

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4712700号
(P4712700)

(45) 発行日 平成23年6月29日(2011.6.29)

(24) 登録日 平成23年4月1日(2011.4.1)

(51) Int.CI.

F 16 H 3/66 (2006.01)

F 1

F 16 H 3/66

B

請求項の数 30 (全 51 頁)

(21) 出願番号 特願2006-520699 (P2006-520699)
 (86) (22) 出願日 平成16年6月28日 (2004.6.28)
 (65) 公表番号 特表2006-528319 (P2006-528319A)
 (43) 公表日 平成18年12月14日 (2006.12.14)
 (86) 國際出願番号 PCT/EP2004/006965
 (87) 國際公開番号 WO2005/019691
 (87) 國際公開日 平成17年3月3日 (2005.3.3)
 審査請求日 平成19年6月27日 (2007.6.27)
 (31) 優先権主張番号 10333434.3
 (32) 優先日 平成15年7月23日 (2003.7.23)
 (33) 優先権主張国 ドイツ(DE)

(73) 特許権者 500045121
 ツエットエフ、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
 Z F F R I E D R I C H S H A F E N
 A G
 ドイツ連邦共和国フリードリッヒスハーフェン(番地なし)
 (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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 3つの遊星歯車組を有する多段自動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

多段自動変速機であって、1つの入力軸(A N)と1つの出力軸(A B)と少なくとも3つの個別の遊星歯車組(R S 1、R S 2、R S 3)と少なくとも5つの切換要素(A ~ E)とを有するものであって、

3つの遊星歯車組(R S 1、R S 2、R S 3)が同軸に直列に並べて配置されており、

第2遊星歯車組(R S 2)が空間的に見て第1遊星歯車組(R S 1)と第3遊星歯車組(R S 3)の間に配置されており、

第3遊星歯車組(R S 3)の1つの太陽歯車(S O 3)が第1切換要素(A)を介して多段自動変速機の1つの変速機ケース(G G)に固定可能であり、

入力軸(A N)が第2遊星歯車組(R S 2)の1つの太陽歯車(S O 2)と結合され、第2切換要素(B)を介して第1遊星歯車組(R S 1)の1つの太陽歯車(S O 1)と結合可能、かつ第5切換要素(E)を介して第1遊星歯車組(R S 1)の1つのキャリヤ(S T 1)と結合可能であり、

第1遊星歯車組(R S 1)の太陽歯車(S O 1)が第3切換要素(C)を介して変速機ケース(G G)に固定可能であり、

第1遊星歯車組(R S 1)のキャリヤ(S T 1)が第4切換要素(D)を介して変速機ケース(G G)に固定可能であり、

出力軸(A B)と第1遊星歯車組(R S 1)の1つのリングギヤ(H O 1)と第3

10

20

遊星歯車組（R S 3）の1つのキャリヤ（S T 3）とが互いに結合されており、

第2遊星歯車組（R S 2）の1つのキャリヤ（S T 2）が第3遊星歯車（R S 3）の1つのリングギヤ（H O 3）と結合されており、

第1遊星歯車組（R S 1）のキャリヤ（S T 1）が第2遊星歯車組（R S 2）の1つのリングギヤ（H O 2）と結合されているものにおいて、

第2、第5切換要素（B、E）が1つの構造群としてまとめられ、この構造群が少なくとも

第2、第5切換要素（B、E）の各1つのディスク束（200、500）と、

第2もしくは第5切換要素（B、E）の各ディスク束（200、500）を操作するための第2、第5切換要素（B、E）の各1つのサーボ機構（210、510）と、

第2、第5切換要素（B、E）のディスク束（200、500）を受容するための、第2、第5切換要素（B、E）に共通する1つのディスク支持体（Z Y L B E）とを備えており、

第2、第5切換要素（B、E）に共通するディスク支持体（Z Y L B E）が1つの連結室を形成し、この連結室の内部に第5切換要素（E）のディスク束（500）と第5切換要素（E）のサーボ機構（510）とが配置されており、

第2、第5切換要素（B、E）のサーボ機構（210、510）がそれぞれ少なくとも1つの圧力室（211、511）と1つのピストン（214、514）とを有し、

第2、第5切換要素（B、E）のサーボ機構（210、510）の圧力室（211、511）が、第2、第5切換要素（B、E）に共通するディスク支持体（Z Y L B E）の1つの外被面によって相互に分離されていることを特徴とする多段自動变速機。

【請求項2】

多段自動变速機であって、1つの入力軸（A N）と1つの出力軸（A B）と少なくとも3つの個別の遊星歯車組（R S 1、R S 2、R S 3）と少なくとも5つの切換要素（A～E）とを有するものであって、

3つの遊星歯車組（R S 1、R S 2、R S 3）が同軸に直列に並べて配置されており、

第2遊星歯車組（R S 2）が空間的に見て第1遊星歯車組（R S 1）と第3遊星歯車組（R S 3）の間に配置されており、

第3遊星歯車組（R S 3）の1つの太陽歯車（S O 3）が第1切換要素（A）を介して多段自動变速機の1つの变速機ケース（G G）に固定可能であり、

入力軸（A N）が第2遊星歯車組（R S 2）の1つの太陽歯車（S O 2）と結合され、第2切換要素（B）を介して第1遊星歯車組（R S 1）の1つの太陽歯車（S O 1）と結合可能、かつ第5切換要素（E）を介して第1遊星歯車組（R S 1）の1つのキャリヤ（S T 1）と結合可能であり、

第1遊星歯車組（R S 1）の太陽歯車（S O 1）が第3切換要素（C）を介して变速機ケース（G G）に固定可能であり、

第1遊星歯車組（R S 1）のキャリヤ（S T 1）が第4切換要素（D）を介して变速機ケース（G G）に固定可能であり、

出力軸（A B）と第1遊星歯車組（R S 1）のリングギヤ（H O 1）と第2遊星歯車組（R S 2）のキャリヤ（S T 2）とが互いに結合されており、

第3遊星歯車組（R S 3）のキャリヤ（S T 3）が第2遊星歯車（R S 2）のリングギヤ（H O 2）と結合されており、

第1遊星歯車組（R S 1）のキャリヤ（S T 1）が第3遊星歯車組（R S 3）のリングギヤ（H O 3）と結合されているものにおいて、

第2、第5切換要素（B、E）が1つの構造群としてまとめられ、この構造群が少なくとも

第2、第5切換要素（B、E）の各1つのディスク束（200、500）と、

第2もしくは第5切換要素（B、E）の各ディスク束（200、500）を操作するための第2、第5切換要素（B、E）の各1つのサーボ機構（210、510）と、

第2、第5切換要素(B、E)のディスク束(200、500)を受容するための、第2、第5切換要素(B、E)に共通する単一の部分からなる1つのディスク支持体(ZYLB E)とを備えており、

第2、第5切換要素(B、E)に共通するディスク支持体(ZYLB E)が1つの連結室を形成し、この連結室の内部に第5切換要素(E)のディスク束(500)と第5切換要素(E)のサーボ機構(510)とが配置されており、

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)がそれぞれ少なくとも1つの圧力室(211、511)と1つのピストン(214、514)とを有し、

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)の圧力室(211、511)が、第2、第5切換要素(B、E)に共通するディスク支持体(ZYLB E)の1つの外被面によって相互に分離されていることを特徴とする多段自動变速機。 10

【請求項3】

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)の操作方向が各ディスク束(200、500)の操作時に逆向きであり、

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)の圧力室(211、511)が互いに直接隣り合わせて配置されており、

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)のピストン(214)が軸線方向において第2切換要素(B)のディスク束(200)に半径方向外側で完全に被さることを特徴とする、請求項1または2記載の多段自動变速機。 20

【請求項4】

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)がその動的圧力補償のために1つの圧力補償室(212)を有し、この圧力補償室が第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)の、第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)とは相反する側に配置されており、

第5切換要素(E)のサーボ機構(510)がその動的圧力補償のために1つの圧力補償室(512)を有し、この圧力補償室が第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)の、第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)とは相反する側に配置されており、

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)の圧力室(211、511)が、第2、第5切換要素(B、E)に共通するディスク支持体(ZYLB E)の外被面に直接隣接していることを特徴とする、請求項1～3のいずれか1項記載の多段自動变速機。 30

【請求項5】

第5切換要素(E)のサーボ機構(510)が第5切換要素(E)のディスク束(500)を軸線方向で第1遊星歯車組(RS1)の方向に操作し、第2切換要素(B)のサーボ機構(210)が第2切換要素(B)のディスク束(200)を軸線方向で第1遊星歯車組(RS1)とは逆方向に操作することを特徴とする、請求項1～3のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項6】

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)が第2もしくは第5切換要素(B、E)の各ディスク束(200、500)を軸線方向で第1遊星歯車組(RS1)の方向に操作することを特徴とする、請求項1または2記載の多段自動变速機。 40

【請求項7】

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)がその動的圧力補償のために1つの圧力補償室(212)を有し、この圧力補償室が第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)の、第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)に向き合う側に配置されており、

第5切換要素(E)のサーボ機構(510)がその動的圧力補償のために1つの圧力補償室(512)を有し、この圧力補償室が第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)の、第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211) 50

)とは相反する側に配置されており、

第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)と第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力補償室(212)が、第2、第5切換要素(B、E)に共通するディスク支持体(ZYLB E)の外被面に直接隣接していることを特徴とする、請求項6記載の多段自動变速機。

【請求項8】

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)と第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)が軸線方向で並べて配置されていることを特徴とする、請求項1～7のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項9】

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)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ているか、

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)が空間的に見て第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)の半径方向外側に配置されているか、或いは

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の1つのピストン(214)が空間的に見て第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の1つのピストン(514)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6または7記載の多段自動变速機。

【請求項10】

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)がその動的圧力補償のためにそれぞれ1つの圧力補償室(212、512)を有し、

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力補償室(212)が空間的に見て第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の1つの圧力補償室(512)の半径方向外側に配置されており、

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力補償室(212)が第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力補償室(512)を介して無圧で潤滑剤を供給されることを特徴とする、請求項9記載の多段自動变速機。

【請求項11】

両方のサーボ機構(210、510)の圧力室(211、511)が空間的に見て第5切換要素(E)のディスク束(500)の、第5切換要素(E)のディスク束(500)を操作する側に配置されていることを特徴とする、請求項1～10のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項12】

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)および/または第5切換要素(E)のサーボ機構(510)が入力軸(AN)で支承されていることを特徴とする、請求項1～11のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項13】

第2および/または第5切換要素(B、E)の圧力室(211、511)への圧媒供給(218、518)が、および/または第2および/または第5切換要素(B、E)の圧力補償室(212、512)への潤滑剤供給(219、519)が、少なくとも一部では变速機ケース固定ハブ(GN)を介して行われることを特徴とする、請求項1～12のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項14】

第2、第5切換要素(B、E)からなる構造群が、第2遊星歯車組(RS2)とは相反する側で第1遊星歯車組(RS1)に軸方向で隣接していることを特徴とする、請求項1～13のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項15】

第2切換要素(B)のディスク束(200)が第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1～14のいずれか1項記載の多段自動变速機。

10

20

30

40

50

【請求項 16】

第2切換要素(B)のディスク束(200)と第5切換要素(E)のディスク束(500)が空間的に見て軸線方向で並べられ、かつ軸線方向からみた場合に各々の少なくとも一部が重なり合うように配置されており、第2切換要素(B)のディスク束(200)が第5切換要素(E)のディスク束(500)よりも第1遊星歯車組(RS1)の近傍に配置されていることを特徴とする、請求項1～5、8および11～14のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項 17】

第2切換要素(B)のディスク束(200)と第5切換要素(E)のディスク束(500)が空間的に見て軸線方向で並べられ、異なる直径上に配置されており、第2切換要素(B)のディスク束(200)が第5切換要素(E)のディスク束(500)よりも大きな直径を有し、かつ軸線方向に見て少なくとも部分的に第1遊星歯車組(RS1)の半径方向外側に配置されており、第5切換要素(E)のディスク束(500)が半径方向に見て少なくとも部分的に軸線方向で第1遊星歯車組(RS1)の横に配置されていることを特徴とする、請求項1～14のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項 18】

第4切換要素(D)が軸線方向に見て3つの遊星歯車組(RS1、RS2、RS3)の半径方向外側の領域に配置されていることを特徴とする、請求項1～17のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項 19】

第3切換要素(C)が軸線方向に見て3つの遊星歯車組(RS1、RS2、RS3)の半径方向外側の領域に配置されており、第3切換要素(C)が第4切換要素(D)よりも第1遊星歯車組(RS1)近傍に配置されていることを特徴とする、請求項1～18のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項 20】

第3切換要素(C)が軸線方向に見て少なくとも部分的に第2切換要素(B)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1～18のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項 21】

第3、第4切換要素(C、D)のディスク束(300、400)が、軸線方向からみた場合に各々の少なくとも一部が重なり合うよう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項記載の多段自動变速機。

【請求項 22】

第2、第5切換要素(B、E)からなる構造群が变速機ケース(GG)の1つの外壁に、または变速機ケース(GG)に相対回転不能に結合された1つのケース蓋に、直接隣接していることを特徴とする、請求項1～21のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項 23】

入力軸(AN)と出力軸(AB)が互いに同軸に延びておらず、1つの平歯車段(STS1)または1つのチェーン伝動装置が設けられており、これを介して第1遊星歯車組(RS1)のリングギヤ(HO1)とこのリングギヤ(HO1)に結合された第3または第2遊星歯車組(RS3、RS2)のキャリヤ(ST3、ST2)とが出力軸(AB)と作用結合されており、平歯車段(STS1)の1つの第1平歯車(STR1)もしくはチェーン伝動装置の1つの第1スプロケット(KTR1)が軸線方向で第3遊星歯車組(RS3)と第1切換要素(A)との間に配置されていることを特徴とする、請求項1～22のいずれか1項記載の多段自動变速機。

【請求項 24】

入力軸(AN)と出力軸(AB)が互いに同軸に延びておらず、1つの平歯車段(STS1)または1つのチェーン伝動装置が設けられており、これを介して第1遊星歯車組(RS1)のリングギヤ(HO1)とこのリングギヤ(HO1)に結合された第3または第2遊星歯車組(RS3、RS2)のキャリヤ(ST3、ST2)とが出力軸(AB)と作

10

20

30

40

50

用結合されており、平歯車段（S T S T）の1つの第1平歯車（S T R 1）もしくはチェーン伝動装置の1つの第1スプロケット（K T R 1）が変速機ケース（G G）の1つの外壁または1つの変速機ケース固定ケース蓋に隣接していることを特徴とする、請求項1～22のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項25】

第1切換要素（A）が空間的に見て第3遊星歯車組（R S 3）と平歯車段（S T S T）の第1平歯車（S T R 1）との間、もしくは第3遊星歯車組（R S 3）とチェーン伝動装置の第1スプロケット（K T R 1）との間に配置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26】

第1切換要素（A）が空間的に見て少なくとも部分的に第3遊星歯車組（R S 3）の上に配置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1切換要素（A）が空間的に見て、チェーン伝動装置の第1スプロケット（K T R 1）によって形成される円筒室の内部に配置されており、第1切換要素（A）または第1切換要素（A）のディスク束（100）が軸線方向で第3遊星歯車組（R S 3）に隣接し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28】

入力軸（A N）と出力軸（A B）が互いに同軸に延びており、第1遊星歯車組（R S 1）のリングギヤ（H O 1）と作用結合された出力軸（A B）が軸線方向に第3遊星歯車組（R S 3）の中心に挿通されており、第1切換要素（A）が空間的に見て第2遊星歯車組（R S 2）とは反対の第3遊星歯車組（R S 3）の側に配置されており、第1遊星歯車組（R S 1）のリングギヤ（H O 1）と作用結合された出力軸（A B）が軸線方向に第1切換要素（A）の中心に挿通されていることを特徴とする、請求項1～23のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項29】

入力軸（A N）と出力軸（A B）が互いに同軸に延びており、第1遊星歯車組（R S 1）のリングギヤ（H O 1）と作用結合された出力軸（A B）が軸線方向に第3遊星歯車組（R S 3）の中心に挿通されており、第1切換要素（A）が空間的に見て少なくとも部分的に第3遊星歯車組（R S 3）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1～27のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項30】

切換要素（A～E）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、少なくとも6つの前進変速段が切換可能であり、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5切換要素（A、E）が、第5前進変速段のとき第2、第5切換要素（B、E）が、第6前進変速段のとき第3、第5切換要素（C、E）が、そして後退変速段のとき第2、第4切換要素（B、D）がそれぞれ係合されることを特徴とする、請求項1～29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】

【0001】

本発明は、少なくとも3つの個別の遊星歯車組と少なくとも5つの切換要素とを有する請求項1もしくは請求項2の前文に係る多段自動変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

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

10

20

30

40

50

いる。例えば独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 により 3 つの单キャリヤ 遊星歯車組と 3 つのブレーキと 6 つの前進変速段および 1 つの後退変速段を切換えるための 2 つのクラッチとを有する前文に係る自動変速機が公知であり、この自動変速機は高い総変速比と好ましい変速ステップと前進方向における高い発進変速比とで自動車用にきわめて適した変速比を有する。個々の変速段は 6 つの切換要素のうちその都度 2 つを選択的に係合させることによって達成され、或る変速段から次に高い変速段または次に低い変速段に切換るために、まさに操作された切換要素によってその都度 1 つの切換要素のみが開放され、他の 1 つの切換要素が係合される。

【 0 0 0 3 】

その際、自動変速機の 1 つの入力軸は第 2 遊星歯車組の 1 つの太陽歯車と常時結合されている。さらに、入力軸は第 1 クラッチを介して第 1 遊星歯車組の 1 つの太陽歯車と結合可能、および / または第 2 クラッチを介して第 1 遊星歯車の 1 つのキャリヤと結合可能である。これに加えて或いはこれに代えて第 1 遊星歯車組の太陽歯車は第 1 ブレーキを介して自動変速機の 1 つのケースと結合可能、および / または第 1 遊星歯車組のキャリヤは第 2 ブレーキを介してケースと結合可能、および / または第 3 遊星歯車組の 1 つの太陽歯車は第 3 ブレーキを介してケースと結合可能である。

【 0 0 0 4 】

個々の遊星歯車組を相互に運動学的に連結するために独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 は 2 つの異なる様式を開示している。第 1 様式では、自動変速機の 1 つの出力軸が第 3 遊星歯車組の 1 つのキャリヤと第 1 遊星歯車組の 1 つのリングギヤとに常時結合され、第 1 遊星歯車組のキャリヤが第 2 遊星歯車組の 1 つのリングギヤと常時結合され、第 2 遊星歯車組の 1 つのキャリヤが第 3 遊星歯車組の 1 つのリングギヤと常時結合されている。その際、入力軸と出力軸は互いに同軸で変速機ケースの相反する側に配置することも、軸線平行に変速機ケースの相反する側または同じ側に配置することもできる。第 2 様式では、出力軸が第 2 遊星歯車組のキャリヤと第 1 遊星歯車組のリングギヤとに常時結合され、第 1 遊星歯車組のキャリヤが第 3 遊星歯車組のリングギヤと常時結合され、第 2 遊星歯車組のリングギヤが第 3 遊星歯車組のキャリヤと常時結合されている。このような構成は特に入力軸と出力軸との同軸配置用に適している。

【 0 0 0 5 】

遊星歯車組の空間的配置に関して独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 では、3 つの遊星歯車組を同軸で 1 列に並べて配置し、第 2 遊星歯車組を軸線方向で第 1 遊星歯車組と第 3 遊星歯車組との間に配置することが提案される。個々の切換要素を互いに相対的におよび遊星歯車組に対して相対的に空間配置する点に関して独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 では、第 1 ブレーキと第 2 ブレーキを常に直接並べて配置し、第 2 ブレーキを常に軸線方向で直接に第 1 遊星歯車組に隣接させ、第 3 ブレーキを第 1 遊星歯車組とは反対の第 3 遊星歯車組の側に常に配置し、両方のクラッチを常に直接並べて配置することが提案される。第 1 配置様式では両方のクラッチが、第 3 遊星歯車組とは反対の第 1 遊星歯車組の側に配置されており、第 1 クラッチは軸線方向で直接に第 1 ブレーキに隣接し、かつ第 2 クラッチよりも第 1 遊星歯車組近傍に配置されている。入力軸と出力軸との同軸ではない位置と合わせて第 2 配置様式では、第 1 遊星歯車組とは反対の第 3 遊星歯車組の側に両方のクラッチを配置し、第 1 クラッチよりも第 3 遊星歯車組近傍に第 2 クラッチを配置し、かつ出力軸に作用結合された出力平歯車に軸線方向で隣接させ、第 3 遊星歯車組とは反対の第 3 ブレーキの側にやはりこの出力平歯車を配置することが提案される。

【 発明の開示 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 6 】

本発明の課題は、独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 の技術の現状から公知の自動変速機用に、極力コンパクトな変速機構造を有する選択的部材配置を提供することである。主に、入力軸と出力軸とを互いに同軸には配置しない自動車においてこの自動変速機は応用可能でなければならず、しかし入力軸と出力軸が同軸である場合にも比較的簡単

10

20

30

40

50

な修正によって極力利用可能でなければならない。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明によればこの課題は請求項1もしくは請求項2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從属請求項から明らかとなる。

【0008】

前文に係る独国特許出願公開DE19912480A1の技術の現状から出發して、本発明に係るこの多段自動変速機は少なくとも3つの連結された個別の遊星歯車組を有し、これらが互いに同軸に、空間的に見て並べて配置されており、第2遊星歯車組は空間的に見て常に第1遊星歯車組と第3遊星歯車組との間に配置されている。本発明に係るこの自動変速機はさらに少なくとも5つの切換要素を有する。第3遊星歯車組の1つの太陽歯車はブレーキとして構成される第1切換要素を介して自動変速機の1つの変速機ケースに固定可能である。自動変速機の1つの入力軸は第2遊星歯車組の1つの太陽歯車と常時結合されている。さらに入力軸はクラッチとして構成される第2切換要素を介して第1遊星歯車組の1つの太陽歯車と結合可能、付加的にまたは選択的に、クラッチとして構成される第5切換要素を介して第1遊星歯車組の1つのキャリヤと結合可能である。選択的に第1遊星歯車組の太陽歯車はブレーキとして構成される第3切換要素を介して、および/または第1遊星歯車組のキャリヤはブレーキとして構成される第4切換要素を介して変速機ケースに固定可能である。つまり第2、第5切換要素が同時に操作されるとき、第1遊星歯車組の太陽歯車とキャリヤは互いに結合されている。

10

20

【0009】

多段自動変速機の1つの出力軸は第1遊星歯車組の1つのリングギヤと常時作用結合されており、第1遊星歯車組のリングギヤは付加的に第3遊星歯車組の1つのキャリヤまたは第2遊星歯車組の1つのキャリヤのいずれかと常時結合されている。

【0010】

前文に係る独国特許出願公開DE19912480A1におけると同様に第1遊星歯車組のキャリヤは(歯車組コンセプトに応じて)付加的に第2遊星歯車組のリングギヤと常時結合されているかまたは第3遊星歯車組のリングギヤと常時結合されているかのいずれかである。第1遊星歯車組のリングギヤと第3遊星歯車組のキャリヤと出力軸が互いに連結されている場合、第2遊星歯車組のキャリヤは第3遊星歯車組の1つのリングギヤと常時結合され、第1遊星歯車組のキャリヤは第2遊星歯車組の1つのリングギヤと常時結合されている。第1遊星歯車組のリングギヤと第2遊星歯車組のキャリヤと出力軸が互いに連結されている場合、第3遊星歯車組のキャリヤは第2遊星歯車組のリングギヤと常時結合され、第1遊星歯車組のキャリヤは第3遊星歯車組のリングギヤと常時結合されている。

30

【0011】

本発明によれば、入力軸を第1遊星歯車組の太陽歯車と結合可能な第2切換要素と、入力軸を第1遊星歯車組のキャリヤと結合可能な第5切換要素は1つの構造群へとまとめられている。その際この構造群は少なくとも第2、第5切換要素の各1つのディスク束と、第2、第5切換要素のディスク束の外ディスクまたは覆いディスクを受容するための、第2、第5切換要素に共通する1つのディスク支持体と、第2もしくは第5切換要素の各ディスク束を操作するための各1つのサーボ機構とを有する。第2、第5切換要素に共通するディスク支持体は1つの連結室を形成し、この連結室の内部に第5切換要素のディスク束とサーボ機構とが配置されている。第2、第5切換要素のサーボ機構はそれぞれ少なくとも1つの圧力室と1つのピストンとを有し、これら両方の圧力室は、第2、第5切換要素に共通するディスク支持体の1つの外被面によって相互に分離されている。

40

【0012】

本発明の有利な1構成において、第2、第5切換要素のサーボ機構の操作方向は各ディスク束の操作時(つまり各切換要素の係合時)に逆向きである。その場合、第2切換要素のサーボ機構のピストンは第2切換要素のディスク束に作用する1つの操作プランジャーを

50

有し、この操作プランジャは軸線方向において第2切換要素のディスク束に半径方向で完全に被さる。その場合、第2、第5切換要素のサーボ機構の圧力室は両方とも第2、第5切換要素に共通するディスク支持体の外被面に直接隣接している。その都度回転する圧力室の動的圧力補償のために設けられる第2、第5切換要素のサーボ機構の圧力補償室はその場合それぞれディスク支持体 外被面とは反対の各圧力室の側に配置されている。

【0013】

本発明の別の有利な1構成において、第2、第5切換要素のサーボ機構の操作方向は各ディスク束の操作時に同一向きである。その場合、第5切換要素サーボ機構の圧力室と第2切換要素サーボ機構の（第2切換要素サーボ機構の回転する圧力室の動的圧力補償のために設けられる）圧力補償室は第2、第5切換要素に共通するディスク支持体の外被面に直接隣接している。第2切換要素サーボ機構の圧力室はその場合第2切換要素サーボ機構の圧力補償室の、ディスク支持体 外被面とは相反する側に配置されている。第5切換要素サーボ機構の（第5切換要素サーボ機構の回転する圧力室の動的圧力補償のために設けられる）圧力補償室は相応に第5切換要素圧力室の、ディスク支持体 外被面とは相反する側に配置されている。

10

【0014】

第2、第5切換要素からなる構造群は主に、第1遊星歯車組に隣接し、少なくとも十分に軸線方向で第1遊星歯車組に隣接し、しかも第2遊星歯車組とは相反する第1遊星歯車組の側に配置されている。第2、第5切換要素のサーボ機構の操作方向が逆向きにされている場合、第5切換要素のサーボ機構は第5切換要素のディスクを軸線方向で第1遊星歯車組の方向に操作し、第2切換要素のサーボ機構は第2切換要素のディスクを軸線方向で第1遊星歯車組とは逆方向に操作する。つまりその場合、第2、第5切換要素のサーボ機構の圧力室は軸線方向で直接並べて配置しておくことができる。それに対して、第2、第5切換要素のサーボ機構の操作方向が同一向きとされている場合、両方のサーボ機構は各ディスクを軸線方向で第1遊星歯車組の方向に操作する。第2、第5切換要素のサーボ機構の圧力室はその場合軸線方向で並べてもまた半径方向で上下にも配置しておくことができる。

20

【0015】

クラッチとして構成される第5切換要素のディスク束は主に軸線方向に見て少なくとも部分的に、やはりクラッチとして構成される第2切換要素の外ディスクおよび覆いディスクを有する1つのディスク束の半径方向下方に配置されている。しかし、第5、第2切換要素のディスク束が軸線方向で並べて配置されているようにすることもできる。

30

【0016】

本発明の他の1構成において、第1遊星歯車組の太陽歯車を変速機ケースに固定可能な第3切換要素と、第1遊星歯車組のキャリヤ（およびこのキャリヤに結合された第2、第3遊星歯車組のリングギヤ）を変速機ケースに固定可能な第4切換要素は、並べて配置されている。その際、第4切換要素は主に軸線方向に見て、3つの同軸に並べて配置される遊星歯車組の半径方向上方の領域に配置されている。その際、第3切換要素はやはり軸線方向に見て3つの遊星歯車組の半径方向上方の領域に配置しておくことができ、その場合第3切換要素は第4切換要素よりも第2（もしくは第5）切換要素近傍に配置されており、または軸線方向に見て第2切換要素の半径方向上の領域に配置されている。

40

【0017】

本発明の他の1構成において、第3遊星歯車組の太陽歯車を変速機ケースに固定可能な第1切換要素は第2（もしくは第5）切換要素とは相反する第3遊星歯車組の側に配置されている。

【0018】

入力軸と出力軸が互いに同軸ではない応用のために、特に入力軸と出力軸が軸線平行または互いに角度を成して配置される応用のために、第1切換要素を変速機ケースの1つの外壁に隣接して配置し、1つの平歯車伝動装置またはチェーン伝動装置を空間的に見て軸線方向で第3遊星歯車組と第1切換要素との間に配置することが提案される。その場合、

50

平歯車伝動装置の 1 つの第 1 平歯車もしくはチェーン伝動装置の 1 つの第 1 スプロケットは第 1 遊星歯車組のリングギヤと歯車組コンセプトに応じて第 3 または第 2 遊星歯車組のいずれかのキャリヤとに結合されている。その場合相応に平歯車伝動装置の他の 1 つの平歯車もしくはチェーン伝動装置の 1 つの第 2 スプロケットが自動変速機の出力軸と結合されている。製造技術上好ましい仕方で、ブレーキとして構成される第 1 切換要素の 1 つのサーボ機構および / または 1 つのディスク支持体は変速機ケースの 1 つの外壁もしくは 1 つのケース固定蓋に一体化しておくことができる。

【 0 0 1 9 】

しかし平歯車伝動装置配置もしくはチェーン伝動装置配置の別の 1 構成において、第 1 切換要素が少なくとも部分的に軸線方向で第 3 遊星歯車組の横で、第 2 遊星歯車組とは相反するその側に配置され、平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置が空間的に見て第 1 切換要素の別の側（つまり第 3 遊星歯車組とは相反する第 1 切換要素の側）に配置するようにもできる。その場合、第 1 遊星歯車組のリングギヤおよび第 3 もしくは第 2 遊星歯車組のキャリヤに結合された平歯車伝動装置の第 1 平歯車もしくはチェーン伝動装置の第 1 スプロケットのハブは軸線方向において第 3 遊星歯車組の太陽歯車を中心に挿通される。このような配置の場合、ブレーキとして構成される第 1 切換要素は空間的に見て、やはりブレーキとして構成される第 4 切換要素の横に配置しておくことができ、その場合主にこれら両方の切換要素用に同じディスク直径が予定されている（同一部品コンセプト）。

【 0 0 2 0 】

平歯車伝動装置配置もしくはチェーン伝動装置配置の他の 1 構成において、第 1 切換要素は空間的に見て少なくとも十分に半径方向で第 3 遊星歯車組の上に配置されており、平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置は空間的に見て第 2 遊星歯車組とは相反する第 3 遊星歯車組の側で、軸線方向で第 3 遊星歯車組および第 1 切換要素に隣接している。

【 0 0 2 1 】

入力軸と出力軸が同軸である応用のために、自動変速機の出力軸が、第 3 遊星歯車組の横に配置される第 1 切換要素と第 3 遊星歯車組の太陽歯車とに軸線方向中心で挿通され、空間的に見て軸線方向で第 2 、第 3 遊星歯車組の間の領域で第 3 もしくは第 2 遊星歯車組のキャリヤと結合されている。

【 0 0 2 2 】

本発明に係る部材配置によって、独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 の技術の現状に比べて、有利なことに短い構造長を有する著しくコンパクトな変速機構構造が達成される。これにより、本発明に係る部材配置はフロント横置駆動装置（と互いに軸線平行な入力軸および出力軸と）を有する自動車内に取付けるのに特別適している。しかし基本的に本発明に係る部材配置は標準駆動装置（と互いに同軸な入力軸および出力軸）またはフロント縦置駆動装置もしくはリヤ縦置駆動装置（と互いに角度位置にある入力軸および出力軸と）を有する自動車内に取付けるのにも適している。

【 0 0 2 3 】

提案されたように第 2 、第 4 切換要素を大きな直径に空間的に配置すると、コンセプトに起因してこれら両方の切換要素の高い熱負荷もしくは静的負荷が特別に考慮される。第 3 、第 4 切換要素を（および場合によっては第 1 切換要素も）並べて配置すると、同一部品の使用と簡単な製造 組立技術が可能になる。提案されたように第 5 、第 2 切換要素を入れ子式に接続すると、一方でこれら両方の回転する切換要素のサーボ機構を動的圧力補償も含めて良好に設計構成することが可能になり、他方で個々の部材の製造技術上好ましい（従って安価な）機能的多重利用と（第 2 、第 5 切換要素からなる）これらの構造群の良好な予組立性も可能になる。

【 0 0 2 4 】

5 つの切換要素を介して個々の歯車組要素を相互におよび入力軸と出力軸とにこのように運動学的に連結することによって、独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 の技術の現状におけると同様に 合計 6 つの前進変速段は、或る変速段から次に高いまたは次

10

20

30

40

50

に低い変速段に切換えるとき、まさに操作された切換要素によってその都度 1 つの切換要素のみが開放され、他の 1 つの切換要素が係合されるように切換可能である。

【 0 0 2 5 】

以下、図を基に本発明が詳しく説明され、類似の要素には類似の符号も付けてある。

【 発明を実施するための最良の形態 】

【 0 0 2 6 】

本発明に係る部材配置を明らかにするために図 1 と図 2 とにまず、独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 の技術の現状から知られているような、入力軸と出力軸とを同軸には配置していない多段自動变速機用のスケルトン図の 2 種類の部材配置が示してある。このような配置は例えばフロント横置駆動装置を有する自動車において応用することができる。A N とされる自動变速機入力軸は、例えば 1 つのトルクコンバータまたは 1 つの発進クラッチまたは 1 つのトーションダンパまたは 1 つの 2 質量フライホイールまたは 1 つの剛性軸を介して自動变速機の（簡略化のためここには図示しない）原動機と作用結合されている。A B とされる自動变速機出力軸は自動車の少なくとも 1 つの（簡略化のためやはりここには図示しない）入力軸と作用結合されている。R S 1 、 R S 2 、 R S 3 は 3 つの連結された個別の遊星歯車組であり、ここでは直列に並べて自動变速機の 1 つの变速機ケース G G 内に配置されている。3 つの全遊星歯車組 R S 1 、 R S 2 、 R S 3 は各 1 つの太陽歯車 S O 1 、 S O 2 、 S O 3 と各 1 つのリングギヤ H O 1 、 H O 2 、 H O 3 と各 1 つのキャリヤ S T 1 、 S T 2 、 S T 3 と遊星歯車 P L 1 、 P L 2 、 P L 3 とを有し、遊星歯車はそれぞれ相応する歯車組の太陽歯車およびリングギヤとかみ合う。符号 A ~ E は 5 つの切換要素であり、第 1 、第 3 、第 4 切換要素 A 、 C 、 D はブレーキとして実施され、第 2 、第 5 切換要素 B 、 E はクラッチとして実施されている。5 つの切換要素 A ~ E の各摩擦ライニングはディスク束 1 0 0 、 2 0 0 、 3 0 0 、 4 0 0 、 5 0 0 （それぞれ外ディスクと内ディスクもしくは鋼ディスクと覆いディスク）として示唆されている。符号 1 2 0 、 2 2 0 、 3 2 0 、 4 2 0 、 5 2 0 は 5 つの切換要素 A ~ E の各入力要素、符号 2 3 0 、 5 3 0 はクラッチ B 、 E の各出力要素である。個々の歯車組要素および切換要素の互いに相対的な、および入力軸 A N と出力軸 A B とに対して相対的な運動学的結合は既に冒頭で詳しく説明されたのであり、これら構造要素の空間的配置も同様である。

【 0 0 2 7 】

これに関連して強調すべき点として、（ブレーキとして構成される）第 1 切換要素 A のディスク 1 0 0 は空間的に見て常に第 3 遊星歯車組 R S 3 の横に配置され、（ブレーキとして構成される）第 4 切換要素 D のディスク 4 0 0 は空間的に見て常に第 1 遊星歯車組 R S 1 の横に配置され、（やはりブレーキとして構成される）第 3 切換要素 C のディスク 3 0 0 は空間的に見て常に第 4 切換要素 D のディスク 4 0 0 の横に（第 3 遊星歯車組 R S 3 とは反対のブレーキ D の側に）配置され、（クラッチとして構成される）第 2 切換要素 B のディスク 2 0 0 と（やはりクラッチとして構成される）第 5 切換要素 E のディスク 5 0 0 は常に並べて配置され、出力側で出力軸 A B と作用結合された第 1 平歯車 S T R 1 は常に第 1 切換要素 A の横に（第 3 遊星歯車組 R S 3 とは反対のブレーキ A の側に）配置されている。

【 0 0 2 8 】

両方のクラッチ B 、 E の並べて配置される両方のディスク束 2 0 0 、 5 0 0 は、 図 1 に示すように 軸線方向でブレーキ C のディスク 3 0 0 の横に、しかも第 3 遊星歯車組 R S 3 とは反対のディスク束 3 0 0 の側に配置されているか、または 図 2 に示すように 平歯車 S T R 1 の横に、しかもブレーキ A とは相反する平歯車 S T R 1 の側に配置されているかのいずれかである。

【 0 0 2 9 】

以下、図 3 ~ 図 2 0 を基に本発明に係る部材配置の複数の実施例および細部構造を説明する。

【 0 0 3 0 】

図 3 はまず例示的に本発明に係る課題解決について第 1 の概略部材配置を示す。独国特

10

20

30

40

50

許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 による前記技術の現状から出発して、本発明に係る多段自動变速機は連結され互いに同軸に直列に配置される 3 つの個別の遊星歯車組 R S 1 、 R S 2 、 R S 3 を有し、第 2 遊星歯車組 R S 2 は軸線方向で第 1 遊星歯車組 R S 1 と第 3 遊星歯車組 R S 3 との間に配置されている。さらに、多段自動变速機は 5 つの切換要素 A ~ E を有する。第 1 、第 3 、第 4 切換要素 A 、 C 、 D はそれぞれブレーキとして（実施例ではそれぞれ多板ブレーキとして）構成され、第 2 、第 5 切換要素 B 、 E はそれぞれクラッチとして（実施例ではそれぞれ多板クラッチとして）構成されている。第 3 遊星歯車組 R S 3 の 1 つの太陽歯車 S O 3 はブレーキ A を介して多段自動变速機の 1 つの变速機ケース G G に固定可能である。多段自動变速機の 1 つの入力軸 A N は第 2 遊星歯車組 R S 2 の 1 つの太陽歯車 S O 2 と常時結合されている。さらに、入力軸 A N はクラッチ B を介して第 1 遊星歯車組 R S 1 の 1 つの太陽歯車 S O 1 と結合可能、これに加えて或いはこれに代えてクラッチ E を介して第 1 遊星歯車組 R S 1 の 1 つのキャリヤ S T 1 と結合可能である。選択的に第 1 遊星歯車組 R S 1 の太陽歯車 S O 1 はブレーキ C を介して、および／または第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ S T 1 はブレーキ D を介して、变速機ケース G G に固定可能である。
10

【 0 0 3 1 】

多段自動变速機の 1 つの出力軸 A B は平歯車段 S T S T を介して第 1 遊星歯車組 R S 1 の 1 つのリングギヤ H O 1 と常時作用結合され、このリングギヤ H O 1 は図示した例示的歯車組要素の連結では付加的に第 3 遊星歯車組 R S 3 の 1 つのキャリヤ S T 3 と常時結合されている。さらに、第 2 遊星歯車組 R S 2 の 1 つのキャリヤ S T 2 は第 3 遊星歯車組 R S 3 の 1 つのリングギヤ H O 3 と常時結合され、第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ S T 1 は第 2 遊星歯車組 R S 2 の 1 つのリングギヤ H O 2 と常時結合されている。第 1 遊星歯車組 R S 1 のリングギヤ H O 1 と第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリヤ S T 3 との間の相応する結合要素は円筒 Z Y L として構成されている。この円筒 Z Y L は一方で好適な作用結合を介して、例えば溶接結合を介して、リングギヤ H O 1 と結合され、軸線方向でリングギヤ H O 1 からリングギヤ H O 3 を越えるまで延びている。他方で、円筒 Z Y L は第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 3 遊星歯車組 R S 3 の側で好適な作用結合を介して、例えば連行断面を介して、キャリヤ S T 3 の 1 つのキャリヤ板 S T B 3 と結合されている。つまり円筒 Z Y L は第 2 、第 3 遊星歯車組 R S 2 、 R S 3 に完全に被さる。
20

【 0 0 3 2 】

第 1 遊星歯車組 R S 1 は軸線方向で 2 つの軸、つまり中空軸として構成されるキャリヤ軸 S T W 1 とこのキャリヤ軸 S T W 1 の半径方向内側に通される入力軸 A N が、中心で完全に挿通される。その際、キャリヤ軸 S T W 1 は第 2 遊星歯車組 R S 2 に向き合う第 1 遊星歯車組 R S 1 の側で第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ S T 1 の 1 つのキャリヤ板 S T B 1 2 と結合され、第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 1 遊星歯車組 R S 1 の側ではクラッチ E の 1 つの出力要素 5 3 0 と結合されている。キャリヤ板 S T B 1 2 自体はその外径部が第 2 遊星歯車組 R S 2 のリングギヤ H O 2 とも結合されている。第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 1 遊星歯車組 R S 1 の側でキャリヤ軸 S T W 1 はやはり中空軸として構成される 1 つの太陽歯車軸 S O W 1 の半径方向内側を延びている。この太陽歯車軸 S O W 1 自体は一方で第 1 遊星歯車組 R S 1 の太陽歯車 S O 1 と結合され、他方で第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 1 遊星歯車組 R S 1 の側でブレーキ C の 1 つの入力要素 3 2 0 およびクラッチ B の 1 つの出力要素 2 3 0 と結合されている。キャリヤ S T 1 は第 1 遊星歯車組 R S 1 に軸線方向で挿通され、第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対のその側でブレーキ D の 1 つの入力要素 4 2 0 と結合されている。
40

【 0 0 3 3 】

入力軸 A N は第 2 （空間的に見て中央の）遊星歯車組 R S 2 と第 3 遊星歯車組 R S 3 とにも軸線方向中心で挿通される。

【 0 0 3 4 】

平歯車段 S T S T は第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対のキャリヤ板 S T B 3 の側で第 3 遊星歯車組 R S 3 に軸線方向で隣接している。その際、多歯車式平歯車段 S T S T は、第 3
50

遊星歯車組 R S 3 のキャリヤ板 S T B 3 と常時結合された 1 つの第 1 平歯車 S T R 1 と、多段歯車として構成されてその第 1 歯が第 1 平歯車 S T R 1 とかみ合う 1 つの第 2 平歯車 S T R 2 と、第 2 平歯車 S T R 2 の 1 つの第 2 歯とかみ合いかつディファレンシャル D I F F を介して出力軸 A B と作用結合される 1 つの第 3 平歯車 S T R 3 とを含む。平歯車段 S T S T のこの構成は当然に例示と見做すことができる。当業者ならこの平歯車段 S T S T を例えればチェーン伝動装置に取り替えることも行い、その場合その第 1 スプロケットが第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリヤ板 S T B 3 と結合され、その第 2 スプロケットはその場合（必要ならディファレンシャルを介して）出力軸 A B と結合されている。

【 0 0 3 5 】

中空軸として構成される 1 つの太陽歯車軸 S O W 3 が平歯車伝動装置 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 の内側中心を延び、一方で第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 と結合され、他方で第 3 遊星歯車組 R S 3 とは反対の第 1 平歯車 S T R 1 の側でブレーキ A の 1 つの入力要素 1 2 0 と結合されている。この太陽歯車軸 S O W 3 の半径方向内側をやはり入力軸 A N が延びている。10

【 0 0 3 6 】

第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 を固定可能なブレーキ A は空間的に見て第 3 遊星歯車組 R S 3 とは反対の平歯車段 S T S T の側に配置されている。その際、内ディスク支持体として構成されるブレーキ A の入力要素 1 2 0 は片側が軸線方向で平歯車段 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 に隣接し、反対側は相対回転不能に变速機ケース G G に結合された 1 つのケース壁 G W に軸線方向で隣接している。ケース壁 G W と变速機ケース G G は当然に一体に実施しておくこともできる。外ディスクと覆いディスクとを有するブレーキ A の 1 つのディスク束 1 0 0 は变速機ケース G G の内径部領域で大きな直径に配置されている。ディスク束 1 0 0 の外ディスク用の 1 つの連行断面は簡単には变速機ケース G G に一体化しておくことができる。しかしブレーキ A 用にも当然に 1 つの個別の外ディスク支持体を設けておくこともでき、この支持体は好適な手段を介して变速機ケース G G または变速機ケース固定ケース壁 G W と形状接合式、摩擦接合式または素材接合式に結合されている。ディスク 1 0 0 を操作するためのブレーキ A の、簡略化のためここには図示しないサーボ機構は、空間的に見てケース壁 G W とディスク束 1 0 0 との間に、しかし变速機ケースを相応に構成する場合には第 1 平歯車 S T R 1 もしくは第 3 遊星歯車組 R S 3 に向かうディスク束 1 0 0 の側にも、配置されている。20

【 0 0 3 7 】

図 3 に示す実施例においてブレーキ A の入力要素 1 2 0 の内側中心を延びる入力軸 A N はケース壁 G W に挿通され、従ってブレーキ A の配置されている自動变速機の側で、つまり平歯車段 S T S T の近傍で、外方に案内される。さらに図 3 で明らかとなるように、入力軸 A N はここでは例示的にトルクコンバータを介して、簡略化のため図示しない自動变速機原動機のロックアップクラッチおよびトーションナルダンパと結合されている。トルクコンバータは当然に好適な別の発進要素（例えば 1 つのクラッチ）と取り替えることもでき、变速機内部の切換要素の少なくとも 1 つが発進切換要素として設計されている場合省くこともできる。30

【 0 0 3 8 】

図 3 からさらに明らかとなるように、両方のブレーキ C、D は空間的に見て並べられ、軸線方向において遊星歯車組の半径方向上方の領域に配置されている。その際、ブレーキ D の外ディスクおよび覆いディスクを有する 1 つのディスク束 4 0 0 は空間的に見て第 3 遊星歯車組 R S 3 の上に、軸線方向に見て平歯車段 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 の直接横に、变速機ケース G G の内径部領域で大きな直径上に配置されている。その場合、ブレーキ D のディスク束 4 0 0 の外ディスク用の 1 つの外ディスク支持体は例示的に变速機ケース G G に一体化されているが、しかし当然に個別の部材として実施しておくこともでき、その場合この部材は好適な手段を介して变速機ケースと結合されている。円筒状内ディスク支持体として構成されるブレーキ D の 1 つの入力要素 4 2 0 は円筒 Z Y L の半径方向上方に、軸線方向で 3 つの全遊星歯車組 R S 1、R S 2、R S 3 を越えるまで延設され、4050

第1遊星歯車組R S 1のキャリヤS T 1の1つの第1キャリヤ板S T B 1 1と結合されている。この第1キャリヤ板S T B 1 1は第2遊星歯車組R S 2とは反対のキャリヤS T 1の側に配置されている。つまり図示実施例においてブレーキDの内ディスク支持体(420)は3つの全遊星歯車組R S 1、R S 2、R S 3に軸線方向で完全に被さる。しかしブレーキDのディスク束400の空間的位置は設計構成に応じて軸線方向で第2遊星歯車組R S 2の方向にずらしておくこともでき、その場合ブレーキDの内ディスク支持体(420)は少なくとも第1、第2遊星歯車組R S 1、R S 2に軸線方向で完全に被さる。

【0039】

ブレーキCの外ディスクおよび覆いディスクを有する1つのディスク束300はブレーキDのディスク束400に隣接して、空間的に見て第2遊星歯車組R S 2のほぼ上に、やはり変速機ケースG Gの内径部領域で大きな直径上に配置されている。その場合、ブレーキCのディスク束300の外ディスク用の1つの外ディスク支持体はやはり例示的に変速機ケースG Gに一体化されているが、しかし当然に個別の変速機ケース固定部材として実施しておくこともできる。製造技術上の簡素化と安価な同一部品を使用するために、両方のブレーキC、D用に同じ外ディスクおよび覆いディスクを設けておくことができる。鉢状内ディスク支持体として構成されるブレーキCの1つの入力要素320は1つの円筒状区域321と1つの円板状区域322とを有する。この円筒状区域321はブレーキDの入力要素420の1つの円筒状区域421の半径方向上方に、軸線方向で第1、第2遊星歯車組R S 1、R S 2を越えるまで延設されている。円板状区域322はこの領域内で円筒状区域321に続き、第2遊星歯車組R S 2とは反対の第1キャリヤ板S T B 1 1の側で半径方向内方に太陽歯車軸S O W 1まで延設されてこれと結合されている。既に触れたように、太陽歯車軸S O W 1はそれ自体第1遊星歯車組R S 1の太陽歯車S O 1と結合されている。つまり、図示実施例においてブレーキCの内ディスク支持体(320)は両方の遊星歯車組R S 1、R S 2に完全に被さる。しかしブレーキCのディスク束300の空間的位置は設計構成に応じて軸線方向でずらしておくこともでき、ブレーキCの内ディスク支持体(320)が少なくとも第1遊星歯車組R S 1に軸線方向で完全に被さるように第1遊星歯車組R S 1の方向か、またはブレーキCの内ディスク支持体(320)が場合によっては第3遊星歯車組R S 3に部分的に軸線方向でも被さるように第3遊星歯車組R S 3の方向のいずれかにずらすことができる。

【0040】

各ディスク300もしくは400を操作するための両方のブレーキC、Dの(図3には簡略化のため図示しない)サーボ機構を構成するための設計細部にはのちになお詳しく言及される。有意義には、これら両方のサーボ機構が軸線方向で両方のディスク束300、400の間に配置されるか、または両方のディスク束300、400が両方のサーボ機構の間に直接並べて配置されるかのいずれかである。これら両方の場合においてブレーキC、Dのサーボ機構は逆向きの操作方向を有する。

【0041】

別の2つの切換要素B、Eは第2遊星歯車組R S 2とは反対の第1遊星歯車組R S 1の側に、図3に示す実施例では(図示しない)原動機とは逆の自動変速機側に配置されている。その際、両方のクラッチB、Eは望ましくは予組立可能な1つの構造群としてまとめられている。図3から明らかとなるように、クラッチBの外ディスクおよび覆いディスクを有する1つのディスク束200は第1遊星歯車組R S 1に隣接して配置されている。クラッチEの外ディスクおよび覆いディスクを有する1つのディスク束500は、遊星歯車組R S 1とは相反するディスク束200の側で、クラッチBのディスク束200に軸線方向で直接隣接している。つまりブレーキCのディスク300はブレーキDのディスク400よりもクラッチBのディスク200近傍に配置されている。

【0042】

原動機とは相反する自動変速機の側にクラッチEの1つの入力要素520が配置されており、ここではこの入力要素が外ディスク支持体として構成され、入力軸A Nと結合されている。やはり外ディスク支持体として構成されるクラッチBの1つの入力要素220は

10

20

30

40

50

クラッチ E の入力要素 520 を介して入力軸 A N と結合されている。その場合、両方の外ディスク支持体 (220、520) は有利には 1 つの共通するディスク支持体としてまとめておくことができ、これは両方のクラッチ B、E の外ディスクおよび覆いディスクに関して一方で製造技術上の簡素化を可能とし、他方で安価な同一部品の使用も可能とする。

【0043】

内ディスク支持体として構成されるクラッチ B の 1 つの出力要素 230 は 軸線方向でブレーキ C の内ディスク支持体 (320) の円板状区域 322 に隣接して 半径方向内方に第 1 遊星歯車組 R S 1 の太陽歯車軸 S O W 1 にまで延設されてこれと結合されている。構造長を節約するために当業者なら必要な場合、クラッチ B の内ディスク支持体 (230) 10 とブレーキ C の内ディスク支持体 (320) の円板状区域 322 とを共通する部材として実施することになる。

【0044】

やはり内ディスク支持体として構成されるクラッチ E の 1 つの出力要素 530 は 軸線方向でクラッチ B の円板状内ディスク支持体 (230) とクラッチ E の外ディスク支持体 (520) の円板状区域との間で 半径方向内方に第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ軸 S T W 1 にまで延設されてこれと結合されている。既に触れたように、このキャリヤ軸 S T W 1 は太陽歯車軸 S O W 1 に中心で挿通され、第 2 遊星歯車組 R S 2 に隣接する第 1 遊星歯車組 R S 1 の側で第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ S T 1 にも第 2 遊星歯車組 R S 2 のリングギヤ H O 2 にも結合されている。

【0045】

両方のクラッチ B、E 用の（図 3 には簡略化のため図示しない）サーボ機構のさまざまな有意義な空間的配置と可能な設計細部にはのちにお詳しく述べられる。図 3 に示す配置にとって、クラッチ E の外ディスク支持体 (520) によって形成される連結室の内部にクラッチ E のサーボ機構を配置するのが有意義である。

【0046】

図 3 に示す部材配置によって、空間的に見て全体としてごくコンパクトで構造長を節約する変速機構が達成される。熱的に強く負荷されるクラッチ B のディスク 200 は有利なことに大きな直径に配置されており、5 つの全切換要素のうち静的に最も強く負荷されるブレーキ D のディスク 400 も同様である。費用節約のために両方のブレーキ C、D 用および両方のクラッチ B、E 用に同一タイプのディスクもしくは同一寸法のディスクを使用することができる。

【0047】

入力軸 A N は 既に述べたように 軸線方向に見て自動变速機の回転する全内部部材に被るので、当業者なら応用事例に応じて原動機を選択的に、図 3 に示すようにブレーキ A もしくは平歯車伝動装置も配置されている自動变速機の正面に配置するか、または両方のクラッチ B、E を有する構造群も配置されている自動变速機の相反する正面に配置することになる。

【0048】

図 4 は図 3 による自動变速機のシフトパターンと付属する变速比ステップおよび総变速比とを示す。5 つの切換要素 A ~ E のうちその都度 2 つの切換要素を選択的に係合されることによって 6 つの前進变速段がレンジシフトなしに切換可能であり、つまり或る变速段から次に高い变速段または次に低い变速段へと切換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。第 1 变速段「1」ではブレーキ A、D が係合され、第 2 变速段「2」ではブレーキ A、C が係合され、第 3 变速段「3」ではブレーキ A とクラッチ B が係合され、第 4 变速段「4」ではブレーキ A とクラッチ E が係合され、第 5 变速段「5」ではクラッチ B、E が係合され、第 6 变速段「6」ではブレーキ C とクラッチ E が係合されている。後退段「R」ではクラッチ B とブレーキ D が係合されている。その際個々の变速比ステップは、自动变速機の有利なことに高い総变速比（变速比幅）で良好な走行性を可能にする。

【0049】

10

20

30

40

50

図5は図3による第1部材配置の詳細を示しており、いまや半径方向軸および部材軸受装置と5つの切換要素A～Eのサーボ機構とが補充されている。3つの個別の遊星歯車組RS1、RS2、RS3と5つの切換要素A～Eと入力軸ANおよび出力軸ABとの運動学的連結は図3に示すスケルトン図に一致している。変速機ケースGG内部での遊星歯車組RS1、RS2、RS3と切換要素A～Eとの互いに相対的な空間的配置も事実上図3からそのまま引き継がれた。

【0050】

符号110とされたブレーキAのサーボ機構は略示されており、ブレーキAのディスク束100の、出力軸ABと作用結合された第1平歯車STR1もしくは第3遊星歯車組RS3に向き合う側に配置されている。サーボ機構110は通常どおり相応するピストン室もしくは圧力室内で軸線方向に摺動可能に支承される1つのピストンと、このピストン用の1つの戻し要素とを含む。相応する圧媒供給部を介してピストン室に圧力が付加されると、この場合ピストンはブレーキAのディスク100を戻し要素の戻し力に抗して軸線方向でケース壁GWの方向に操作し、このケース壁は図3と同様に原動機に向き合う自動変速機の外壁を形成する。その際、サーボ機構110のピストン室もしくは圧力室がケース中間壁GZに一体化されており、このケース中間壁は変速機ケースGGの一部として構成され、または相対回転不能に変速機ケースGGと結合され、変速機ケースの内径部から出発して半径方向内方に延びている。ケース中間壁GZは当然に個別の部材として実施しておくことができ、その場合この部材は好適な手段を介して相対回転不能に変速機ケースGGと結合された。ケース中間壁GZで第1平歯車STR1も支承されている。さらに、図5ではこの領域に入力軸ANとケース壁GWとの間のラジアル軸受装置と、太陽歯車軸SOW3と入力軸ANとの間のラジアル軸受装置が示唆されている。

【0051】

図3と同様に、両方のブレーキC、Dは空間的に見て半径方向で遊星歯車組RS1～RS3の上に配置され、ブレーキCは軸線方向に見て第1、(中央の)第2遊星歯車組RS1、RS2の半径方向上方の領域に配置され、ブレーキDは軸線方向に見て(中央の)第2、第3遊星歯車組RS2、RS3の半径方向上方の領域に配置されている。ブレーキAのサーボ機構110と同様に、符号310、410とされたブレーキC、Dのサーボ機構も略示されており、通常どおり相応するピストン室もしくは圧力室内で軸線方向摺動可能に支承される各1つのピストンと、各ピストン用の各1つの戻し要素とを含む。相応する圧媒供給部を介して各ピストン室に圧力が付加されると、各ピストンはこの場合ブレーキCもしくはDのディスク300もしくは400を各戻し要素の戻し力に抗して操作する。図5に示す実施例において両方のブレーキC、Dのディスク束300、400は軸線方向で直接に相隣接している。ブレーキDのサーボ機構410は平歯車STR1もしくはブレーキAもしくはケース壁GWに向き合うブレーキDのディスク束400の側に配置され、このディスク400を軸線方向でブレーキCの方向に操作する。ブレーキCのサーボ機構310はブレーキDとは反対のブレーキCのディスク束300の側に配置され、このディスク300を軸線方向でブレーキDの方向に操作する。つまり両方のサーボ機構310、410の操作方向は互いに逆向きである。

【0052】

図3と同様に、クラッチB、Eは両方とも第2遊星歯車組RS2とは相反する第1遊星歯車組RS1の側に配置され、クラッチB、Eのディスク束200、500は直接並べて配置され、クラッチBのディスク束200はクラッチEのディスク束500よりも第1遊星歯車組RS1近傍に配置され、クラッチEの入力要素とクラッチBの入力要素は1つの共通するディスク支持体ZYLB Eとして、ここでは外ディスク支持体の機能に実施されている。その際、このディスク支持体ZYLB Eが1つのハブ523を有し、このハブは駆動軸ANと結合され、1つの変速機ケース固定ハブGNで支承されている。選択された用語法から明らかとなるように、このハブ523はクラッチEの入力要素(520)に付設することができる。変速機ケース固定ハブGNは変速機ケースGGの1つの外壁の1つの円筒状突起であり、この突起は軸線方向で第1遊星歯車組RS1の方向に延設されてい

10

20

30

40

50

る。ハブGNは当然に1つのケース蓋に一体化しておくこともでき、その場合このケース蓋は好適な手段を介して相対回転不能に変速機ケースと結合されている。入力軸AN自体は図示実施例ではハブGNで支承されてもいる。さらに、クラッチB、E用に共通する外ディスク支持体(ZYLB E)は幾何学的にさまざまに構成された区域521、522、524、221を有し、これらの区域は用語法の方からクラッチEの入力要素(520)またはクラッチBの入力要素(220)のいずれかに付設されている。円板状区域522は軸線方向に見てハブのほぼ中心でハブ523と結合され、ハブ523の外径から出発して半径方向外方に延設されている。この円板状区域522の外径で円筒状区域521が円板状区域522に続き、軸線方向で第1遊星歯車組RS1の方向にクラッチEのディスク束500上にまで延設されている。その内径に円筒状区域521はクラッチEのディスク束500の外ディスクを受容するために1つの好適な連行断面を有する。さらに遊星歯車組RS1の方向に見て、円筒状区域521に(クラッチBの入力要素(220)に付設される)1つの円筒状区域221が続いている。その内径にこの円筒状区域221はクラッチBのディスク束200の外ディスクを受容するために好適な1つの連行断面を有する。図5に示す実施例ではそのことが明らかとならないとしても、クラッチE、Bの外ディスクを受容するための両方の連行断面は同一とすることができる。
10

【0053】

クラッチEのサーボ機構は符号510であり、クラッチEの入力要素520の第1円筒状区域521と円板状区域522とによって形成される連結室の内部に、つまり第1遊星歯車組RS1に向き合う円板状区域522の側に配置されている。第1円筒状区域521と、円板状区域522と、ディスク支持体ZYLB E(もしくはクラッチEの入力要素(520))のハブ523は、サーボ機構510の1つのピストン514を軸線方向摺動可能に収容する1つのピストン室もしくは圧力室511を形成する。サーボ機構510の圧力室511に圧力が付加されるとピストン514はクラッチEのディスク500を軸線方向で第1遊星歯車組RS1の方向に、サーボ機構510のここで例示的に皿ばねとして実施される1つの戻し要素513の戻し力に抗して操作する。その際、圧力室511への圧媒供給は1つの圧媒供給部518を介して行われ、この圧媒供給部は一部ではハブ523の内部、一部ではケース固定ハブGNの内部に延びている。
20

【0054】

常に入力軸ANの回転数で回転する圧力室511の動的圧力を補償するためにサーボ機構510が1つの圧力補償室512も有し、この圧力補償室は圧力室511とは相反するピストン514の側に配置され、ピストン514と1つの堰円板515とによって形成され、幾何学的には主に、少なくとも十分に完全な動的圧力補償が達成されるように設計されている。このため圧力補償室512は1つの潤滑剤供給部519を介して無圧で潤滑剤が充填され、この潤滑剤供給部519は一部ではハブ523の内部、一部では入力軸ANの内部を延びている。
30

【0055】

符号210はクラッチBのサーボ機構である。このサーボ機構210の1つのピストン室もしくは圧力室211はクラッチE、Bの共通する外ディスク支持体(ZYLB E)の円板状区域522の、クラッチEの圧力室511とは相反する側に配置されている。圧力室211はハブ523と円板状区域522とディスク支持体ZYLB E(もしくはクラッチEの入力要素(520))の1つの第2円筒状区域524とによって形成され、この第2円筒状区域524は軸線方向でクラッチEの圧力室511とは逆方向に延設されている。圧力室211の内部でサーボ機構210の1つのピストン214が軸線方向摺動可能に配置されている。圧力室211に圧力が付加されるとこのピストン214はクラッチBのディスク200を軸線方向で第1遊星歯車組RS1とは逆方向に、サーボ機構210のここで例示的に皿ばねとして実施される1つの戻し要素213の戻し力に抗して操作する。その際、ピストン214は軸線方向において両方のクラッチE、Bに共通するディスク支持体ZYLB Eに-特にその区域522、524、521、221に半径方向で完全に被さる。その際、ピストン214の1つの操作プランジャ216は圧力室211とは相反
40
50

するディスク束 200 の側からこのディスク束 200 に作用する。主にピストン 214 の幾何学的輪郭はディスク支持体 区域 522、524、521、221 によって形成されるディスク支持体 ZYLB E の外被面に適合されている。圧力室 211 への圧媒供給は 1 つの圧媒供給部 218 を介して行われ、この圧媒供給部は一部ではハブ 523 の内部、一部ではケース固定ハブ GN の内部を延びている。

【0056】

常に入力軸 AN の回転数で回転する圧力室 211 の動的圧力を補償するためにクラッチ B のサーボ機構 210 は、圧力室 211 とは相反するピストン 214 の側に配置される 1 つの圧力補償室 212 有する。この圧力補償室 212 は 1 つの堰円板 215 とディスク支持体 区域 524 の半径方向下方に配置されるピストン 214 の 1 つの区域とによって形成される。圧力補償室 212 は主に、少なくとも十分に完全な動的圧力補償が達成されるように幾何学上設計されている。このため圧力補償室 212 は 1 つの潤滑剤供給部 219 を介して無圧で潤滑剤を充填され、この潤滑剤供給部 219 は一部ではハブ 523 の内部、一部ではケース固定ハブ GN の内部を延びている。

【0057】

つまりサーボ機構 210 の圧力室 211 の空間的位置に関して、本発明に係るこの配置ではクラッチ B のディスク 200 の操作は「引張式」に行われる。それに対して、サーボ機構 510 の圧力室 511 の空間的位置に関してクラッチ E のディスク 500 の操作は「加圧式」に行われる。

【0058】

つまり円板状区域 522 は実質的に半径方向を向くディスク支持体 ZYLB E の外被面を形成し、遊星歯車組 RS1 に向き合うその側にクラッチ E のサーボ機構の圧力室 511 が配置され、また遊星歯車組 RS1 とは反対のその側にはクラッチ B のサーボ機構の圧力室 211 が配置されている。つまりディスク支持体 ZYLB E の外被面のこの領域は両方の圧力室 211、511 を相互に分離する。回転する各圧力室 211 もしくは 511 の動的圧力補償のために設けられるクラッチ B、E のサーボ機構の圧力補償室 212 もしくは 512 は、それぞれ、ディスク支持体 ZYLB E のこの外被面領域とは反対の各圧力室 211 もしくは 511 の側に配置されている。

【0059】

後続の図 6、図 7 を基に、次に、図 5 による部材配置に基づく 2 つの細部構造が説明される。図 6 は両方のクラッチ B、E を有する構造群の例示的第 1 細部構造を有する変速機部分の断面を示す。図 5 におけると同様にここでも両方のクラッチ B、E のディスク束 200、500 は直接に並べて配置されており、ディスク束 200 は第 1 遊星歯車組 RS1 に隣接して配置されている。両方のクラッチ B、E 用に 図 5 におけると同様に 1 つの共通するディスク支持体 ZYLB E が外ディスク支持体の機能で設けられており、このディスク支持体は幾何学的に異なる態様に形成される区域 221、521、525、524、522、523 に区分されている。両方の円筒状区域 521、524 と両方の円板状区域 525、522 は、ハブ 523 と一緒に、入力軸 AN に結合されるクラッチ E の入力要素を形成する。円筒状区域 221 がクラッチ B の入力要素を形成し、この入力要素はクラッチ E の入力要素を介して入力軸 AN と結合されている。

【0060】

円筒状区域 221 は、その内径に、ディスク束 200 の外ディスクを受容するための 1 つの好適な連行断面を有する。軸線方向に遊星歯車組 RS1 とは逆方向で円筒状区域 221 にクラッチ E の入力要素の第 1 円筒状区域 521 が、ここでは同じ直径上で続いている。第 1 円筒状区域 521 は、その内径に、ディスク束 500 の外ディスクを受容するための 1 つの好適な連行断面を有する。有利には両方の区域 221、521 のディスク 連行断面は同一とすることができ、そのことから両方のクラッチ B、E 用に同じ外ディスクを使用することが可能になる。1 つの止め輪 201 がその外径でクラッチ B、E の外ディスク支持体 (ZYLB E) の円筒状区域 221 のディスク連行断面内に係合し、1 つの好適な装置を介して軸線方向でディスク支持体 ZYLB E の外径部に固定されており、両方の

10

20

30

40

50

クラッチB、Eは相互に完全に独立して操作可能であり、つまりこれら両方のクラッチの一方の操作は各他方のクラッチに反作用を及ぼさない。つまり両方のクラッチB、Eのディスク束200、500は各圧力室(211、511)に圧力が付加されると軸線方向で止め輪201で支えられる。当業者には明白であるが、この止め輪201を組み立てて軸線方向で固定する前に、両方のクラッチB、Eに共通する外ディスク支持体は事前にクラッチEのサーボ機構およびディスク束500で補完されなければならない。このような軸線方向固定は、図示実施例におけるように、止め輪201上の領域で半径方向から連行断面内に追加的に持ち込まれる材料つなぎ(材料圧入部)として実施しておくことができるが、しかし例えれば追加的に実施されるディスク支持体ZYLB Eへの止め輪201のコーリングとして、または止め輪201の両横で半径方向から連行断面に追加的に持ち込まれる材料つなぎ(材料圧入部)として、またはディスク支持体ZYLB Eへの止め輪201の半径方向ピン止めとしても実施しておくことができる。別の1構成において、円筒ZYLB Eの円筒状区域211の止め輪201の代わりに、1つの半径方向内向きの材料つなぎを設けておくようすることもでき、この材料つなぎはピストン514およびディスク束500の組立後に円筒ZYLB Eの円筒状部分211内に押し込まれ、すると両方のディスク束500、200用の軸線方向当接面となる。

【0061】

ハブ523(クラッチEの入力要素のハブ)がここでは例示的に1つの連行断面を介して入力軸と形状接合式に結合されており、このハブから出発してハブのほぼ中心で第1円板状区域522が半径方向外方に延設されている。符号526はハブ523の1つの第1円筒状区域であり、この区域は遊星歯車組RS1とは反対の円板状区域522の側で軸線方向に延設されている。符号527はハブ523の1つの第2円筒状区域であり、この区域は遊星歯車組RS1に向き合う円板状区域522の側で軸線方向に延設されている。第1円板状区域522の両側に各1つの圧力室が配置されている。遊星歯車組RS1とは反対の第1円板状区域522の側で、ハブ区域526の半径方向上方に、クラッチBのサーボ機構の圧力室211が配置されている。遊星歯車組RS1に向き合う第1円板状区域522の側で、ハブ区域527の半径方向上方に、クラッチEのサーボ機構の圧力室511が配置されている。その外径で第1円板状区域522に1つの第2円筒状区域524が続き、軸線方向で遊星歯車組RS1とは逆方向に、例えはハブ523の第1円筒状区域526も延設されている程度に延設されている。ここでは第2円筒状区域524に、少なくとも十分に円板状の1つの第2区域525が続いており、この第2円板状区域は半径方向外方に、ほぼディスク束500の外径にまで、クラッチEの入力要素の第1円筒状区域521にまで延設されている。図6から明らかとなるように、ディスク支持体ZYLB E(もしくはクラッチEの入力要素)は、521、525、524、522、523の順序で互いに続くその区域に、半径方向に見て全体として蛇行状の構造を有し、1つの連結室を形成している。この連結室の内部にクラッチEのサーボ機構と、両方のクラッチB、Eのディスク束200、500が配置されている。

【0062】

ディスク支持体ZYLB E(もしくはクラッチEの入力要素)の円板状区域522と円筒状ハブ区域527はクラッチEのサーボ機構のピストン514と一緒にクラッチEのサーボ機構の圧力室511を形成する。この圧力室511に至る圧媒供給部518は一部ではクラッチB、Eの共通する外ディスク支持体の(ハブ区域527内の)ハブ523内、一部ではケース固定ハブGN内を延びている。回転する圧力室511の動的圧力を補償するためのピストン514および堰円板515によって形成される圧力補償室512は圧力室511とは相反するピストン514の側に、つまり圧力室511よりも第1遊星歯車組RS1近傍に配置されている。この圧力補償室512に至る潤滑剤供給部519は一部ではクラッチB、Eの共通するディスク支持体ZYLB Eの(ハブ区域527内の)ハブ523内、一部では入力軸AN内を延びている。例示的に皿ばねとして構成される戻し要素513はピストン514と堰円板515との間で予圧を加えられており、堰円板215は軸線方向において入力軸ANで支えられている。

10

20

30

40

50

【0063】

ディスク支持体 Z Y L B E (もしくはクラッチ E の入力要素) の円板状区域 522 と円筒状区域 524 と円筒状ハブ区域 526 はクラッチ B のサーボ機構のピストン 214 と一緒にクラッチ B のサーボ機構の圧力室 211 を形成する。空間的に見てピストン 214 はクラッチ B、E の共通するディスク支持体 Z Y L B E の蛇行状構造に実質的に追従し、軸線方向において一部ではディスク支持体 Z Y L B E の第2円筒状区域 524 と、ディスク支持体 Z Y L B E によって形成されるクラッチ E 用連結室と、クラッチ B のディスク 200 とに半径方向で完全に被さる。その際ピストン 214 は軸線方向においてクラッチ B のディスク束 200 を越え、第1遊星歯車組 R S 1 の上の領域内にまで延設されている。クラッチ B のディスク 200 を「引張」操作するために、ディスク束 200 に作用する操作プランジャ 216 はディスク束 200 の上の領域でピストン 214 に固着され、半径方向内方にディスク束 200 のほぼ内径にまで延設されている。クラッチ B のサーボ機構の圧力室 211 に至る圧媒供給部 218 は一部ではクラッチ B、E の共通するディスク支持体 Z Y L B E の(ハブ区域 526 内の)ハブ 523 内、一部ではケース固定ハブ G N 内を延びている。クラッチ B のサーボ機構も、1つの動的圧力補償部を有する。回転する圧力室 211 の動的圧力を補償するための相応する圧力補償室 212 は空間的に見てディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 524 の下方に配置されており、ピストン 214 と堰円板 215 によって形成される。この圧力補償室 212 に至る潤滑剤供給部 219 は一部ではディスク支持体 Z Y L B E の(ハブ区域 526 内の)ハブ 523 内、一部ではケース固定ハブ G N 内、一部では入力軸 A N 内に延設されている。ピストン 214 を戻すための皿ばねとして実施される戻し要素 213 は圧力補償室 212 の外側に配置され、クラッチ B、E からなる構造群の遊星歯車組 R S 1 とは相反する側でピストン 214 の1つの外面に当接している。その際、この皿ばね(213)はピストン 214 の外面と第1円筒状ハブ区域 526 の外縁に配置されるハブ 523 の支持カラーとの間で軸線方向において予圧を加えられている。10

【0064】

つまり第1円板状区域 522 は実質的にディスク支持体 Z Y L B E の半径方向を向く(ここでは十分に垂直な)外被面を形成し、遊星歯車組 R S 1 に向き合うその側にクラッチ E のサーボ機構の圧力室 511 が配置され、遊星歯車組 R S 1 とは反対のその側にクラッチ B のサーボ機構の圧力室 211 が配置されている。つまりディスク支持体 Z Y L B E のこの外被面領域が両方の圧力室 211、511 を相互に分離する。回転する各圧力室 211 もしくは 511 の動的圧力を補償するために設けられるクラッチ B、E のサーボ機構の圧力補償室 212 もしくは 512 はそれぞれ各圧力室 211 もしくは 511 の、ディスク支持体 Z Y L B E のこの外被面領域とは反対の側に配置されている。30

【0065】

他の細部として、クラッチ B のサーボ機構のピストン 214 は、空間的に見て遊星歯車組 R S 1 の上に配置されるその区域においてその外径に1つの好適な検出断面を有し、この検出断面は入力軸 回転数を算定するために1つの入力回転数センサ N A N を介して(非接触式に)走査される。

【0066】

クラッチ B の出力要素 230 は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(230)の1つの円筒状区域 231 はクラッチ B のディスク束 200 から出発して軸線方向で、ほぼ第1遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ板 S T B 11 にまで延びている。この円筒状区域 231 の外径に、ディスク束 200 の覆いディスクを受容するために1つの好適な連行断面が設けられている。クラッチ B の内ディスク支持体(230)の1つの円板状区域 232 は半径方向で第1遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ板 S T B 11 と平行に延設され、ほぼ中央直径上で円筒状区域 231 と相対回転不能に結合され、ここでは例示的にリベット止めされている。この円板状区域 232 はその内径で相対回転不能に太陽歯車 S O 1 と結合され、ここでは例示的に溶接されている。円板状区域 232 の外径がキャリヤ板 S T B 11 および円筒 Z Y L の外径よりも大きく、この円筒は遊星歯車組 R S 1 のリ4050

ングギヤH O 1に被さり、またこの円筒内にキャリヤ板S T B 1 1が形状接合式に吊り掛けられている。クラッチBの出力要素2 3 0の円板状区域2 3 2の外径領域で（この部分には図示されていない）ブレーキCの入力要素3 2 0が例示的に形状接合式に吊り掛けられている。

【0067】

クラッチEの出力要素5 3 0はやはり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（5 3 0）の1つの円筒状区域5 3 1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ほぼクラッチBの内ディスク支持体（2 3 0）の円板状区域2 3 2にまで延設されている。この円筒状区域5 3 1の外径に、ディスク束5 0 0の覆いディスクを受容するための1つの好適な連行断面が一部に設けられている。クラッチEの内ディスク支持体（5 3 0）の円筒状区域5 3 1は一部では半径方向でクラッチBの内ディスク支持体（2 3 0）の円筒状区域2 3 1のすぐ下方にも延びている。出力要素5 3 0の1つの円板状区域5 3 2は円筒状区域5 3 1に続き、半径方向内方に、クラッチBの内ディスク支持体（2 3 0）の円板状区域2 3 2と平行にキャリヤ軸S TW 1にまで延設されて相対回転不能にこれと結合され、ここでは例示的に溶接結合によって結合されている。知られているようにキャリヤ軸S TW 1は半径方向で入力軸A Nの上方、かつ太陽歯車S O 1内の中心を延び、つまり第1遊星歯車組R S 1に中心で挿通され、キャリヤ板S T B 1 1とは相反する第1遊星歯車組R S 1の側で他の（この部分図には図示しない）遊星歯車組要素に運動学的に結合されている。

【0068】

図7は、両方のクラッチB、Eを有する構造群の例示的第2細部設計を有する図5による変速機の変速機部分を断面で示す。図7と上で詳述した図6との比較から容易に明らかとなるように、（図7による）第2細部設計では両方のクラッチB、Eを有する構造群の（図6による）第1細部設計から数多くの設計特徴が引き継がれた。例えば、両方のクラッチB、Eの（圧力室2 1 1と5 1 1、ピストン2 1 4と5 1 4、戻し要素2 1 3と5 1 3、圧媒供給部2 1 8と5 1 8、圧力補償室2 1 2と5 1 2、堰円板2 1 5と5 1 5、および潤滑剤供給部2 1 9と5 1 9を有する）サーボ機構の設計構成は殆どそのまま引き継がれた。同様に図6から引き継がれたのは、クラッチEの（ハブ5 2 3、円板状区域5 2 2と5 2 5、および円筒状区域5 2 4と5 2 1を有する）入力要素が半径方向に見て蛇行状部材として、クラッチB、Eに共通する外ディスク支持体（Z Y L B E）の区域として幾何学的に構成されている点である。つまり両方のクラッチB、Eのサーボ機構の圧力室5 1 1、2 1 1は引き続き両方のクラッチB、Eに共通するディスク支持体Z Y L B Eの1つの外被面によって相互に分離されており、この外被面は実質的に第1円板状区域5 2 2によって形成される。

【0069】

両方のクラッチB、Eのディスク束2 0 0、5 0 0は確かに軸線方向に見てやはり並べて配置されているが、しかし図6とは異なりいまや半径方向でそれを有する。クラッチBのディスク束2 0 0はクラッチEのディスク束5 0 0よりも大きな直径を有する。つまり特にクラッチBのディスク束2 0 0の覆いディスクの摩擦面 内径はクラッチEのディスク束5 0 0の覆いディスクの摩擦面 外径よりも大きい。ディスク束2 0 0の直径は、ディスク束2 0 0が軸線方向に見て半径方向でこのクラッチ配置に隣接する第1遊星歯車組R S 1の上に配置できるように選択されている。このような部材組込みは、走行方向を横切って組込まれた原動機を有する車両内で車体構造のゆえに周知の著しく制限された組込空間が利用可能である変速機ケース区域において一方で変速機構造長に関して、他方で変速機ケース外径に関しても、諸利点を有する。

【0070】

同様に、ディスク支持体Z Y L B Eの（クラッチBの入力要素に付設されるべき）円筒状区域2 2 1とディスク支持体Z Y L B Eの（クラッチEの入力要素に付設されるべき）第1円筒状区域5 2 1との間の移行部は直径偏差もしくは段差も有する。クラッチBのディスク2 0 0も、その（「引張」）操作時に軸線方向でこの段差で支えられる。クラッチ

10

20

30

40

50

E のディスク 500 をその（「加圧」）操作時に軸線方向で支えるために 1 つの止め輪 501 が設けられており、この止め輪は円筒状区域 521 のディスク連行断面内に係合し、1 つの好適な装置を介して軸線方向でディスク支持体 ZYLB E の区域 521 で固定される。当業者には明白なように、この止め輪 501 を組み立てて軸線方向で固定する前に両方のクラッチ B、E に共通する外ディスク支持体 ZYLB E は事前にクラッチ E のサーボ機構およびディスク束 500 で補完しておかねばならない。このような軸線方向固定は例えれば溝としておくことができ、この溝は止め輪 501 の上方の領域の相応する軸線方向位置でディスク支持体 ZYLB E の連行断面内に半径方向で係合し、または材料つなぎ（材料圧入部）として半径方向でディスク支持体 ZYLB E の連行断面内に押し込まれている。このような軸線方向固定の別の例は、ディスク支持体 ZYLB E に対する止め輪 501 の追加的コーティング、またはディスク束 500 とは反対の止め輪 501 の側で軸線方向でこの止め輪 501 の横でディスク支持体 ZYLB E の連行断面内に半径方向で追加的に設けられる材料つなぎ（材料圧入部）であり、またはディスク支持体 ZYLB E に対する止め輪 501 の半径方向ピン止めでもある。10

【0071】

ディスク支持体 ZYLB E と入力軸 AN との間の代替的結合技術として図 7 ではいまや脱離可能な結合が例示的に設けられている。空間的に見て入力軸 AN は遊星歯車組近傍のハブ区域 527 の領域でディスク支持体 ZYLB E のハブ 523 と溶接されている。

【0072】

入力回転数センサ N A N は図 6 に比べて軸線方向で多少ずらされている。クラッチ B のサーボ機構ピストン 214 外径の検出断面は入力軸回転数を測定するために入力回転数センサ N A N によって走査され、いまや空間的に見てクラッチ E のディスク束 500 の上方に配置されている。20

【0073】

内ディスク支持体として構成されるクラッチ E の出力要素 530 は軸線方向でごく短い 1 つの円筒状区域 531 を有し、この区域の外径にディスク束 500 の覆いディスクを受容するための 1 つの好適な連行断面が設けられている。ディスク束 500 の直接横、クラッチ E のサーボ機構圧力室 511 とは反対のディスク束 500 の側で、この円筒状区域 531 に円板状区域 532 が続き、軸線方向で堰円板 515 に直接隣接して 半径方向内方にキャリヤ軸 STW1 にまで延設されてこれと結合されている。30

【0074】

内ディスク支持体として構成されるクラッチ B の出力要素 230 が 1 つの円筒状区域 231 を有し、この区域は軸線方向に見てクラッチ E のディスク束 500 の横に、またクラッチ E のサーボ機構の横にも配置され、軸線方向に見て半径方向で（図 7 では不完全に図示した）第 1 遊星歯車組の上に延設され、その外径にはディスク束 200 の覆いディスクを受容するための 1 つの好適な連行断面を有する。クラッチ E に向き合う円筒状区域 231 の側でクラッチ B の内ディスク支持体（230）の 1 つの円板状区域 232 は円筒状区域 231 に続き、軸線方向でクラッチ E のディスク束 500 の圧力室とは反対の側と内ディスク束支持体（530）の円板状区域 532 とに直接隣接して 半径方向内方に第 1 遊星歯車組の太陽歯車 SO1 にまで延設されている。つまり図 7 から明らかとなるように、クラッチ E の内ディスク支持体（530）は、図 6 とは異なり、クラッチ B の内ディスク支持体（230）によって形成される空間の内部に一部では延びていない。40

【0075】

図 7 からやはり明らかとなるように、ブレーキ C はクラッチ E とは相反するディスク束 200 の側でクラッチ B のディスク束 200 の横に配置されている。直径の点でブレーキ C のディスク 300 はクラッチ B のディスク 200 と少なくとも同様に寸法設計されている。内ディスク支持体として構成されるブレーキ C の入力要素 320 はクラッチ B の内ディスク支持体（230）と共に一体に実施されている。この入力要素 320 の円筒状区域 321 は、その外径に、ディスク束 300 の覆いディスクを受容するための好適な 1 つの連行断面を有し、クラッチ B の出力要素 230 の円筒状区域 231 に軸線方向で直接続い50

ている。製造技術上有利には両方のディスク束300、200の覆いディスク用ディスク連行断面が同一であり、これにより同一タイプの覆いディスクの使用も可能である。

【0076】

図7に付加的に示唆されたブレーキCの1つの出力要素330はディスク束300の外ディスク用の相応する1つのディスク連行断面を有する円筒状外ディスク支持体として構成され、個別の構造要素として実施されている。このような円筒は例えばブレーキCのサーボ機構もブレーキD（そのサーボ機構およびディスクを含む）全体も受容することができ、構造群として予め組立てることができる。その場合この構造群は変速機ケースに挿入され、かつ相対回転不能に固定される。

【0077】

次に図8を基に本発明に係る第2の例示的概略部材配置が詳しく述べられる。本発明に係るこの第2部材配置は図5を基に詳細に述べた本発明に係る第1部材配置に類似している。図5との主要な違いは、第2、第5切換要素B、Eのディスク束200、500の互いに相対的および第1遊星歯車組RS1に対して相対的な空間的配置、第1平歯車STR1のブレーキAおよび第3遊星歯車組RS3に対して相対的な空間的配置および支承、そしてブレーキAのサーボ機構110の空間的配置に関するものである。

【0078】

図8から明らかとなるように、両方のクラッチB、Eからなる構造群の構造とこの構造群の空間的配置は自動変速機内で全体として見て実質的に図5と同一である。図5とは異なり、ディスク束200、500は空間的に見てもはや並べられているのでなく、上下に配置されている。その際、クラッチBのディスク束200は軸線方向に見て少なくとも十分に半径方向でクラッチEのディスク束500の上に配置されている。つまり両方のディスク束200、500は第1遊星歯車組RS1に隣接して配置されている。ディスク200の有利な大きな直径はクラッチBの熱的負荷がコンセプトに起因して比較的高いことを考慮したものである。

【0079】

両方のクラッチB、E用にその入力要素220、520として1つの共通するディスク支持体ZYLB/Eが設けられており、このディスク支持体は入力軸ANと結合され、両方のクラッチB、E用に外ディスク支持体として構成されている。つまりクラッチBの入力要素220は再びクラッチEの入力要素520を介して入力軸ANと結合されている。クラッチEの入力要素520に対するクラッチBの入力要素220の幾何学的結合に至るまで、この共通する外ディスク支持体（ZYLB/E）の幾何学的、機能的構成は図5と同一である。クラッチBの入力要素220はいまや、クラッチBのディスク束200をその内径に配置した円筒状区域221の他に、1つの円板状区域222も有する。この円板状区域222は、クラッチBのサーボ機構210の圧力室211に向き合うディスク束200の側で、円筒状区域221から出発して半径方向内方にクラッチEの入力要素520の（第1）円筒状区域521に至るまで延設されてこれと結合されている。クラッチBのサーボ機構210のピストン214は図5におけるように軸線方向においてクラッチBの入力要素220およびディスク束200に半径方向で完全に被さる。既に先に図5を基に詳しく述べたように、ディスク200はサーボ機構210によって「引張式」に操作されるのに対して、クラッチEのディスク500はクラッチEのサーボ機構510によって「加圧式」に操作される。

【0080】

図8からさらに明らかとなるように、出力軸に作用結合された平歯車段の第1平歯車STR1を支承する変速機ケース固定ケース中間壁GZは空間的に見ていまや第3遊星歯車組RS3と平歯車STR1との間に、遊星歯車組RS3および平歯車STR1に軸線方向で直接隣接して配置されている。平歯車段の代わりに当然にチェーン伝動装置も設けておくことができる。ケース中間壁GZとは反対の第1平歯車STR1の側にブレーキAが配置されており、ここで内ディスク支持体として構成されるブレーキAの入力要素120の1つの円板状区域122は平歯車STR1に軸線方向で直接隣接している。ブレーキAの

10

20

30

40

50

サーボ機構 110 はいまや、自動变速機の 1 つの外壁を引き続き形成する变速機ケース固定ケース壁 G W に一体化されており、ブレーキ A のディスク 100 を軸線方向で平歯車 S T R 1 もしくは第 3 遊星歯車組 R S 1 の方向に操作する。

【 0 0 8 1 】

図 9 が一部を示す実際に実施された变速機構造の变速機断面は図 5 による变速機断面に基づくものであり、図 6 による細部設計の主要特徴を有する。図 5 から公知の 3 つの遊星歯車組 R S 1 、 R S 2 、 R S 3 と 5 つの切換要素 A ~ E との空間的配置に対して相対的に自動变速機の原動機の位置がいまや反映されている。つまり入力軸 A N と作用結合された原動機はいまや、両方のクラッチ B 、 E を有する構造群も配置されている变速機側に配置されている。しかし自動变速機の（ここでは図示されていない）出力軸と結合されたディファレンシャル D I F F は引き続き原動機近傍に配置されており、平歯車段 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 とディファレンシャル D I F F に結合（ここでは例示的にねじ止め）された平歙車段 S T S T の第 3 平歯車 S T R 3 との間に大きな軸線方向距離があり、この距離は平歯車段 S T S T のここでは側軸として構成される第 2 平歯車 S T R 2 によって橋絡される。自動变速機の（ここには図示しない）出力軸と作用結合された平歯車段の第 1 平歯車 S T R 1 は第 3 遊星歯車組 R S 3 に、第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリヤ板 S T B 3 の第 2 （中央）遊星歯車組 R S 2 とは相反する側に、直接隣接している。第 1 平歯車 S T R 1 の軸受装置 S T R L 1 は例示的に剛性円錐ころ軸受装置として実施され、直接に隣接する 2 つの円錐ころ軸受を有する。これら両方の円錐ころ軸受の軸受内輪は、軸線方向で第 3 遊星歯車組 R S 3 とは逆方向に延設される平歯車 S T R 1 の 1 つの平歯車ハブ S T R N 1 上で、軸線方向で 1 つの軸ナットを介して固定されている。これら両方の円錐ころ軸受の軸受外輪はそれぞれケース中間壁 G Z の 1 つの軸受穴に嵌挿され、軸線方向で両方の円錐ころ軸受の間で半径方向内方に延設されるケース中間壁 G Z の 1 つの当接肩部でそれぞれ支えられる。つまり平歯車 S T R 1 の平歯車ハブ S T R N 1 はケース中間壁 G Z に中心で挿通されている。

【 0 0 8 2 】

ケース中間壁 G Z が同時にブレーキ A の 1 つの出力要素 130 を形成し、この出力要素はブレーキ A のディスク束 100 の外ディスクを受容するための相応する 1 つの連行断面を有する外ディスク支持体として構成されている。その際ブレーキ A 、特にケース中間壁 G Z に一体化されたブレーキ A のサーボ機構 110 は、軸線方向に見て一部では半径方向で第 1 平歯車 S T R 1 の軸受装置 S T R L 1 の上に配置されている。ケース中間壁 G Z は相対回転不能に变速機ケース G G と結合されているが、相応する（通常の）ねじ止めは図 9 では簡略化のため図示されていない。中間軸（ S T R 2 ）の軸受装置は例示的に 2 つの円錐ころ軸受を介して支承されており、そのうち第 1 円錐ころ軸受は空間的に見て第 3 遊星歯車組 R S 3 上の領域、軸受 S T R L 1 もしくはブレーキ A とは反対の第 1 平歯車 S T R 1 の側に配置されている。その第 2 円錐ころ軸受は空間的に見てクラッチ B 、 E の相隣接するディスク束 200 、 500 上の領域に、第 1 平歯車 S T R 1 の方向から見て軸線方向で第 3 平歯車 S T R 3 の前に配置されている。この実施例では原動機側ケース壁 G W が 2 部分で実施されており、この 2 部分構成のケース壁 G W の一方の部分は 1 つのディファレンシャルカバーおよびディファレンシャル D I F F を原動機側で覆う。2 部分構成のケース壁 G W の入力軸近傍の部分には、さまざまな变速機部材に潤滑剤を供給しつつ切換要素に圧媒を供給するために 1 つのポンプとさまざまな圧媒通路が一体化されている。ブレーキ A は原動機とは反対の变速機ケース G G の正面に相応に配置されている。

【 0 0 8 3 】

ブレーキ C 、 D は全体として变速機ケースに嵌挿される予め組立可能な 1 つの構造群を形成する。この構造群は両方のブレーキ C 、 D の外ディスク支持体として構成される出力要素 330 、 430 と、両方のブレーキ C 、 D のディスク束 300 、 400 と、両方のブレーキ C 、 D のサーボ機構 310 、 410 を含む。有利には両方の外ディスク支持体 330 、 430 は、図 9 に符号 Z Y L C D とされた一体な円筒状部材として実施されており、この部材にサーボ機構 310 、 410 の部分も一体化されている。このような構造群は

10

20

30

40

50

例えば本出願人の独国特許出願公開DE10131816A1により公知である。他の細部として図9から明らかとなるように、円筒ZYLCDは横軸(STR2)の軸受装置の平歯車STR1近傍の円錐ころ軸受用の1つの軸受座も形成する。

【0084】

図10～図17を基に以下で詳しく説明する本発明に係るさまざまな部材配置では、両方のクラッチB、Eのサーボ機構がクラッチ係合時に同じ操作方向を有する。

【0085】

まず図10は本発明に係る例示的概略第3部材配置を示す。その際、本発明に係るこの第3部材配置は図8に略示した第2部材配置に類似している。

【0086】

図10から明らかとなるように、クラッチB、Eは予め組立可能な1つの構造群を形成し、この構造群は別の遊星歯車組RS2、RS3とは相反する第1遊星歯車組RS1の側に配置されている。クラッチEの入力要素520とクラッチBの入力要素220は1つの共通するディスク支持体ZYLB Eとしてまとめられており、このディスク支持体は好適な手段(連行断面、溶接結合、一体実施、...)を介して入力軸ANと結合されている。つまりクラッチBの入力要素220は引き続きクラッチEの入力要素520を介して入力軸ANと結合されている。その際、共通するディスク支持体ZYLB EはクラッチE用にその外ディスク支持体(520)、クラッチB用にその内ディスク支持体(220)を形成する。クラッチBの外ディスクおよび覆いディスクを有するディスク束200と、クラッチEの外ディスクおよび覆いディスクを有するディスク束500は、空間的に見て少なくとも十分に上下に配置されており、クラッチBのディスク束200は図8におけると同様に両方のディスク束のうち外側ディスク束であり、両方のディスク束200、500は軸線方向で第1遊星歯車組RS1の横に配置されている。

10

20

30

【0087】

本発明の前記実施例とは異なり、いまやクラッチEのサーボ機構510の圧力室511の空間的位置に関してクラッチE係合時のディスク500の操作も、クラッチBのサーボ機構210の圧力室211の空間的位置に関してクラッチB係合時のディスク200の操作も、「加圧式」に行われる。変速機内で遊星歯車組に対する両方のディスク束200、500の相対的範囲に合わせて両方のサーボ機構210、510はクラッチ係合時にそれらにそれぞれ付設されたディスク200もしくは500を軸線方向で第1遊星歯車組RS1の方向に操作する。

【0088】

選択された用語法から明らかとなるように、クラッチB、Eに共通するディスク支持体ZYLB Eの幾何学的に異なる態様に構成される区域523、522、525、521、524はクラッチEの入力要素520に付設することができる。ハブ523は入力軸ANに結合されており、それ自体、軸線方向に伸長した2つの円筒状ハブ区域527、526を有する。これら両方のハブ区域527、526は第1円板状区域522によって空間的に相互に分離されている。ハブ523の外径から出発してこの第1円板状区域522はほぼハブの中心で半径方向外方に延設され、第2円板状区域525に移行し、後者はさらに半径方向外方に延設される。ハブ区域527は遊星歯車組RS1に向き合う円板状区域522の側に配置されている。同様に、ハブ区域526は遊星歯車組RS1とは反対の円板状区域522の側に配置されている。第1円筒状区域521は第2円板状区域525の外径に続き、軸線方向で遊星歯車組RS1の方向に、クラッチEのディスク束500の上まで延設されている。その内径に第1円筒状区域521はクラッチEのディスク束500の外ディスクを受容するための1つの好適な連行断面を有する。さらに、その外径に第1円筒状区域521はクラッチBのディスク束200の覆いディスク(内ディスク)を受容するための1つの好適な連行断面を有する。第1円板状区域522の外径に第2円筒状区域524も続き、ハブ区域526の半径方向上方で軸線方向で遊星歯車組RS1とは逆方向もしくはディスク束500、200とは逆方向に延設されている。

40

【0089】

50

つまり両方のクラッチB、Eに共通するディスク支持体ZYLB/Eが1つの連結室を形成し、この連結室の内部にクラッチEとそのディスク束500およびそのサーボ機構510が配置されている。その際、クラッチEのサーボ機構510（その圧力室511、ピストン514、圧力補償室512、戻し要素513および堰円板515も含む）全体は空間的に見て少なくとも十分に半径方向でハブ区域527の上に配置されている。圧力室511はピストン514および円板状区域522とディスク支持体ZYLB/Eの円筒状ハブ区域527と円筒状区域521の一部とによって形成される。回転する圧力室511の動的圧力を補償するためのピストン514および堰円板515によって形成される圧力補償室512は圧力室511とは相反するピストン514の側に、つまり圧力室511よりも第1遊星歯車組RS1近傍に配置されている。圧力室511に至る圧媒供給部はやはり符号518、圧力補償室512に至る潤滑剤供給部は符号519である。ここで例示的に皿ばねとして実施される戻し要素513はピストン514と堰円板515との間で固定されており、堰円板515は軸線方向でディスク支持体ZYLB/Eのハブ523で支えられる。

【0090】

クラッチBのサーボ機構210の圧力室211、圧力補償室212および戻し要素213は空間的に見て半径方向でハブ区域526の上に配置されている。その際、圧力補償室212はディスク支持体ZYLB/Eの第1円板状区域522に直接隣接し、この円板状区域522と円筒状ハブ区域526と円筒状区域524とピストン214とによって形成される。つまりこの領域内でピストン214は圧力補償室212によってディスク支持体ZYLB/Eの外被面から分離されている。その際ピストン214は第2円筒状区域524に対して軸線方向摺動可能に（少なくとも十分に潤滑剤密に）、主に第2円筒状区域524の内径で、密封されている。ピストン214は軸線方向および半径方向で第2円筒状区域524を含む。圧力補償締付212の半径方向下側領域に、ここで例示的にコイルばね束として実施されてディスク支持体区域522とピストン214との間で予圧を加えられた戻し要素213が配置されており、ピストン214は圧力補償室212の領域に、全体として半径方向を向く蛇行状構造を有する。幾何学的に見てピストン214はその後の推移が、両方のクラッチに共通するディスク支持体ZYLB/Eの外輪郭に軸線方向および半径方向で少なくとも十分に追従し、最終的に軸線方向でクラッチBのディスク束200まで延設されている。

【0091】

ピストン214を操作するための圧力室211は圧力補償室212とは相反するピストン214の側に相応に配置されている。圧力室211はピストン214と円筒状ハブ区域526と1つの円筒状支持円板217とによって形成される。この支持円板217が1つの円板状区域を有し、この区域の内径はハブ523のハブ区域526に摺着され、軸線方向でハブ区域526の軸線方向外側（歯車組とは反対の）縁部の領域においてハブ523で固定され、その際ハブ523に対しても（圧媒密に）密封されている。支持円板217の円板状区域の外径に続く1つの円筒状区域は軸線方向で圧力補償室212の方向に延設されている。ピストン214は支持円板217のこの円筒状区域に対しておよび円筒状ハブ区域526に対して軸線方向摺動可能に（圧媒密に）密封されている。圧力室211に至る圧媒供給部はやはり符号218、圧力補償室212に至る潤滑剤供給部は符号219である。

【0092】

当業者には明白であるが、圧力補償室212の半径方向伸長、つまり第2円筒状区域524の直径は、主にクラッチBのクラッチ圧力の回転する圧力割合の少なくとも十分な補償が達成されるように、圧力室211の幾何学に調整されている。

【0093】

つまり図10から明らかとなるように、クラッチEのサーボ機構510の圧力室511とクラッチBのサーボ機構210の（回転する圧力室の動的圧力補償のために設けられる）圧力補償室212は両方のクラッチB、Eに共通するディスク支持体ZYLB/Eの外被面（区域522、525）に直接隣接している。クラッチBのサーボ機構210の圧力室

10

20

30

40

50

211は同様にこのディスク支持体 外被面(区域522、525)とは相反する、クラッチBのサーボ機構210の圧力補償室212の側に配置されている。クラッチEのサーボ機構510の(回転する圧力室512の動的圧力補償のために設けられる)圧力補償室512は同様にこのディスク支持体 外被面(区域522、525)とは相反する、クラッチEのサーボ機構510の圧力室511の側に配置されている。

【0094】

図8と同様に図10でもクラッチEの出力要素530は軸線方向で細く構成される内ディスク支持体として構成され、ディスク束500の内径から出発して軸線方向でクラッチEのサーボ機構510およびその圧力補償室512に隣接し、半径方向内方にキャリヤ軸S TW1まで延設されてこれと結合されている。既に何度か述べたように、キャリヤ軸S TW1は入力軸ANで支承され、第1遊星歯車組RS1の太陽歯車SO1を中心に挿通され、クラッチEの内ディスク支持体(530)と別の歯車組要素との間にパワーフロー図式に従って運動学的結合を実現する。

10

【0095】

クラッチBの出力要素230はいまや外ディスク支持体として構成され、クラッチディスク束200の外ディスク用の好適な連行断面をその内径に設けられた1つの円筒状区域231と1つの円板状区域232とを有し、この円板状区域はディスク束200の操作側とは反対の円筒状区域231の側でこの区域231に続き、半径方向内方に第1遊星歯車組RS1の太陽歯車SO1まで延設されてこれと結合されている。

20

【0096】

ブレーキCの入力要素320は円筒状内ディスク支持体として構成され、軸線方向に見て半径方向で第2、第1遊星歯車組RS2、RS1の上方に延設され、第1遊星歯車組RS1に完全に被さる。クラッチBに向き合うその側でブレーキCの内ディスク支持体(320)の円筒状区域321はクラッチBの外ディスク支持体(230)、ここでは例示的にその円筒状区域231に突接し、好適な手段を介してこれと(例えば形状接合式または素材接合式に)結合されている。別の1構成において例えば、ブレーキCの内ディスク支持体(320)の円筒状区域321(またはブレーキCの内ディスク支持体全体)とクラッチBの外ディスク支持体(230)の円筒状区域231を一体に実施しておくようになることもできる。

30

【0097】

図10からさらに明らかとなるように、第1平歯車STR1は例示的に変速機ケースGGの1つの内壁で支承され、この内壁は変速機の内部空間内を半径方向に延設されている。つまりこの内壁はいわば図8に示すケース中間壁を形成し、但しいまや固定変速機ケース区域として形成する。図8におけると同様に、両方のブレーキC、Dは空間的に見て並べられた遊星歯車組RS1、RS2、RS3上の領域に配置され、ブレーキDは主として第3遊星歯車組RS3上に配置され、ブレーキCは主として(中央の)第2遊星歯車組RS2上に配置されている。図8とは異なり、両方のブレーキC、Dのサーボ機構310、410の操作方向は各ディスク束300、400の操作時に同一向きである。係合時に両方のサーボ機構310、410はそれぞれに付設されたディスク束300もしくは400を軸線方向で第1遊星歯車組RS1の方向もしくは両方のクラッチB、Eからなる構造群の方向に操作する。

40

【0098】

次に図11が一部を示す実際に実施された変速機構造の変速機断面は図10による変速機断面に基づいている。両方のクラッチB、Eを有する構造群の構成は図10で提案された配置に一致しており、この構造群の(同じ符号を付けた)個々の要素を再度詳しく述べることは殆ど省くことができる。両方のクラッチに共通するディスク支持体ZYLB Eの設計構成について、ここに示した製造技術上および費用上好ましい実施形態のディスク支持体ZYLB Eを再度指摘しておく。図11で明らかとなるように、ディスク支持体ZYLB Eは2部分構成の構造体として実施されている。ディスク支持体ZYLB Eの第1構造要素は鋳物または鍛造品または旋削品であり、ディスク支持体ZYLB Eのディスク支

50

持体 ハブ 523 と第1円板状区域 522 と第2円筒状区域 524 とを含む。ディスク支持体 ZYLB E の第2構造要素は板成形品であり、ディスク支持体 ZYLB E の（ほぼ）円板状の第2区域 525 と円筒状第1区域 521 とを含む。ディスク支持体 ZYLB E の両方の構造要素は互いに結合され、ここでは例示的に溶接されている。ディスク支持体 ZYLB E のこの設計構成によって、クラッチ B の（外側にある）ディスク束 200 の覆いディスク用ディスク 連行断面とクラッチ E の（内側にある）ディスク束 500 の外ディスク用連行断面は有利なことに1作業工程で、当該ディスクの連行断面を相応に適宜に調整して、製造することができる。細部として付加的になお2つの止め輪 201、501 が書き込まれている。止め輪 201 はクラッチ B のディスク束 200 用軸線方向当接面として役立ち、この当接面でこのディスク束 200 はサーボ機構 210 の圧力室 211 に圧力が付加されると支えられる。止め輪 501 はクラッチ E のディスク束 500 用軸線方向当接面として役立ち、この当接面でこのディスク束 500 はサーボ機構 510 の圧力室 511 に圧力が付加されると支えられる。両方の止め輪 201、501 は軸線方向において好適な手段を介してディスク支持体 ZYLB E に固定されている。図示実施例において止め輪 201、501 はこのためディスク支持体 ZYLB E の相応に形成された溝に嵌挿されている。

【0099】

ブレーキ C、D は、全体として変速機ケースに嵌挿される予組立可能な構造群を形成する。この構造群は両方のブレーキ C、D の外ディスク支持体として構成される出力要素 330、430 と、両方のブレーキ C、D のディスク束 300、400 と、両方のブレーキ C、D のサーボ機構 310、410 を含む。有利なことに両方の外ディスク支持体 330、430 は一体な円筒状部材 ZYLCD として実施されており、この部材にサーボ機構 310、410 の部品も一体化されている。両方のディスク束 300、400 は共通する外ディスク支持体 ZYLCD のほぼ円筒中心の当接肩部によって軸線方向で相互に分離されている。サーボ機構 310、410 のピストン 314、414 は各ディスク束 300 もしくは 400 の外側正面にそれぞれ配置されている。サーボ機構 310、410 の戻し要素 313、413 は空間的に見て半径方向で各ディスク束 300 もしくは 400 の上にそれぞれ配置されている。つまり、サーボ機構 310 もしくは 410 の各圧力室 311 もしくは 411 に圧力が付加される結果として各ブレーキ C もしくは D の係合時の両方のサーボ機構 310、410 の操作方向は互いに逆向きである。このような構造群は本出願人の獨国特許出願公開 DE 10 13 1816 A1 により公知である。ブレーキ C は、ブレーキ D よりも、両方のブレーキ B、E を有する構造群の近傍に配置されている。軸線方向に見て、ブレーキ C は第1、第2（中央）遊星歯車組 RS1、RS2 の半径方向上の領域に配置され、ブレーキ D は第2（中央）、第3遊星歯車組 RS2、RS3 の半径方向上の領域に配置されている。

【0100】

細部としてここでなお触れておくなら、ブレーキ C 用にここでは例示的に2つの互いに独自に操作可能な圧力室 311 が設けられており、圧力室は両方ともディスク束 300 に作用する。これによりブレーキ C の係合圧力は両方の圧力室 311 の差圧として制御可能もしくは調節可能である。これは、知られているように、被切換トルクのゆえにその切換圧力レベルが相互に著しく相違した複数のシフト方式において当該切換要素をかみ合わせねばならない場合に特別好ましい。別の1構成において、付加的にまたは専らでもブレーキ D 用に2つの互いに独自に操作可能な圧力室を設けておくことも当然予定しておくことができる。

【0101】

他の細部として、ブレーキ D のサーボ機構 410 の戻し要素 413 はピストン 414 に作用する液圧操作可能な圧力室として例示的に構成されていることをなお指摘しておく。当業者なら、このような液圧ピストン戻し装置を必要なら差圧制御もしくは差圧調節用にも利用する。別の1構成において、付加的にまたは専らでもブレーキ C 用にこのような液圧ピストン戻し装置を設けておくことも当然予定しておくことができる。このような液圧

ピストン戻し装置は機械的戻し要素と、例えば液圧ピストン戻し装置の環状圧力室内に配置される皿ばねと、または液圧ピストン戻し装置の環状圧力室内に配置される平行に接続されたコイルばねの束と、当然組合せることもできる。

【0102】

図11から明らかとなるように、クラッチB、ブレーキCおよびブレーキDのディスク200、300、400は少なくとも近似的に同じ直径を有する。クラッチBの出力要素(外ディスク支持体)230は例示的に円筒状板構造体として実施され、その円板状区域232の最小直径で第1遊星歯車組RS1の太陽歯車SO1と結合(ここでは例示的に溶接)されている。ブレーキCの入力要素320(内ディスク支持体)は例示的に環状板構造体として実施され、空間的に見て第1遊星歯車組RS1のキャリヤの、クラッチEに向き合うキャリヤ板STB11のほぼ半径方向上で、かつほぼクラッチBのディスク200の直径上でクラッチBの外ディスク支持体(230)の円板状区域232に結合(ここでは例示的にリベット止め)されている。ブレーキDの入力要素(内ディスク支持体)420はやはり例示的に円筒状板構造体として実施され、軸線方向に見て第1、第2遊星歯車組RS1、RS2に半径方向で完全に被さり、その際一部ではブレーキCの内ディスク支持体(320)の半径方向下方を延び、その最小直径は、クラッチB、Eに向き合う第1遊星歯車組RS1のキャリヤ板STB11の外径で、第1遊星歯車組RS1のリングギヤHO1の基準ピッチ円直径よりも多少小さい直径上で、このキャリヤ板STB11と結合され、ここでは例示的に溶接されている。

【0103】

他の細部として図11に書き込まれたパーキング歯車PSRは軸線方向に見て第3遊星歯車組RS3のキャリヤST3の第2遊星歯車組RS2とは相反するキャリヤ板STB3の半径方向上に配置されている。その際、キャリヤ板STB3とパーキング歯車PSRは一体に実施されている。知られているようにパーキング歯車PSRの外径に1つの周設歯断面が設けられており、変速機出力部をロックするために(簡略化のため図11には図示しない)1つのパーキングポールがこの歯断面内に係合できる。円筒ZYLは個々の歯車組要素の運動学的連結に応じて第3遊星歯車組RS3のキャリヤ板STB3と第1遊星歯車組RS1のリングギヤHO1との間に結合を実現し、パーキング歯車PSRの歯断面の下方にキャリヤ板STB3の相応する軸線方向凹部に挿通され、軸線方向において歯車組とは反対の側で固定されている。

【0104】

図11からさらに明らかとなるように、遊星歯車組組合せ体の出力回転数(ここでは第1遊星歯車組RS1のリングギヤHO1に結合された第3遊星歯車組RS3のキャリヤST3の回転数)を自動変速機の(簡略化のため図11には図示しない)出力軸に伝達するために例示的にやはり1つの平歯車伝動装置STSTが設けられている。その場合この平歯車伝動装置STSTの第1平歯車STR1は空間的に見て軸線方向で第3遊星歯車組RS3とブレーキAとの間に、一方で軸線方向において第3遊星歯車組RS3の太陽歯車SO3と(中央遊星歯車組RS2とは反対の第3遊星歯車組RS3の側に配置される)キャリヤ板STB3とに直接隣接して、他方で軸線方向においてブレーキAの内ディスク支持体(120)に直接隣接して配置されている。図示実施例において平歯車STR1とキャリヤ板STB3との間に形状接合式結合が設けられており、相応する連行断面は空間的に見てキャリヤ板STB3の内径に配置されている。遊星歯車組の方向で第1平歯車STR1の斜歯の軸線方向力を支えるために平歯車STR1と太陽歯車SO3との間に1つのスラスト軸受が配置されている。第1平歯車STR1の剛性円錐ころ軸受装置として実施される軸受装置は符号STR1であり、例示的に2つの直接相隣接した円錐ころ軸受を含む。これら両方の円錐ころ軸受の軸受内輪は、軸線方向で第3遊星歯車組RS3とは逆方向に延設される第1平歯車STR1の平歯車ハブSTRN1上で、軸線方向において1つの軸ナットを介して固定されている。これら両方の円錐ころ軸受の軸受外輪はそれぞれ1つの軸受板LAGの1つの軸受穴に嵌挿され、軸線方向で両方の円錐ころ軸受の間で半径方向内方に延びる軸受板LAGの1つの当接肩部でそれぞれ支えられている。平歯車軸受

10

20

30

40

50

装置 S T R L 1 の両方の個々の円錐ころ軸受の代わりに、例えば 1 つの円錐ころ複合軸受または 1 つの深溝玉軸受装置も当然設けておくことができる。

【 0 1 0 5 】

軸受板 L A G 自体はケース中間壁 G Z の相応する 1 つの軸受板穴に嵌挿され、かつこのケース中間壁 G Z とねじ止めされている。つまり平歯車 S T R 1 の平歯車ハブ S T R N 1 は軸受板 L A G とケース中間壁 G Z とに中心で挿通され、この軸受板とケース中間壁は歯車組とは反対の第 1 平歯車 S T R 1 の側に配置されている。ケース中間壁 G Z 自体はその外径の領域において（歯車組とは反対の第 1 平歯車 S T R 1 の側で）変速機ケース G G とねじ止めされている。平歯車とは反対のケース中間壁 G Z の側でケース壁 G W は軸線方向においてケース中間壁 G Z に隣接し、やはりこれとねじ止めされている。図 1 1 に示す実施例においてケース壁 G W はやはり変速機ケース G G の外壁を形成し、この外壁は入力軸 A N と作用結合される（ここには図示しない）原動機に向き合っている。つまり両方のクラッチ B、E を有する構造群は原動機とは反対の変速機側に配置されている。図示実施例においてケース壁 G W は同時に、自動变速機の切換要素に圧媒を供給しあつ幾つかの切換要素、歯および軸受装置に圧媒を供給するための 1 つのオイルポンプの 1 つのポンプケースでもある。それに応じてケース壁 G W にもケース中間壁 G Z にも、圧媒および潤滑剤を供給するためのさまざまな通路が一体化されている。10

【 0 1 0 6 】

ブレーキ A はケース壁 G W に直接隣接して、軸線方向でケース壁 G W（ポンプケース）と軸受板 L A Gとの間に配置されている。その際、ブレーキ A の外ディスク支持体として構成される出力要素 1 3 0 がケース中間壁 G Z に一体化されている。同様に、ケース中間壁 G Z はそのポンプ側に十分に大きな 1 つの軸線方向穴を有し、この穴の内径に、ブレーキ A のディスク束 1 0 0 の外ディスクを受容するための好適な連行断面が設けられている。その際、ブレーキ A のディスク束 1 0 0 の外径は軸受板 L A G の外径よりも多少大きい。ブレーキ A のディスク束 1 0 0 は軸線方向でケース壁 G W（もしくはポンプケース）に直接隣接している。ケース壁 G W とは相反するディスク束 1 0 0 の側で軸受板 L A G の半径方向外側領域は軸線方向でディスク束 1 0 0 に隣接している。設計上の細部解決としてブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 が軸受板 L A G に一体化されている。同様に、軸受板 L A G が 1 つのピストン室もしくは圧力室 1 1 1 を有し、その内部にこのサーボ機構 1 1 0 の 1 つのピストン 1 1 4 が軸線方向摺動可能に配置されている。この圧力室 1 1 1 に（簡略化のため図 1 1 には図示しない非回転式圧媒通路を介して）圧力が付加されるとピストン 1 1 4 はブレーキ A のディスク束 1 0 0 を軸線方向でケース壁 G W の方向に、ここで例示的に皿ばねとして実施される戻し要素 1 1 3 の戻し力に抗して操作する。この戻し要素は軸線方向において軸受板 L A G の相應に構成される 1 つの鍔部で支えられる。つまりブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 は空間的に見て十分に平歯車伝動装置 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 の軸受装置 S T R L 1 の上に配置されている。20

【 0 1 0 7 】

他の設計上の細部解決として軸受板 L A G はブレーキ A のディスク側からケース中間壁 G Z に嵌挿されている。ケース中間壁 G Z に対する軸受板 L A G のねじ止めはやはりブレーキ A のディスク側から行われる。極力大きな直径でのねじ止めを達成するために、ブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 の圧力室 1 1 1 内に、軸線方向でサーボ機構 1 1 0 のピストン 1 1 4 とは逆向きの皿穴が設けられており、皿穴は圧力室 1 1 1 の周面に配設され、軸受板ねじ止め部のねじ頭部を受容する。30

【 0 1 0 8 】

それとともにケース中間壁 G Z と、平歯車軸受装置 S T R L 1 および第 1 平歯車 S T R 1 を有する軸受板 L A G と、サーボ機構 1 1 0 およびディスク束 1 0 0 を有するブレーキ A は、全体として変速機ケース G G 内に嵌挿可能な予組立可能な 1 つの構造群を形成する。例えば、まずケース中間壁 G Z を変速機ケース G G 内に嵌挿し、引き続き、平歯車軸受装置 S T R L 1 および第 1 平歯車 S T R 1 と予組立てされた軸受板 L A G をケース中間壁 G Z 内に嵌挿し、次にブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 を軸受板 L A G に取付け、最後にブ4050

ブレーキ A のディスク束 100 をケース中間壁 GZ 内に嵌挿することも、やはり好ましい組立経過（組立方向の反転なしの）として当然予定しておくことができる。

【0109】

ブレーキ A の入力要素 120 は 1 つの内ディスク支持体であり、例示的に円筒状板構造体または鍛造構造体として実施されている。軸線方向で短く構成されたこの内ディスク支持体（120）が 1 つの円筒区域 121 を有し、この区域の外径にはブレーキ A のディスク束 100 の覆いディスクを受容するための 1 つの連行断面が設けられており、その内径の下方にブレーキ A のサーボ機構の戻し要素 113 が配置されている。この円筒状区域 121 のケース壁 GW に向き合う側でブレーキ A の内ディスク支持体（120）の円板状区域 122 が円筒状区域 121 に続き、半径方向内方に太陽歯車軸 SOW1 の 1 つのハブ状区域にまで延設されてこれと溶接されている。太陽歯車軸 SOW3 はやはり好適な 1 つの連行断面を介して第 3 遊星歯車組 RS3 の太陽歯車 SO3 と形状接合式に結合されており、太陽歯車軸 SOW3 はブレーキ A の内ディスク支持体（120）のハブと解釈することもできる。入力軸 AN はやはり半径方向で太陽歯車軸 SOW3 の内部を延び、ケース壁 GW に中心で挿通されている。10

【0110】

平歯車伝動装置の第 2 平歯車 STR2 は平歯車伝動装置 STST の第 1 平歯車 STR1 とここには図示しない第 3 平歯車との間に 1 つの中間歯車を形成する。平歯車伝動装置の所要の伝達比とここにはやはり図示しない自動变速機出力軸の正しい回転方向とを実現するために第 2 平歯車 STR2 が多段歯車として実施され、第 1 平歯車 STR1 の歯とかみ合う第 1 歯と第 3 平歯車の歯とかみ合う第 2 歯とを有する。空間的に見て第 2 平歯車 STR2 の第 2 歯は原動機近傍に、軸線方向に見てブレーキ A の半径方向上の領域に配置されている。20

【0111】

次に図 12 を基に図 10 もしくは図 11 による本発明に係る变速機の第 3 の例示的細部構造が説明される。その際、図 12 は第 1 遊星歯車組 RS1 とこれに隣接する両方のクラッチ B、E を有する構造群との領域における变速機部分断面を示しており、優先的に入力軸 AN の構成に関係している。図 10 および図 11 とは異なり、両方のクラッチ B、E に共通するディスク支持体 ZYLB/E の入力軸 AN とハブ 523 はもはや一体（図 10）または溶接（図 11）とされているのでなく、いまや 1 つの好適な連行断面を介して形状接合式に互いに結合されている。入力軸 AN と第 2（中央）遊星歯車組 RS2 の太陽歯車 SO2 との間の結合も、好適な連行断面による形状接合式結合として実施されている。これにより入力軸 AN は材料節約的にかつ費用上好ましいことに細い軸として作製することができる。30

【0112】

次に図 13 を基に図 10 もしくは図 11 による本発明に係る变速機の例示的第 4 細部構造が説明される。その際、図 13 は両方のブレーキ C、D を有する構造群の領域における变速機部分断面を示しており、優先的にブレーキ C のサーボ機構 310 の構成に関係している。図 11 とは異なり、但し図 10 におけると同様に、両方のブレーキ C、D のサーボ機構 310、410 の操作方向は各ブレーキ C もしくは D の係合過程時に同一向きであり、ここでは例示的に軸線方向でクラッチ B、E を有する隣接構造群の方向を向いている。図 11 におけると同様に、ブレーキ C、D の両方のディスク束 300、400 用に 1 つの共通する外ディスク支持体 ZYLCD が設けられている。図 11 におけると同様に、両方のブレーキ C、D のサーボ機構 310、410 の部品もこの共通する外ディスク支持体 ZYLCD の内部に配置されている。その際、ブレーキ D のサーボ機構 410 は図 11 におけると同一に実施されている。ブレーキ C の操作方向が図 11 に比べて回されているのでいまやブレーキ C のサーボ機構 310 のピストン室もしくは圧力室 311 も、共通する外ディスク支持体 ZYLCD に完全に一体化することができよう。同様に、ピストン室もしくは圧力室 311 内に軸線方向摺動可能に配置されるピストン 314 はいまやブレーキ D に向き合うディスク束 300 の側に配置されている。圧力室 311 に至る相応する圧媒供4050

給部は符号 318 であり、一部では外ディスク支持体 ZYLCD の内部、一部では外ディスク支持体 ZYLCD を相対回転不能に嵌挿された变速機ケース GG の内部を延びている。

【 0113 】

他の設計上の細部として図 13 には 1 つの加圧皿体 313a が設けられており、この加圧皿体は皿ばねとして実施される戻し要素 313 のばね力をピストン 314 に伝達する。この皿ばね(313)は空間的に見て半径方向でピストンとは反対のディスク束 300 の最終ディスクの上に配置され、その外径の領域において軸線方向で外ディスク支持体 ZYLCD の外側鍔部で支えられる。その環状ピストン当接面 313b から出発して加圧皿体 313a は半径方向外方にディスク束 300 の外ディスク用外ディスク支持体 ZYLCD のディスク連行断面のまじかにまで延設され、そこで加圧皿体 313a の 1 つの溝付き区域 313c に移行している。この溝付き区域 313c は軸線方向において前記ディスク連行断面の領域で軸線方向を向く対応する凹部の内部でディスク 300 の半径方向上方を延び、軸線方向で皿ばね(313)の内径にまで延びてこれに当接する。つまり加圧皿体 313a はディスク束 300 に実質的に被さる。10

【 0114 】

次に図 14 を基に図 10 もしくは図 11 による本発明に係る变速機の例示的第 5 細部構造が説明される。その際、図 14 は第 1 遊星歯車組 RS1 とこれに隣接する両方のクラッチ B、E を有する構造群との領域における变速機部分の断面を示しており、優先的にクラッチ B のディスク 200 に至る冷媒供給部に関係している。20

【 0115 】

クラッチ B の圧力補償室 212 の領域および両方のクラッチ B、E に共通するディスク支持体 ZYLB/E の第 1 円筒状区域 521 の領域における付加的冷媒供給部に至るまで、両方のクラッチ B、E を有する構造群の設計構成は先に図 10、図 11 で詳細に述べた構成に殆ど一致している。明確にするために主要な符号は図 14 で引き継がれた。

【 0116 】

図 10、図 11 とは異なり、ディスク支持体 ZYLB/E の(第 1)円板状区域 522 の、クラッチ E のサーボ機構圧力室 511 とは相反する側に、いまや付加的に 1 つの冷媒室 212a が配置されており、この冷媒室を介して、クラッチ B のディスク束 200 を冷却するための冷媒量が送られかつ中間貯蔵される。この冷媒室 212a を形成するために、かつクラッチ B のサーボ機構の圧力補償室 212 からこの冷媒室 212a を区画するために、1 つの堰円板 215 が、(第 1)円板状区域 522 と(第 2)円筒状区域 524 とかなるディスク支持体 ZYLB/E と、クラッチ B のサーボ機構のピストン 214 との間に嵌挿されている。この堰円板 215 は例示的にばね板として実施され、ディスク支持体 ZYLB/E の前記外被面区域の輪郭に適合されており、空間的に見て軸線方向でディスク支持体 ZYLB/E の円板状区域 522 の横、半径方向で円筒状区域 524 の上方に前記冷媒室 212a が形成される。その際、堰円板 215 は堰円板 215 とディスク支持体 ZYLB/E の前記外被面区域との間に距離を確保する 2 つの当接面を有する。一方で堰円板 215 は圧力室 511 とは反対の円筒状区域 524 の側の領域において半径方向でこの円筒状区域 524 に少なくとも十分に潤滑剤密に当接し、かつ半径方向でこの当接面の下方でクラッチ B のサーボ機構のピストン 214 に対して(例示的に市販の O リングを介して)軸線方向摺動可能に潤滑剤密に密封されている。他方で堰円板 215 は空間的に見てクラッチ B のサーボ機構の(ここでは平行に接続されたコイルばねからなる) 戻し要素 213 の直径領域においても軸線方向でディスク支持体 ZYLB/E の円板状区域 522 に当接し、堰円板 215 のこの当接面が溝または凹部を有し、これらを通して潤滑剤は半径方向で冷媒室 212a に流入できる。3040

【 0117 】

つまり付加的冷媒室 212a は堰円板 215 とディスク支持体 ZYLB/E の円筒状区域 524 とディスク支持体 ZYLB/E の(第 1)円板状区域 522 の(半径方向上側)部分とによって形成される。同様に、クラッチ B のサーボ機構の圧力補償室 212 はいまやデ50

イスク支持体 Z Y L B E の（第1）円板状区域 522 の別の（半径方向下側）部分と堰円板 215 とディスク支持体 Z Y L B E のハブ 523 のハブ区域 526 とクラッチ B のサーボ機構のピストン 214 とによって形成される。圧力補償室 212 に至る潤滑剤供給部は再び符号 219 であり、一部ではディスク支持体 Z Y L B E の（ハブ区域 526 内の）ハブ 523、変速機ケース固定ハブ G N および入力軸 A N の内部を延びている。冷媒室 212 a への潤滑剤供給は圧力補償室 212 の方から行われ、つまりこの領域では付加的軸穴および / またはハブ穴が必要でない。この構成は、クラッチ制御の機能にとって重要なクラッチ B の圧力補償室 212 がまず充填されるという他の利点を有する。次に十分な量の潤滑剤が用意されたなら、クラッチ B の冷媒室 212 a の充填は自動的に行われる。

【0118】

10

冷媒室 212 a の領域においてディスク支持体 Z Y L B E の（第2）円筒状区域 524 が少なくとも 1 つの半径方向冷媒穴 219 a を有し、この穴を介して、冷媒室 212 a に中間貯蔵された潤滑剤は冷媒としてクラッチ B のディスク 200 へと転送される。クラッチ E のディスク 200 への相応する冷媒供給は図 14 に符号 219 b とした矢印で書き込まれている。冷媒穴 219 a の半径方向上方の領域で冷媒供給部 219 b は空間的に見てまずクラッチ E のサーボ機構のピストン 514 とディスク支持 Z Y L B E の少なくとも十分に円板状の（第2）区域 525 との間を延び、引き続きディスク支持体 Z Y L B E の（第1）円筒状区域 521 の領域において軸線方向でクラッチ E のディスク束 500 の外ディスク用ディスク連行断面の溝に沿って延び、そこから円筒状区域 521 の相応する半径方向穴または凹部を介して半径方向外方にクラッチ B のディスク束 200 の覆いディスク用ディスク連行断面の領域内に延びている。コンセプトに起因して強い熱負荷を受けるクラッチ B のディスク束 200 の効果的冷却がこうして達成される。

20

【0119】

他の設計細部として図 14 にはクラッチ B、E の両方のディスク束 200、500 の費用節約的軸線方向固定装置が示してある。その際、両方のクラッチ B、E に共通するディスク支持体 Z Y L B E の第1円筒状区域 521 の半径方向下方に配置されるクラッチ E のディスク束 500 は軸線方向で 1 つの止め輪 501 によって固定されている。ディスク束 500 はクラッチ E のサーボ機構ピストン 514 の操作時にこの止め輪 501 で支えられる。その際この止め輪 501 は相応する 1 つの溝に挿入されており、この溝は円筒状区域 521 の内径から出発して半径方向外方にディスク束 500 の外ディスク用ディスク支持体 Z Y L B E の連行断面に押し込まれている。ディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 521 の内径へのこの押込みは、それはそれで、ディスク束 200 の外ディスク用ディスク支持体 Z Y L B E の連行断面の領域において円筒状区域 521 の外径での材料 接続部 202 を引き起こす。クラッチ B のこの材料 接続部 202 はいまやクラッチ B のディスク束 200 用軸線方向当接面として利用される。つまりクラッチ B のサーボ機構ピストン 214 の操作時にディスク束 200 は材料 接続部 202 で支えられる。

30

【0120】

次に図 15 は、図 10 に示す概略第3部材配置に基づく本発明に係る例示的概略第4部材配置を示す。本発明に係る第3部材配置に対する変更は実質的に、直列に並べて配置される 3 つの遊星歯車組 R S 1、R S 2、R S 3 に対する、および両方のクラッチ B、E を有する構造群に対する、両方のブレーキ C、D の空間的配置に関係している。図 15 から明らかとなるように、ブレーキ C は軸線方向に見ていまや両方のクラッチ B、E の構造群の半径方向上の領域に配置されている。ブレーキ C のディスク 300 はその際少なくとも十分に半径方向でクラッチ B のディスク束 200 の上に配置されている。それとともに外ディスク支持体として構成されるクラッチ B の出力要素 230 は設計上簡単に、ブレーキ C のディスク束 300 の覆いディスク受容用の 1 つの連行断面を出力要素 230 の円筒状区域 231 の外径に付加的に設けておくことによって、同時にブレーキ C 用内ディスク支持体（入力要素 320）として構成しておくことができる。ブレーキ C のディスク 300 を操作するためのサーボ機構 310 は例示的にクラッチ B もしくはクラッチ E のサーボ機構 210、510 と同じディスク側に、つまり遊星歯車組 R S 1 とは反対のディスク束 3

40

50

00の側に配置されている。

【0121】

当業者には明白であるが、3つのディスク 切換要素（E、B、C）のこのような配置は半径方向上下で比較的大きな変速機直径を帰結する。つまり図15に示唆したように、これら3つの半径方向で上下に設けられる切換要素（E、B、C）を原動機近傍の変速機側に配置すると好ましいことがある。なぜならば、車両のこのエンジンルーム領域には大抵の場合比較的大きな半径方向取付空間が変速機用に利用できるからである。

【0122】

図15でさらに明らかとなるように、ブレーキDは空間的に見ていまや第1遊星歯車組RS1上の領域、つまり軸線方向でブレーキCの近傍に配置されている。これにより両方のブレーキC、Dは必要なら、例えば先に図11または図13による細部構造に示唆したように予組立可能な構造群としてまとめることができる。

10

【0123】

次に図16は、図15に略示した第4部材配置に基づく本発明に係る例示的概略第5部材配置を示す。軸線方向に見て半径方向でクラッチBのディスク束200の上でのブレーキCの空間的配置から出発してブレーキCは ディスクブレーキとして構成される代わりに いまやバンドブレーキとして実施されている。その際、バンドブレーキ（C）は単巻または多巻の単式バンドブレーキとしても複式バンドブレーキとしても実施しておくことができる。それとともにブレーキCの摩擦パッドは幾何学的に市販のブレーキバンド303として構成され、少なくとも1つの（簡略化のため図16には図示しない）ロックを介して変速機ケースGGに固定されている。ブレーキバンド303は軸線方向に見て少なくとも部分的に半径方向でクラッチBのディスク束200の上に配置されている。

20

【0124】

本発明によれば、クラッチBの出力要素230はクラッチBの外ディスク支持体もブレーキCの入力要素としてのブレーキバンド303用の内側摩擦面も形成する。クラッチBの出力要素230は相応に円筒として構成され、1つの円筒状区域231を有し、この区域の内径にはクラッチBのディスク束200の外ディスクを受容するための1つの連行断面が配置されており、またその外径は摩擦パッドを備えたブレーキバンド303用の相手面として構成されている。クラッチBの出力要素230の円板状区域232は円筒状区域231を第1遊星歯車組RS1の太陽歯車軸SOW1もしくは太陽歯車SO1と結合する。

30

【0125】

ブレーキCをこのようにバンドブレーキとして構成することによって、半径方向で上下に配置される3つの切換要素E、B、Cの領域において自動変速機用の半径方向取付空間需要は先に図15に示した本発明に係る第4部材配置に比べて著しく減少している。他の利点として、ブレーキCが接続されていないすべての変速機動作範囲において、非切換状態のときバンドブレーキが周知の如くに多板ブレーキに比べて低減したドラグトルクを有することに起因して変速機効率は改善される。多板ブレーキは基本的に設計上バンドブレーキに取替え可能であるので、本発明に係る自動変速機の別の諸構成において、ブレーキCの代わりに、またはブレーキCを補足しても、第2～第6前進変速段のとき切換えられないブレーキDおよび/または第5、第6前進変速段および後退段のとき切換えられないブレーキAをバンドブレーキとして実施するように予定しておくこともできる。当業者ならバンドブレーキによる多板ブレーキのこの置換を必要なら意味に即して本発明に係る前記別の部材配置においても行うことになる。

40

【0126】

他の細部として付加的に1つのフライホイールFDが設けられており、これは運動学的にブレーキDと平行に接続され、変速機の牽引動作時（つまり入力軸ANから出力軸ABへと変速機内部でトルクが推移するとき）ブレーキDの入力要素420を（フライホイールFDの好適な締付体を介して）変速機ケースGGで支える。変速機の惰行動作時（つまり出力軸ABから入力軸ANへと変速機内部でトルクが推移するとき）フライホイールF

50

Dはロールオーバされる。車両惰行時に変速機の第2変速段から第1変速段への惰行シフトは快適性を損なうことが知られているが、その場合に切換快適性を高めるために付加的フライホイールのこのような取付を予定しておくことができる。

【0127】

当業者なら当然に、本発明に係る第5部材配置の諸特徴を、必要な場合意味に即して、本発明に係る残りの部材配置および細部構造と組合せることになる。

【0128】

次に図17は本発明に係る例示的概略第6部材配置を示す。その際、この概略第6部材配置は図15に示した概略第4部材配置に類似しており、一義的には、両方のクラッチB、Eを有する構造群の両方のサーボ機構の圧力室および圧力補償室の構成と配置とに関係している。両方のクラッチB、Eに対してやはり1つの共通するディスク支持体ZYLB-Eが設けられており、この支持体はクラッチE用に外ディスク支持体、クラッチB用に内ディスク支持体を形成する。クラッチB、Eの両方のディスク束200、500はやはり第1遊星歯車組RS1に向き合うディスク支持体ZYLB-Eの側に配置され、クラッチ係合時にクラッチBもしくはEの各サーボ機構210もしくは510によって軸線方向で遊星歯車組RS1の方向に操作される。その際、ディスク束200は空間的に見て半径方向でディスク束500の上に配置されている。両方のサーボ機構210、510はやはりそれぞれ1つの動的圧力補償部も有する。しかし図17によれば両方のサーボ機構210、510の圧力室211、511と圧力補償室212、512との互いに相対的な空間的位置は図15に比べて変更されている。

10

20

【0129】

図17から明らかとなるように、クラッチB、Eに共通するディスク支持体ZYLB-Eは幾何学的に区域523、522、521、222に区分されている。ハブ523と円板状区域522と円筒状区域521はクラッチEの入力要素に付設することができ、円板状区域222はクラッチBの入力要素に付設することができる。そのことは選択された用語法からも明らかとなる。ハブ523は入力軸ANと結合されている。遊星歯車組RS1とは反対のハブ523の側で円板状区域522はハブ523に続き、半径方向外方に、クラッチEのディスク束500の外径にほぼ一致した直径上まで延設されている。円筒状区域521は円板状区域522の外径でこの円板状区域に続き、軸線方向でクラッチEのディスク束500の上まで、第1遊星歯車組RS1の比較的近くにまで延設される。その内径に円筒状区域521はディスク束500の外ディスクを受容するための1つの連行断面を有する。既に先に何度か述べたように、ディスク支持体ZYLB-Eの円筒状区域521と円板状区域522が1つの連結室を形成し、この連結室の内部にディスク500とサーボ機構510が（圧力室511、ピストン514、戻し要素513、圧力補償室512および堰円板515と一緒に）、ディスク支持体ZYLB-Eのハブ523の半径方向上方で配置されている。その際、サーボ機構510の圧力室511はディスク支持体ZYLB-Eの区域521、522、523とサーボ機構510のピストン514とによって形成され、圧力補償室512はピストン514とサーボ機構510の堰円板515とによって形成される。圧力補償室512は圧力室511よりも遊星歯車組RS1近傍に配置されている。

30

【0130】

40

さらに、ディスク支持体ZYLB-Eの円筒状区域521は遊星歯車組RS1に向き合う側でその外径に、クラッチBのディスク束200の覆いディスクを受容するための1つの連行断面を有する。軸線方向でこのディスク連行断面の横、遊星歯車組RS1とは反対のディスク連行断面の側で、ディスク支持体ZYLB-Eの円板状区域222は円筒状区域521に続き、円筒状区域521の外径から出発して半径方向外方に、クラッチBのディスク束200の外ディスクの中央直径よりも主に小さい直径にまで延設されている。

【0131】

クラッチBのサーボ機構210のピストン室もしくは圧力室211と圧力補償室212とを形成するために1つの円筒状支持円板217が設けられており、この支持円板は空間的に見て半径方向でディスク支持体ZYLB-Eの円筒状区域521の上方に配置されてい

50

る。その際この支持円板 217 が 1 つの円板状区域を有し、この区域の内径は円筒状区域 521 の軸線方向で外側の（歯車組とは反対の）縁部の領域においてディスク支持体 ZYLB E のこの円筒状区域 521 に摺着され、この領域において軸線方向で円筒状区域 521 で固定され、この場合円筒状区域 521 に対しても（圧媒密に）密封されている。支持円板 217 の円板状区域の外径に続く 1 つの円筒状区域は軸線方向でディスク束 200 もしくは遊星歯車組 RS1 の方向に延設されている。円筒状支持円板 217 とディスク支持体 ZYLB E の円筒状区域 521 がサーボ機構 210 のピストン室もしくは圧力室 211 を形成し、圧力室の内部にサーボ機構 210 のピストン 214 が軸線方向摺動可能に配置されている。その際、ピストン 214 は支持円板 217 の円筒状区域に対して、およびディスク支持体 ZYLB E の円筒状区域 521 に対して、軸線方向摺動可能に（圧媒密に）密封されている。圧力室 211 に至る符号 218 とされた圧媒供給部は一部では半径方向穴としてディスク支持体 ZYLB E の円板状区域 522 およびハブ 523 内を延びている。
10

【0132】

サーボ機構 210 のピストン 214 は 支持円板 217 と同様に ディスク束 200 の方向に開口した円筒として構成されており、円筒底は圧力室 211 に対する分離面を形成する。ピストン 214 の円筒状外被はディスク支持体 ZYLB E の円筒状区域 222 に被さり、軸線方向でクラッチ B のディスク束 200 まで延設されている。ピストン 214 の円筒底とディスク支持体 ZYLB E の円板状区域 222 との間でサーボ機構 210 の戻し要素 213 が、ここでは例示的にコイルばねを平行に接続された環状束として固定されている。
20

【0133】

サーボ機構 210 の圧力補償室 212 を形成するためにピストン 214 の円筒状外被はディスク支持体 ZYLB E の円板状区域 222 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。圧力補償室 212 はピストン 214 とディスク支持体 ZYLB E の円板状区域 222 とディスク支持体 ZYLB E の円筒状区域 521 とによって相応に形成される。この圧力補償室 212 はクラッチ E の圧力補償室 512 から潤滑剤が無圧で充填される。このためディスク支持体 ZYLB E の円筒状区域 521 にもクラッチ B のサーボ機構 510 のピストン 514 にも半径方向穴が設けられており、これらの穴は圧力補償室 212 もしくは圧力補償室 512 に通じている。符号 219 は相応する潤滑剤供給部である。
30

【0134】

つまり図 17 から明らかとなるように、クラッチ B のサーボ機構 210 は空間的に見て半径方向でクラッチ E のサーボ機構 510 の上に配置されており、それぞれ両方の圧力室 211 と 512 、それぞれ両方の圧力補償室 212 と 512 、そしてそれぞれ戻し機構 313 と 513 も、空間的に見てほぼ半径方向で上下に配置されている。両方のクラッチ B 、 E に共通して両方の圧力室 211 、 511 もしくは両方の圧力補償室 212 、 512 を相互に分離するディスク支持体 ZYLB E の外被面の区域は基本的にディスク支持体 ZYLB E の円筒状区域 521 である。

【0135】

図 17 からさらに明らかのように、遊星歯車組とクラッチ B 、 E の構造群とに対する（ディスク束 300 もしくは 400 とサーボ機構 310 もしくは 410 を有する）両方のブレーキ C 、 D の相対的空間的配置は図 15 に示す本発明に係る第 4 部材配置と同一である。
40

【0136】

図 18 ~ 図 20 を基に以下ではさまざまな細部設計を詳しく説明するが、これらの細部設計は平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置と合わせてブレーキ A の配置および構成に関係しており、基本的に本発明に係る前記さまざまな部材配置および細部設計と意味に即して組合せ可能である。知られているように前記平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置は（3つの個別の遊星歯車組からなる）連結された遊星歯車伝動装置の出力部と自動変速機の出力軸との間に運動学的結合を実現する。
50

【0137】

次に図18は例示的第6細部構造を有する変速機部分の断面を示す。この場合、平歯車伝動装置の第1平歯車STR1は空間的に見て軸線方向で第3遊星歯車組RS3とブレーキAとの間に、一方で軸線方向で第3遊星歯車組RS3の太陽歯車SO3と（中央遊星歯車組RS2とは反対の第3遊星歯車組RS3の側に配置される）キャリヤ板STB3とに直接隣接して、他方で軸線方向でブレーキAの内ディスク支持体として構成される入力要素120に直接隣接して配置される。図示実施例において平歯車STR1とキャリヤ板STB3との間に形状接合式結合が設けられており、相応する連行断面は空間的に見てキャリヤ板STB3の内径に配置されている。遊星歯車組の方向で第1平歯車STR1の斜歯の軸線方向力を支えるために平歯車STR1と太陽歯車SO3との間に1つのスラスト軸受が配置されている。第1平歯車STR1の軸受装置TRL1は、2つの直接に相隣接した円錐ころ軸受を有する剛性円錐ころ軸受装置として実施されている。これら両方の円錐ころ軸受の軸受内輪は、軸線方向で第3遊星歯車組RS3とは逆方向に延設される第1平歯車STR1の1つの平歯車ハブSTRN1上で、軸線方向において1つの軸ナットを介して固定されている。これら両方の円錐ころ軸受の軸受外輪は1つの軸受板LAGの各1つの軸受穴に嵌挿され、軸線方向において両方の円錐ころ軸受の間で半径方向内方に延びる軸受板LAGの当接肩部でそれぞれ支えられる。つまり平歯車STR1の平歯車ハブSTRN1は、歯車組とは反対の第1平歯車STR1の側に配置される軸受板LAGを中心に挿通される。平歯車軸受装置TRL1の個々の両方の円錐ころ軸受の代わりに例えば円錐ころ複合軸受または1つの深溝玉軸受装置も当然設けておくことができる。

10

20

【0138】

軸受板LAG自体は変速機ケースGGの相応する軸受板穴に直接嵌挿され、軸線方向においてこの軸受板穴領域に配置される変速機ケースGGの当接肩部で支えられ、変速機ケースGGとねじ止めされる。軸線方向組立方向としてここでは例示的に、（平歯車軸受装置TRL1および第1平歯車STR1と予め組立てられた）軸受板LAGが軸線方向で遊星歯車組RS3の方向で変速機ケースGGに嵌挿されるようになっている。

【0139】

ブレーキAは遊星歯車組RS3とは反対の軸受板LAGの側に配置されている。その際、ブレーキAのディスク束100は、そして内ディスク支持体（120）も、軸線方向で軸受板LAGに直接隣接している。ブレーキAの外ディスクおよび覆いディスクを有するディスク束100の外径はここでは例示的に軸受板LAGの外径よりも多少大きい。ブレーキAの外ディスク支持体（130）は変速機ケースGGに一体化されている。同様に変速機ケースGGは変速機ケースGGの軸受板穴の遊星歯車組とは反対の側で、この軸受板穴の直接横の領域に、この軸受板穴よりも多少大きい直径上に、ブレーキAのディスク束100の外ディスクの外側断面を受容するための1つの好適な内側断面を有する。ブレーキAのディスク束100の軸受板LAGとは相反する側にケース壁GWが配置されており、このケース壁にブレーキAのサーボ機構110も部分的に一体化されている。サーボ機構110は係合時にブレーキAのディスク束100を軸線方向で軸受板LAGの方向に操作し、ディスク束100は軸線方向で軸受板LAGで支えられる。つまりブレーキAは直接にケース壁GWと軸受板LAGとの間に配置されている。

30

40

【0140】

平歯車段の第1平歯車を支承した軸受板を変速機ケースに固着するための選択的1構成において、軸受板の外径がブレーキAのディスク束の外径よりも大きく、この軸受板がいまや一部では、ブレーキAのディスク束の上方の直径領域内でケース外壁GWに軸線方向で当接するようにすることもできる。その場合、軸受板は変速機ケースの内部からケース外壁と直接ねじ止めされており、ねじ止めの力を案内する相応するねじは空間的に見て半径方向でブレーキAのディスク束の上に配置されている。ケース外壁自体は周知の如くに変速機ケースとねじ止めされている。つまりブレーキAのパワーフローはその操作時有利なことに被密封ケース分離継目を経由してはいない。

【0141】

50

軸受板の1つの代替的設計構成において、平歯車段の第1平歯車の前記ハブを省くこともでき、その場合この第1平歯車の円錐ころ軸受装置もしくは深溝玉軸受装置は空間的に見て半径方向で半径方向で第1平歯車の歯の下方に配置されている。その際、円錐ころ軸受装置もしくは深溝玉軸受装置の軸受外輪は第1平歯車の相応する軸受穴に嵌挿されているが、しかし円錐ころもしくは玉の軌道が第1平歯車に直接一体化されている場合にはまったく省くこともできよう。円錐ころ軸受装置もしくは深溝玉軸受装置の軸受内輪は軸受板のハブ状区域で固定しておくことができ、この区域は軸線方向で第3遊星歯車組R S 3の方向に延設され、第1平歯車に中心で挿通される。

【0142】

設計上の細部解決として図18では既に示唆したようにブレーキAのサーボ機構110は単に部分的にケース壁GWに一体化されている。図示実施例においてこのケース壁GWは一方で自動変速機の原動機近傍の外壁、しかし他方で同時に、自動変速機の切換要素に圧媒を供給しあつ幾つかの切換要素、歯および軸受装置に圧媒を供給するための1つのオイルポンプの1つのポンプケースである。それに応じてケース壁に、圧媒および潤滑剤を供給するためのさまざまな通路が一体化されている。また、ケース壁GWに案内車軸LRWは相対回転不能に嵌挿され、例えばねじ止めされている。一方でこの案内車軸LRWは、原動機と入力軸との間のパワーフロー中に介装された1つの発進要素、例えば1つのトリロックコンバータのトルクを支えるための一一種のケース固定ハブを形成する。その際発進要素は運動学上変速機内部空間の外側で案内車軸LRWの1つの軸区域LRWWに結合されている。他方で、この案内車軸LRWの1つのフランジ区域LRWFにも、圧媒および潤滑剤を供給するためのさまざまな通路が一体化されている。さらにこの案内車軸LRWは軸線方向で比較的短い1つの円筒状区域LRWZを有し、この区域は軸線方向で変速機内部空間の方向に延設されている。案内車軸LRWのこの円筒状区域LRWZの外径はブレーキAのサーボ機構110のピストン室もしくは圧力室111の内径を形成し、同様にブレーキAのサーボ機構110のピストン114の1つの軸線方向内側摺動面を形成する。このピストンは軸線方向摺動可能に円筒状区域LRWZの半径方向上方に配置されている。サーボ機構110のピストン室もしくは圧力室111の外径と、サーボ機構110のピストン114の相応する軸線方向外側摺動面は、案内車軸LRWのフランジ区域LRWFの外径よりも大きな直径上でケース壁GW（もしくはポンプケース）の軸線方向窪みによって形成される。それとともにサーボ機構110の圧力室111はピストン114とケース壁GWと案内車軸LRWのフランジ区域LRWFと円筒状案内車軸区域LRWZとによって形成される。この圧力室111に至る（非回転式）圧媒供給部は図18では簡略化のため図示されていない。ピストンを戻すためのサーボ機構110の戻し要素113はここでは皿ばねとして実施され、一方でピストン外径の領域で軸線方向においてピストン114で支えられ、他方でブレーキAの外ディスク用変速機ケースGGのディスク連行断面の領域において変速機ケースGGで支えられる。

【0143】

ブレーキAの入力要素120は内ディスク支持体であり、例示的に円筒状板構造体として実施されている。軸線方向で短く構成されたこの内ディスク支持体（120）が1つの円筒状区域121を有し、この区域の外径にはブレーキAのディスク束100の覆いディスクを受容するための1つの連行断面が設けられている。この円筒状区域121のケース壁GWに向き合う側でブレーキAの内ディスク支持体（120）の少なくとも部分的に円板状の区域122が円筒状区域121に続き、フランジ状案内車軸区域LRWFと平行に半径方向内方に太陽歯車軸SOW3の1つのハブ状区域にまで延設され、この太陽歯車軸にブレーキA内ディスク支持体（120）のこの円板状区域122が溶接されている。太陽歯車軸SOW3はやはり好適な1つの連行断面を介して第3遊星歯車組R S 3の太陽歯車S O 3と形状接合式に結合されており、太陽歯車軸SOW3はブレーキAの内ディスク支持体（120）のハブと解釈することもできる。入力軸ANはやはり半径方向で太陽歯車軸SOW3の内部を延び、ケース壁GWに嵌挿された案内車軸LRWに中心で挿通されている。

10

20

30

40

50

【0144】

次に図19は例示的第7細部構造を有する変速機部分の断面を示しており、図18に比べて変更された第3遊星歯車組RS3と平歯車伝動装置の第1平歯車STR1に対するブレーキAの相対的空间配置に關係している。変速機ケースでの平歯車STR1の軸受装置は図18から引き継がれた。平歯車STR1が1つの平歯車ハブSTRN1を相応に有し、この平歯車ハブは軸線方向で遊星歯車組RS3とは逆方向に延設されている。平歯車ハブSTRN1の外径に、平歯車軸受装置TRL1の直接並べて配置される2つの円錐ころ軸受の軸受内輪が摺着され、軸線方向で軸ナットを介して平歯車ハブSTRN1に固定されている。両方の円錐ころ軸受の軸受外輪は変速機ケース固定軸受板LAG内で支承されている。平歯車STR1を第3遊星歯車組RS3のキャリヤST3に運動学的に結合するために平歯車ハブSTRN1の内径に、軸線方向に見て半径方向で平歯車STR1の歯の下方に連行 内側断面が設けられており、この内側断面内にキャリヤ軸STW3の対応する連行 外側断面が係合する。このキャリヤ軸STW3は前記連行断面から出発して、軸線方向において第2(中央)遊星歯車組RS2の方向にそのキャリヤST2まで延設され、その際第3遊星歯車組RS3の太陽歯車SO3に中心で挿通されている。第2遊星歯車組RS2に向き合う第3遊星歯車組RS3の側でキャリヤ軸STW3が第3遊星歯車組RS3のキャリヤST3と結合されている。図19に示す実施例においてキャリヤST3とキャリヤ軸STW3は一体に実施されている。

【0145】

ブレーキAは空間的に見て半径方向で第3遊星歯車組RS3の上に配置されている。ブレーキAの入力要素120は、第3遊星歯車組RS3に一部で被さる円筒状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(120)の円板状区域122は第3遊星歯車組RS3のキャリヤ板STB3と平行に延設され、第3遊星歯車組RS3を平歯車STR1から空間的に分離する。その内径で円板状区域122は第3遊星歯車組RS3の太陽歯車SO3と結合され、ここでは例示的に溶接されている。この領域に1つのスラスト軸受も配置されており、この軸受はブレーキAの内ディスク支持体(120)の円板状区域122を平歯車STR1から分離する。内ディスク支持体(120)の円板状区域122は半径方向外方に、第3遊星歯車組RS3のキャリヤ板STB3の外径よりも多少大きい直径もしくは円筒ZYLの外径よりも多少大きい直径にまで延設され、これを介してキャリヤ板STB3が別の1つの(ここには図示しない)遊星歯車組要素と結合されている。円板状区域122の外径にブレーキAの内ディスク支持体(120)の円筒状区域121が続き、軸線方向で第2(中央)遊星歯車組RS2の方向に延設されている。円筒状区域121の外径にはブレーキAのディスク束100の覆いディスクを受容するための1つの連行断面が設けられている。図19では、ブレーキAの外ディスク支持体として構成される出力要素130とディスク束100を操作するためのサーボ機構(そのうちここにはピストン114の一部のみ図示)が示唆されているだけである。

【0146】

最後に図20は例示的第8細部構造を有する変速機部分の断面を示し、今回はチェーン伝動装置と合わせて第3遊星歯車組RS3に対して相対的なブレーキAの変更された空間的配置にやはり關係している。図20によるこの細部構造の主要要素は本出願人の先行刊行されていない独国特許出願DE10236607.1の対象であり、その開示内容は本発明の内容にも含まれるものとする。

【0147】

図20による第8細部構造に相応して、3つの個別の遊星歯車組から連結された遊星歯車伝動装置の出力要素と自動変速機の出力軸との間の作用結合として1つのチェーン伝動装置が設けられている。このチェーン伝動装置の図20に示唆したチェーンは符号KT、このチェーン伝動装置の遊星歯車伝動装置側(第1)スプロケットは符号KTR1である。この被動(第1)スプロケットKTR1とブレーキAは両方とも軸線方向で第3遊星歯車組RS3に隣接し、ブレーキAは半径方向でスプロケットKTR1のスプロケット歯の下方に配置されている。

10

20

30

40

50

【0148】

この被動(第1)スプロケットKTR1は幾何学的に、(第3)遊星歯車組RS3の方向に開口した円筒として構成され、1つのハブ区域KTRN1と1つの円板状スプロケット区域KTRS1と1つの円筒状スプロケット区域KTRZ1とを有する。この円筒状スプロケット区域KTRZ1は軸線方向においてブレーキAの外径よりも大きい直径、特にブレーキAの外ディスク支持体として構成される出力要素130の外径よりも大きい直径上に延設されている。その外径に円筒状スプロケット区域KTRZ1は一方で回転数およびトルクを伝達するためにチェーンKTが係合する1つの好適なチェーン歯と他方でここでは例示的に付加的に1つのパーキング歯とを有する。このパーキング歯に、自動変速機の変速機ケースで出力軸をロックするための(簡略化のためここには図示しない)パーキングポールが係合できる。つまりスプロケットKTR1の円筒状スプロケット区域KTRZ1が同時に1つのパーキング歯車PSRを形成する。図20に示す実施例において(パーキング歯車PSRに付設されるべき)パーキング歯はスプロケットKTR1のチェーン歯よりも第3遊星歯車組RS3近傍に配置されている。遊星歯車組RS3とは反対の円筒状スプロケット区域KTRZ1の側で円板状スプロケット区域KTRS1が円筒状スプロケット区域KTRZ1に続き、半径方向内方にスプロケットKTR1のハブ区域KTRN1まで延設されている。後になお詳細に説明するように、このハブ区域KTRN1はやはり変速機ケース固定案内車軸LRWのハブルRWN上で支承されている。遊星歯車組RS3に向き合うその側で円筒状スプロケット区域KTRZ1は第3遊星歯車組RS3のキャリヤ板STB3と主に形状接合式に結合されている。図示実施例において円筒状スプロケット区域KTRZ1の軸線方向に伸長して相応に構成された指片がキャリヤ板STB3の対応する軸線方向凹部内に係合し、これらの凹部は周方向で配設され第3遊星歯車組RS3のリングギヤHO3のほぼ直径に配置されている。10

【0149】

つまり被動スプロケットKTR1の円筒状スプロケット区域KTRZ1が1つの円筒室を形成し、この円筒室の内部にブレーキAが配置されている。既に触れたように、外ディスクおよび覆いディスクを有するディスク束100は軸線方向で遊星歯車組RS3のキャリヤ板STB3に直接隣接している。ブレーキAの内ディスク支持体として構成される入力要素120は幾何学的に、遊星歯車組RS3の方向で閉じた鉢の形状であり、ディスク束100の覆いディスクを受容するための1つの連行断面をその外径に設けられた1つの円筒状外被面と1つの底とを有する。この底はキャリヤ板STB3と平行に半径方向内方に延設され、その内径で第3遊星歯車組RS3の太陽歯車SO3と結合され、ここでは例示的に溶接されている。ブレーキAの外ディスク支持体として構成される出力要素130は幾何学的に遊星歯車組RS3の方向に開口した鉢として相応に構成され、この鉢の内部にブレーキAのサーボ機構110とディスク束100が配置されている。図示実施例においてこの外ディスク支持体(130)が1つのハブ133を有し、このハブは1つの好適な連行断面を介して変速機ケース固定案内車軸LRWと形状接合式に結合されている。ブレーキAの外ディスク支持体(130)の円筒状外被面の内径にはディスク束100の外ディスクを受容するための1つの連行断面が設けられている。サーボ機構110のピストン114はこの外ディスク支持体(130)の円板状、ハブ状外被面に隣接し、これらの外被面区域と一緒にサーボ機構110の圧力室111を形成する。その際、ピストン114は一部では軸線方向で外ディスク支持体(130)の円板状外被面とディスク束100との間に、一部では軸線方向に見て半径方向でディスク束100の下方に配置されている。つまり、圧力室111に圧力が付加されるとピストン114はディスク束100を軸線方向で隣接遊星歯車組RS3の方向に、戻し要素113の力に抗して操作する。この戻し要素はここでは例示的に直列に接続された2つの皿ばねからなり、皿ばねはハブ133で支えられる。30

【0150】

図18におけると同様に、変速機ケース固定案内車軸LRWは一方で原動機と入力軸との間のパワーフロー中に介装された1つの発進要素、例えば1つのトリロックコンバータ4050

のトルクを支えるための一一種のケース固定ハブを形成する。その際発進要素は運動学上変速機内部空間の外側で案内車軸 L R W の 1 つの軸区域 L R W W に結合されている。他方で、この案内車軸 L R W は半径方向に伸長した 1 つのフランジ区域 L R W F を有し、この区域は遊星歯車組 R S 3 とは反対のスプロケット K T R 1 の側で変速機内部空間を閉鎖する。さらにこの案内車軸 L R W は軸線方向で変速機内部空間の方向に延設される 1 つの円筒状ハブ区域 L R W N を有し、この区域は幾何学的に 2 つの区域 L R W N 1 、 L R W N 2 に区分されており、フランジ近傍区域が符号 L R W N 1 、遊星歯車組近傍区域が符号 L R W N 2 である。空間的に見て半径方向でフランジ近傍区域 L R W N 1 の上でスプロケット K T R 1 が支承されている。相応する軸受は例示的に構造空間節約的ラジアルニードル軸受として構成され、符号 K T R L 1 とされている。スプロケット K T R 1 を軸線方向で支えるために 2 つのアキシャルニードル軸受 K T R L 2 、 K T R L 3 が設けられており、アキシャルニードル軸受 K T R L 2 は軸線方向で変速機ケース固定案内車軸 L R W のフランジ区域 L R W F とスプロケット K T R 1 との間に配置され、アキシャルニードル軸受 K T R L 3 は軸線方向でスプロケット K T R 1 とブレーキ A の外ディスク支持体 (130) のハブ近傍外被面との間に配置されている。10

【 0 1 5 1 】

さらに図 20 にはブレーキ A のサーボ機構 110 の圧室 111 に至る 1 つの圧媒供給部 118 が書き込まれており、この圧媒供給部は一部では案内車軸 L R W とブレーキ A の外ディスク支持体 (130) のハブ 133 との内部を延びている。20

【 0 1 5 2 】

当業者なら案内車軸 L R W のフランジ区域 L R W F とハブ区域 L R W N を必要なら変速機ケースもしくは変速機ケース壁の一部として実施することにもなる。20

【 0 1 5 3 】

他の細部として図 20 には通常形式の出力回転数センサ N A B が書き込まれており、このセンサは自動変速機出力軸の回転数および / または回転方向を判定するためにパーキング歯車 P S R の歯断面を走査する。

【 0 1 5 4 】

既に触れたように、自動変速機の入力軸と出力軸との互いに相対的な軸線平行な配置に関する前記スケルトン図は例示と見做すことができる。当業者なら、本発明に係る提案された個々の部材配置および細部構造の主要特徴を必要なら意味に即して入力軸と出力軸との互いに相対的な別の空間的配置でも応用することになる。互いに同軸ではない軸配置の変更態様として、自動変速機の入力軸と出力軸が互いに角度を成して、例えば走行方向に沿って原動機を有する車両駆動系統（「フロント縦置原動機」または「リヤ縦置原動機」）の場合 90 度の相対角度で、または例えば自動車内の窮屈な取付空間に駆動系統を適合するために 90 度意外の相対角度でも、延びているようにすることもできる。このような用途用に自動変速機内で平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置の代わりに 1 つのベルギヤ伝動装置（必要ならハイポイド歯付き）、またはベベロイド歯付きの 1 つの平歯車伝動装置も設けておくことができる。自動変速機の入力軸と出力軸が互いに同軸に延びた（「標準原動機」）車両も広く普及している。本発明に係る提案された個々の部材配置および細部構造の主要特徴は意味に即して、同軸な入力軸と出力軸とを有するこのような自動変速機にも簡単に転用可能である。その場合、望ましくは（入力軸と同軸に延びる）出力軸は第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 3 遊星歯車組 R S 3 の側に、ブレーキ A も配置されている自動変速機側に配置されている。その場合、出力軸はブレーキ A にも第 3 遊星歯車組 R S 3 にも中心で挿通される。30

【 0 1 5 5 】

既に触れたように、3 つの個別の遊星歯車組の歯車組要素相互のおよび 5 つの切換要素および自動変速機入出力軸に対する運動学的連結に関する図 3 ~ 図 20 の基礎にあるスケルトン図は例示と見做すことができる。独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 の技術の現状により、個々の歯車組要素の運動学的連結の変更態様が公知であり、そこでは図 3 ~ 図 20 の基礎にある従来の運動学的歯車組連結とは異なり、第 1 遊星歯車組 R S 1 の4050

リングギヤH O 1と第2遊星歯車組R S 2のキャリヤS T 2と出力軸A Bとが互いに常時結合され、第3遊星歯車組R S 3のキャリヤS T 3が第2遊星歯車組R S 2のリングギヤH O 2と常時結合され、第1遊星歯車組R S 1のキャリヤS T 1が第3遊星歯車組R S 3のリングギヤH O 3と常時結合され、3つの個別の遊星歯車組R S 1、R S 2、R S 3の運動学的連結がその他の点で変わらない場合5つの切換要素A～Eおよび入力軸に結合されている。当業者なら、個々の切換要素および出力側平歯車もしくはチェーン伝動装置に関する図3～図20で先に提案された配置および設計細部の発明上重要な特徴を必要なら意味に即してこの改良された歯車組連結にも転用することになる。

【図面の簡単な説明】

【0 1 5 6】

【図1】技術の現状によるスケルトン図である。

10

【図2】技術の現状による図1の選択的部材配置を示す。

【図3】本発明に係る例示的第1概略部材配置を示す。

【図4】図3による変速機のシフトパターンを示す。

【図5】図3による第1部材配置の詳細図である。

【図6】例示的第1細部構造を有する図5による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図7】例示的第2細部構造を有する図5による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図8】本発明に係る例示的第2概略部材配置を示す。

【図9】図5による例示的変速機の変速機部分の断面を示す。

【図10】本発明に係る例示的第3概略部材配置を示す。

20

【図11】図10による例示的変速機の変速機部分の断面を示す。

【図12】例示的第3細部構造を有する図10もしくは図11による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図13】例示的第4細部構造を有する図10もしくは図11による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図14】例示的第5細部構造を有する図10もしくは図11による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図15】本発明に係る例示的第4概略部材配置を示す。

【図16】本発明に係る例示的第5概略部材配置を示す。

【図17】本発明に係る例示的第6概略部材配置を示す。

30

【図18】例示的第6細部構造を有する変速機部分の断面を示す。

【図19】例示的第7細部構造を有する変速機部分の断面を示す。

【図20】例示的第8細部構造を有する変速機部分の断面を示す。

【符号の説明】

【0 1 5 7】

A 第1切換要素、ブレーキ

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 D 第4切換要素のフライホイール

40

Z Y L B E 第2、第5切換要素のディスク支持体

Z Y L C D 第3、第4切換要素の外ディスク支持体

A N 入力軸

A B 出力軸

G G 变速機ケース

G W ケース壁

G N 变速機ケース固定ハブ

G Z ケース中間壁

L A G 軸受板

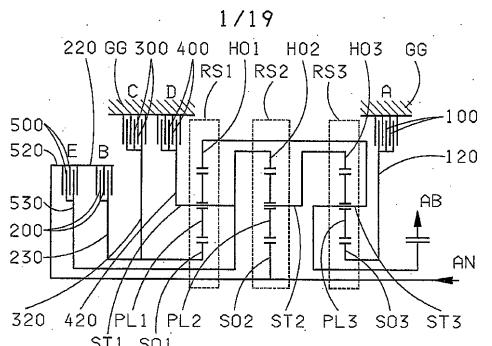
50

L R W	案内車軸	
L R W F	案内車軸のフランジ区域	
L R W W	案内車軸の軸区域	
L R W Z	案内車軸の円筒区域	
L R W N	案内車軸のハブ区域	
L R W N 1	フランジ近傍の案内車軸 ハブ区域	
L R W N 2	遊星歯車組近傍の案内車軸 ハブ区域	
N A N	入力回転数センサ	
N A B	出力回転数センサ	
P S R	パーキング歯車	10
Z Y L	円筒	
S T S T	平歯車段、平歯車伝動装置	
S T R 1	平歯車段の第1平歯車	
S T R 2	平歯車段の第2平歯車	
S T R 3	平歯車段の第3平歯車	
S T R L 1	平歯車段第1平歯車の軸受装置	
S T R N 1	平歯車段第1平歯車のハブ	
D I F F	ディファレンシャル	
K T	チェーン	
K T R 1	(被動、第1)スプロケット	20
K T R L 1	(第1)スプロケットのラジアル軸受	
K T R L 2	(第1)スプロケットのケース側スラスト軸受	
K T R L 3	(第1)スプロケットの切換要素側スラスト軸受	
K T R N 1	(第1)スプロケットのハブ区域	
K T R S 1	(第1)スプロケットの円板状区域	
K T R Z 1	(第1)スプロケットの円筒状区域	
R S 1	第1遊星歯車組	
H O 1	第1遊星歯車組のリングギヤ	
S O 1	第1遊星歯車組の太陽歯車	
S T 1	第1遊星歯車組のキャリヤ	30
P L 1	第1遊星歯車組の遊星歯車	
S O W 1	第1遊星歯車組の太陽歯車軸	
S T B 1 1	第1遊星歯車組の第1キャリヤ板	
S T B 1 2	第1遊星歯車組の第2キャリヤ板	
S T W 1	第1遊星歯車組のキャリヤ軸	
R S 2	第2遊星歯車組	
H O 2	第2遊星歯車組のリングギヤ	
S O 2	第2遊星歚車組の太陽歯車	
S T 2	第2遊星歚車組のキャリヤ	
P L 2	第2遊星歚車組の遊星歚車	40
R S 3	第3遊星歚車組	
H O 3	第3遊星歚車組のリングギヤ	
S O 3	第3遊星歚車組の太陽歚車	
S T 3	第3遊星歚車組のキャリヤ	
P L 3	第3遊星歚車組の遊星歚車	
S O W 3	第3遊星歚車組の太陽歚車軸	
S T B 3	第3遊星歚車組のキャリヤ板	
S T W 3	第3遊星歚車組のキャリヤ軸	
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	50

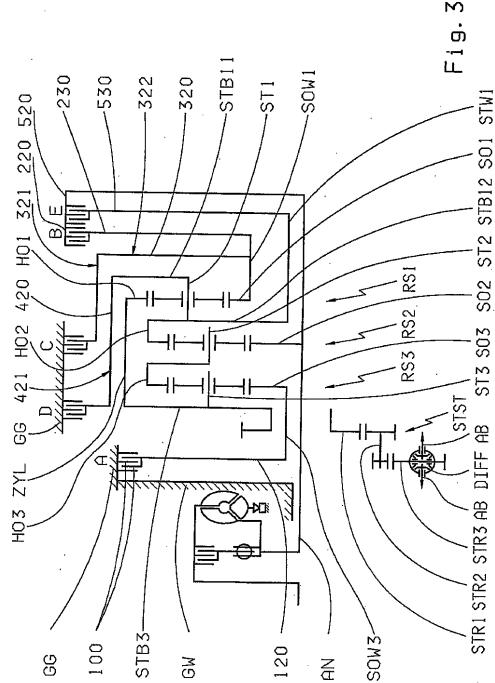
1 1 1	第1切換要素サーボ機構の圧力室	
1 1 3	第1切換要素サーボ機構の戻し要素	
1 1 4	第1切換要素サーボ機構のピストン	
1 1 8	第1切換要素の圧力室に至る圧媒供給部	
1 2 0	第1切換要素の入力要素	
1 2 1	第1切換要素入力要素の円筒状区域	
1 2 2	第1切換要素入力要素の円板状区域	
1 3 0	第1切換要素の出力要素	
1 3 3	第1切換要素出力要素のハブ	
2 0 0	第2切換要素のディスク	10
2 0 1	第2切換要素のディスク用止め輪	
2 0 2	材料接続部；第2切換要素のディスク用当接面	
2 1 0	第2切換要素のサーボ機構	
2 1 1	第2切換要素サーボ機構の圧力室	
2 1 2	第2切換要素サーボ機構の圧力補償室	
2 1 2 a	冷媒室	
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操作プランジャ	20
2 1 7	第2切換要素サーボ機構の円筒状支持円板	
2 1 8	第2切換要素の圧力室に至る圧媒供給部	
2 1 9	第2切換要素の圧力補償室に至る潤滑剤供給部	
2 1 9 a	冷媒穴	
2 1 9 b	第2切換要素のディスクに至る冷媒供給部	
2 2 0	第2切換要素の入力要素	
2 2 1	第2切換要素入力要素の円筒状区域	
2 2 2	第2切換要素入力要素の円板状区域	
2 3 0	第2切換要素の出力要素	
2 3 1	第2切換要素出力要素の円板状区域	30
2 3 2	第2切換要素出力要素の円板状区域	
3 0 0	第3切換要素のディスク	
3 0 3	第3切換要素のブレーキバンド	
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 3 a	加圧皿体	
3 1 3 b	加圧皿体の環状区域；加圧皿体のピストン当接面	
3 1 3 c	加圧皿体の溝付き区域	
3 1 4	第3切換要素サーボ機構のピストン	40
3 1 8	第3切換要素の圧力室に至る圧媒供給部	
3 2 0	第3切換要素の入力要素	
3 2 1	第3切換要素入力要素の円筒状区域	
3 2 2	第3切換要素入力要素の円板状区域	
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	50

- | | | |
|-------|-------------------------|----|
| 4 2 0 | 第4切換要素の入力要素 | |
| 4 2 1 | 第4切換要素入力要素の円筒状区域 | |
| 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 0 1 | 第5切換要素のディスク用の止め輪 | |
| 5 1 0 | 第5切換要素のサーボ機構 | |
| 5 1 1 | 第5切換要素の圧力室 | |
| 5 1 2 | 第5切換要素の圧力補償室 | |
| 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 1 8 | 第5切換要素の圧力室に至る圧媒供給部 | |
| 5 1 9 | 第5切換要素の圧力補償室に至る潤滑剤供給部 | |
| 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(第1)円筒状区域 | 10 |
| 5 2 2 | 第5切換要素入力要素の(第1)円板状区域 | |
| 5 2 3 | 第5切換要素入力要素のハブ | |
| 5 2 4 | 第5切換要素入力要素の第2円筒状区域 | |
| 5 2 5 | 第5切換要素入力要素の第2円板状区域 | |
| 5 2 6 | 第5切換要素入力要素のハブの第1円筒状ハブ区域 | 20 |
| 5 2 7 | 第5切換要素入力要素のハブの第2円筒状ハブ区域 | |
| 5 3 0 | 第5切換要素の出力要素 | |
| 5 3 1 | 第5切換要素出力要素の円筒状区域 | |
| 5 3 2 | 第5切換要素出力要素の円板状区域 | |

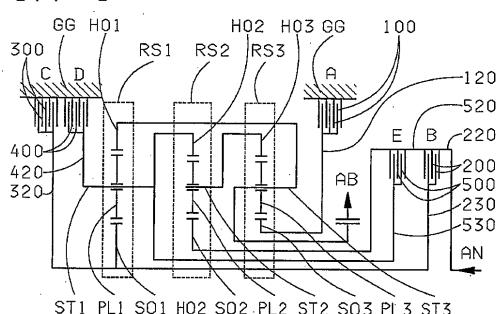
【 四 1 】



【図3】



(义 2)

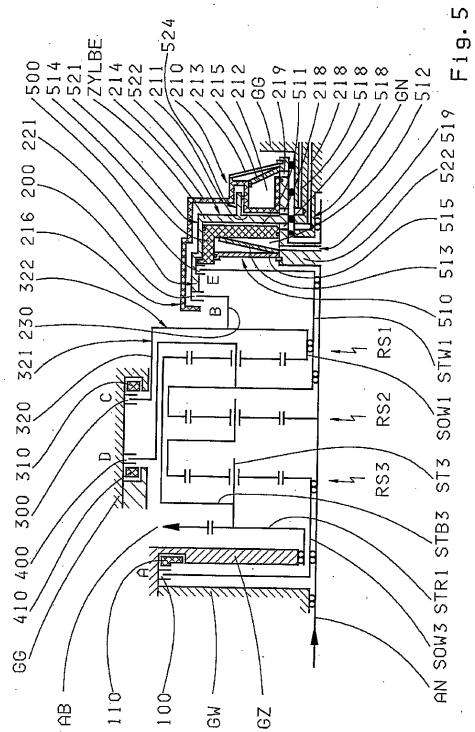


【図4】

シフト要素	上	中	下	上	中	下	変速比 i	変速比ステップ PHI
変速段	A	B	E	D	C			
1	○			○			4, 898	1. 65
2	○				○		2, 967	1. 63
3	○	○					1, 819	1. 32
4	○		○				1, 375	1. 38
5		○	○				1, 000	1. 33
6			○	○			0, 754	
R		○		○			-3, 06	total 6. 50

ブレーキ クラッチ

【図5】



【図6】

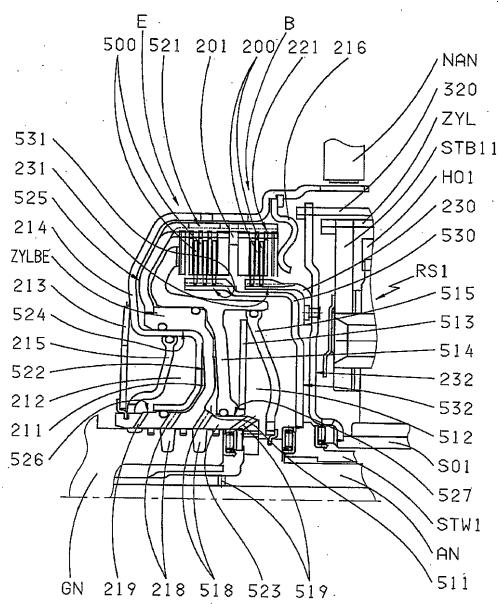


Fig. 6.

【 义 7 】

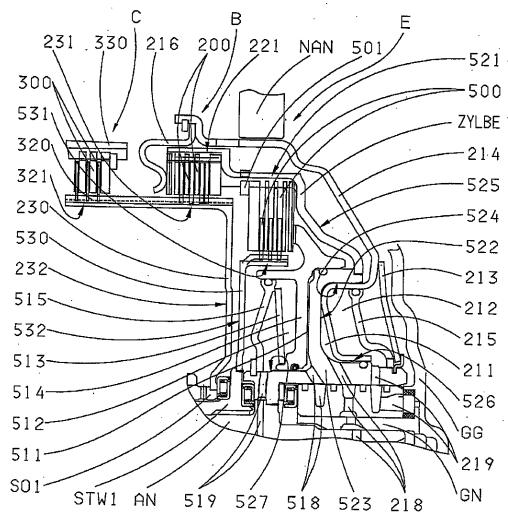
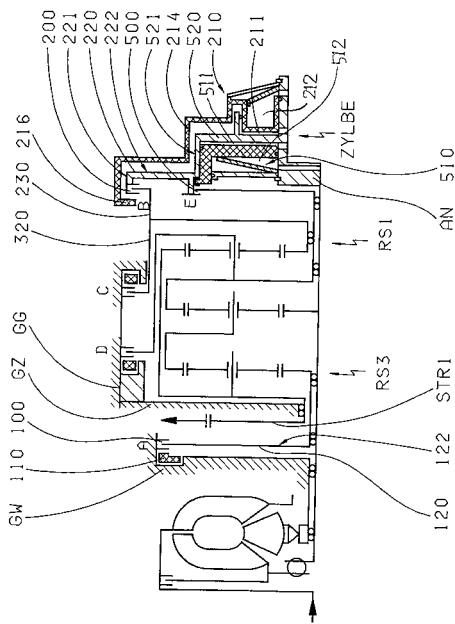


Fig. 7

【図8】



【図12】

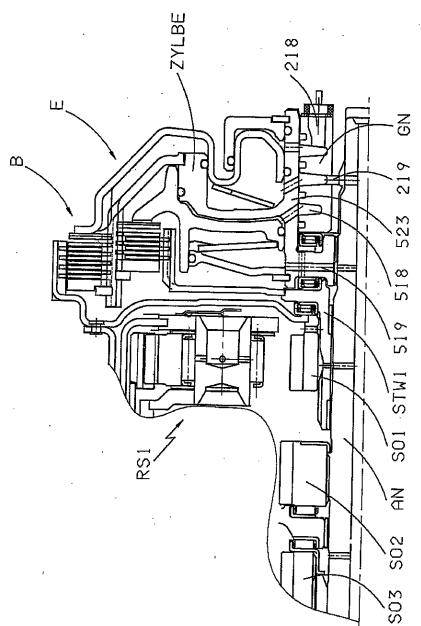


Fig. 12

【図13】

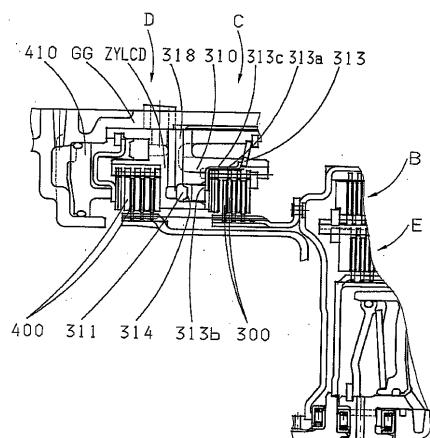


Fig. 13

【図14】

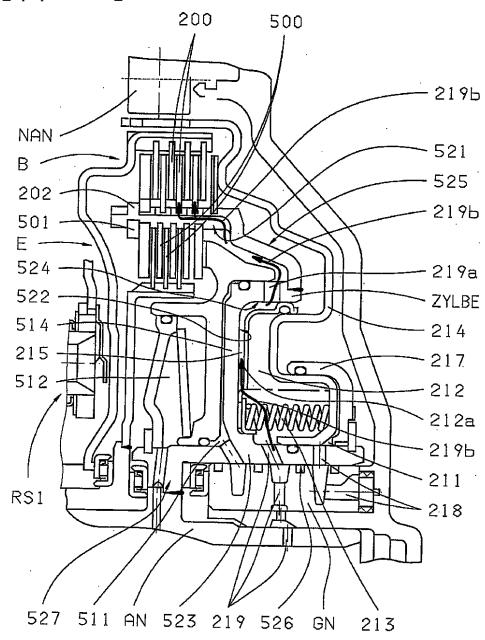


Fig. 14

【図15】

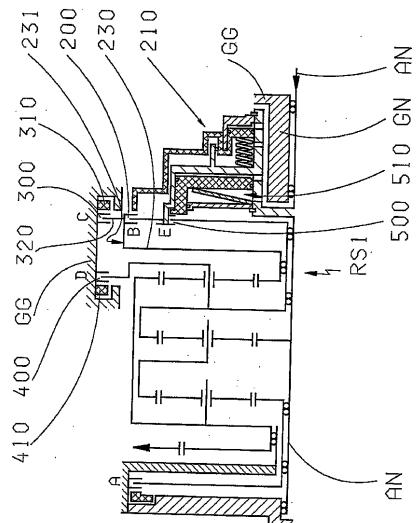
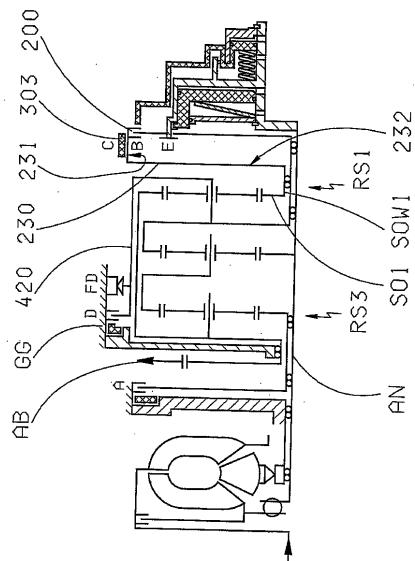
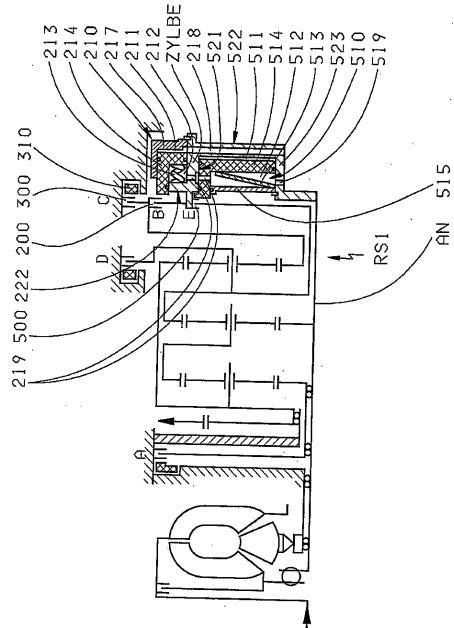


Fig. 15

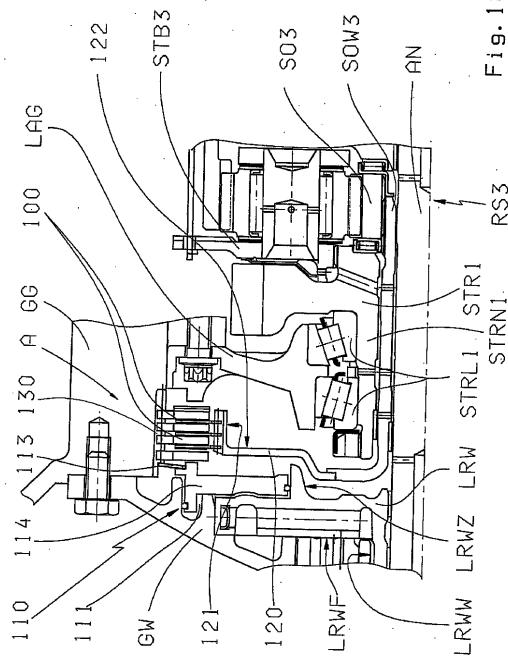
【図16】



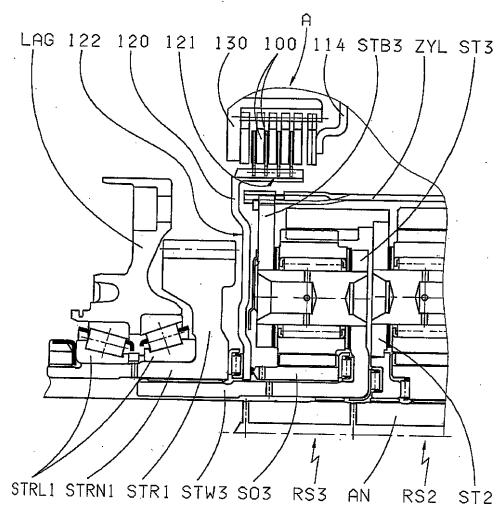
【図17】



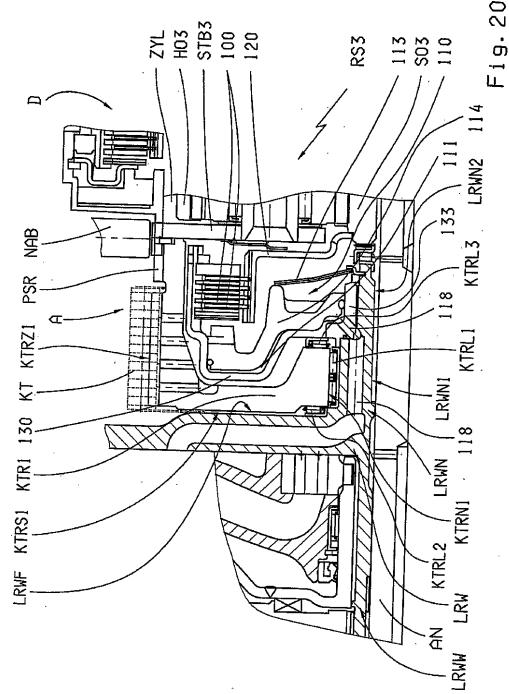
【図18】



【図19】



【図20】



フロントページの続き

(74)代理人 100106655

弁理士 森 秀行

(72)発明者 ペーター、ティースラー

ドイツ連邦共和国メッケンボイレン、テットナンガー、シュトラーセ、48

(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 グネディンガー ベーク、7

審査官 鈴木 充

(56)参考文献 米国特許第06572507(US, B1)

特開平05-033833(JP, A)

特開昭62-052249(JP, A)

特表平10-507807(JP, A)

特開平06-213292(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 3/00-3/78