸ANと結合可能、他方で選択的にここで例示的にディスクブレーキとして構成される第4切換要素Dを介して変速機ケースGGに固定可能でもある。主歯車組HSの第3太陽歯車S3・HSは主歯車組HSの第4入力要素を形成し、一方でここでディスククラッチとして構成される第6切換要素Fを介して駆動軸ANと結合可能、他方で選択的にここで例示的にディスクブレーキとして構成される第3切換要素Cを介して変速機ケースGGに固定可能でもある。主歯車組HSの連結リングギヤH13・HSと第2キャリアST2・HSは相対回転不能に互いに結合され、主歯車組HSの出力要素を形成し、変速機の被動軸ABと結合されている。

【0033】

主歯車組HSの構造と個々の切換要素A～Fに対するその運動学的連結から明らかとなるように、図1とは異なり図2では、3つの切換要素B、C、Fの出力要素230、330、630と主歯車組HSの第1入力要素（つまり図1では太陽歯車S1・HS）との間に図1では存在した固定連結が、クラッチBの出力要素230と主歯車組HSの第1入力要素（つまり図2では連結太陽歯車S1・HS、S2・HS）との間の固定連結と、ブレーキCの出力要素330およびクラッチFの出力要素630と主歯車組HSの第4入力要素（つまり図2では太陽歯車S3・HS）との間の固定連結と、主歯車組HSの長い遊星歯車P13・HSを介した主歯車組HSの第1、第4入力要素の間の運動学的連結との組合せに取替えられている。相応に図2によれば本発明に係る変速機の変速線図において主歯車組HSの第1入力要素の線と第4入力要素の線は一致する。主歯車組HSの1変更態様において、前記長い遊星歯車P13・HSが図2の図示から離れて多段遊星歯車として構成することが予定される場合、この変更態様に付随する速度線図において変更主歯車組の第1入力要素の線と第4入力要素の線は互いに隣接することになる。

【0034】

本発明によれば第5、第6切換要素E、Fは製造技術上簡単に予め組付可能な構造群を形成し、この構造群は第5、第6切換要素E、Fに共通するディスク支持体ZYLEFと、第5、第6切換要素E、F用のディスク束500、600と、第5、第6切換要素E、Fの各ディスク束500、600を操作するための第5、第6切換要素E、F用の各1つのサーボ機構510、610とを含む。両方の切換要素E、Fに共通するディスク支持体ZYLEFはクラッチEの入力要素520もクラッチFの入力要素620も形成する。図2で明らかとなるように、両方のクラッチE、Fを有するこの構造群は空間的に見て主歯車組HSから離れた方の前置歯車組VSの側に配置されている。特に前置歯車組VSとクラッチE、Fのディスク束500、600の幾何学的設計に応じて、クラッチE、Fを含む構造群の別の1構成において、クラッチE、Fのディスク束500、600が図2の図示から離れて部分的にまたは完全にも前置歯車組VSの半径方向上の領域に配置することを予定することもでき、しかしその場合、クラッチE、Fを含む構造群の主要部材は特にクラッチE、Fのサーボ機構510、610は いまなお少なくとも十分に、主歯車組HSから離れた方の前置歯車組VSの側に配置されている。

【0035】

図2でさらに明らかとなるように、ここでディスククラッチとして構成される第1切換要素Aとやはりここでディスククラッチとして構成される第2切換要素Bは両方のクラッチE、Fを有する構造群とは反対の前置歯車組VSの側に、空間的に見て軸線方向において前置歯車組VSと主歯車組HSとの間の領域に配置されている。クラッチAはクラッチBよりも前置歯車組VS近傍に配置されており、クラッチAはここでは軸線方向において主歯車組HSに向き合う側で前置歯車組VSに直接接し、クラッチBは軸線方向において主歯車組HSに向き合う香川でクラッチAに直接接している。両方のクラッチA、Bのディスク束100、200は例示的に同じ直径に配置されており、そのことからこれらのクラッチA、B用に同じディスクを使用することが可能となる。クラッチAの入力要素120は例示的に円筒環状外ディスク支持体として構成され、この外ディスク支持体は一方でその近前置歯車組側末端をリングギヤH0、VSと相対回転不能に結合され、他方でその近主歯車組側末端の領域でその内径に、クラッチAのディスク束100の例えば外歯覆いディスクとして構成される外ディスクを受容するための好適な連行断面を有する。クラッチBの入力要素220は例示的にやはり円筒環状外ディスク支持体として構成され、その近主歯車組側末端の領域でその内径に、クラッチBのディスク束200の例えば外歯覆いディスクとして構成される外ディスクを受容するための好適な連行断面を有する。クラッチAもしくは前置歯車組VSに向き合うその末端でクラッチBの入力要素220はクラッチAの入力要素120と相対回転不能に結合され、つまりクラッチAの入力要素120を介して前置歯車組VSのリングギヤH0、VSと結合されている。勿論、これら両方の入力要素120、220は一体に実施しておくこともできる。両方のクラッチA、Bの出力要素130、230は相応に内ディスク支持体として構成され、それらの外径には、各ディスク束100もしくは200の例えば内歯鋼ディスクとして構成される内ディスクを受容するための好適な連行断面をそれぞれ有する。その際、クラッチAの十分に円板状に構成される内ディスク支持体130は前置歯車組VSと概ね平行に延設され、そのハブ領域で第2太陽歯車軸140と相対回転不能に結合されている。この第2太陽歯車軸140自体はクラッチAから出発して軸線方向において主歯車組HSの方向に延設され、その推移においてクラッチAの横に配置されるクラッチBにも主歯車組HSにも中心で完全に挿通され、主歯車組HSの遠前置歯車組側で主歯車組HSの第2リングギヤH2、HSと相対回転不能に結合されている。知られているように前記リングギヤH2、HSは主歯車組HSの第2入力要素を形成する。クラッチBのやはり十分に円板状に構成される内ディスク支持体230はクラッチAの内ディスク支持体130と概ね平行に延設され、そのハブ領域で第1太陽歯車軸240と相対回転不能に結合されている。この第1太陽歯車軸240はそれ自体クラッチBから出発して軸線方向において主歯車組HSの方向に延設され、その軸線方向推移において主歯車組HSの近前置歯車組側第3太陽歯車S3、HSに中心で完全に挿通され、第2太陽歯車軸140を半径方向で取り囲み、主歯車組HSの両方の連

10

20

30

40

50

結太陽歯車 S 1 . H S、S 2 . H S と結合されている。知られているように前記連結太陽歯車 S 1 . H S、S 2 . H S は主歯車組 H S の第 1 入力要素を形成する。

【 0 0 3 6 】

クラッチ A のディスク束 1 0 0 を操作するためのサーボ機構 1 1 0 と、クラッチ B のディスク束 2 0 0 を操作するためのサーボ機構 2 1 0 は、図 2 では簡略のため略示してあるだけである。その際、クラッチ A のサーボ機構 1 1 0 は軸線方向において前置歯車組 V S とクラッチ A の出力要素 1 3 0 もしくは内ディスク支持体との間に配置され、例示的にクラッチ A のこの出力要素もしくは内ディスク支持体で軸線方向摺動可能に支承されている。クラッチ A が係合するとこのサーボ機構 1 1 0 は自己に付設されたディスク束 1 0 0 を軸線方向において主歯車組 H S の方向に操作する。有意義には、サーボ機構 1 1 0 は主歯車組 H S の第 2 入力要素の回転数、つまりここではリングギヤ H 2 . H S の回転数で常に回転する圧力室の回転圧力を補償するための動的圧力補償部も有する。クラッチ B のサーボ機構 2 1 0 はここで例示的にクラッチ B のディスク束 2 0 0 のクラッチ A もしくは前置歯車組 V S とは反対の側に配置され、クラッチ B の出力要素 2 3 0 もしくは内ディスク支持体で軸線方向摺動可能に支承されている。クラッチ B が係合するとこのサーボ機構 2 1 0 は自己に付設されたディスク束 2 0 0 を軸線方向において前置歯車組 V S の方向に操作する。有意義には、サーボ機構 2 1 0 は主歯車組 H S の第 1 入力要素の回転数、つまりここでは両方の太陽歯車 S 1 . H S、S 2 . H S の回転数で常に回転する圧力室の回転圧力を補償するための動的圧力補償部も有する。

【 0 0 3 7 】

図 2 でさらに明らかとなるように、ここで例示的にディスクブレーキとして構成される第 3 切換要素 C も、ここで例示的にディスクブレーキとして構成される第 4 切換要素 D も、両方のクラッチ E、F を有する構造群とは反対の前置歯車組 V S の側に、空間的に見て軸線方向においてクラッチ B と主歯車組 H S との間の領域に配置されている。ブレーキ D はブレーキ C よりも主歯車組 H S 近傍に配置されている。ブレーキ C のディスク束 3 0 0 を操作するためのサーボ機構 3 1 0 と、ブレーキ D のディスク束 4 0 0 を操作するためのサーボ機構 4 1 0 は、図 2 では簡略のため略示されているだけであり、空間的に見て軸線方向において両方のディスク束 3 0 0、4 0 0 の間に配置され、変速機ケース G G の対応するピストン室内で軸線方向摺動可能に支承されている。両方のブレーキ C、D の外ディスク支持体は例示的に変速機ケース G G に一体化されている。勿論当業者は、必要なら、両方のブレーキ C、D の一方または両方のためにそれぞれ個別の外ディスク支持体または両方のブレーキ C、D に共通する外ディスク支持体も設けることになり、その場合外ディスク支持体は個別の部材として相対回転不能に変速機ケース G G と結合されている。勿論当業者は、必要なら、個別の外ディスク支持体を有する各ブレーキに付設されるサーボ機構も前記個別の外ディスク支持体に一体化することになる。ブレーキ C の出力要素 3 3 0 がここでは十分に円板状の内ディスク支持体として構成されている。この内ディスク支持体は空間的に見てブレーキ C のディスク束 3 0 0 の内径から出発して半径方向内方に延設され、そのハブ領域で第 3 太陽歯車軸 6 4 0 と相対回転不能に結合されている。この第 3 太陽歯車軸 6 4 0 はブレーキ C の出力要素 3 3 0 と主歯車組 H S の近前置歯車組側第 3 太陽歯車 S 3 . H S との機械的結合を実現し、キャリア軸 5 4 0 の軸線方向区域を半径方向で取り囲む。太陽歯車軸 6 4 0 と太陽歯車 S 3 . H S は一体に実施しておくこともできる。ブレーキ D の出力要素 4 3 0 がここではやはり十分に円板状の内ディスク支持体として構成されている。この内ディスク支持体は空間的に見てブレーキ D のディスク束 4 0 0 の内径から出発して半径方向内方に、主歯車組 H S の連結キャリア S T 1 3 . H S の近前置歯車組側キャリア板に至るまで延設され、このキャリア板とも相対回転不能に結合されている。内ディスク支持体 4 3 0 とキャリア S T 1 3 . H S の近前置歯車組側キャリア板は一体に実施しておくこともできる。

【 0 0 3 8 】

勿論当業者は、必要なら、変速機ケース内部での両方のブレーキ C、D の空間的位置も変更することになり、図 2 の図示から離れて、ブレーキ C は例えばケース壁 G W の領域に

配置され、および／またはブレーキDは例えば主歯車組H Sの半径方向上の領域に配置されている。

【0039】

両方のクラッチE、Fによって形成される構造群に立ち返って、図2で明らかとなるように、クラッチE、Fに共通するディスク支持体Z Y L E Fは両方のクラッチE、F用にそれらの入力要素を形成し、相応に駆動軸A Nと相対回転不能に結合されている。ディスク支持体Z Y L E FはクラッチE用にクラッチEのディスク束500の例えば外歯鋼ディスクとして構成される外ディスクを受容するための外ディスク支持体として構成され、クラッチF用にはクラッチFのディスク束600の例えば内歯覆いディスクとして構成される内ディスクを受容するための内ディスク支持体として構成されている。クラッチFのディスク束600は空間的に見てクラッチEのディスク束500の半径方向上の領域に配置されており、半径方向内側のディスク束500は軸線方向において前置歯車組V Sの直接横に、特に軸線方向において前置歯車組V SのリングギヤH O、V Sの直接横に配置されている。勿論、鋼ディスク（摩擦ライニングなし）と覆いディスクとの交互配置の代わりに、片側に摩擦ライニングを被着した鋼ディスクも使用することができ、その場合それぞれ外歯を取付けた鋼ディスクと内歯を取付けた鋼ディスクを交互に組立てて1つのディスク束としなければならない。提案された鋼ディスクの代わりに、カーボンまたは炭素繊維または別の好適な複合材料からなるディスクも勿論使用することができる。幾何学的には、前記ディスク支持体Z Y L E Fは実質的に前置歯車組V Sの方向に開口した鉢体の態様に構成されている。クラッチEのディスク束500の外ディスクはディスク支持体Z Y L E Fの多段円筒状区域521の内径に配置されている。ディスク支持体Z Y L E Fの少なくとも十分に円板状の区域（鉢底）522はディスク支持体Z Y L E Fの前記円筒状区域521に続き、円筒状区域521の遠前置歯車組側末端から出発して半径方向内方に延設されている。ディスク支持体Z Y L E Fの前記鉢底（522）の内径にディスク支持体Z Y L E Fのハブが続いている。クラッチEに付設されたディスク支持体Z Y L E Fの第1ハブ区域523は前記鉢底（522）の内径から出発して軸線方向において前置歯車組V Sの方向に延設されている。この第1ハブ区域523はその近前置歯車組側末端で前置歯車組V Sの連結キャリアS T、V Sの遠主歯車組側キャリア板と相対回転不能に結合されており、このキャリアS T、V Sの近主歯車組側キャリア板は相対回転不能に駆動軸A Nと結合されている。クラッチFに付設されるべきディスク支持体Z Y L E Fの第2ハブ区域623はディスク支持体Z Y L E Fの円板状区域522もしくは鉢底の内径から出発して軸線方向において前置歯車組V Sとは逆方向に、もしくは軸線方向においてケース壁G Wの方向に延設されている。ディスク支持体Z Y L E Fのハブはそのハブ区域523、623が変速機ケース固定ハブG Nで回転可能に支承されており、この固定ハブに前置歯車組V Sの太陽歯車S O、V Sも固定されている。符号621はディスク支持体Z Y L E Fの円筒状区域521の外径であり、この区域がクラッチFにも付設されることを指摘するものである。つまりこの外径にはクラッチFのディスク束600の内ディスクを受容するための連行断面が設けられている。

【0040】

クラッチEのディスク束500を操作するためのサーボ機構510は圧力室511と圧力補償室512とピストン514と戻し要素513と堰円板515とを含み、ディスク支持体Z Y L E Fの第1ハブ区域523の半径方向上方、ディスク支持体Z Y L E F、特にその円筒状区域521によって形成される円筒室の完全に内部に配置されている。ピストン514はこのディスク支持体Z Y L E Fで軸線方向摺動可能に支承されている。相応にサーボ機構510は駆動軸A Nの回転数で常時回転する。サーボ機構510の回転する圧力室511の回転圧力を補償するために、潤滑剤を無圧充填可能な圧力補償室512での動的圧力補償が予定されており、この圧力補償室512は前記圧力室511よりも主歯車組H S近傍に配置されている。圧力室511はディスク支持体Z Y L E Fの外被面とピストン514とによって形成される。圧力補償室512はピストン514と堰円板515とによって形成され、この堰円板は軸線方向においてディスク支持体Z Y L E Fのハブ区域

５２３に固定され、ピストン５１５に対して軸線方向摺動可能に潤滑剤密に密封されている。ピストン５１４は、ここで例示的に皿ばねとして構成される戻し要素５１３を介して軸線方向においてディスク支持体ＺＹＬＥＦのハブ区域５２３の方向に付勢されている。クラッチＥを係合させるために圧力室５１１に圧媒が付加されるとピストン５１４は軸線方向において前置歯車組ＶＳの方向もしくは軸線方向において主歯車組ＨＳの方向に移動し、自己に付設されたディスク束５００を戻し要素５１３のばね力に抗して操作する。

【００４１】

空間的に見てクラッチＥのサーボ機構５１０はクラッチＦのサーボ機構６１０よりも主歯車組ＨＳ、前置歯車組ＶＳ近傍に配置されている。このサーボ機構６１０は空間的に見て少なくとも十分にディスク支持体ＺＹＬＥＦの第２ハブ区域６２３の半径方向上の領域に配置され、ディスク支持体ＺＹＬＥＦでも軸線方向摺動可能に支承されている。相応にサーボ機構６１０も駆動軸ＡＮの回転数で常時回転する。クラッチＦのサーボ機構６１０は圧力室６１１と圧力補償室６１２と一部で蛇行構成されたピストン６１４と戻し要素６１３と円筒状堰円板６１５と鉢状支持円板６１８とを含む。サーボ機構６１０の回転する圧力室６１１の回転圧力を補償するために、圧力補償室６１２での動的圧力補償が予定されている。このため円筒状堰円板６１５はハブ区域６２３の上方の限定的直径で、ディスク支持体ＺＹＬＥＦの円板状区域５２２から出発して軸線方向においてケース壁ＧＷの方向に延設され、軸線方向で隣接するピストン６１４の方に軸線方向摺動可能に潤滑剤密に密封されている。堰円板６１５の半径方向下方にあってケース壁ＧＷに向き合うディスク支持体ＺＹＬＥＦの外被面区域、および堰円板６１５の半径方向下方にあって前置歯車組ＶＳに向き合うピストン６１４の外被面区域と一緒に、この堰円板６１５は前記圧力補償室６１２を形成する。図示例において堰円板６１５とディスク支持体ＺＹＬＥＦは例示的に一体に実施されているが、しかし勿論個別の部材として実施しておくこともできる。つまりクラッチＦのサーボ機構６１０の圧力補償室６１２と、クラッチＥのサーボ機構５１０の圧力室５１１は互いに直接隣接して配置され、クラッチＥ、Ｆに共通するディスク支持体ＺＹＬＥＦの外被面のみによって相互に分離されている。圧力室５１１もしくは前置歯車組ＶＳから離れた方の圧力補償室６１２の側にサーボ機構６１０の圧力室６１１が配置されている。この圧力室６１１はピストン６１５と支持円板６１８とハブ６２３の軸線方向区域とによって形成される。このため支持円板６１８は圧媒密にハブ６２３に固着されている。ハブ６２３の圧力室６１１を形成する区域の半径方向上方でこの鉢状支持円板６１８の円筒状区域は軸線方向において圧力室５１１の方向にもしくは軸線方向において前置歯車組ＶＳの方向に延設され、ピストン６１４の対応する区域に向かって圧媒密に軸線方向摺動可能に密封されている。そのさらなる幾何学的推移においてピストン６１４は少なくとも十分に支持円板６１８の外輪郭とディスク支持体ＺＹＬＥＦの上側領域とに沿って半径方向外方に、軸線方向において主歯車組ＨＳの方向に、クラッチＦの自己に付設されたディスク束６００の遠主歯車組側に至るまで延設されている。ピストン６１４を軸線方向で付勢する戻し要素６１３はここで例示的に、軸線方向においてディスク支持体ＺＹＬＥＦの円板状区域６２２とピストン６１４との間に配置される、環状に配置されて運動学的に並列に接続された巻渦ばねからなる渦巻ばね束として構成されている。クラッチＦを係合させるために圧力室６１１に圧媒が付加されるとピストン６１４は軸線方向において前置歯車組ＶＳの方向もしくは軸線方向において主歯車組ＨＳの方向に移動し、自己に付設されたディスク束６００を戻し要素６１３のばね力に抗して操作する。

【００４２】

ディスク支持体ＺＹＬＥＦが変速機ケース固定ハブＧＮで支承されているので、両方のクラッチＥ、Ｆへの圧媒および潤滑剤供給は相応する通路もしくは穴を介して設計上比較的簡単に得られる。これらの通路もしくは穴は一部では前記変速機ケース固定ハブＧＮの内部、一部ではディスク支持体ＺＹＬＥＦのハブの内部を延びている。符号５１６はクラッチＥのサーボ機構５１０の圧力室５１１に至る圧媒供給部、符号５１７はクラッチＥのサーボ機構５１０の圧力補償室５１２に至る潤滑剤供給部、符号６１６はクラッチＦのサーボ機構６１０の圧力室６１１に至る圧媒供給部、符号６１７はクラッチＦのサーボ機構

10

20

30

40

50

6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 に至る潤滑剤供給部である。

【 0 0 4 3 】

クラッチ E の出力要素 5 3 0 は内ディスク支持体として構成され、クラッチ E のディスク束 5 0 0 から出発して軸線方向においてクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 に接してまず軸線方向において前置歯車組 V S の方向に、この前置歯車組 V S のリングギヤのすぐ前で半径方向外方に、前記リングギヤ H O 、 V S の外径のすぐ上方にまで、もしくはクラッチ A の前記リングギヤ H O 、 V S に結合された入力要素 1 2 0 の外径のすぐ上方に至るまで延設されている。クラッチ E の内ディスク支持体 5 3 0 はその外径の領域で円筒状結合領域 Z Y L と相対回転不能に結合されている。この円筒状結合要素 Z Y L はクラッチ E の方向で開口した鉢体として構成されている。この鉢体は前置歯車組 V S と、軸線方向において前置歯車組 V S に続くクラッチ A と、軸線方向においてクラッチ A に続くクラッチ B とを半径方向で完全に取り囲む。この結合要素 Z Y L の円板状鉢底はこの場合軸線方向においてクラッチ B のサーボ機構 2 1 0 に続き、その内径もしくはそのハブの領域でキャリア軸 5 4 0 と相対回転不能に結合されている。キャリア軸 5 4 0 はそれ自体軸線方向において主歯車組 H S の方向に、主歯車組 H S の近前置歯車組側第 3 太陽歯車 S 3 、 H S と空間的に中央の第 1 太陽歯車 S 1 、 H S との間の領域にまで延設され、主歯車組 H S の第 3 太陽歯車 S 3 、 H S に挿通され、主歯車組 H S の連結キャリア S T 1 3 、 H S と相対回転不能に結合されている。その限りで、前記円筒状結合要素 Z Y L は外面的にもクラッチ E の出力要素 5 3 0 に付設することができる。

【 0 0 4 4 】

クラッチ F の出力要素 6 3 0 は外ディスク支持体として構成され、幾何学的にはクラッチ F もしくはケース壁 G W の方向で開口した鉢体の形状であり、前記円筒状結合要素 Z Y L を半径方向で完全に取り囲む。クラッチ F のこの出力要素 6 3 0 もしくは外ディスク支持体の円板状鉢底は空間的に見て軸線方向において前記結合要素 Z Y L の鉢底とブレーキ C の円板状出力要素 3 3 0 もしくは内ディスク支持体との間で半径方向に延設され、そのハブ領域で第 3 太陽歯車軸 6 4 0 と相対回転不能に結合されている。この太陽歯車軸はブレーキ C の出力要素 3 3 0 もしくは内ディスク支持体と主歯車組の第 3 太陽歯車 S 3 、 H S と相対回転不能に結合されている。クラッチ F の出力要素 6 3 0 もしくは外ディスク支持体の円筒状区域はクラッチ F の出力要素 6 3 0 もしくは外ディスク支持体の鉢底の外径に続き、軸線方向においてケース壁 G W の方向に、クラッチ F のディスク束 6 0 0 の上にまで延設されている。出力要素もしくは外ディスク支持体 6 3 0 の前記円筒状区域はそのケース壁側末端の領域においてその内径に、クラッチ F のディスク束 6 0 0 の外歯ディスクを受容するための好適な連行断面を有する。

【 0 0 4 5 】

次に、図 3 を基に本発明による例示的第 2 スケルトン図を説明する。これは先に図 2 に基づいて詳しく説明した本発明に係る第 1 変速機に基づいているが、但し第 5、第 6 切換要素 E、F を有する構造群は図 2 に対して選択的設計構成を有する。図 3 による本発明に係る第 2 スケルトン図と図 2 による本発明に係る第 1 スケルトン図との間の本質的違いは、両方のブレーキ E、F のディスク束 5 0 0、6 0 0 の互いに相対的な空間的配置である。図 3 によれば、クラッチ E のディスク束 5 0 0 はいまやクラッチ F のディスク束 6 0 0 の半径方向上に配置されている。この配置に相応して両方のクラッチ E、F のサーボ機構 5 1 0、6 1 0 の空間的位置も適合されており、クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 はいまやクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 よりも前置歯車組 V S 近傍に配置されている。図 3 と基礎となる図 2 とを直接比較して容易に明らかとなるように、両方のクラッチ E、F の構造群全体は部材側で同一に構成されており、部材名のみが変更された。図 2 において殊にクラッチ E に付設されたこれら構造群の全部品が図 3 ではいまやクラッチ F に付設されている。相応に、図 2 において殊にクラッチ F に付設されたこれら構造群の全部品が図 3 ではいまやクラッチ E に付設されている。その限りで、両方のクラッチ E、F に共通するディスク支持体 Z Y L E F と両方のクラッチ E、F のサーボ機構 5 1 0、6 1 0 およびディスク束 5 0 0、6 0 0 とを有する構造群の他の説明は趣旨上適合された符号を指示することに

限定することができる。

【0046】

図3によればクラッチEのディスク束500が図2とは異なりクラッチFのディスク束600の半径方向上に配置されているので、クラッチFのいまや内ディスク支持体として構成される出力要素630もいまやクラッチEの出力要素530の内部に配置されている。クラッチFの前記出力要素630は軸線方向において前置歯車組VSおよび両方のクラッチA、Bを半径方向で取り囲み、軸線方向においてクラッチBの出力要素230の横で第1太陽歯車軸240と相対回転不能に結合されている。この第1太陽歯車軸240はそれ自体その軸線方向推移において主歯車組HSの近前置歯車組側第3太陽歯車S3、HSに挿通され、クラッチAの出力要素130とリングギヤH2、HSによって形成される主歯車組HSの第2入力要素との間に機械的結合を実現する第2太陽歯車軸140を半径方向で取り囲み、主歯車組の両方の連結太陽歯車S1、HS、S2、HSと相対回転不能に結合されている。クラッチEのいまや外ディスク支持体として構成される出力要素530は軸線方向においてクラッチFの出力要素630もしくは内ディスク支持体を半径方向で取り囲み、キャリア軸540を介して主歯車組HSの連結キャリアST13、HSと結合されている。このキャリア軸540はその軸線方向推移において主歯車組HSの近前置歯車組側第3太陽歯車S3、HSに挿通され、第1太陽歯車軸240を半径方向で取り囲む。軸線方向において主歯車組HSの近前置歯車組側第3太陽歯車S3、HSと空間的に見て中央の第1太陽歯車S1、HSとの間の領域でキャリア軸540は主歯車組HSの連結キャリアST13、HSの近前置歯車組側キャリア板と相対回転不能に結合されており、前記キャリア板は軸線方向において両方の太陽歯車S3、HS、S1、HSの間で半径方向に挿通されている。ブレーキCの出力要素330はいまや単独で主歯車組HSの第3太陽歯車S3、HSと相対回転不能に結合されている。

【0047】

図3に示す主歯車組HSの構造と個々の切換要素A～Fに対するその運動学的連結から明らかとなるように、図1とは異なり図3では、3つの切換要素B、C、Fの出力要素230、330、630と主歯車組HSの第1入力要素（つまり図1では太陽歯車S1、HS）との間に図1では存在した固定連結が、クラッチBの出力要素230とクラッチFの出力要素630と主歯車組HSの第1入力要素（つまり図3では連結太陽歯車S1、HS、S2、HS）との間の固定連結と、ブレーキCの出力要素330と主歯車組HSの第4入力要素（つまり図3では太陽歯車S3、HS）との間の固定連結と、主歯車組HSの長い遊星歯車P13、HSを介した主歯車組HSの第1、第4入力要素の間の運動学的連結との組合せに取替えられている。相応に図3による本発明に係る変速機の変速線図において主歯車組HSの第1入力要素の線と第4入力要素の線は一致する。主歯車組HSの1変更態様において、前記長い遊星歯車P13、HSが図3の図示から離れて多段遊星歯車として構成することが予定される場合、この変更態様に付属する速度線図において変更主歯車組の第1入力要素の線と第4入力要素の線は互いに隣接することになる。

【0048】

次に、図4を基に本発明による例示的第3スケルトン図を説明する。これは先に図2に基づいて説明した本発明に係る第1スケルトン図に基づいているが、但し第5、第6切換要素E、Fを有する構造群は図2に対する選択的設計構成と、変速機内部での第3、第4切換要素C、Dの選択的空間的配置とを有する。

【0049】

基礎となる技術の現状におけると同様に、第3切換要素Cも第4切換要素Dもブレーキとして構成され、両方とも例示的にディスクブレーキの態様である。図4から容易に明らかとなるように、いまや前置歯車組VSとは反対の主歯車組HSの側での両方のブレーキC、Dの「新規な」配置は、前置歯車組VSと主歯車組HSとの同軸配置と合せて、変速機の駆動軸ANと被動軸ABとの軸線平行な配置または角度を成した配置、つまり例えばフロント駆動装置と走行方向を横切ってまたは走行方向に沿って配置した原動機とを有する自動車用に不可欠な配置を可能とする。簡略のため図4には、主歯車組HSの出力要素

を変速機被動部に結合するための必要に応じて設けられるべき平歯車段または傘歯車段は詳しくは図示されていない。図4ではやはり簡略のため詳しくは図示しないが、駆動軸ANに作用結合された変速機原動機はここでは例示的に主歯車組HSから離れた方の前置歯車組VSの側に配置されている。相応に、駆動軸ANはここでも軸線方向において変速機全体を、少なくとも全歯車組VS、HSを、事実上貫通している。その限りで、別の変速機正面に、つまり主歯車組HSの遠前置歯車組側に原動機を配置するのに、特別な設計支出は必要でない。

【0050】

図4で設けられる主歯車組HSは、図2と同様に「2キャリア ユニットに低減された2キャリア 5軸 遊星歯車装置」として実施されており、単一プラス 遊星歯車組として実施される前置歯車組VSの横に同軸で、そして駆動軸ANと同軸に配置されている。主歯車組HSは互いに結合されていない4つの入力要素と1つの出力要素とを有し、互いに連結された2つの単一遊星歯車組で形成され、これら両方の単一遊星歯車組の一方は「分割太陽歯車」を有する。相応に、主歯車組HSは図2と同様に3つの太陽歯車S1、HS、S2、HS、S3、HSと、連結第1リングギヤH13、HSと、第2リングギヤH2、HSと、連結第1キャリアST13、HSと、このキャリアで回転可能に支承された長い遊星歯車P13、HSと、第2キャリアST2、HSと、このキャリアで回転可能に支承された短い遊星歯車P2、HSとを含む。主歯車組HSの入力要素がさまざまな切換要素A～Fに結合されているとの用語法に対応して、主歯車組HSの両方の単一遊星歯車組の第2単一遊星歯車組は第2太陽歯車S2、HSと第2リングギヤH2、HSと第2キャリアST2、HSとこのキャリアで回転可能に支承された短い遊星歯車P2、HSとを含むが、しかし図2とは異なりいまや近前置歯車組側に配置されている。主歯車組HSの第1単一遊星歯車組は第1、第3太陽歯車S1、HS、S3、HSと連結リングギヤH13、HSと連結キャリアST13、HSとこのキャリアで回転可能に支承された長い遊星歯車P13、HSとを含み、図2とは異なり相応にいまや遠前置歯車組側に配置されている。短い遊星歯車P2、HSは第2リングギヤH2、HSと第2太陽歯車S2、HSとにかみ合い、長い遊星歯車P13、HSは連結リングギヤH13、HSと第1、第3太陽歯車S1、HS、S3、HSとにかみ合う。長い遊星歯車P13、HSは図2と同様に例示的に多段遊星として実施され、つまり主歯車組HSの両方の太陽歯車S1、HS、S3、HSがここでは同一の歯数を有する。空間的に見て主歯車組HSの第1太陽歯車S1、HSは軸線方向において主歯車組HSの第2、第3太陽歯車S2、HS、S3、HSの間に配置され、この第2太陽歯車S2、HSはこの第3太陽歯車S3、HSよりも前置歯車組VS近傍に配置されている。

【0051】

図2におけると同様に、第1、第2太陽歯車S1、HS、S2、HSは互いに強固に結合され、主歯車組HSの第1入力要素を形成する。この入力要素は、主歯車組HSの近前置歯車組側でクラッチB、Fの出力要素230、630と相対回転不能に結合されている。第2リングギヤH2、HSは主歯車組HSの第2入力要素を形成し、クラッチAの出力要素130と結合されている。連結キャリアST13、HSは主歯車組HSの第3入力要素を形成し、ブレーキDの空間的位置に相応して前置歯車組VSから離れた方の主歯車組HSの側でブレーキDの出力要素430と相対回転不能に結合され、またクラッチEの空間的位置に相応して、軸線方向において第1、第3太陽歯車S1、HS、S3、HSの間を延びる半径方向挿通を介してクラッチEの出力要素530と結合されている。第3太陽歯車S3、HSは主歯車組HSの第4入力要素を形成し、ブレーキCの空間的位置に相応して前置歯車組VSから離れた方の主歯車組HSの側でブレーキCの出力要素330と相対回転可能に結合されている。連結リングギヤH13、HSと第2キャリアST2、HSは互いに強固に結合され、変速機被動軸ABに結合された主歯車組HSの出力要素を形成する。図4による自動変速機の世界線図において主歯車組HSの第1入力要素の線と第4入力要素の線はその3つの太陽歯車S1、HS、S2、HS、S3、HSの前記部材側および運動学的連結に相応して一致する。主歯車組HSに対する両方のブレー

10

20

30

40

50

キC、Dの運動学的連結に相応してブレーキDはブレーキCよりも主歯車組HS近傍に配置されており、ブレーキDは図2とは異なりいまやブレーキCよりも前置歯車組VS近傍にも配置されている。

【0052】

本発明によれば、クラッチE、Fは製造技術上簡単に予め組付可能な構造群を形成し、この構造群はいまや軸線方向において前置歯車組VSと主歯車組HSとの間の領域に配置され、軸線方向において前置歯車組VSに直接接している。この構造群はクラッチE、Fのここで両方とも例示的に外ディスク支持体として構成される入力要素520、620と、両方のクラッチE、F用に各1つのディスク束500もしくは600と、それぞれに付設されたディスク束500もしくは600を操作するための各1つのサーボ機構510もしくは610を含む。

10

【0053】

その際、図4に示す実施例においてクラッチFは空間的に見てクラッチEの半径方向上に配置されており、特にクラッチFのディスク束600は空間的に見てクラッチEのディスク束500の半径方向上に配置されている。クラッチEの入力要素もしくは外ディスク支持体520は幾何学的には主歯車組HSの方向に開口した鉢体の態様に構成され、そのハブは駆動軸ANと相対回転不能に結合され、図示例ではしかも駆動軸ANと共通する部材を形成する。クラッチEのサーボ機構510はクラッチEの外ディスク支持体520によって形成される円筒室の完全に内部に配置され、この外ディスク支持体520で軸線方向摺動可能に支承されている。相応に、サーボ機構510は駆動軸ANの回転数で常時回転する。サーボ機構510の回転する圧力室511の回転圧力を補償するために圧力補償室512での動的圧力補償が予定されており、この圧力室511は前記圧力補償室512よりも前置歯車組VS近傍に配置されている。

20

【0054】

クラッチFの入力要素もしくは外ディスク支持体620はやはり幾何学的には主歯車組HSの方向に開口した鉢体の態様に構成され、そのハブはその外径でクラッチEの入力要素もしくは外ディスク支持体520と相対回転不能に結合されている。つまりクラッチFの入力要素620はクラッチEの入力要素520を介して駆動軸ANと結合されている。クラッチFのサーボ機構610はクラッチFの外ディスク支持体(620)によって形成される円筒室の完全に内部に配置され、この外ディスク支持体(620)で軸線方向摺動可能に支承されている。相応に、サーボ機構610は駆動軸ANの回転数で常時回転する。サーボ機構610の回転する圧力室611の回転圧力を補償するために圧力補償室612での動的圧力補償が予定されており、この圧力室611は前記圧力補償室612よりも前置歯車組VS近傍に配置されている。

30

【0055】

空間的に見て、(半径方向外側)クラッチFのサーボ機構610は(半径方向内側)クラッチEのサーボ機構510の半径方向上の領域に配置されている。相応に、クラッチFの(半径方向外側)サーボ機構610の圧力室611はクラッチEの(半径方向内側)サーボ機構510の圧力室511の少なくとも概ね半径方向上に配置され、クラッチFの(半径方向外側)サーボ機構610の圧力補償室612はクラッチEの(半径方向内側)サーボ機構510の圧力補償室512の少なくとも概ね半径方向上に配置されている。クラッチEのサーボ機構510の圧力室511に至る圧媒供給および無圧充填可能な圧力補償室512に至る潤滑剤供給は一部ではクラッチEの入力要素(外ディスク支持体)520のハブの内部、一部では駆動軸ANの内部で推移する。(半径方向外側)クラッチFのサーボ機構610の圧力室611に至る圧媒供給は一部ではやはり(半径方向内側)クラッチEの入力要素(外ディスク支持体)520の内部、一部では駆動軸ANの内部で推移する。クラッチFのサーボ機構610の圧力補償室612はここで例示的にクラッチEのサーボ機構510の圧力補償室512を介して直接に潤滑剤を無圧で充填される。クラッチEを係合させるためにサーボ機構510の圧力室511に圧媒が充填され、するとこのサーボ機構は自己に付設されたクラッチEのディスク束500を軸線方向において主歯車組

40

50

H S の方向に操作する。クラッチ F を係合させるためにサーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 に圧媒が充填され、するとこのサーボ機構は自己に付設されたクラッチ F のディスク束 6 0 0 を軸線方向において主歯車組 H S の方向に操作する。

【 0 0 5 6 】

両方のクラッチ E、F の出力要素 5 3 0、6 3 0 は図示実施例において両方とも内ディスク支持体として構成されている。クラッチ E の内ディスク支持体 5 3 0 はクラッチ E のディスク束 5 0 0 から出発して軸線方向においてクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 に接して半径方向内方に延設され、中心でキャリア軸 5 4 0 と相対回転不能に結合されている。このキャリア軸 5 4 0 は軸線方向において主歯車組 H S の方向に、主歯車組 H S の遠前置歯車組側（連結）第 1 キャリア S T 1 3、H S のキャリア板に至るまで延設され、軸線方向において主歯車組 H S の第 2、第 1 太陽歯車 S 2、H S、S 1、H S に中心で挿通され、軸線方向において主歯車組 H S の第 3、第 1 太陽歯車 S 3、H S、S 1、H S の間の領域でキャリア S T 1 3、H S の前記キャリア板と相対回転不能に結合されている。勿論、キャリア S T 1 3、H S の前記キャリア板とキャリア軸 5 4 0 は一体に実施しておくこともできる。クラッチ F の内ディスク支持体 6 3 0 はクラッチ F のディスク束 6 0 0 から出発して軸線方向において一部ではクラッチ E の内ディスク支持体 5 3 0 に接して半径方向内方に、キャリア軸 5 4 0 のすぐ上方の直径に至るまで延設され、このハブ領域においてクラッチ B の出力要素 2 3 0 のハブと、また太陽歯車軸 1 4 0 を介して主歯車組 H S の両方の太陽歯車 S 2、H S、S 1、H S と相対回転不能に結合されている。つまりキャリア軸 5 4 0 はクラッチ F の出力要素 6 3 0 のこのハブの内部に中心で、もしくはクラッチ B の出力要素 2 3 0 のこのハブの内部、そして太陽歯車軸 1 4 0 の内部に中心で延びている。必要なら当業者は太陽歯車軸 1 4 0 を介しても両方の出力要素 2 3 0、6 3 0 のハブの間に結合を実現し、または両方の太陽歯車 S 2、H S、S 1、H S も一体に実施することになる。

【 0 0 5 7 】

図 4 に示す実施例において両方のクラッチ B、A のディスク束 2 0 0、1 0 0 は空間的に見て軸線方向において、両方のクラッチ E、F で形成される構造群の少なくとも部分的に半径方向上の領域で少なくとも類似の直径上に並べて配置されている。クラッチ B の出力要素 2 3 0 は軸線方向において両方のクラッチ E、F で形成される構造群を半径方向で取り囲み、この出力要素 2 3 0 の円筒状区域 2 3 1 はクラッチ F の入力要素（外ディスク支持体）6 2 0 の外径の少なくとも十分に半径方向上方に延設され、クラッチ F に完全に被さり、この出力要素 2 3 0 の円板状区域 2 3 2 はクラッチ F の出力要素（内ディスク支持体）6 3 0 に対して少なくとも十分に平行に延設されている。簡略のため略示しただけの、クラッチ B のディスク束 2 0 0 を操作するためのクラッチ B のサーボ機構 2 1 0 は、例えば図 4 に示唆したように少なくとも十分に前置歯車組 V S の遠主歯車組側に配置しておくことができ、駆動軸 A N の回転数で常に回転することができ、自己に付設されたディスク束 2 0 0 を、クラッチ B の係合時に軸線方向において主歯車組 H S の方向に操作することができる。簡略のためやはり略示しただけの、クラッチ A のディスク束 1 0 0 を操作するためのクラッチ A のサーボ機構 1 1 0 は、例えば図 4 に示唆したように軸線方向においてクラッチ B の出力要素 2 3 0 と主歯車組 H S との間で、主歯車組 H S に向き合うディスク束 1 0 0 の側に配置しておくことができ、主歯車組 H S のここで例示的に連結太陽歯車 S 1、H S、S 2、H S によって形成される第 1 入力要素の回転数で常に回転することができ、自己に付設されたディスク束 1 0 0 を、クラッチ A の係合時に軸線方向において前置歯車組 V S の方向に操作することができる。

【 0 0 5 8 】

次に、図 5 を基に本発明による例示的第 4 スケルトン図を説明する。これは先に図 4 に基づいて詳細に説明した本発明に係る第 3 スケルトン図に基づいているが、但し第 5、第 6 切換要素 E、F を有する構造群は図 4 に対する選択的設計構成を有する。図 4 における同様に、クラッチ E、F は製造技術上簡単に予め組付可能な構造群を形成し、この構造群はクラッチ E、F のここで両方とも例示的に外ディスク支持体として構成される入力要

10

20

30

40

50

素 5 2 0、6 2 0 と、両方のクラッチ E、F のサーボ機構 5 1 0、6 1 0 と、両方のクラッチ E、F のディスク束 5 0 0、6 0 0 とを含む。しかし図 4 とは異なり、いまやクラッチ E は空間的に見てクラッチ F の半径方向上に配置され、特にクラッチ E のディスク束 5 0 0 は空間的に見てクラッチ F のディスク束 6 0 0 の半径方向上に配置されている。

【 0 0 5 9 】

クラッチ F の入力要素もしくは外ディスク支持体 6 2 0 は幾何学的には主歯車組 H S の方向に開口した鉢体の態様に構成され、そのハブは駆動軸 A N と相対回転不能に結合され、図示例ではしかも駆動軸 A N と共通する部材を形成する。クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 はクラッチ F の外ディスク支持体 6 2 0 によって形成される円筒室の完全に内部に配置され、この外ディスク支持体 6 2 0 で軸線方向摺動可能に支承されている。相応に、サーボ機構 6 1 0 は駆動軸 A N の回転数で常時回転する。サーボ機構 6 1 0 の回転する圧力室 6 1 1 の回転圧力を補償するために圧力補償室 6 1 2 での動的圧力補償が予定されており、この圧力室 6 1 1 は前記圧力補償室 6 1 2 よりも前置歯車組 V S 近傍に配置されている。

10

【 0 0 6 0 】

クラッチ E の入力要素もしくは外ディスク支持体 5 2 0 はやはり幾何学的には主歯車組 H S の方向に開口した鉢体の態様に構成され、そのハブはその外径でクラッチ F の入力要素もしくは外ディスク支持体 6 2 0 と相対回転不能に結合されている。つまりクラッチ E の入力要素 5 2 0 はクラッチ F の入力要素 6 2 0 を介して駆動軸 A N と結合されている。クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 はクラッチ E の外ディスク支持体 5 2 0 によって形成される円筒室の完全に内部に配置され、この外ディスク支持体 5 2 0 で軸線方向摺動可能に支承されている。相応に、サーボ機構 5 1 0 は駆動軸 A N の回転数で常時回転する。サーボ機構 5 1 0 の回転する圧力室 5 1 1 の回転圧力を補償するために圧力補償室 5 1 2 での動的圧力補償が予定されており、この圧力室 5 1 1 は前記圧力補償室 5 1 2 よりも前置歯車組 V S 近傍に配置されている。

20

【 0 0 6 1 】

空間的に見て、(半径方向外側)クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 は(半径方向内側)クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の半径方向上の領域に配置されている。相応に、クラッチ E の(半径方向外側)サーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 はクラッチ F の(半径方向内側)サーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 の少なくとも概ね半径方向上に配置され、クラッチ E の(半径方向外側)サーボ機構 5 1 0 の圧力補償室 5 1 2 はクラッチ F の(半径方向内側)サーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 の少なくとも概ね半径方向上に配置されている。クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 に至る圧媒供給および無圧充填可能な圧力補償室 6 1 2 に至る潤滑剤供給は一部ではクラッチ F の入力要素(外ディスク支持体)6 2 0 のハブの内部、一部では駆動軸 A N の内部で推移する。(半径方向外側)クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 に至る圧媒供給は一部ではやはり(半径方向内側)クラッチ F の入力要素(外ディスク支持体)6 2 0 の内部、一部では駆動軸 A N の内部で推移する。クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力補償室 5 1 2 はここで例示的にクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 を介して直接に潤滑剤を無圧で充填される。クラッチ E を係合させるためにサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 に圧媒が充填され、するとこのサーボ機構は自己に付設されたクラッチ E のディスク束 5 0 0 を軸線方向において主歯車組 H S の方向に操作する。クラッチ F を係合させるためにサーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 に圧媒が充填され、するとこのサーボ機構は自己に付設されたクラッチ F のディスク束 6 0 0 を軸線方向において主歯車組 H S の方向に操作する。

30

40

【 0 0 6 2 】

クラッチ B、E、F の出力要素 2 3 0、5 3 0、6 3 0 と主歯車組 H S の 3 つの太陽歯車 S 1、H S、S 2、H S、S 3、H S との間の運動学的連結に相応して、前記第 2 太陽歯車 S 2、H S は図 8 と同様に近前置歯車組側に配置され、第 1 太陽歯車 S 1、H S は軸線方向において第 2、第 3 太陽歯車 S 2、H S、S 3、H S の間に配置されている。図 8 とは異なり、主歯車組 H S の互いに固定結合された太陽歯車 S 1、H S、S 2、H S によ

50

って結合される第1入力要素がなおクラッチBの出力要素230と結合されているだけであるのに対して、主歯車組HSの第3太陽歯車S3、HSによって形成される第4入力要素はいまやブレーキCの出力要素330ともクラッチFの出力要素630とも結合されている。ここでは短い太陽歯車軸140によって互いに結合された太陽歯車S2、HS、S3、HSは、当然、必要なら一体に実施しておくこともできる。

【0063】

両方のクラッチE、Fの出力要素530、630は図5に示す実施例において両方とも内ディスク支持体として構成されている。クラッチFの内ディスク支持体630はクラッチFのディスク束600から出発して軸線方向においてクラッチFのサーボ機構610に接して半径方向内方に延設され、中心で第3太陽歯車軸640と相対回転不能に結合されている。この第3太陽歯車軸640は軸線方向において主歯車組HSの方向に、少なくともその遠前置歯車組側第3太陽歯車S3、HSに至るまで延設され、軸線方向において主歯車組HSの少なくとも（近前置歯車組側）第2太陽歯車S2、HSと（空間的に見て中央の）第1太陽歯車S1、HSとに中心で挿通され、この第3太陽歯車S3、HSと相対回転不能に結合されている。基本的に第3太陽歯車軸640はこの第3太陽歯車S3、HSにも中心で挿通される。というのも、ブレーキCの出力要素330は主歯車組HSの遠前置歯車組側でこの第3太陽歯車S3、HSと、またはまさにこの第3太陽歯車軸640と相対回転不能に結合されている。クラッチEの内ディスク支持体530はクラッチEのディスク束500から出発して一部ではクラッチFの内ディスク支持体630に接して半径方向内方に、第3太陽歯車軸640のすぐ上方の直径に至るまで延設され、このハブ領域においてキャリア軸540と相対回転不能に結合されている。このキャリア軸540はそれ自体第3太陽歯車軸640を半径方向で取り囲み、軸線方向において主歯車組HSの方向に、主歯車組HSの遠前置歯車組側連結キャリアST13、HSのキャリア板に至るまで延設され、同様に軸線方向において主歯車組HSの第2、第1太陽歯車S2、HS、S1、HSに挿通され、軸線方向において主歯車組HSの第1、第3太陽歯車S1、HS、S3、HSの間の領域で連結キャリアST13、HSの前記キャリア板と相対回転不能に結合されている。勿論、キャリアST13、HSの前記キャリア板とキャリア軸540は一体に実施しておくこともできる。

【0064】

図5に示す実施例において両方のクラッチB、Aのディスク束200、100は空間的に見て軸線方向において、両方のクラッチE、Fで形成される構造群の少なくとも部分的に半径方向上の領域で少なくとも類似の直径上に並べて配置されている。クラッチBの出力要素230は軸線方向において両方のクラッチE、Fで形成される構造群を半径方向で取り囲み、この出力要素230の円筒状区域231はクラッチEの入力要素（外ディスク支持体）520の外径の少なくとも十分に半径方向上方に延設され、クラッチEに完全に被さり、この出力要素230の円板状区域232はクラッチEの出力要素（内ディスク支持体）530に対して少なくとも十分に平行に、半径方向内方に、キャリア軸540のすぐ上方の直径に至るまで延設されている。クラッチBの出力要素230はそのハブ領域で主歯車組HSの近前置歯車組側第2太陽歯車S2、HSと、また太陽歯車軸140を介して主歯車組HSの（空間的に見て中央の）第1太陽歯車S1、HSとも、相対回転不能に結合されている。つまりキャリア軸540はクラッチEの出力要素230のこのハブの内部で中心を、そして太陽歯車軸140の内部で中心を延びている。

【0065】

その他の点で、図5に示す本発明に係る第4部材配置は既に図4に示す本発明に係る第3部材配置に実質一致している。

【0066】

次に、図6を基に本発明による例示的第5スケルトン図を以下で説明する。これはやはり図4に基づいて説明した本発明に係る第3スケルトン図に基づいているが、但し変速機内部での第5、第6切換要素E、Fを有する構造群の図4に対する選択的空間的配置を有する。依然として、両方のクラッチE、Fは製造技術上簡単に予め組付可能な構造群を形

成し、この構造群は両方のクラッチ E、F に共通するディスク支持体 Z Y L E F と、両方のクラッチ E、F のサーボ機構 5 1 0、6 1 0 と、両方のクラッチ E、F のディスク束 5 0 0、6 0 0 とを含む。図 4 とは異なり、クラッチ E、F からなるこの構造群はいまや前置歯車組 V S から離れた方の主歯車組 H S の側に配置されている。分割太陽歯車（つまり両方の太陽歯車 S 1、H S、S 2、H S）を有する主歯車組 H S の遊星歯車組はクラッチ E、F からなる構造群に向き合い、主歯車組 H S の太陽歯車 S 3、H S は軸線方向において前記構造群に接している。相応に、主歯車組 H S の他方の単一遊星歯車組はその太陽歯車 S 2、H S が前置歯車組 V S に向き合っている。

【0067】

クラッチ E、F に共通するディスク支持体 Z Y L E F は両方のクラッチ E、F 用にそれらの入力要素を形成し、相応に駆動軸 A N と相対回転不能に結合されている。クラッチ E 用にディスク支持体 Z Y L E F はクラッチ E のディスク束 5 0 0 の外ディスクを受容するための外ディスク支持体として構成され、クラッチ F 用にはクラッチ F のディスク束 6 0 0 の内ディスクを受容するための内ディスク支持体として構成されている。クラッチ F のディスク束 6 0 0 は空間的に見てクラッチ E のディスク束 5 0 0 の半径方向上の領域に配置されている。幾何学的には、前記ディスク支持体 Z Y L E F は実質的に主歯車組 H S の方向に開口した鉢体の態様に構成され、クラッチ E のディスク束 5 0 0 の外ディスクをその内径に配置した多段円筒状区域 5 2 1 と、前記円筒状区域 5 2 1 の遠前置歯車組側末端から出発して半径方向内方に延設された少なくとも十分に円板状の区域（鉢底）5 2 2 と、前記鉢底（5 2 2）の内径から軸線方向において主歯車組 H S の方向に延設されかつその近主歯車組側末端で駆動軸 A N に結合された、クラッチ E に付設されるべき第 1 ハブ区域 5 2 3 と、クラッチ F に付設されるべき第 2 ハブ区域 6 2 3 とを有する。この第 2 ハブ区域は前記鉢底（5 2 2）の内径から出発して軸線方向において主歯車組 H S とは逆方向に延設され、その遠主歯車組側末端は変速機ケース G G に相対回転不能に結合されたケース蓋 G D で回転可能に支承されている。符号 6 2 1 は円筒状区域 5 2 1 の外径であり、この区域がクラッチ F にも付設されることを指摘するものである。つまりこの外径にはクラッチ F のディスク束 6 0 0 の内ディスクを受容するための連行断面が設けられている。

【0068】

クラッチ E のディスク束 5 0 0 を操作するためのサーボ機構 5 1 0 は圧力室 5 1 1 と圧力補償室 5 1 2 とピストン 5 1 4 と戻し要素 5 1 3 と堰円板 5 1 5 とを含み、ディスク支持体 Z Y L E F の第 1 ハブ区域 5 2 3 の半径方向上方、ディスク支持体 Z Y L E F、特にその円筒状区域 5 2 1 によって形成される円筒室の完全に内部に配置されている。ピストン 5 1 4 はこのディスク支持体 Z Y L E F で軸線方向摺動可能に支承されている。相応にサーボ機構 5 1 0 は駆動軸 A N の回転数で常時回転する。サーボ機構 5 1 0 の回転する圧力室 5 1 1 の回転圧力を補償するために、潤滑剤を無圧充填可能な圧力補償室 5 1 2 での動的圧力補償が予定されており、この圧力補償室 5 1 2 は前記圧力室 5 1 1 よりも主歯車組 H S 近傍に配置されている。圧力室 5 1 1 はディスク支持体 Z Y L E F の外被面とピストン 5 1 4 とによって形成される。圧力補償室 5 1 2 はピストン 5 1 4 と堰円板 5 1 5 とによって形成され、この堰円板は軸線方向においてディスク支持体 Z Y L E F のハブ区域 5 2 3 に固定され、ピストン 5 1 5 に対して軸線方向摺動可能に潤滑剤密に密封されている。ピストン 5 1 4 は、ここで例示的に皿ばねとして構成される戻し要素 5 1 3 を介して軸線方向においてディスク支持体 Z Y L E F のハブ区域 5 2 3 の方向に付勢されている。クラッチ E を係合させるために圧力室 5 1 1 に圧媒が付加されるとピストン 5 1 4 は軸線方向において主歯車組 H S の方向に移動し、自己に付設されたディスク束 5 0 0 を戻し要素 5 1 3 のばね力に抗して操作する。

【0069】

空間的に見てクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 はクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 よりも前置歯車組 V S、主歯車組 H S 近傍に配置されている。このサーボ機構 6 1 0 は空間的に見て少なくとも十分にディスク支持体 Z Y L E F の第 2 ハブ区域 6 2 3 の半径方向上の領域に配置され、ディスク支持体 Z Y L E F でも軸線方向摺動可能に支承されている。相応に

10

20

30

40

50

サーボ機構 6 1 0 も駆動軸 A N の回転数で常時回転する。クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 は圧力室 6 1 1 と圧力補償室 6 1 2 と一部で蛇行構成されたピストン 6 1 4 と戻し要素 6 1 3 と円筒状堰円板 6 1 5 と鉢状支持円板 6 1 8 とを含む。サーボ機構 6 1 0 の回転する圧力室 6 1 1 の回転圧力を補償するために、圧力補償室 6 1 2 での動的圧力補償が予定されている。このため円筒状堰円板 6 1 5 は限定的直径で、ディスク支持体 Z Y L E F の円板状区域 5 2 2 に潤滑剤密に固着され（図示例では溶接され）、軸線方向で隣接するピストン 6 1 4 に向かって軸線方向摺動可能に潤滑剤密に密封され、堰円板 6 1 5 の半径方向下方にあるディスク支持体 Z Y L E F の外被面 6 2 1、および堰円板 6 1 5 の半径方向下方にあるピストン 6 1 4 の外被面と一緒に、前記圧力補償室 6 1 2 を形成する。つまりクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 と、クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 は互いに直接隣接して配置され、クラッチ E、F に共通するディスク支持体 Z Y L E F の外被面のみにによって相互に分離されている。主歯車組 H S もしくは圧力室 5 1 1 から離れた方の圧力補償室 6 1 2 の側にサーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 が配置されている。この圧力室 6 1 1 はピストン 6 1 5 と支持円板 6 1 8 とハブ 6 2 3 の軸線方向区域とによって形成される。このため支持円板 6 1 8 は圧媒密にハブ 6 2 3 に固着されている。ハブ 6 2 3 の圧力室 6 1 2 を形成する区域の半径方向上方でこの鉢状支持円板 6 1 8 の円筒状区域は軸線方向において主歯車組 H S の方向（もしくは軸線方向において圧力室 5 1 1 の方向）に延設され、ピストン 6 1 4 の対応する区域に向かって圧媒密に軸線方向摺動可能に密封されている。そのさらなる幾何学的推移においてピストン 6 1 4 は少なくとも十分に支持円板 6 1 8 の外輪郭とディスク支持体 Z Y L E F の上側領域とに沿って半径方向外方に、軸線方向において主歯車組 H S の方向に、クラッチ F の自己に付設されたディスク束 6 0 0 の遠主歯車組側に至るまで延設されている。ピストン 6 1 4 を軸線方向で付勢する戻し要素 6 1 3 はここで例示的に、軸線方向においてディスク支持体の円板状区域 6 2 1 とピストン 6 1 4 との間に配置される渦巻ばね束として構成されている。クラッチ F を係合させるために圧力室 6 1 1 に圧媒が付加されるとピストン 6 1 4 は軸線方向において主歯車組 H S の方向に移動し、自己に付設されたディスク束 6 0 0 を戻し要素 6 1 3 のばね力に抗して操作する。

【 0 0 7 0 】

ディスク支持体 Z Y L E F が変速機ケース固定ケース蓋 G D で支承されているので、両方のクラッチ E、F への圧媒および潤滑剤供給は相応する通路もしくは穴を介して設計上比較的簡単に得られる。これらの通路もしくは穴は一部では前記変速機ケース固定ケース蓋 G D の内部、一部ではディスク支持体 Z Y L E F のハブの内部を延びている。符号 5 1 6 はクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 に至る圧媒供給部、符号 5 1 7 はクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力補償室 5 1 2 に至る潤滑剤供給部、符号 6 1 6 はクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 に至る圧媒供給部、符号 6 1 7 はクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 に至る潤滑剤供給部である。

【 0 0 7 1 】

つまり両方のクラッチ E、F によって形成される構造群が両方のクラッチ E、F に共通するディスク支持体 Z Y L E F と両方のクラッチ E、F のサーボ機構 5 1 0、6 1 0 およびディスク束 5 0 0、6 0 0 とを有する図 6 に示す部材側構成は、両方のクラッチ E、F への圧媒供給および潤滑剤供給の細部に至るまで、この構造群が両方のクラッチ E、F を有する図 2 に示した部材側構成と実質一致している。

【 0 0 7 2 】

クラッチ E の出力要素 5 3 0 は内ディスク支持体として構成され、クラッチ E のディスク束 5 0 0 から出発して軸線方向においてクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 に接して半径方向内方に、駆動軸 A N のすぐ上方に至るまで延設され、そのハブ領域においてキャリア軸 5 4 0 と相対回転不能に結合されている。このキャリア軸 5 4 0 は軸線方向において前置歯車組 V S の方向に、主歯車組 H S の（遠前置歯車組側）第 3 太陽歯車 S 3、H S と（空間的に中央の）第 1 太陽歯車 S 1、H S との間の領域に至るまで延設され、軸線方向において主歯車組 H S の第 3 太陽歯車 S 3、H S に中心で挿通される。軸線方向において太陽

歯車 S 3、H S、S 1、H S の間の前記領域においてキャリア軸 5 4 0 は主歯車組 H S の遠前置歯車組側連結キャリア S T 1 3、H S のキャリア板と相対回転不能に結合されており、キャリア S T 1 3、H S のこの前記キャリア板は近主歯車組側に配置されるブレーキ D の出力要素 4 3 0 と相対回転不能に結合されている。

【 0 0 7 3 】

クラッチ F の出力要素 6 3 0 は外ディスク支持体として構成され、クラッチ F のディスク束 6 0 0 から出発して軸線方向においてクラッチ E の出力要素（もしくは内ディスク支持体）5 3 0 に接してキャリア軸 5 4 0 のすぐ上方に至るまで半径方向内方に延設され、そのハブ領域で主歯車組 H S の（遠前置歯車組側）第 3 太陽歯車 S 3、H S と相対回転不能に結合されている。やはり主歯車組 H S の第 3 太陽歯車 S 3、H S に運動学的に連結されたブレーキ C の出力要素 3 3 0 はここで例示的にクラッチ F の外ディスク支持体（6 3 0）の外径領域でこの外ディスク支持体（6 3 0）と相対回転不能に結合されており、ブレーキ C は例示的に軸線方向においてブレーキ D の直接横でその遠主歯車組側に配置されている。

【 0 0 7 4 】

その他の点で、図 6 に示す部材配置は既に図 4 に示した配置に実質一致している。

【 0 0 7 5 】

勿論、図 6 を基に説明した部材配置は別の主歯車組形式と組合せることもできる。そのための相応する 1 例を次に図 7 に示す本発明に係る第 6 スケルトン図を基に説明する。この場合主歯車組 H S は 2 キャリア 遊星歯車装置に低減された 3 キャリア 4 軸 遊星歯車装置であり、いまや 3 つの太陽歯車 S 1、H S、S 2、H S、S 3、H S と 3 つのリングギヤ H 1、H S、H 2、H S、H 3、H S と連結キャリア S T 1 3、H S とこのキャリアで回転可能に支承された遊星歯車 P 1、H S、P 3、H S と単一キャリア S T 2、H S とこのキャリアで回転可能に支承された遊星歯車 P 2、H S とを含む。太陽歯車 S 1、H S と、リングギヤ H 1、H S と、この太陽歯車 S 1、H S およびこのリングギヤ H 1、H S にかみ合う遊星歯車 P 1、H S は、主歯車組 H S の 3 つの単一遊星歯車組の第 1 単一遊星歯車組に付設されている。太陽歯車 S 2、H S と、リングギヤ H 2、H S と、この太陽歯車 S 2、H S およびこのリングギヤ H 2、H S にかみ合う遊星歯車 P 2、H S は、主歯車組 H S の 3 つの単一遊星歯車組の第 2 単一遊星歯車組に付設されている。最後に太陽歯車 S 3、H S と、リングギヤ H 3、H S と、この太陽歯車 S 3、H S およびこのリングギヤ H 3、H S にかみ合う遊星歯車 P 3、H S は、主歯車組 H S の 3 つの単一遊星歯車組の第 3 単一遊星歯車組に付設されている。空間的に見て主歯車組 H S の 3 つの単一遊星歯車組の前記第 1 単一遊星歯車組はやはり軸線方向において主歯車組 H S の 3 つの単一遊星歯車組の近前置歯車組側第 2 単一遊星歯車組と主歯車組 H S の 3 つの単一遊星歯車組の遠前置歯車組側第 3 単一遊星歯車組との間に配置されている。両方の太陽歯車 S 2、H S、S 1、H S は互いに強固に結合されている。主歯車組 H S の他の運動学的連結として（単一）キャリア S T 2、H S と両方のリングギヤ H 1、H S、H 3、H S との間に固定結合が設けられている。

【 0 0 7 6 】

図 7 に示す主歯車組 H S の変更態様において例えば、主歯車組 H S の連結キャリア S T 1 3、H S で回転可能に支承される両方の遊星歯車 P 1、H S、P 3、H S を 1 つの多段遊星歯車へとまとめることを予定することもでき、その場合、図 7 において主歯車組 H S の被動軸 A B に結合された両方のリングギヤ H 1、H S、H 3、H S の一方はこれにより省くことができる。

【 0 0 7 7 】

次に図 8 に基づいて本発明による例示的第 7 スケルトン図を以下で説明する。これは先に図 6 で述べた本発明に係る第 5 スケルトン図に基づいており、それに対する変更は実質的に両方のクラッチ E、F によって形成される構造群の設計構成にのみ関係している。引き続きこの構造群は前置歯車組 V S から離れた方の主歯車組 H S の側に配置され、両方のクラッチ E、F に共通するディスク支持体 Z Y L E F と、両方のクラッチ E、F のサーボ

10

20

30

40

50

機構 510、610 と、両方のクラッチ E、F のディスク束 500、600 とを含む。このディスク支持体 ZYLEF は両方のクラッチ E、F 用にその入力要素を形成し、相応に駆動軸 AN と相対回転不能に結合されている。

【0078】

図 8 で明らかとなるように、クラッチ F のディスク束 600 はいまや空間的に見てクラッチ E のディスク束 500 の半径方向下に配置されている。相応に、ディスク支持体 ZYLEF はクラッチ F 用にこのクラッチ F の（いまや半径方向内側の）ディスク束 600 の外歯ディスクを受容するための外ディスク支持体として構成され、クラッチ E 用にはクラッチ E の（いまや半径方向外側の）ディスク束 500 の内歯ディスクを受容するための内ディスク支持体として構成されている。相応に両方のクラッチ E、F のサーボ機構 510、610 の空間的位置も図 6 に対して入れ替わっており、クラッチ F のサーボ機構 610 はいまやクラッチ E のサーボ機構 510 よりも主歯車組 HS 近傍に配置されている。その限りで、先に図 6 に基づいて詳細に説明したこれらサーボ機構 510、610 の構成は意味に即して容易に転用可能であり、それゆえにここでそれらを再度言葉で説明することは省くことができる。誤解を避けるためにここでは、異なる新しい符号を特に付記しておくだけとする。図 8 において符号 623 はディスク支持体 ZYLEF のいまやクラッチ F に付設されるべき 近主歯車組側ハブ区域、符号 523 はディスク支持体 ZYLEF のいまやクラッチ E に付設されるべき 遠主歯車組側ハブ区域である。クラッチ E のサーボ機構 510 の圧力室 511 を形成するために支持円板 518 が設けられており、この支持円板は遠主歯車組側ハブ区域 523 に圧媒密に固着され、このサーボ機構 510 の一部で蛇行構成されたピストン 514 に対して圧媒密に軸線方向摺動可能である。図 6 とは異なり、クラッチ F のサーボ機構 610 の圧力室 611 とクラッチ E のサーボ機構 510 の圧力補償室 512 はいまや互いに直接隣接して配置され、ディスク支持体 ZYLEF の外後面のみによって相互に分離されている。

【0079】

図 8 でさらに明らかとなるように、クラッチ F の出力要素 630 は図 6 とは異なりいまや内ディスク支持体として構成され、クラッチ E、F で構成される構造群の半径方向内側ディスク束 600 から出発して軸線方向においてクラッチ F のサーボ機構 610 に接して半径方向内方に、駆動軸 AN のすぐ上方にまで延設され、そのハブ領域において第 3 太陽歯車軸 640 と相対回転不能に結合されている。この第 3 太陽歯車軸 640 は半径方向で駆動軸 AN に取り囲み、軸線方向において前置歯車組 VS の方向に延設され、軸線方向において主歯車組 HS に中心で完全に挿通されている。この第 3 太陽歯車軸 640 は一方で主歯車組 HS の（空間的に中央の）第 1 太陽歯車 S1、HS と（近前置歯車組側）第 2 太陽歯車 S2、HS とにも、他方で（空間的に見て軸線方向において前置歯車組 VS と主歯車組 HS との間の領域で）クラッチ B の出力要素 230 とも、相対回転不能に結合されている。ブレーキ C の出力要素 330 は主歯車組 HS の（遠前置歯車組側）第 3 太陽歯車 S3、HS と相対回転不能に直接結合され、図示例では軸線方向において一部では主歯車組 HS に直接接している。

【0080】

図 6 とは異なり、図 8 ではクラッチ E の出力要素 530 がいまや外ディスク支持体として構成されている。クラッチ E、F で構成される構造群の半径方向外側ディスク束 500 から出発して、クラッチ E のこの外ディスク支持体（530）は軸線方向においてクラッチ F の出力要素（内ディスク支持体）630 とブレーキ C の出力要素 330 との間で一部では少なくとも十分に平行に、半径方向内方に、第 3 太陽歯車軸 640 のすぐ上方の直径に至るまで延設されている。そのハブ領域においてクラッチ E の内ディスク支持体（530）はやはり、第 3 太陽歯車軸 640 を半径方向で取り囲むキャリア軸 540 と相対回転不能に結合されている。図 6 と同様に、キャリア軸 540 は軸線方向において主歯車組 HS の（遠前置歯車組側）第 3 太陽歯車 S3、HS に挿通され、軸線方向において太陽歯車 S3、HS、S1、HS の間の領域で主歯車組 HS の（遠前置歯車組側）連結キャリア ST13、HS のキャリア板と相対回転不能に結合されている。

【 0 0 8 1 】

その他の点で、図 8 に示す部材配置は既に図 6 に示した配置に一致している。

【 0 0 8 2 】

勿論、図 8 を基に説明した部材配置も、別の主歯車組形式と組合せることもできる。相応する例が図 9 に本発明に係る第 8 スケルトン図として示してある。この場合主歯車組 H S は 2 キャリヤ 遊星歯車装置に低減された 3 キャリヤ 4 軸 遊星歯車装置であり、図 7 で説明した主歯車組 H S と同一に構成されており、それゆえにここでそれを再度詳しく説明することは省くことができる。

【 0 0 8 3 】

次に図 1 0 に基づいて本発明による例示的第 9 スケルトン図を説明する。これは先に図 8 で述べた本発明に係る第 6 スケルトン図に基づいているが、但し図 8 に対する選択的主歯車組 H S と、第 5、第 6 切換要素 E、F を有する構造群の図 8 に対する選択的設計構成とを有する。

【 0 0 8 4 】

図 1 0 で明らかとなるように、「新規な」主歯車組 H S はいまや、3つの入力要素と 1つの出力要素とを有する 2 キャリヤ 4 軸 遊星歯車装置として構成され、互いに連結された 2つの単一遊星歯車組を含み、そのうち第 1 単一遊星歯車組は単一遊星構造様式に実施され、第 2 単一遊星歯車組は二重遊星構造様式に実施されている。主歯車組 H S の第 2 単一遊星歯車組は前置歯車組 V S に向き合い、太陽歯車 S 2 . H S とリングギヤ H 2 . H S と連結キャリヤ S T 2 . H S とこのキャリヤで回転可能に支承された内側および外側遊星歯車 P L i . H S、P L a . H S とを含む。内側遊星歯車 P L i . H S は太陽歯車 S 2 . H S と外側遊星歯車 P L a . H S とにかみ合い、外側遊星歯車 P L a . H S は内側遊星歯車 P L i . H S と前記リングギヤ H 2 . H S とにかみ合う。主歯車組 H S の第 1 単一遊星歯車組は主歯車組 H S の第 2 単一遊星歯車組の前置歯車組 V S から離れた方の側に配置され、太陽歯車 S 1 . H S とリングギヤ H 1 . H S とキャリヤ S T 1 . H S とこのキャリヤで回転可能に支承された遊星歯車 P L . H S とを含む。遊星歯車 P L . H S は太陽歯車 S 1 . H S とリングギヤ H 1 . H S とにかみ合う。

【 0 0 8 5 】

主歯車組 H S の第 1 太陽歯車 S 1 . H S と連結第 2 キャリヤ S T 2 . H S は互いに相対回転不能に結合され、主歯車組 H S の第 1 入力要素を形成する。この入力要素は両方のクラッチ B、F の出力要素 2 3 0、6 3 0 とブレーキ C の出力要素 3 3 0 とに結合されている。クラッチ B、F の出力要素 2 3 0、6 3 0 が第 1 太陽歯車軸 2 4 0 を介して太陽歯車 S 1 . H S と相対回転不能に結合されているのに対して、ブレーキ C の出力要素 3 3 0 はキャリヤ S T 2 . H S の前置歯車組側キャリヤ板と相対回転不能に結合されている。クラッチ B の入力要素 2 2 0 はそれ自体前置歯車組 V S のリングギヤ H O . V S と結合されている。クラッチ F の入力要素 6 2 0 はそれ自体駆動軸 A N と結合されている。ブレーキ C の入力要素 3 2 0 はそれ自体変速機ケース G G と結合され、もしくは変速機ケース G G に一体化されている。

【 0 0 8 6 】

主歯車組 H S の近前置歯車組側第 2 太陽歯車 S 2 . H S は主歯車組 H S の第 2 入力要素を形成し、クラッチ A の出力要素 1 3 0 と結合されている。クラッチ A の入力要素 1 2 0 はそれ自体前置歯車組 V S のリングギヤ H O . V S と結合されている。

【 0 0 8 7 】

主歯車組 H S の第 1 キャリヤ S T 1 . H S と第 2 リングギヤ H 2 . H S は互いに結合され、主歯車組 H S の第 3 入力要素を形成する。この入力要素はそれ自体クラッチ E の出力要素 5 3 0 とブレーキ D の出力要素 4 3 0 とに結合されている。クラッチ E の出力要素 5 3 0 がキャリヤ S T 1 . H S の遠前置歯車組側キャリヤ板と相対回転不能に結合されているのに対して、ブレーキ D の出力要素 4 3 0 はリングギヤ H 2 . H S もしくはキャリヤ S T 1 . H S の近前置歯車組側キャリヤ板と相対回転不能に結合されている。クラッチ E の入力要素 5 2 0 はそれ自体前駆動軸 A N と結合されている。ブレーキ D の入力要素 4 2 0

はそれ自体変速機ケース G G と結合され、もしくは変速機ケース G G に一体化されている。

【 0 0 8 8 】

主歯車組 H S の遠前置歯車組側第 1 リングギヤ H 1 、 H S は主歯車組 H S の出力要素を形成し、変速機の被動軸 A B と結合されている。図 1 0 に示す実施例において被動軸 A B は駆動軸 A N と同軸に延びている。しかし当業者は、必要なら、図 1 0 の図示から離れて被動軸 A B を駆動軸 A N と軸線平行にまたは角度を成して配置することになる。

【 0 0 8 9 】

図 1 0 による本発明に係るこの第 9 スケルトン図の切換ロジックは図 1 B に示した前文に係る変速機の切換ロジックに一致している。

【 0 0 9 0 】

変速機ケース G G 内部での 6 つの切換要素 A ~ F の空間的配置は主歯車組 H S の個々の構成要素に対するそれらの前記運動学的結合にそれぞれ対応する。図 1 0 で明らかとなるように、ブレーキ C はそのディスク束 3 0 0 およびそのサーボ機構 3 1 0 が変速機ケース G G の内径領域に、空間域に見て軸線方向において十分に主歯車組 H S の横でその近前置歯車組側に、しかし一部では主歯車組 H S の近前置歯車組側第 2 リングギヤ H 2 、 H S の半径方向上にも、配置されている。必要なら当業者はブレーキ C を、図 1 0 の図示から離れて例えば変速機ケース固定ケース壁 G W 近傍の領域で前置歯車組 V S の遠主歯車組側にも配置することになる。図 1 0 でさらに明らかとなるように、ブレーキ D はそのディスク束 4 0 0 およびそのサーボ機構 4 1 0 が変速機ケース G G の内径領域に、しかし空間域に見て主歯車組 H S の半径方向上の領域に、そして主歯車組 H S の近前置歯車組側第 2 リングギヤ H 2 、 H S の概ね半径方向上に配置されている。

【 0 0 9 1 】

図 1 0 でさらに明らかとなるように、クラッチ A は軸線方向において主歯車組 H S にその近前置歯車組側で直接続いている。主歯車組 H S の第 2 太陽歯車 S 2 、 H S に結合されたクラッチ A の出力要素 1 3 0 は円筒状外ディスク支持体として構成され、幾何学的には前置歯車組 V S の方向に開口した鉢体の形状であり、クラッチ A のディスク束 1 0 0 とクラッチ A のこのディスク束 1 0 0 を操作するためのサーボ機構 1 1 0 がこの鉢体の内部に配置されている。相応に、クラッチ A のサーボ機構 1 1 0 は主歯車組 H S の第 2 太陽歯車 S 2 、 H S の回転数で常に回転する。クラッチ A の相応に内ディスク支持体として構成される入力要素 1 2 0 はクラッチ B の入力要素 2 2 0 を介して前置歯車組 V S のリングギヤ H O 、 V S と相対回転不能に結合されている。クラッチ B はそれ自体一部では前置歯車組 V S の遠主歯車組側に、一部では前置歯車組 V S の半径方向上に配置されている。クラッチ B のディスク束 2 0 0 は少なくとも一部では前置歯車組 V S のリングギヤ H O 、 V S の半径方向上に配置されている。クラッチ B のこのディスク束 2 0 0 を操作するためのサーボ機構 2 1 0 は少なくとも十分に、主歯車組 H S とは反対の前置歯車組 V S の側に配置されている。リングギヤ H O 、 V S に結合されるクラッチ B の入力要素 2 2 0 は円筒状外ディスク支持体として構成され、幾何学的には主歯車組 H S の方向に開口した鉢体の形状であり、クラッチ B のディスク束 2 0 0 とサーボ機構 2 1 0 がこの鉢体の内部に配置されている。クラッチ B の相応に内ディスク支持体として構成される出力要素 2 3 0 は主歯車組 H S に向き合う前置歯車組 V S の側でこの前置歯車組 V S に直接接し、そのハブ領域において、主歯車組 H S の第 1 太陽歯車 S 1 、 H S (および第 2 キャリヤ S T 2 、 H S の遠前置歯車組側キャリヤ板) に運動学的に結合するために、既に触れた第 1 太陽歯車軸 2 4 0 と相対回転不能に結合されている。第 1 太陽歯車軸 2 4 0 はそれ自体駆動軸 A N を取り囲み、その軸線方向推移においてクラッチ B の出力要素 2 3 0 もしくは内ディスク支持体のハブから出発してまず、クラッチ A の出力要素 1 3 0 もしくは外ディスク支持体によって形成されるクラッチ A のクラッチ室に中心で完全に挿通され、引き続き主歯車組 H S の近前置歯車組側第 2 太陽歯車 S 2 、 H S に中心で完全に挿通される。

【 0 0 9 2 】

図 1 0 でさらに明らかとなるように、両方のクラッチ E 、 F は製造技術上好ましいこと

に予め組付可能な構造群を形成し、この構造群は両方のクラッチ E、F に共通するディスク支持体 Z Y L E F と、両方のクラッチ E、F 用に各 1 つのディスク束 5 0 0、6 0 0 と、両方のクラッチ E、F 用に各ディスク束 5 0 0、6 0 0 を操作するための各 1 つのサーボ機構 5 1 0、6 1 0 とを含む。図 8 と同様に、この構造群は前置歯車組 V S とは反対の主歯車組 H S の側に、空間的に見て、ケース壁 G W とは反対の変速機外壁を形成する変速機ケース固定ケース蓋 G D と主歯車組 H S との間に配置され、軸線方向でこの主歯車組 H S に接している。

【 0 0 9 3 】

両方の切換要素 E、F に共通するディスク支持体 Z Y L E F は両方のクラッチ E、F 用にそれらの入力要素を形成し、相応に駆動軸 A N と相対回転不能に結合されている。このため駆動軸は軸線方向においてほぼ変速機全体に中心で挿通される。クラッチ E のディスク束 5 0 0 は空間的に見て少なくとも十分にクラッチ F のディスク束 6 0 0 の半径方向上に配置され、両方のディスク束 5 0 0、6 0 0 は主歯車組 H S に隣接して 特にその第 1 リングギヤ H 1、H S に隣接して 配置されている。相応に、ディスク支持体 Z Y L E F はクラッチ F 用にこの構造群の半径方向内側ディスク束 6 0 0 の外歯ディスクを受容するための外ディスク支持体として構成され、クラッチ E 用にはこの構造群の半径方向外側ディスク束 5 0 0 の内歯ディスクを受容するための内ディスク支持体として構成されている。クラッチ E のディスク束 5 0 0 の遠主歯車組側に配置されるサーボ機構 5 1 0 も、空間的に見て少なくとも十分にクラッチ F のディスク束 6 0 0 の遠主歯車組側に配置されるサーボ機構 6 1 0 の半径方向上に配置されている。

【 0 0 9 4 】

幾何学的には、ディスク支持体 Z Y L E F は主歯車組 H S の方向に開口した鉢体として構成され、多段円筒状区域 6 2 1 もしくは 5 2 1 と鉢底 6 2 2 とハブ 6 2 3 とを有する。その近主歯車組側末端の領域においてディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域はその内径にクラッチ F のディスク束 6 0 0 の外ディスクを受容するための連行断面を有し、またその外径にはクラッチ E のディスク束 5 0 0 の内ディスクを受容するための連行断面を有する。相応に、符号 5 2 1 はディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域の外径、符号 6 2 1 はこの多段円筒状区域の内径である。円板状鉢底 6 2 2 はディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域 6 2 1 もしくは 5 2 1 の遠主歯車組側末端に続き、半径方向内方に変速機被動軸 A B のすぐ上方の直径に至るまで延設されている。ディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 はやはりこの鉢底 6 2 2 の内径に続き、軸線方向において主歯車組 H S の方向に延設されている。このハブ 6 2 3 は被動軸 A B で回転可能に支承されている。被動軸 A B はそれ自体ケース蓋 G D 内で回転可能に支承され、軸線方向においてこのケース蓋 G D に中心で貫通する。図 1 0 の図示から離れてスケルトン図の別の構成において被動軸 A B が駆動軸 A N と同軸に配置されるべきではないなら、その場合ディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 は望ましくは、軸線方向において主歯車組 H S の方向で変速機内部空間内に延設されるケース蓋 G D の変速機ケース固定ピンで回転可能に支承されよう。

【 0 0 9 5 】

図 1 0 でさらに明らかとなるように、クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 は空間的に見てディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 の半径方向上で、ディスク支持体 Z Y L E F、より正確に述べるならディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域 6 2 1 と鉢底 6 2 2 とによって形成される円筒室の完全に内部に配置されている。サーボ機構 6 1 0 はこのディスク支持体 Z Y L E F で軸線方向摺動可能に支承されているので、駆動軸 A N の回転数で常時回転する。サーボ機構 6 1 0 は圧力室 6 1 1 と圧力補償室 6 1 2 とピストン 6 1 4 と戻し要素 6 1 3 と堰円板 6 1 5 とを含む。ピストン 6 1 4 はディスク支持体 Z Y L E F 軸線方向摺動可能に圧媒密に支承され、ここで例示的に皿ばねとして構成する戻し要素 6 1 3 を介して軸線方向においてディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 の方に付勢されている。圧力室 6 1 1 はピストン 6 1 4 とディスク支持体 Z Y L E F の内側外被面の一部とによって形成される。回転する圧力室 6 1 1 の回転圧力を補償するために、圧力補償室 6 1 2 での動的圧力補償が予定されており、この圧力補償室 6 1 2 はピストン 6 1 4 と堰円板 6 1

5 によって形成され、圧力室 6 1 1 よりも主歯車組 H S 近傍に配置されている。

【 0 0 9 6 】

クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 への圧媒供給および潤滑剤供給は相応する通路もしくは穴を介して行われる。これらの通路もしくは穴は一部ではケース壁 G W の内部、一部では被動軸 A B の内部、一部ではディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 の内部を延びている。符号 6 1 6 はクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 に至る圧媒供給部、符号 6 1 7 はクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 に至る潤滑剤供給部である。クラッチ F を係合させるために圧力室 6 1 1 に圧媒が付加されるとピストン 6 1 4 は軸線方向において主歯車組 H S の方向に移動し、自己に付設されたディスク束 6 0 0 を戻し要素 6 1 3 のばね力に抗して操作する。

10

【 0 0 9 7 】

半径方向外側クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 は空間的に見て半径方向内側クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の半径方向上の領域に配置されている。このサーボ機構 5 1 0 は圧力室 5 1 1 と圧力補償室 5 1 2 とピストン 5 1 4 と戻し要素 5 1 3 と支持円板 5 1 8 とを含む。(半径方向外側)クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 は(半径方向内側)クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 の少なくとも概ね半径方向上に配置され、(半径方向外側)クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力補償室 5 1 2 は(半径方向内側)クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 の少なくとも概ね半径方向上に配置されている。前記圧力室 5 1 1 はピストン 5 1 4 と支持円板 5 1 8 とディスク支持体 Z Y L E F の外側外被面の一部とによって形成される。このため支持円板 5 1 8 は幾何学的にはディスク束 5 0 0 の方向もしくは主歯車組 H S の方向に開口した鉢体の形状に構成され、鉢体の外被面がピストン 5 1 4 を外側で取り囲み、また鉢体の鉢底はその内径がディスク支持体 Z Y L E F の円板状区域の外径に固着されている。図示例において支持円板 5 1 8 をディスク支持体 Z Y L E F に固着するために圧媒密に密封された連行断面が設けられ、軸線方向で固定するために止め輪が設けられている。それとともにピストン 5 1 4 は支持円板 5 1 8 の円筒状区域の内径とディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域の外径との間で圧媒密に軸線方向摺動可能に支承され、戻し要素 5 1 3 を介して軸線方向においてディスク支持体 Z Y L E F の方に付勢されている。戻し要素 5 1 3 はここで例示的に、環状に配置される渦巻ばねからなるばね束として実施されている。

20

【 0 0 9 8 】

クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 に至る圧媒供給部 5 1 6 は一部ではケース壁 G W の内部、一部では被動軸 A B の内部、一部ではディスク支持体 Z Y L E F の鉢底 6 2 2 の内部を延びている。(半径方向外側)クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力補償室 5 1 2 はここでは構造長を節約する仕方(半径方向内側)クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 を直接介して潤滑剤を無圧で充填される。このためサーボ機構 6 1 0 のピストン 6 1 4 の外径に少なくとも1つの半径方向穴が設けられており、この半径方向穴は一方でサーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 に通じ、他方でディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域 6 2 1 の内径で外部に対して潤滑剤密に密封された環状室に通じている。さらに、ディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域 6 2 1 に少なくとも1つの半径方向穴が設けられており、この半径方向穴は一方で多段円筒状区域 6 2 1 の内径で前記環状室に通じ、他方でサーボ機構 5 1 0 の圧力補償室 5 1 2 に通じている。両方の圧力補償室 6 1 2、5 1 2 の間の相応する穴もしくは通路が図 1 0 で符号 5 1 7 とされている。クラッチ E を係合させるためにサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 に圧媒が充填されるとピストン 5 1 4 は軸線方向において主歯車組 H S の方向に移動し、自己に付設されるディスク束 5 0 0 を戻し要素 5 1 3 のばね力に抗して操作する。

30

40

【 0 0 9 9 】

勿論、両方のクラッチ E、F を含む構造群の別の構成において、図 1 0 の図示から離れて、例えば図 8 で提案されたように両方のクラッチ E、F のサーボ機構 5 1 0、6 1 0 を十分に並べて配置するようにすることができる。

【 0 1 0 0 】

50

図10でさらに明らかとなるように、クラッチFの出力要素630は十分に円板状の内ディスク支持体として構成され、そのハブ領域において主歯車組HSの遠前置歯車組側第1太陽歯車S1、HSと相対回転不能に結合されている。クラッチEの出力要素530は円筒状外ディスク支持体として構成され、主歯車組HSの第1キャリアST1、HSの遠前置歯車組側キャリア板と相対回転不能に結合され、ここで例示的に第1太陽歯車軸240もしくは出力要素630のハブもしくはクラッチFの内ディスク支持体で回転可能に支承されている。キャリアST1、HSの前記遠前置歯車組側キャリア板とクラッチEの出力要素530もしくは外ディスク支持体は一体に実施しておくこともできる。

【0101】

主歯車組HSの遠前置歯車組側第1リングギヤH1、HSとここで例示的に駆動軸ANと同軸に延びる被動軸ABとの間で回転数およびトルクを伝達するために設けられている結合要素ZYLHは幾何学的に主歯車組HSの方向で開口した鉢体の形状に構成され、円板状鉢底と円筒環状外被とを有し、両方のクラッチE、Fで形成される構造群を完全に取り囲む。この結合要素ZYLHの鉢底は被動軸ABと相対回転不能に結合され（ここでは例えば溶接され）、軸線方向においてディスク支持体ZYLEFの鉢底622とケース壁GWとの間で半径方向に延設されている。結合要素ZYLHの円筒環状外被はその近主歯車組側末端でリングギヤH1、HSと相対回転不能に（例えば形状嵌合式に）結合されている。

【0102】

次に図11に基づいて本発明による例示的第10スケルトン図を説明する。これは先に図10で述べた本発明に係る第9スケルトン図に基づいているが、但し第5、第6切換要素E、Fを有する構造群の図10に対する選択的設計構成とを有する。その限りで、本発明に係るこの第10スケルトン図の説明は変更されたこの構造群の説明に無限定することができる。

【0103】

図11で明らかとなるように、前記構造群が依然として含む共通するディスク支持体ZYLEFは両方のクラッチE、F用にそれらの入力要素を形成し、かつ相応に変速機駆動軸ANの結合され、両方のクラッチE、F用にそれぞれディスク束500もしくは600を形成し、また両方のクラッチE、F用にそれぞれ各ディスク束500もしくは600を操作するためのサーボ機構510もしくは610を形成する。図10とは異なり、両方のクラッチE、Fのディスク束500、600はいまや軸線方向において並べて、主に同じ直径に、または少なくとも類似の直径に配置されている。

【0104】

図11に示す実施例において、両方のクラッチE、Fに共通し駆動軸ANに相対回転不能に結合されたディスク支持体ZYLEFはいまや両方のクラッチE、F用に外ディスク支持体として構成されている。主歯車組HSの（第2リングギヤH2、HSに連結された）第1キャリアST1、HSに対するクラッチEの（いまや内ディスク支持体として構成される）出力要素530の運動学的結合に相応して、また主歯車組HSの第1太陽歯車S1、HSに対するクラッチFの（内ディスク支持体として構成される）出力要素630の運動学的結合に相応して、クラッチEのディスク束500はクラッチFのディスク束600よりも主歯車組HS近傍に配置されている。

【0105】

幾何学的には、ディスク支持体ZYLEFは主歯車組HSの方向に開口した鉢体として構成され、多段円筒状区域621もしくは521と鉢底622とハブ623とを有する。その近主歯車組側末端の領域においてディスク支持体ZYLEFの多段円筒状区域はその内径にクラッチEのディスク束500の外ディスクを受容するための連行断面を有する。相応に、符号521はディスク支持体ZYLEFの多段円筒状区域のこの部分である。ディスク支持体ZYLEFの多段円筒状区域はその軸線方向広がり概ね中央領域においてその内径に、クラッチFのディスク束600の外ディスクを受容するための連行断面を有する。相応に、符号621はディスク支持体ZYLEFの多段円筒状区域のこの部分であ

10

20

30

40

50

る。円板状鉢底 6 2 2 はディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域 (6 2 1) の遠主歯車組側末端に続き、半径方向内方に、変速機被動軸 A B のすぐ上方の直径に至るまで延設されている。ディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 はやはりこの鉢底 6 2 2 の内径に続き、軸線方向において主歯車組 H S の方向に延設されている。このハブ 6 2 3 は被動軸 A B で回転可能に支承されている。被動軸 A B はそれ自体ケース蓋 G D 内で回転可能に支承され、軸線方向においてこのケース蓋 G D に中心で貫通している。図 1 1 の図示から離れてスケルトン図の別の構成において被動軸 A B が駆動軸 A N と非同軸に配置されるのであるなら、その場合ディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 は望ましくは、軸線方向において主歯車組 H S の方向で変速機内部空間内に延設されるケース蓋 G D のピンで回転可能に支承されよう。

10

【 0 1 0 6 】

図 1 1 でさらに明らかとなるように、クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 は空間的に見てディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 の半径方向上で、ディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域 6 2 1 と鉢底 6 2 2 とによって形成される円筒室の完全に内部に配置されている。図 1 0 と同様に、サーボ機構 6 1 0 は圧力室 6 1 1 と圧力補償室 6 1 2 とピストン 6 1 4 と戻し要素 6 1 3 と堰円板 6 1 5 とを含む。ピストン 6 1 4 はディスク支持体 Z Y L E F 内で圧媒密に軸線方向摺動可能に支承され、ここで例示的に皿ばねとして構成される戻し要素 6 1 3 を介して軸線方向においてディスク支持体 Z Y L E F のハブ 6 2 3 の方向に付勢されている。圧力室 6 1 1 はピストン 6 1 4 とディスク支持体 Z Y L E F の内側外被面の一部とによって形成される。駆動軸 A N の回転数で常時回転する圧力室 6 1 1 の回転圧力を補償するために潤滑剤無圧充填可能な圧力補償室 6 1 2 での動的圧力補償が予定されており、この圧力補償室 6 1 2 はピストン 6 1 4 と堰円板 6 1 5 とによって形成され、圧力室 6 1 1 よりも主歯車組 H S 近傍に配置されている。クラッチ F のサーボ機構 6 1 0 に至る圧媒供給部 6 1 6 および潤滑剤供給部 6 1 7 は図 1 0 からそのまま引き継がれた。クラッチ F を係合させるために圧力室 6 1 1 に圧媒が付加されるとピストン 6 1 4 は軸線方向において主歯車組 H S の方向に移動し、自己に付設されたディスク束 6 0 0 を戻し要素 6 1 3 のばね力に抗して操作する。つまりその圧力室 6 1 1 の空間的位置に関してサーボ機構 6 1 0 は、クラッチ F の係合時、自己に付設されたディスク束 6 0 0 を「加圧」操作する。

20

【 0 1 0 7 】

図 1 0 とは異なり、図 1 1 による本発明に係る第 1 0 変速機においてクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 は自己に付設されたディスク束 5 0 0 をクラッチ係合時「引張」操作する。図 1 1 に示す実施例においてクラッチ E のこのサーボ機構 5 1 0 は実質的にクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の半径方向上方に配置されている。クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 は空間的に見ていまやクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力補償室 6 1 2 の概ね半径方向上に配置されている。相応に、駆動軸 A N の回転数で常に回転する圧力室 5 1 1 の動的圧力を補償するために設けられるクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力補償室 5 1 2 は空間的に見ていまやクラッチ F のサーボ機構 6 1 0 の圧力室 6 1 1 の概ね半径方向上に配置されている。サーボ機構 5 1 0 の前記圧力室 5 1 1 はこのサーボ機構 5 1 0 のピストン 5 1 4 とクラッチ F のクラッチ室の半径方向外側にあるディスク支持体 Z Y L E F の外被面とによって形成され、ディスク支持体 Z Y L E F で軸線方向摺動可能に支承されるピストン 5 1 4 は実質的にこのディスク支持体 Z Y L E F の多段円筒状区域の半径方向上方に配置されている。図示実施例において、クラッチ E のディスク束 5 0 0 に付設されるこの圧力室 5 1 1 は空間的に見て軸線方向においてクラッチ F のディスク束 6 0 0 の横に配置されている。自己に付設されたディスク束 5 0 0 を操作するためにクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 のピストン 5 1 4 は、このディスク束 5 0 0 の近主歯車組側からディスク束 5 0 0 に作用する加圧皿体を有する。この加圧皿体の代わりに例えば、周面に配設される複数の操作指片を設けておくこともできる。ピストン 5 1 4、もしくはこのピストン 5 1 4 の加圧皿体もしくは操作指片は、軸線方向において両方の並置されるディスク束 5 0 0、6 0 0 を半径方向で完全に包持する。ディスク束 5 0 0 から離れた方の圧力室 5 1 1

30

40

50

の側に配置される潤滑剤無圧充填可能なクラッチEのサーボ機構510の圧力補償室512はピストン514と鉢状堰円板515とによって形成される。この堰円板515は鉢底622の領域でディスク支持体ZYLEFに外側で固定され、ピストン514に対して軸線方向摺動可能に潤滑剤密に密封されている。クラッチEのサーボ機構510に至る圧媒供給部516および潤滑剤供給部517は図10におけると同様に延びている。圧力室511に圧媒が充填されるとピストン514は軸線方向において主歯車組HSとは逆方向に戻し要素513のばね力に抗して移動する。戻し要素はここで例示的に、軸線方向においてピストン514と堰円板515との間に挟持される渦巻ばね束として構成されている。

【0108】

その他の点で、図11に示す部材配置は図10を基に既に詳細に述べた配置に一致している。

【0109】

勿論、両方のクラッチE、Fを含む構造群の別の構成において、図11の図示から離れて、例えば図8で提案されたように両方のクラッチE、Fのサーボ機構510、610を少なくとも十分に並べて配置することも予定することができ、その場合、図10と同様にサーボ機構510のピストン514の、クラッチEのディスク束500に作用する加圧流体もしくは周面に配設されてクラッチEのディスク束500に作用する複数の操作指片は軸線方向において両方の並置されるディスク束600、500を半径方向外側で包持しなければならない。

【0110】

両方のクラッチE、Fを含む構造群のなお別の構成において例えば、両方のクラッチE、Fのディスク束500、600が図11と同様に確かに直接並べて配置されるが、しかし図示から離れてクラッチFのディスク束600がクラッチEのディスク束500よりも主歯車組HS近傍に配置されていることを予定することもできる。主歯車組HSの(第2リングギヤH2、HSに連結された)第1キャリアST1、HSに対するクラッチEの出力要素530の運動学的結合に相応して、また主歯車組HSの第1太陽歯車S1、HSに対するクラッチFの出力要素630の運動学的結合に相応して、この場合、両方のクラッチE、Fに共通するディスク支持体ZYLEFは両方のクラッチE、F用に内ディスク支持体として実施されていなければならない、その場合外ディスク支持体として実施されるクラッチEの出力要素530は軸線方向においてこの場合やはり外ディスク支持体として実施されるクラッチFの出力要素630を半径方向で包持しなければならない。この構成変種の実際的设计では一般に、クラッチFのサーボ機構610がクラッチEのサーボ機構510よりも実質的に主歯車組HS近傍に配置されていることになる。その場合特にクラッチFのサーボ機構610の圧力室611はふつうクラッチEのサーボ機構510の圧力室511よりも主歯車組HS近傍に配置されることになる。利用可能な構造空間に応じて、クラッチEのサーボ機構510は空間的に見て少なくとも十分にクラッチFのサーボ機構610の半径方向上に、または少なくとも十分にクラッチFのサーボ機構610の主歯車組HSとは反対の側に配置しておくことができる。図11から離れてこの構成変種では、サーボ機構610は自己に付設されたディスク束600をクラッチFの係合時軸線方向において主歯車組HSとは逆方向に、つまりその圧力室611の空間的位置に関して「引張」操作するのに対して、サーボ機構510は自己に付設されたディスク束500をクラッチEの係合時軸線方向において主歯車組HSの方向に、つまりその圧力室511の空間的位置に関して「加圧」操作する。クラッチF用に動的圧力補償が予定される限り、その場合クラッチFのサーボ機構610の圧力室611は前記動的圧力補償用に必要なこのサーボ機構610の圧力補償室612よりも主歯車組HS近傍に配置されることになる。クラッチE用に動的圧力補償が予定される限り、その場合この動的圧力補償用に必要なクラッチEのサーボ機構510の圧力補償室512は、既に触れたようにクラッチFのサーボ機構610の半径方向上または軸線方向横でのこのサーボ機構510の空間的位置が可能であるにもかかわらず、望ましくはサーボ機構510の圧力室511よりも主歯車組HS近傍に配置されることになる。クラッチE、Fによって形成される構造群の提案された

10

20

30

40

50

これら構成変種の可能な設計略図が図 1 2 に示してある。

【 0 1 1 1 】

最後になお指摘しておくなら、本発明に係るさまざまな部材配置は上で述べたさまざまな主歯車組変種と意味に即して組合せることも可能である。

【図面の簡単な説明】

【 0 1 1 2 】

【図 1 A】前文に係る技術の現状によるスケルトン図である。

【図 1 B】図 1 A による変速機の作動表である。

【図 1 C】図 1 A による変速機の世界線図である。

【図 2】本発明に係る例示的第 1 スケルトン図である。

10

【図 3】本発明に係る例示的第 2 スケルトン図である。

【図 4】本発明に係る例示的第 3 スケルトン図である。

【図 5】本発明に係る例示的第 4 スケルトン図である。

【図 6】本発明に係る例示的第 5 スケルトン図である。

【図 7】本発明に係る例示的第 6 スケルトン図である。

【図 8】本発明に係る例示的第 7 スケルトン図である。

【図 9】本発明に係る例示的第 8 スケルトン図である。

【図 1 0】本発明に係る例示的第 9 スケルトン図である。

【図 1 1】本発明に係る例示的第 1 0 スケルトン図である。

【図 1 2】図 1 1 による本発明に係る第 1 0 スケルトン図の構成変種である。

20

【符号の説明】

【 0 1 1 3 】

A 第 1 切換要素、クラッチ B 第 2 切換要素、クラッチ

C 第 3 切換要素、ブレーキ D 第 4 切換要素、ブレーキ

E 第 5 切換要素、クラッチ F 第 6 切換要素、クラッチ

A N 駆動軸 A B 被動軸 G D ケース蓋 G G 変速機ケース

G N ケース壁のハブ G W ケース壁 G Z ケース中間壁

N A N 駆動回転数を決定するための歯断面

Z Y L 円筒状結合要素 Z Y L B 円筒状結合要素

Z Y L F 円筒状結合要素 Z Y L H 結合要素

30

Z Y L A B 第 1、第 2 切換要素の共通するディスク支持体

Z Y L B F 第 2、第 6 切換要素の共通するディスク支持体

Z Y L C D 第 3、第 4 切換要素の共通するディスク支持体

Z Y L E F 第 5、第 6 切換要素の共通するディスク支持体

V S 前置歯車組 H O V S 前置歯車組のリングギヤ

S O V S 前置歯車組の太陽歯車 S T V S 前置歯車組の（連結）キャリア

P 1 V S 前置歯車組の内側遊星歯車 P 2 V S 前置歯車組の外側遊星歯車

H S 主歯車組 H 1 H S 主歯車組の第 1 リングギヤ

H 2 H S 主歯車組の第 2 リングギヤ

H 2 3 H S 主歯車組の連結（第 2）リングギヤ

40

S 1 H S 主歯車組の第 1 太陽歯車

S 2 H S 主歯車組の第 2 太陽歯車 S 3 H S 主歯車組の第 3 太陽歯車

S T 1 H S 主歯車組の第 1 キャリア S T 2 H S 主歯車組の第 2 キャリア

S T 1 3 H S 主歯車組の連結（第 2）キャリア

P 1 3 H S 主歯車組の長い遊星歯車

P 2 H S 主歯車組の短い遊星歯車

P L H S 主歯車組の第 1 遊星歯車 P L a H S 主歯車組の外側遊星歯車

P L i H S 主歯車組の内側遊星歯車

1 0 0 第 1 切換要素のディスク 1 1 0 第 1 切換要素のサーボ機構

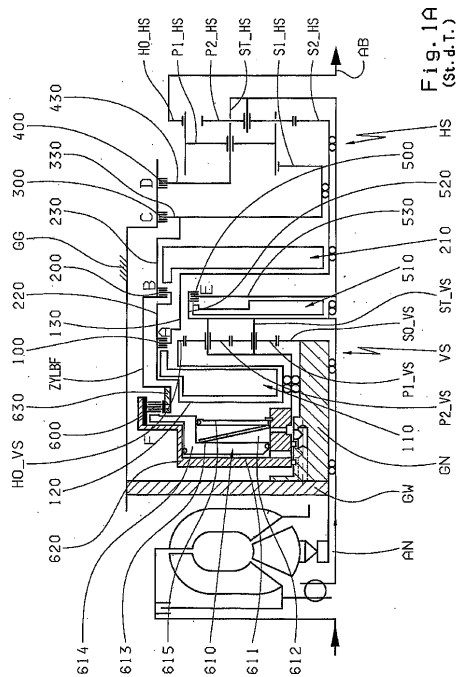
1 1 1 第 1 切換要素サーボ機構の圧力室

50

1 1 2	第 1 切換要素サーボ機構の圧力補償室	
1 1 3	第 1 切換要素サーボ機構の戻し要素	
1 1 4	第 1 切換要素サーボ機構のピストン	
1 1 5	第 1 切換要素サーボ機構の堰円板	
1 2 0	第 1 切換要素の入力要素	
1 2 3	第 1 (および第 2) 切換要素の入力要素のハブ	
1 3 0	第 1 切換要素の出力要素	
1 4 0	第 2 太陽歯車軸 1 5 0 連行円板	
2 0 0	第 2 切換要素のディスク 2 1 0 第 2 切換要素のサーボ機構	
2 1 1	第 2 切換要素サーボ機構の圧力室	10
2 1 2	第 2 切換要素サーボ機構の圧力補償室	
2 1 3	第 2 切換要素サーボ機構の戻し要素	
2 1 4	第 2 切換要素サーボ機構のピストン	
2 1 5	第 2 切換要素サーボ機構の堰円板	
2 1 6	第 2 切換要素サーボ機構の圧力室に至る圧媒供給部	
2 1 7	第 2 切換要素サーボ機構の圧力補償室に至る潤滑剤供給部	
2 1 8	第 2 切換要素サーボ機構の支持円板	
2 1 9	第 2 切換要素サーボ機構のハブ	
2 2 0	第 2 切換要素の入力要素 2 2 3 第 2 切換要素入力要素のハブ	
2 3 0	第 2 切換要素の出力要素 2 3 3 第 2 切換要素出力要素のハブ	20
2 4 0	第 1 太陽歯車軸 2 5 0 連行板	
3 0 0	第 3 切換要素のディスク 3 1 0 第 3 切換要素のサーボ機構	
3 1 1	第 3 切換要素サーボ機構の圧力室	
3 1 3	第 3 切換要素サーボ機構の戻し要素	
3 1 4	第 3 切換要素サーボ機構のピストン	
3 2 0	第 3 切換要素の入力要素 3 3 0 第 3 切換要素の出力要素	
4 0 0	第 4 切換要素のディスク 4 1 0 第 4 切換要素のサーボ機構	
4 1 1	第 4 切換要素サーボ機構の圧力室	
4 1 3	第 4 切換要素サーボ機構の戻し要素	
4 1 4	第 4 切換要素サーボ機構のピストン	30
4 2 0	第 4 切換要素の入力要素 4 3 0 第 4 切換要素の出力要素	
5 0 0	第 5 切換要素のディスク	
5 1 0	第 5 切換要素のサーボ機構	
5 1 1	第 5 切換要素サーボ機構の圧力室	
5 1 2	第 5 切換要素サーボ機構の圧力補償室	
5 1 3	第 5 切換要素サーボ機構の戻し要素	
5 1 4	第 5 切換要素サーボ機構のピストン	
5 1 5	第 5 切換要素サーボ機構の堰円板	
5 2 0	第 5 切換要素の入力要素	
5 2 1	第 5 切換要素入力要素の円筒状区域	40
5 2 2	第 5 切換要素入力要素の円板状区域 5 2 3 第 5 切換要素入力要素のハブ	
5 3 0	第 5 切換要素の出力要素 5 4 0 キャリヤ軸	
6 0 0	第 6 切換要素のディスク 6 1 0 第 6 切換要素のサーボ機構	
6 1 1	第 6 切換要素サーボ機構の圧力室	
6 1 2	第 6 切換要素サーボ機構の圧力補償室	
6 1 3	第 6 切換要素サーボ機構の戻し要素	
6 1 4	第 6 切換要素サーボ機構のピストン	
6 1 5	第 6 切換要素サーボ機構の堰円板	
6 1 6	第 6 切換要素サーボ機構の圧力室に至る圧媒供給部	
6 1 7	第 6 切換要素サーボ機構の圧力補償室に至る潤滑剤供給部	50

- 6 1 8 第6 切換要素サーボ機構の支持円板
 6 2 0 第6 切換要素の入力要素 6 2 1 第6 切換要素入力要素の円筒状区域
 6 2 2 第6 切換要素入力要素の円板状区域
 6 2 3 第6 切換要素入力要素のハブ 6 3 0 第6 切換要素の出力要素
 6 3 3 第6 切換要素出力要素のハブ 6 4 0 第3 太陽歯車軸

【図 1 A】



【図 1 B】

変速段	係合される切換要素					
	A	B	C	D	E	F
1	•			•		
2	•		•			
3	•	•				
4	•					•
5	•				•	
6					•	•
7		•			•	
8			•		•	
R1		•		•		
R2				•		•

【 図 1 C 】

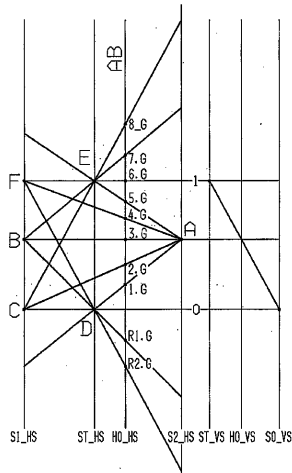
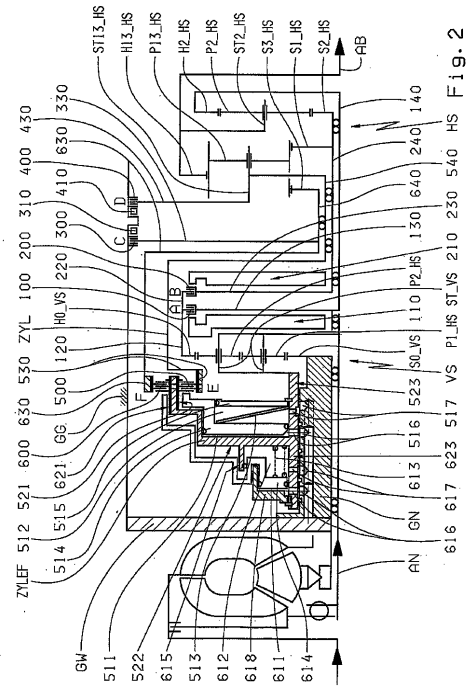
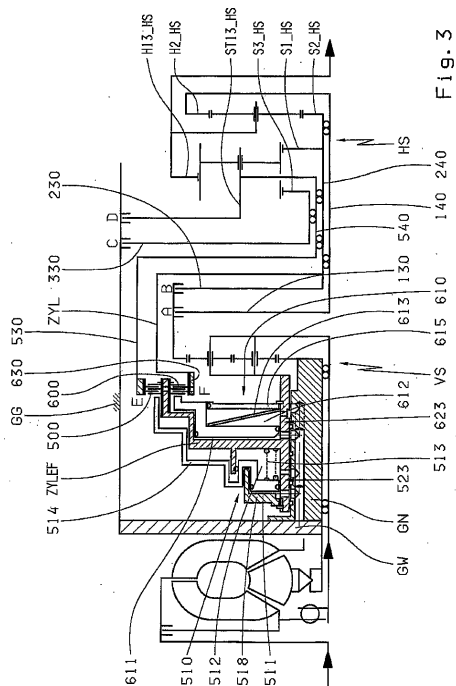


Fig. 1C
(St. d. T.)

【 図 2 】



【 図 3 】



【圖 4】

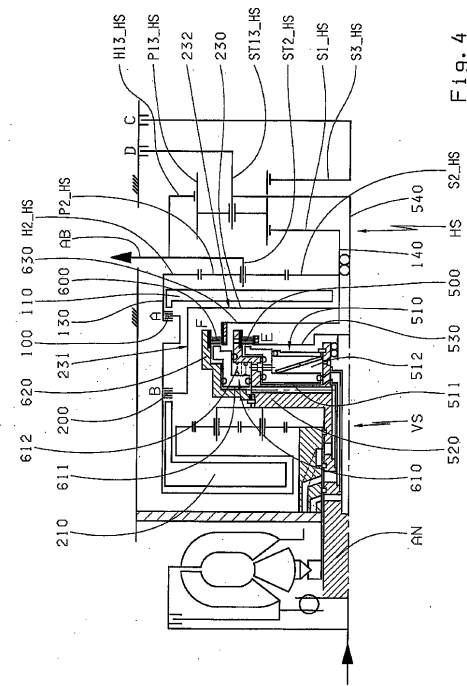


Fig. 5



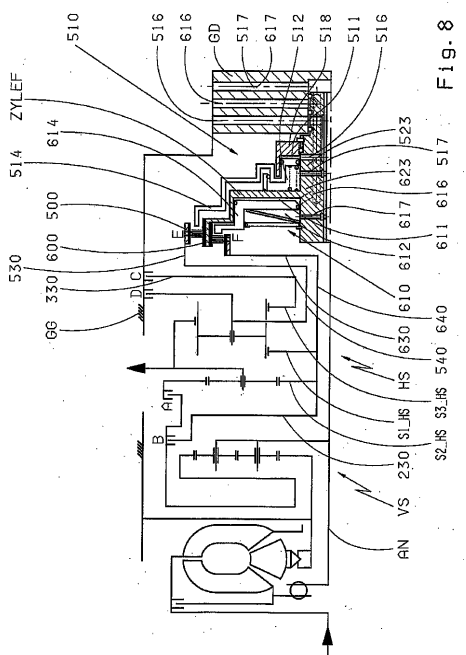
Fig. 7



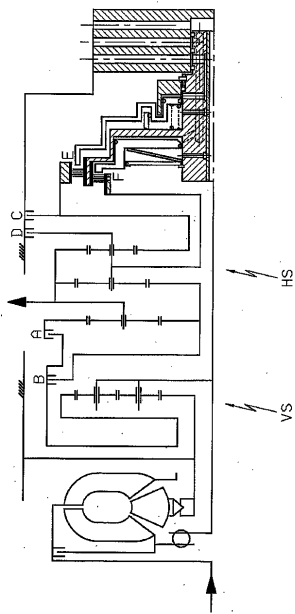
Fig. 6



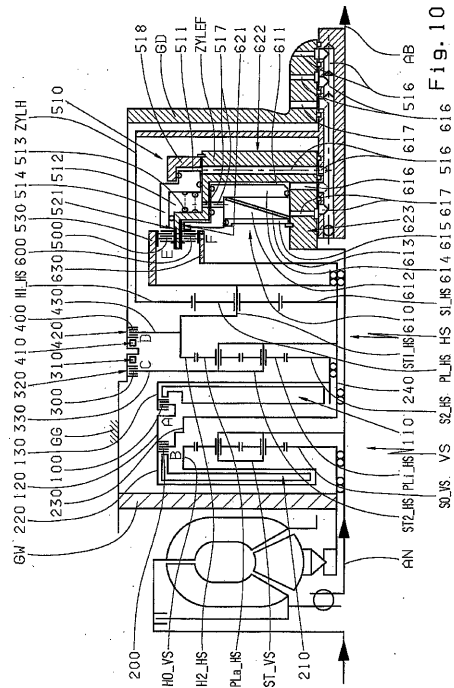
Fig. 8



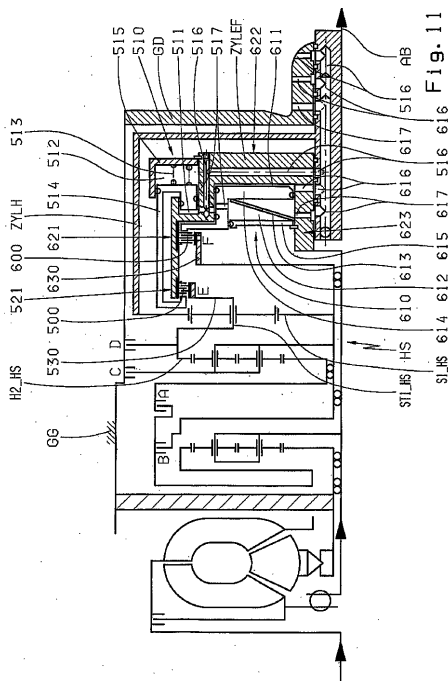
【 図 9 】



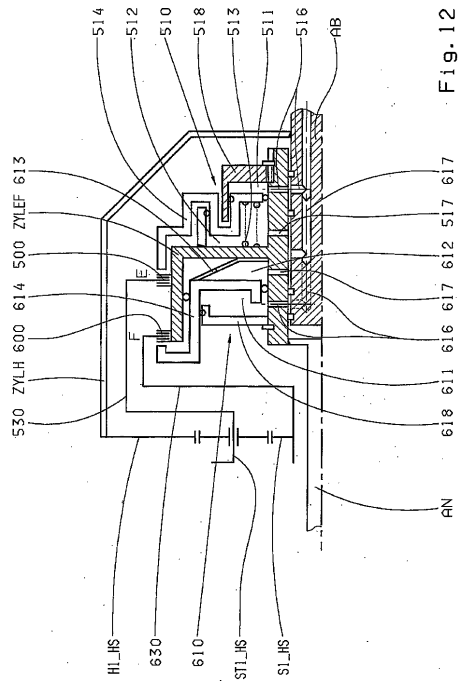
【 図 1 0 】



【 図 1 1 】



【 図 1 2 】



フロントページの続き

- (74)代理人 100165939
弁理士 山崎 孝博
- (74)代理人 100156867
弁理士 上村 欣浩
- (74)代理人 100149249
弁理士 田中 達也
- (74)代理人 100164471
弁理士 岡野 大和
- (74)代理人 100158148
弁理士 荒木 淳
- (74)代理人 100169823
弁理士 吉澤 雄郎
- (74)代理人 100132045
弁理士 坪内 伸
- (74)代理人 100075812
弁理士 吉武 賢次
- (74)代理人 100091982
弁理士 永井 浩之
- (74)代理人 100096895
弁理士 岡田 淳平
- (74)代理人 100117787
弁理士 勝沼 宏仁
- (74)代理人 100107537
弁理士 磯貝 克臣
- (72)発明者 ゲルト、バウクネヒト
ドイツ連邦共和国フリードリッヒスハーフェン、エックメーデ、 1 9
- (72)発明者 ペーター、ツィーマー
ドイツ連邦共和国テットナング、ルドルフ グネーディンガー ベーク、 7
- (72)発明者 アルミン、ギアリンク
ドイツ連邦共和国ランゲンアルゲン、フェーレンベーク、 1 5 / 1

審査官 鈴木 充

- (56)参考文献 特開 2 0 0 3 - 1 3 0 1 5 2 (J P , A)
特開 2 0 0 2 - 3 2 3 0 9 8 (J P , A)

- (58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F16H 3/00-3/78