

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F16H 3/66 (2006.01)

F16D 25/10 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200480020809.5

[45] 授权公告日 2009 年 2 月 11 日

[11] 授权公告号 CN 100460712C

[22] 申请日 2004.6.28

[21] 申请号 200480020809.5

[30] 优先权

[32] 2003.7.23 [33] DE [31] 10333437.8

[86] 国际申请 PCT/EP2004/006960 2004.6.28

[87] 国际公布 WO2005/019688 德 2005.3.3

[85] 进入国家阶段日期 2006.1.18

[73] 专利权人 ZF 腓德烈斯哈芬股份公司

地址 德国腓德烈斯哈芬

[72] 发明人 彼得·蒂斯勒 彼得·齐默

[56] 参考文献

US4732253A 1988.3.22

US3776066A 1973.12.4

DE19912480A 2000.9.28

CN1087818C 2002.7.17

US5232411A 1993.8.3

EP0605953A 1994.7.13

审查员 陈东海

[74] 专利代理机构 中原信达知识产权代理有限责
任公司

代理人 钟强 谷惠敏

权利要求书 11 页 说明书 63 页 附图 17 页

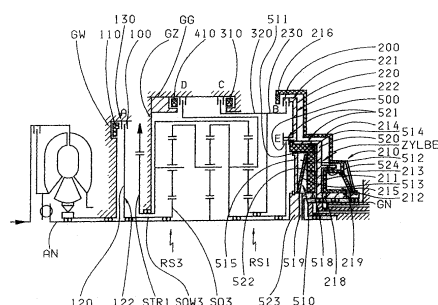
[54] 发明名称

带有三个行星齿轮组的多档 - 自动变速器

[57] 摘要

多档 - 自动变速器, 包括输入轴 (AN), 输出轴 (AB), 三个并排串联的单 - 行星齿轮组 (RS1, RS2, RS3) 和五个换档元件 (A 到 E)。第三齿轮组 (RS3) 的太阳轮 (SO3) 可通过第一换档元件 (A) 固定在变速器壳体 (GG) 上。输入轴 (AN) 与第二齿轮组 (RS2) 的太阳轮 (SO2) 连接, 并可通过第二换档元件 (B) 与第一齿轮组 (RS1) 的太阳轮 (SO1) 和/或可通过第五换档元件 (E) 与第一齿轮组 (RS1) 的行星架 (ST1) 连接。作为另外一种选择, 第一齿轮组 (RS1) 的太阳轮 (SO1) 可通过第三换档元件 (C) 固定在变速器壳体 (GG) 上和/或第一齿轮组 (RS1) 的行星架 (ST1) 可通过第四换档元件 (D) 固定在变速器壳体 (GG) 上。输出轴 (AB) 与第一齿轮组 (RS1) 的齿圈 (HO1) 和第二或第三齿轮组 (RS2, RS3) 的行星架 (ST2, ST3) 之一连接。第二和第五换档元件

(B, E) 构成一个组件, 带有各一个摩擦片组 (200, 500) 和各一个伺服装置 (210, 510), 以及两个换档元件 (B, E) 共用的摩擦片支架 (ZYLBE)。第二换档元件 (B) 的摩擦片组 (200) 具有比第五换档元件 (E) 的摩擦片组 (500) 更大的直径。



1. 多档-自动变速器，带有输入轴（AN），输出轴（AB），至少三个单-行星齿轮组（RS1，RS2，RS3），以及至少五个换档元件（A 到 E），其中

- 三个行星齿轮组（RS1，RS2，RS3）同轴地串联并排布置，
- 第二行星齿轮组（RS2）从空间上看位于第一和第三行星齿轮组（RS1，RS3）之间，
- 第三行星齿轮组（RS3）的太阳轮（SO3）可通过第一换档元件（A）固定在多档-自动变速器的变速器壳体（GG）上，
- 输入轴（AN）与第二行星齿轮组（RS2）的太阳轮（SO2）连接，
- 输入轴（AN）可通过第二换档元件（B）与第一行星齿轮组（RS1）的太阳轮（SO1）连接和/或可通过第五换档元件（E）与第一行星齿轮组（RS1）的行星架（ST1）连接，
- 作为另外一种选择，第一行星齿轮组（RS1）的太阳轮（SO1）可通过第三换档元件（C）固定到变速器壳体（GG）上和/或第一行星齿轮组（RS1）的行星架（ST1）可通过第四换档元件（D）固定到变速器壳体（GG）上，

并且其中

- 或者输出轴（AB）和第一行星齿轮组（RS1）的齿圈（HO1）和第三行星齿轮组（RS3）的行星架（ST3）相互连接，并且第二行星齿轮组（RS2）的行星架（ST2）与第三行星齿轮组（RS3）的齿圈（HO3）连接，并且第一行星齿轮组（RS1）的行星架（ST1）与第二行星齿轮组（RS2）的齿圈（HO2）连接，
- 或者输出轴（AB）和第一行星齿轮组（RS1）的齿圈（HO1）和第二行星齿轮组（RS2）的行星架（ST2）相互连接，并且第三行星齿轮组（RS3）的行星架（ST3）与第二行星齿轮组（RS2）的齿圈（HO2）连接，并且第一行星齿轮组（RS1）的行星架（ST1）与第三行星齿轮组（RS3）的齿圈（HO3）连接，

其特征在于，第二和第五换挡元件（B，E）组成一个组件，带有

- 第二和第五换挡元件（B，E）的各一个摩擦片组（200，500），
- 第二和第五换挡元件（B，E）的各一个伺服装置（210，510），

用于操作第二或第五换挡元件（B，E）各自的摩擦片组（200，500），以及

- 第二和第五换挡元件（B，E）共用的单件的摩擦片支架（ZYLBE），用于接收第二和第五换挡元件（B，E）的摩擦片组（200，500）和伺服装置（210，510），

其中

- 第二换挡元件（B）的摩擦片组（200）具有比第五换挡元件（E）的摩擦片组（500）大的直径。

2. 根据权利要求1的多档-自动变速器，其特征在于，第二换挡元件（B）的摩擦片组（200）的带涂层摩擦片的摩擦面的内直径比第五换挡元件（E）的摩擦片组（500）的带涂层摩擦片的摩擦面的外直径大。

3. 根据权利要求1或2的多档-自动变速器，其特征在于，第二换挡元件（B）的摩擦片组（200）从空间上看至少大部分布置在第五换挡元件（E）的摩擦片组（500）的径向上方。

4. 根据权利要求1或2的多档-自动变速器，其特征在于，第二换挡元件（B）的摩擦片组（200）从空间上看至少部分轴向靠近第五换挡元件（E）的摩擦片组（500）。

5. 根据权利要求4的多档-自动变速器，其特征在于，第二换挡元件（B）的摩擦片组（200）在轴向上看至少部分布置在第一行星齿轮组（RS1）的径向上方，并且第五换挡元件（E）的摩擦片组（500）在径向上看至少部分轴向靠近第一行星齿轮组（RS1）。

6. 根据权利要求1的多档-自动变速器, 其特征在于, 第三换档元件(C), 特别是第三换档元件(C)的摩擦片组(300)或者制动带(303), 从空间上看至少大部分布置在第二换档元件(B)的摩擦片组(200)的径向上方。

7. 根据权利要求6的多档-自动变速器, 其特征在于, 第五、第二和第三换档元件(E, B, C)从空间上看布置在第一行星齿轮组(RS1)的背离第二行星齿轮组(RS2)的一侧上。

8. 根据权利要求1的多档-自动变速器, 其特征在于, 第三换档元件(C), 特别是第三换档元件(C)的摩擦片组(300)或制动带(303), 从空间上看轴向靠近第二换档元件(B)的摩擦片组(200)。

9. 根据权利要求8的多档-自动变速器, 其特征在于, 第五和第二换档元件(E, B)从空间上看布置在第一行星齿轮组(RS1)的背离第二行星齿轮组(RS2)的一侧上, 并且第三换档元件(C)从空间上看布置在行星齿轮组(RS1, RS2, RS3)径向上方区域内, 特别在轴向上看布置在第一和/或第二行星齿轮组(RS1, RS2)的径向上方。

10. 根据权利要求1的多档-自动变速器, 其特征在于, 第四换档元件(D)从空间上看布置在行星齿轮组(RS1, RS2, RS3)径向上方区域内, 特别在轴向上看布置在第二和/或第三行星齿轮组(RS2, RS3)的径向上方。

11. 根据权利要求1的多档-自动变速器, 其特征在于, 第四换档元件(D)从空间上看比第三换档元件(C)更靠近第三行星齿轮组(RS3)。

12. 根据权利要求1的多档-自动变速器, 其特征在于, 第三和第四换档元件(C, D)的摩擦片组(300, 400)并排布置在至少类似的

直径上。

13. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第一换档元件 (A) 从空间上看布置在第三行星齿轮组 (RS3) 的背离第二行星齿轮组 (RS2) 的一侧上。

14. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第一换档元件 (A) 从空间上看布置在行星齿轮组 (RS1, RS2, RS3) 径向上方区域内, 特别布置在第三行星齿轮组 (RS3) 的径向上方区域内。

15. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 由第二和第五换档元件 (B, E) 组成的组件直接邻接变速器壳体 (GG) 的外壁或者与变速器壳体 (GG) 抗扭连接的壳体盖。

16. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第二和第五换档元件 (B, E) 共用的摩擦片支架 (ZYLBE) 是第二换档元件 (B) 的内摩擦片支架, 并且同时是第五换档元件 (E) 的外摩擦片支架, 特别用于接收第二换档元件 (B) 的摩擦片组 (200) 的带涂层摩擦片和第五换档元件 (E) 的摩擦片组 (500) 的外摩擦片。

17. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 输入轴 (AN) 和输出轴 (AB) 不同轴, 特别是输入轴 (AN) 和输出轴 (AB) 轴线平行或者成一定角度。

18. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 设置正齿轮组 (STST) 或者链传动, 第一行星齿轮组 (RS1) 的齿圈 (HO1) 以及第三或第二行星齿轮组 (RS3, RS2) 的与该齿圈 (HO1) 连接的行星架 (ST3, ST2) 通过所述正齿轮组 (STST) 或者链传动与输出轴 (AB) 有效连接, 其中正齿轮组 (STST) 的第一正齿轮 (STR1) 或者链传动的第一链轮 (KTR1) 轴向布置在第三行星齿轮组 (RS3) 和

第一换档元件（A）之间。

19. 根据权利要求 18 的多档-自动变速器，其特征在于，正齿轮组（STST）的第一正齿轮（STR1）或者链传动的第一链轮（KTR1）支承在壳体隔壁（GZ）上，该壳体隔壁（GZ）轴向布置在正齿轮组（STST）或者链传动和第三行星齿轮组（RS3）之间，其中该壳体隔壁（GZ）与变速器壳体（GG）抗扭连接或者与变速器壳体（GG）制成一体。

20. 根据权利要求 18 的多档-自动变速器，其特征在于，正齿轮组（STST）的第一正齿轮（STR1）或者链传动的第一链轮（KTR1）支承在壳体隔壁（GZ）或者支承板（LAG）上，所述壳体隔壁（GZ）或者支承板（LAG）轴向布置在正齿轮组（STST）或者链传动和第一换档元件（A）之间，其中该壳体隔壁（GZ）或者支承板（LAG）与变速器壳体（GG）抗扭连接或者与变速器壳体（GG）制成一体，或者其中支承板（LAG）与固定在变速器壳体上的壳体壁（GW）抗扭连接。

21. 根据权利要求 18, 19 或 20 的多档-自动变速器，其特征在于，第三行星齿轮组（RS3）的太阳轮（SO3）或者与第三行星齿轮组（RS3）的太阳轮（SO3）有效连接的太阳轮轴（SOW3）或者第一换档元件（A）的输入元件（120）的毂中心贯穿壳体隔壁（GZ）和正齿轮组（STST）的第一正齿轮（STR1）或者链传动的第一链轮（KTR1）。

22. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器，其特征在于，设置正齿轮组（STST）或者链传动，第一行星齿轮组（RS1）的齿圈（HO1）和第三或者第二行星齿轮组（RS3, RS2）的与该齿圈（HO1）连接的行星架（ST3, ST2）通过所述正齿轮组（STST）或者链传动而与输出轴（AB）有效连接，其中正齿轮组（STST）的第一正齿轮（STR1）或者链传动的第一链轮（KTR1）与变速器壳体（GG）的外壁或者固定在变速器壳体上的壳体盖邻接。

23. 根据权利要求 22 的多档-自动变速器, 其特征在于, 正齿轮组 (STST) 的第一正齿轮 (STR1) 或者链传动的第一链轮 (KTR1) 支承在变速器壳体 (GG) 的外壁上或者支承在固定在变速器壳体上的壳体盖上和/或输入轴 (AN) 上。

24. 根据权利要求 22 或 23 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第一换档元件 (A) 从空间上看布置在第三行星齿轮组 (RS3) 和正齿轮组 (STST) 的第一正齿轮 (STR1) 之间, 或者布置在第三行星齿轮组 (RS3) 和链传动的第一链轮 (KTR1) 之间。

25. 根据权利要求 22 或 23 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第一换档元件 (A) 从空间上看布置在由链传动的第一链轮 (KTR1) 构成的圆柱体腔内, 其中第一换档元件 (A) 轴向与第三行星齿轮组 (RS3) 邻接。

26. 根据权利要求 25 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第一换档元件 (A) 的摩擦片组 (100) 轴向与第三行星齿轮组 (RS3) 邻接。

27. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 输入轴 (AN) 和输出轴 (AB) 相互同轴。

28. 根据权利要求 27 的多档-自动变速器, 其特征在于, 与第一行星齿轮组 (RS1) 的齿圈 (HO1) 有效连接的输出轴 (AB) 在轴向上中心贯穿第三行星齿轮组 (RS3)。

29. 根据权利要求 27 或 28 的多档-自动变速器, 其特征在于, 与第一行星齿轮组 (RS1) 的齿圈 (HO1) 有效连接的输出轴 (AB) 在轴向上中心贯穿第一换档元件 (A) 的离合器腔。

30. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第一换档

元件（A）的外摩擦片支架集成在变速器壳体（GG）内或者集成在固定在变速器壳体上的壳体壁（GW）内。

31. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器，其特征在于，第一换档元件（A）的伺服装置（110）集成在变速器壳体（GG）内或者集成在固定在变速器壳体上的壳体壁（GW）内。

32. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器，其特征在于，

- 第二和第五换档元件（B，E）共用的摩擦片支架（ZYLBE）构成离合器腔，第五换档元件（E）的摩擦片组（500）和第五换档元件（E）的伺服装置（510）布置在该离合器腔内，

- 第二和第五换档元件（B，E）的伺服装置（210，510）各具有至少一个压力腔（211，511）和一个活塞（214，514），并且

- 第二和第五换档元件（B，E）的伺服装置（210，510）的压力腔（211，511）由第二和第五换档元件（B，E）共用的摩擦片支架（ZYLBE）的外壳表面相互分开。

33. 根据权利要求 32 的多档-自动变速器，其特征在于，在操作各个摩擦片组（200，500）时，第二和第五换档元件（B，E）的伺服装置（210，510）的操作方向是相反的，其中

- 第二和第五换档元件（B，E）的伺服装置（210，510）的压力腔（211，511）直接相邻布置，并且

- 第二换档元件（B）的伺服装置（210）的活塞（214）在轴向上径向外部完全跨越第二换档元件（B）的摩擦片组（200）并具有操作-柱塞（216），该操作-柱塞从第二换档元件（B）的摩擦片组（200）的面向第二换档元件（B）的伺服装置（210）的压力腔（211）的一侧作用在该摩擦片组（200）上。

34. 根据权利要求 33 的多档-自动变速器，其特征在于，

- 第二换档元件（B）的伺服装置（210）具有用于其动态压力平

衡的压力平衡腔(212)，该压力平衡腔布置在第二换档元件(B)的伺服装置(210)的压力腔(211)的面向第五换档元件(E)的伺服装置(510)的压力腔(511)的一侧上，

- 第五换档元件(E)的伺服装置(510)具有用于其动态压力平衡的压力平衡腔(512)，该压力平衡腔布置在第五换档元件(E)的伺服装置(510)的压力腔(511)的面向第二换档元件(B)的伺服装置(210)的压力腔(211)的一侧上，并且

- 第二和第五换档元件(B, E)的伺服装置(210, 510)的压力腔(211, 511)与第二和第五换档元件(B, E)共用的摩擦片支架(ZYLBE)的外壳表面直接邻接。

35. 根据权利要求 33 或 34 的多档-自动变速器，其特征在于，第五换档元件(E)的伺服装置(510)在第一行星齿轮组(RS1)的方向上轴向操作第五换档元件(E)的摩擦片组(500)，并且第二换档元件(B)的伺服装置(210)在与第一行星齿轮组(RS1)相反的方向上轴向操作第二换档元件(B)的摩擦片组(200)。

36. 根据权利要求 32 的多档-自动变速器，其特征在于，在操作各个摩擦片组(200, 500)时，第二和第五换档元件(B, E)的伺服装置(210, 510)的操作方向是同向的。

37. 根据权利要求 36 的多档-自动变速器，其特征在于，第二和第五换档元件(B, E)的伺服装置(210, 510)在第一行星齿轮组(RS1)的方向上轴向操作第二或第五换档元件(B, E)各自的摩擦片组(200, 500)。

38. 根据权利要求 36 或 37 的多档-自动变速器，其特征在于，

- 第二换档元件(B)的伺服装置(210)具有用于其动态压力平衡的压力平衡腔(212)，该压力平衡腔布置在第二换档元件(B)的伺服装置(210)的压力腔(211)的面向第五换档元件(E)的伺服装

置(510)的压力腔(511)的一侧上,

- 第五换挡元件(E)的伺服装置(510)具有用于其动态压力平衡的压力平衡腔(512), 该压力平衡腔布置在第五换挡元件(E)的伺服装置(510)的压力腔(511)的面向第二换挡元件(B)的伺服装置(210)的压力腔(211)的一侧上, 并且

- 第五换挡元件(E)的伺服装置(510)的压力腔(511)和第二换挡元件(B)的伺服装置(210)的压力平衡腔(212)与第二和第五换挡元件(B, E)共用的摩擦片支架(ZYLBE)的外壳表面直接邻接。

39. 根据权利要求1的多档-自动变速器, 其特征在于, 第二换挡元件(B)的伺服装置(210)的压力腔(211)和第五换挡元件(E)的伺服装置(510)的压力腔(511)轴向相邻。

40. 根据权利要求36或37的多档-自动变速器, 其特征在于, 第二换挡元件(B)的伺服装置(210)从空间上看至少大部分布置在第五换挡元件(E)的伺服装置(510)的径向上方, 特别是第二换挡元件(B)的伺服装置(210)的压力腔(211)从空间上看至少大部分布置在第五换挡元件(E)的伺服装置(510)的压力腔(511)的径向上方和/或第二换挡元件(B)的伺服装置(210)的活塞(214)从空间上看至少大部分布置在第五换挡元件(E)的伺服装置(510)的活塞(514)的径向上方。

41. 根据权利要求40的多档-自动变速器, 其特征在于,

- 第二和第五换挡元件(B, E)的伺服装置(210, 510)各具有一个用于其动态压力平衡的压力平衡腔(212, 512),

- 第二换挡元件(B)的伺服装置(210)的压力平衡腔(212)从空间上看至少大部分布置在第五换挡元件(E)的伺服装置(510)的压力平衡腔(512)的径向上方, 并且

- 第二换挡元件(B)的伺服装置(210)的压力平衡腔(212)通过第五换挡元件(E)的伺服装置(510)的压力平衡腔(512)而被无

压力地供给滑润剂。

42. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 两个伺服装置 (210, 510) 的压力腔 (211, 511) 从空间上看布置在第五换档元件 (E) 的摩擦片组 (500) 的一侧, 从该侧操作第五换档元件 (E) 的摩擦片组 (500)。

43. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第二换档元件 (B) 的伺服装置 (210) 的活塞 (214) 的轮廓适应第二和第五换档元件 (B, E) 共用的摩擦片支架 (ZYLBE) 的外轮廓。

44. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第二换档元件 (B) 的伺服装置 (210) 和/或第五换档元件 (E) 的伺服装置 (510) 支承在输入轴 (AN) 上。

45. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 向第二和/或第五换档元件 (B, E) 的压力腔 (211, 511) 的压力介质供给 (218, 518) 并且/或者向第二和/或第五换档元件 (B, E) 的压力平衡腔 (212, 512) 的滑润剂供给 (219, 519) 至少部分通过固定在变速器壳体上的毂 (GN) 实现。

46. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第二和第五换档元件 (B, E) 可完全彼此独立地操作, 特别是对第二换档元件 (B) 的摩擦片组 (200) 的操作对第五换档元件 (E) 的摩擦片组 (500) 没有机械反作用, 对第五换档元件 (E) 的摩擦片组 (500) 的操作对第二换档元件 (B) 的摩擦片组 (200) 没有机械反作用。

47. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 在接通各个换档元件 (C, D) 的情况下, 第三换档元件 (C) 的伺服装置 (310) 的操作方向和第四换档元件 (D) 的伺服装置 (410) 的操作方向是彼

此相反的。

48. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 在接通各个换档元件 (C, D) 的情况下, 第三换档元件 (C) 的伺服装置 (310) 的操作方向和第四换档元件 (D) 的伺服装置 (410) 的操作方向是同向的。

49. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 第三和第四换档元件 (C, D) 的两个伺服装置 (310, 410) 中至少之一轴向布置在第三和第四换档元件 (C, D) 的摩擦片组 (300, 400) 之间。

50. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 通过选择地闭合换档元件 (A 到 E), 可以这样转换至少六个前进档, 即, 为从一个档位向相邻的较高档位或者相邻的较低档位转换, 在刚刚被操作过的换档元件中每次仅有一个换档元件开启, 并且一个另外的换档元件闭合。

51. 根据权利要求 1 的多档-自动变速器, 其特征在于, 在第一前进档中第一和第四换档元件 (A, D) 闭合, 在第二前进档中第一和第三换档元件 (A, C) 闭合, 在第三前进档中第一和第二换档元件 (A, B) 闭合, 在第四前进档中第一和第五换档元件 (A, E) 闭合, 在第五前进档中第二和第五换档元件 (B, E) 闭合, 在第六前进档中第三和第五换档元件 (C, E) 闭合, 在倒档中第二和第四换档元件 (B, D) 闭合。

带有三个行星齿轮组的多档-自动变速器

技术领域

本发明涉及带有至少三个单-行星齿轮组和至少五个换档元件的多档-自动变速器。

背景技术

已知各种各样的带有多个、不用组合换档就可转换的档位的自动变速器。例如从 DE 199 12 480 A1 中已知一种带有三个单行星架-行星齿轮组以及三个制动器和两个离合器以转换六个前进档和一个倒档的这类自动变速器，其具有非常适合汽车的传动比，所述传动比带有高的总传动比范围和有利的各档传动比间隔，以及在前进方向上的高起动传动比。通过每次有选择地闭合六个换档元件中的两个达到各个档位，从而为从一个档位转换到紧邻的较高档位或者紧邻的较低档位，刚刚被操作的换档元件中每次只有一个换档元件打开，并且一个另外的换档元件闭合。

在此自动变速器的输入轴始终与第二行星齿轮组的太阳轮连接。此外，输入轴可通过第一离合器与第一行星齿轮组的太阳轮和/或通过第二离合器与第一行星齿轮组的行星架连接。此外或者作为另外一种选择，第一行星齿轮组的太阳轮可通过第一制动器与自动变速器的壳体和/或第一行星齿轮组的行星架可通过第二制动器与壳体和/或第三行星齿轮组的太阳轮可通过第三制动器与壳体连接。

对于单个行星齿轮组相互的运动学联结，DE 199 12 480 A1 公开了两种不同的型式。在第一种型式中，自动变速器的输出轴始终与第三行星齿轮组的行星架和第一行星齿轮组的齿圈连接，第一行星齿轮组的行星架始终与第二行星齿轮组的齿圈连接，并且第二行星齿轮组

的行星架始终与第三行星齿轮组的齿圈连接。在此输入轴和输出轴或者可在变速器壳体相反的侧面上同轴布置，或者在变速器壳体的同一侧面上轴线平行地布置。在第二种型式中，输出轴始终与第二行星齿轮组的行星架和第一行星齿轮组的齿圈连接，第一行星齿轮组的行星架始终与第三行星架的齿圈连接，第二行星齿轮组的齿圈始终与第三行星齿轮组的行星架连接。这种结构特别适合输入轴和输出轴同轴布置的情况。

关于行星齿轮组的空间布置，DE 199 12 480 A1 建议，三个行星齿轮组同轴串联并排布置，其中第二行星齿轮组轴向位于第一和第三行星齿轮组之间。关于单个换档元件相互之间和相对行星齿轮组的布置，DE 199 12 480 A1 建议，第一和第二制动器始终直接并排布置，其中第一制动器始终与第一行星齿轮组直接轴向邻接，第三制动器始终布置在第三行星齿轮组的背离第一行星齿轮组的一侧，以及两个离合器始终直接并排布置。在第一布置方案中，两个离合器布置在第一行星齿轮组的背离第三行星齿轮组的一侧上，其中第一离合器与第一制动器轴向直接邻接，并且比第二离合器更靠近第一行星齿轮组。结合输入轴和输出轴的非同轴布置，在第二布置方案中建议，两个离合器布置在第三行星齿轮组的背离第一行星齿轮组的一侧上，其中第二离合器比第一离合器更靠近第三行星齿轮组，并且轴向与和输出轴有效连接的输出正齿轮邻接，该输出正齿轮又布置在第三制动器的背离第三行星齿轮组的一侧上。

发明内容

本发明的任务在于，为从 DE 199 12 480 A1 的现有技术中已知的自动变速器提出一种替代部件布置，该部件布置带有尽可能紧凑的变速器结构。最好该自动变速器应该能够应用在带有非相互同轴布置的输入轴和输出轴的汽车中，但通过较简单的改变就可应用于输入轴和输出轴同轴的情况。

以 DE 199 12 480 A1 的这种现有技术为出发点, 根据本发明的多档一自动变速器具有至少三个联结的单一行星齿轮组, 它们相互同轴并且在空间上看并排布置, 其中第二行星齿轮组从空间上看始终布置在第一和第三行星齿轮组之间。此外, 根据本发明的自动变速器具有至少五个换档元件。第三行星齿轮组的太阳轮可通过作为制动器的第一换档元件固定在自动变速器的变速器壳体上。自动变速器的输入轴始终与第二行星齿轮组的太阳轮连接。此外, 输入轴可通过作为离合器的第二换档元件与第一行星齿轮组的太阳轮连接, 并且另外一种选择可通过作为离合器的第五换档元件与第一行星齿轮组的行星架连接。作为另外一种选择, 第一行星齿轮组的太阳轮可通过作为制动器的第三换档元件和/或第一行星齿轮组的行星架可通过作为制动器的第四换档元件固定在变速器壳体上。如果同时操作第二和第五换档元件, 则第一行星齿轮组的太阳轮和行星架相互连接。

多档一自动变速器的输出轴始终与第一行星齿轮组的齿圈有效连接, 其中第一行星齿轮组的齿圈另外始终或者与第三行星齿轮组的行星架或者第二行星齿轮组的行星架连接。

和在 DE 199 12 480 A1 情况下一样, 第一行星齿轮组的行星架(根据齿轮组的设计) 另外或者始终与第二行星齿轮组的齿圈或者始终与第三行星齿轮组的齿圈连接。如果第一行星齿轮组的齿圈和第三行星齿轮组的行星架和输出轴相互联结, 则第二行星齿轮组的行星架始终与第三行星齿轮组的齿圈连接, 并且第一行星齿轮组的行星架始终与第二行星齿轮组的齿圈连接。如果第一行星齿轮组的齿圈和第二行星齿轮组的行星架和输出轴相互联结, 则第三行星齿轮组的行星架始终与第二行星齿轮组的齿圈连接, 并且第一行星齿轮组的行星架始终与第三行星齿轮组的齿圈连接。

根据本发明, 输入轴可通过第二换档元件与第一行星齿轮组的太

阳轮连接，输入轴可通过第五换挡元件与第一行星齿轮组的行星架连接，以组合成组件。在此该组件具有：第二和第五换挡元件的至少各一个摩擦片组；第二和第五换挡元件共用的摩擦片支架，用于接收第二和第五换挡元件的摩擦片组的外摩擦片或带涂层摩擦片；以及各一个伺服装置，用于操作第二或第五换挡元件的各自摩擦片组。共用的摩擦片支架也接收伺服装置。在此第二换挡元件的摩擦片组布置在比第五换挡元件的摩擦片组更大的直径上。第二换挡元件的摩擦片组的带涂层摩擦片的摩擦面的内直径比第五换挡元件的摩擦片组的带涂层摩擦片的摩擦面的内直径大。

最好具有第二和第五换挡元件的组件与第一行星齿轮组相邻布置，位于第一行星齿轮组的背离第二（中间的）行星齿轮组的一侧上。

在本发明的特别节省构造空间的设计方案中，第二换挡元件的摩擦片组从空间上看至少基本位于第五换挡元件的摩擦片组的径向上方。在这种情况下，第二和第五换挡元件的两个摩擦片组都与第一行星齿轮组轴向相邻。

第二换挡元件的摩擦片组从空间上看，还可以至少部分与第五换挡元件的摩擦片组轴向相邻。在特别节省构造空间的设计方案中，在这种情况下，第二换挡元件的摩擦片组在轴向上看，至少部分位于第一行星齿轮组的径向上方，并且第五换挡元件的摩擦片组在径向上看，至少部分与第一行星齿轮组轴向相邻。

在本发明的一个有利的设计方案中，第二和第五换挡元件共用的摩擦片组具有离合器腔，在该离合器腔内布置了第五换挡元件的摩擦片组和伺服装置。第二和第五换挡元件的伺服装置各具有至少一个压力腔和一个活塞，其中这两个压力腔由第二和第五换挡元件共用的摩擦片支架的外壳表面相互分开。

在操作各个摩擦片组（即在使各个换档元件闭合）时，第二和第五换档元件的伺服装置的操作方向既可以是彼此相反的，也可以是同向的。

如果规定第二和第五换档元件的伺服装置的操作方向是相反的，则第五换档元件的伺服装置在第一行星齿轮组方向上轴向操作第五换档元件的摩擦片，并且第二换档元件的伺服装置在与第一行星齿轮组相反的方向上轴向操作第二换档元件的摩擦片。第二和第五换档元件的伺服装置的压力腔在此能够轴向并排布置，可取的是它们两个都与第二和第五换档元件共用的摩擦片支架的外壳表面直接邻接。在此第二换档元件的伺服装置的活塞具有作用在第二换档元件的摩擦片组上的操作-柱塞（Betaetigungs-Stempel），该操作-柱塞径向完全跨越在轴向上的第二换档元件摩擦片组。为对各个旋转的压力腔进行动态压力平衡而设置的第二和第五换档元件的伺服装置的压力平衡腔分别布置在各个压力腔的背离摩擦片支架-外壳表面的一侧上。

如果与此相反，规定第二和第五换档元件的伺服装置的操作方向是同向的，则两个伺服装置在第一行星齿轮组的方向上轴向操作各个摩擦片。第二和第五换档元件的伺服装置的压力腔在此既可轴向并排布置，又可径向上下重叠地布置。在轴向并排布置压力腔的情况下，第五换档元件的伺服装置的压力腔和（用于对第二换档元件的伺服装置的旋转压力腔进行动态压力平衡而设置的）第二换档元件的伺服装置的压力平衡腔与第二和第五换档元件共用的摩擦片支架的外壳表面直接邻接。第二换档元件的伺服装置的压力腔布置在第二换档元件的伺服装置的压力平衡腔的面向摩擦片支架-外壳表面的一侧上。（用于对第五换档元件的伺服装置的旋转压力腔进行动态平衡而设置的）第五换档元件的伺服装置的压力平衡腔相应地布置在第五换档元件的压力腔的面向摩擦片支架-外壳表面的一侧上。

在本发明的另一个设计方案中，第一行星齿轮组的太阳轮可通过第三换档元件固定在变速器壳体上，第一行星齿轮组的行星架（和与该行星架连接的第二或第三行星齿轮组的齿圈）可通过第四换档元件固定在变速器壳体上，所述第三和/或第四换档元件从空间上看布置在并排串联布置的行星齿轮组的径向上方区域内。第三换档元件在此最好在轴向上看布置在第一和/或第二（中间的）行星齿轮组的径向上方。相应地，第四换档元件最好在轴向上看布置在第二（中间的）和/或第三行星齿轮组的径向上方。即优选的是第三换档元件比第四换档元件更靠近包括第二和第五换档元件的组件。第三和第四换档元件在此可同样组合成可预装配的组件，例如带有共用的固定在变速器壳体上的外摩擦片支架和轴向并排布置的摩擦片组，其中在该共用的外摩擦片支架内还可至少部分集成第三和第四换档元件的伺服装置。

在本发明的另一个设计方案中，第三换档元件的太阳轮可通过第一换档元件固定在变速器壳体上，该第一换档元件布置在第三行星齿轮组的面向第二（或第五）换档元件的一侧上。

对于使用相互不同轴的输入轴和输出轴，特别对于使用轴线平行的或者相互成一定角度的输入轴和输出轴，第一换档元件布置为与变速器壳体的外壁相邻，从空间上看轴向在第三行星齿轮组和第一换档元件之间布置一个正齿轮传动或链传动。在此正齿轮传动的第一正齿轮或者链传动的第一链轮与第一行星齿轮组的齿圈和（根据齿轮组设计）第三或者第二行星齿轮组的行星架连接。相应地，正齿轮传动的另一个正齿轮或者链传动的第二链轮与自动变速器的输出轴连接。按照制造技术有利的方式，可将作为制动器的第一换档元件的伺服装置和/或摩擦片支架集成在变速器壳体的外壁或者固定在壳体上的盖内。

在正齿轮传动结构或者链传动结构的另一个设计方案中，第一换档元件布置为至少部分轴向地靠近第三行星齿轮组附近位于其面向第二行星齿轮组的一侧上，并且正齿轮传动或者链传动从空间上看布

置在第一换档元件的另一侧上（即位于第一换档元件的面向第三行星齿轮组的一侧上）。在此与第一行星齿轮组的齿圈或者第三或第二行星齿轮组的行星架连接的正齿轮传动的第一正齿轮的毂或者链传动的第一链轮的毂在轴向上中心贯穿第三行星齿轮组的太阳轮。在这种结构情况下，作为制动器的第一换档元件在此从空间上看布置在同样作为制动器的第四换档元件附近，其中对于这两个换档元件最好设置相同的摩擦片直径（部件共用-原则）。

在正齿轮传动结构或者链传动结构的另一个设计方案中，第一换档元件从空间上看至少大部分位于第三行星齿轮组的径向上方，正齿轮传动或者链传动从空间上看，在第三行星齿轮组的面向第二行星齿轮组的一侧上与第三行星齿轮组和第一换档元件轴向邻接。

对于使用同轴的输入轴和输出轴，输出轴轴向中心贯穿布置在第三行星齿轮组附近的第一换档元件和第三行星齿轮组的太阳轮，并且从空间上看在轴向位于第二和第三行星齿轮组之间的区域与第三或第二行星齿轮组的行星架连接。

通过根据本发明的部件布置，与 DE 199 12 480 A1 的现有技术相比，获得了结构长度更短的明显更紧凑的变速器结构。由此根据本发明的部件布置特别适合安装在带有前横置式驱动（和相互轴线平行的输入轴和输出轴）的汽车中。但原则上根据本发明的部件布置还适合安装在带有标准驱动（和相互同轴的输入轴和输出轴）或者前纵置式驱动或后纵置式驱动（和相互成一定角度布置的输入轴和输出轴）的汽车内。

建议的将第二和第四换档元件在空间上布置在大的直径上，特别考虑了由设计决定的这两个换档元件的高热负荷和静负荷。第三和第四（必要时还有第一）换档元件并排布置允许使用共用部件以及简单的制造和安装技术。建议的第五和第二换档元件相互交错一方面允许

包括动态压力平衡在内的这两个旋转换档元件的伺服装置的良好结构设计，另一方面允许在制造技术上有利的（并且从而在成本上有利的）实用的综合利用部件，和该（由第二和第五换档元件组成的）组件的良好预安装性。

通过借助五个换档元件来使单个齿轮组元件相互之间和与输入轴和输出轴进行运动学联结和在 DE 199 12 480 A1 的现有技术情况下一样，按如下方式总共可转换六个前进档，即在从一个档位向紧邻的较高档位或者紧邻的较低档位转换时，刚刚被操纵的换档元件中每次只有一个换档元件开启，并且一个另外的换档元件闭合。

附图说明

下面借助附图进一步解释本发明，其中为相似的元件设置了相似的附图标记。其中：

图 1 为根据现有技术的变速器示意图；

图 2 为根据现有技术的图 1 替代部件布置；

图 3 为根据本发明的举例第一示意性部件布置；

图 4 为根据图 3 的变速器的换档图；

图 5 为根据图 3 的第一部件布置的举例细节；

图 6 为根据图 5 的变速器用的、第一举例细节设计的局部变速器剖面；

图 7 为基于根据图 5 的变速器的、带有举例替代正齿轮组设计方案的根据本发明变速器的局部变速器剖面；

图 8 为根据本发明的举例第二示意性部件布置；

图 9 为根据图 8 的举例变速器的局部变速器剖面；

图 10 为根据图 8 的变速器的、带有第二举例细节设计的局部变速器剖面；

图 11 为根据图 8 的变速器的、带有第三举例细节设计的局部变速器剖面；

图 12 为根据图 8 的变速器的、带有第四举例细节设计的局部变

速器剖面；

图 13 为根据本发明的举例第三示意性细节设计；

图 14 为根据本发明的举例第四示意性细节设计；

图 15 为根据本发明的举例第五示意性细节设计；

图 16 为带有第五举例细节设计的局部变速器剖面；

图 17 为带有第六举例细节设计的局部变速器剖面；

图 18 为带有第七举例细节设计的局部变速器剖面。

具体实施方式

为说明根据本发明的部件布置，如从 DE 199 12 480 A1 中已知的，在图 1 和图 2 中首先示出了带有非同轴布置的输入轴和输出轴的多档-自动变速器用的变速器示意图的两个不同的部件布置。这种布置例如可用于带有前横置式驱动的汽车中。用 AN 表示的自动变速器输入轴例如通过变矩器或者起动离合器或者扭转减振器或者双质量飞轮或者刚性轴与自动变速器的（为简化在这里未示出的）驱动机构连接。用 AB 表示的自动变速器输出轴与汽车的至少一个（为简化在这里未示出的）驱动轴连接。RS1, RS2 和 RS3 表示三个联结的简单-行星齿轮组，它们并排串联布置在自动变速器的变速器壳体 GG 内。所有三个行星齿轮组 RS1, RS2, RS3 各具有一个太阳轮 SO1, SO2 和 SO3，各具有一个齿圈 HO1, HO2 和 HO3，以及各具有一个带行星齿轮 PL1, PL2 和 PL3 的行星架 ST1, ST2 和 ST3，所述行星齿轮分别与相应的齿轮组的太阳轮和齿圈啮合。A 到 E 表示五个换档元件，其中第一、第三和第四换档元件 A, C, D 是制动器，第二和第五换档元件 B, E 是离合器。五个换档元件 A 到 E 的各个摩擦衬片是摩擦片组 100, 200, 300, 400 和 500（分别带有外摩擦片和内摩擦片或者钢摩擦片和带涂层摩擦片）。五个换档元件 A 到 E 各自的输入元件用 120, 220, 320, 420 和 520 表示，离合器 B 和 E 各自的输出元件用 230 和 530 表示。在开始已经详细描述了单个齿轮组元件和换档元件相互之间和相对输入轴和输出轴 AN, AB 的运动学连接，同样也描述了这些构件的空间布置。

在该上下文中要强调的是，（作为制动器的）第一换档元件 A 的摩擦片 100 从空间上看始终位于第三行星齿轮组 RS3 附近，（作为制动器的）第四换档元件 D 的摩擦片 400 从空间上看始终位于第一行星齿轮组 RS1 附近，（同样作为制动器的）第三换档元件 C 的摩擦片 300 从空间上看始终位于第四换档元件 D 的摩擦片 400 附近（在制动器 D 的背离第三行星齿轮组 RS3 的一侧上），（作为离合器的）第二换档元件 B 的摩擦片 200 和（同样作为离合器的）第五换档元件 E 的摩擦片 500 始终并排布置，并且在输出侧与输出轴 AB 有效连接的第一正齿轮 STR1 始终位于第一换档元件 A 附近（在制动器 A 的背离第三行星齿轮组 RS3 的一侧上）。

两个离合器 B, E 的两相并排布置的摩擦片组 200, 500 或者-如图 1 中所示-轴向位于制动器 C 的摩擦片 300 附近，并且位于摩擦片组 300 的背离第三行星齿轮组 RS3 的一侧上，或者-如在图 2 中所示-位于正齿轮 STR1 附近，并且位于正齿轮 STR1 的面向制动器 A 的一侧上。

下面借助图 3 至 18 解释根据本发明的部件布置的多个实例和细节结构。

现在图 3 示出了例如用于根据本发明的任务解决方案的示意性部件布置。以前面描述的 DE 199 12 480 A1 的现有技术为出发点，根据本发明的多档-自动变速器具有三个联结的、相互同轴串联的单-行星齿轮组 RS1, RS2, RS3，其中第二行星齿轮组 RS2 轴向位于第一和第三行星齿轮组 RS1, RS3 之间。此外，多档-自动变速器具有五个换档元件 A 到 E。第一、第三和第四换档元件 A, C, D 分别为制动器（例如分别为盘式制动器），第二和第五换档元件 B, E 分别为离合器（例如分别为盘式离合器）。第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 可通过制动器 A 固定在多档-自动变速器的变速器壳体 GG 上。多档-

自动变速器的输入轴 AN 始终与第二行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SO2 连接。此外，输入轴 AN 可通过离合器 B 与第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1 连接，并且作为附加地或者作为另外一种选择，可通过离合器 E 与第一行星齿轮组 RS1 的行星架 ST1 连接。作为另外一种选择，第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1 可通过制动器 C 和/或第一行星齿轮组 RS1 的行星架 ST1 可通过制动器 D 固定在变速器壳体 GG 上。

多档-自动变速器的输出轴 AB 通过正齿轮组 STST 始终与第一行星齿轮组 RS1 的齿圈 HO1 有效连接，其中该齿圈 HO1 在所示的示例性齿轮组元件联结情况下，另外始终与第三行星齿轮组 RS3 的行星架 ST3 连接。此外，第二行星齿轮组 RS2 的行星架 ST2 始终与第三行星齿轮组 RS3 的齿圈 HO3 连接，以及第一行星齿轮组 RS1 的行星架 ST1 始终与第二行星齿轮组 RS2 的齿圈 HO2 连接。第一行星齿轮组 RS1 的齿圈 HO1 和第三行星齿轮组 RS3 的行星架 ST3 之间的相应连接元件设计为圆柱体 ZYL。该圆柱体 ZYL 一方面通过适当的有效连接与齿圈 HO1 连接，例如通过焊接连接，并且在轴向上从齿圈 HO1 一直延伸到齿圈 HO3。另一方面，圆柱体 ZYL 在第三行星齿轮组 RS3 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上通过适当的有效连接与行星架 ST3 的行星架连接板 STB3 连接，例如通过驱动轮廓面（Mitnahmeprofil）。圆柱体 ZYL 还完全跨越第二和第三行星齿轮组 RS2，RS3。

第一行星齿轮组 RS1 在轴向上被两个轴完全中心贯穿，即被作为空心轴构成的行星架轴 STW1 和在该行星架轴 STW1 径向内部引导的输入轴 AN 贯穿。在此行星架轴 STW1 在第一行星齿轮组 RS1 的面向第二行星齿轮组 RS2 的一侧上带有第一行星齿轮组 RS1 的行星架 ST1 的行星架连接板 STB12，在第一行星齿轮组 RS1 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上带有离合器 E 的输出元件 530。行星架连接板 STB12 又在其外直径上与第二行星齿轮组 RS2 的齿圈 HO2 连接。在第一行星齿轮组 RS1 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上，行星架轴 STW1 在同样作为空心轴构成的太阳轮轴 SOW1 径向内部延伸。该太阳轮轴

SOW1 又一方面与第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1 连接, 另一方面在第一行星齿轮组 RS1 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上带有制动器 C 的输入元件 320 和离合器 B 的输出元件 230。行星架 ST1 轴向贯穿第一行星齿轮组 RS1, 并在其背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上与制动器 D 的输入元件 420 连接。

输入轴 AN 还在轴向上中心贯穿第二 (从空间上看中间的) 行星齿轮组 RS2 和第三行星齿轮组 RS3。

正齿轮组 STST 在行星架连接板 STB3 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上与第三行星齿轮组 RS3 轴向邻接。在此多齿轮的正齿轮组 STST 包括第一正齿轮 STR1, 作为阶梯齿轮的正齿轮 STR2, 以及第三正齿轮 STR3, 其中所述第一正齿轮始终与第三行星齿轮组 RS3 的行星架连接板 STB3 连接, 所述第二正齿轮的第一齿部与第一正齿轮啮合, 所述第三正齿轮与所述第二正齿轮 STR2 的第二齿部啮合, 并通过差速器 DIFF 与输出轴 AB 有效连接。不言而喻, 正齿轮组 STST 的该设计方案应该看作是示例性的。该技术领域的技术人员例如还可使用链传动代替该正齿轮组 STST, 那么其第一链轮与第三行星齿轮组 RS3 的行星架连接板 STB3 连接, 其第二链轮 (在需要时通过差速器) 与输出轴 AB 连接。

作为空心轴构成的太阳轮轴 SOW3 在正齿轮传动 STST 的第一正齿轮 STR1 的内部中心延伸, 该太阳轮轴一方面与第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 连接, 另一方面在第一正齿轮 STR1 的背离第三行星齿轮组 RS3 的一侧上带有制动器 A 的输入元件 120。另一方面, 输入轴 AN 在该太阳轮轴 SOW3 径向内部延伸。

第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 可通过制动器 A 固定, 该制动器从空间上看布置在正齿轮组 STST 的背离第三行星齿轮组 RS3 的一侧上。在此作为内摩擦片支架的制动器 A 的输入元件 120 在一侧与

正齿轮组 STST 的第一正齿轮 STR1 轴向邻接，并在相反侧与和变速器壳体 GG 抗扭连接的壳体壁 GW 邻接。不言而喻，壳体壁 GW 和变速器壳体 GG 可以做成一体。带有外摩擦片和带涂层摩擦片的制动器 A 的摩擦片组 100 在变速器壳体 GG 的内直径区域布置在大直径上。摩擦片组 100 的外摩擦片用的驱动轮廓面可以简单的方式集成在变速器壳体 GG 内。不言而喻，还可为制动器 A 设置单独的外摩擦片支架，该外摩擦片支架通过适当的机构与变速器壳体 GG 或者固定在变速器壳体上的壳体壁 GW 形状锁合、力锁合或者材料锁合连接。这里为简化而未示出的用于操纵摩擦片 100 的制动器 A 的伺服装置可以从空间上看布置在壳体壁 GW 和摩擦片组 100 之间，但在相应的变速器壳体构造情况下，还可位于摩擦片组 100 的面向第一正齿轮 STR1 或者第三行星齿轮组 RS3 的一侧上。

在图 3 中所示的实例情况下，在制动器 A 的输入元件 120 中心内部延伸的输入轴 AN 贯穿壳体壁 GW 并从而在布置了制动器 A 的自动变速器一侧上，即在正齿轮组 STST 附近，通向外面。此外，如图 3 中所示，这里输入轴 AN 例如通过带锁止离合器的变矩器和扭转减振器与为简化而未示出的自动变速器的驱动机构连接。不言而喻，如果变速器内部的换档元件中至少一个设计为起动换档元件，则还可通过适当的其它起动元件（例如离合器）代替或者取消变矩器。

此外，如图 3 中所示，两个制动器 C，D 从空间上看并排布置在轴向位于串联的行星齿轮组径向上方的区域内。制动器 D 的带有外摩擦片和带涂层摩擦片的摩擦片组 400 在此从空间上看布置在第三行星齿轮组 RS3 的上方，在轴向上看直接位于正齿轮组 STST 的第一正齿轮 STR1 附近，位于变速器壳体 GG 的内直径区域的大直径上。制动器 D 的摩擦片组 400 的外摩擦片用的外摩擦片支架在这里例如集成在变速器壳体 GG 内，但还可不言而喻地设计为单独的部件，那么该单独的部件通过适当的机构与变速器壳体 GG 连接。作为圆柱形内摩擦片支架构成的制动器 D 的输入元件 420 在圆柱体 ZYL 径向上方轴向

越过全部三个行星齿轮组 RS1, RS2, RS3, 并与第一行星齿轮组 RS1 的行星架 ST1 的第一行星架连接板 STB11 连接, 其中该第一行星架连接板 STB11 布置在行星架 ST1 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上。在所示实例中, 制动器 D 的内摩擦片支架 (420) 轴向完全贯穿全部三个行星齿轮组 RS1, RS2, RS3。但根据结构的设计, 制动器 D 的摩擦片组 400 的空间位置还可在第二行星齿轮组 RS2 方向上轴向移动, 从而制动器 D 的内摩擦片支架 (420) 在轴向上完全跨越至少第一和第二行星齿轮组 RS1, RS2。

制动器 C 的带有外摩擦片和带涂层摩擦片的摩擦片组 300 与制动器 D 的摩擦片组 400 相邻, 从空间上看大约位于第二行星齿轮组 RS2 上方, 同样位于变速器壳体 GG 的内直径区域的大直径上。制动器 C 的摩擦片组 300 的外摩擦片用的外摩擦片支架在这里同样例如集成在变速器壳体 GG 内, 但不言而喻, 还可作为单独的固定在变速器壳体上的部件。为简化制造技术并低成本地使用共用部件, 可以为两个制动器 C, D 设置相同的外摩擦片和带涂层摩擦片。作为锅形内摩擦片支架构成的制动器 C 输入元件 320 具有圆柱形的部分 321 和盘形部分 322。该圆柱形部分 321 在制动器 D 的输入元件 420 的圆柱形部分 421 的径向上方在轴向上延伸越过第一和第二行星齿轮组 RS1 和 RS2。盘形部分 322 在该区域连接在圆柱形部分 321 上, 并在第一行星架连接板 STB11 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上径向向内一直延伸到太阳轮轴 SOW1, 并与该太阳轮轴连接。如上所述, 太阳轮轴 SOW1 又与第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1 连接。在所示实例中, 制动器 C 的内摩擦片支架 (320) 完全跨越两个行星齿轮组 RS1, RS2。但根据结构设计, 制动器 C 的摩擦片组 300 的空间位置还可轴向移动, 或者在第一行星齿轮组 RS 的方向上移动, 使得制动器 C 的内摩擦片支架 (320) 轴向完全跨越至少第一行星齿轮组 RS1, 或者在第三行星齿轮组 RS3 的方向上移动, 使得制动器 C 的内摩擦片支架 (320) 可能还轴向部分跨越第三行星齿轮组 RS3。

后面还会详细研究用于操纵各个摩擦片 300 或 400 的两个制动器 C, D 的(在图 3 中为简化未示出的)伺服装置设计方案的结构细节。比较合理的是这两个伺服装置或者轴向位于两个摩擦片组 300, 400 之间, 或者两个摩擦片组 300, 400 直接并排地位于两个伺服装置之间。在这两种情况下, 制动器 C, D 的伺服装置具有相反的操纵方向。

另外两个换档元件 B 和 E 布置在第一行星齿轮组 RS1 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上, 在图 3 中所示的实例中, 位于自动变速器的与(未示出的)驱动机构相反的一侧上。更可取的是两个离合器 B, E 在这里组合成预装配的组件, 该组件布置为与第一行星齿轮组 RS1 相邻。如图 3 中所示, 离合器 B 的带有外摩擦片和带涂层摩擦片的摩擦片组 200 在轴向上看布置在离合器 E 的带有外摩擦片和带涂层摩擦片的摩擦片组 500 的径向上方, 即摩擦片组 200 从空间上看位于摩擦片组 500 上方。制动器 C 的摩擦片 300 比制动器 D 的摩擦片 400 更靠近离合器 B 的摩擦片 200。

在自动变速器的面向驱动机构的一侧上布置有离合器 E 的输入元件 520, 该输入元件在这里是外摩擦片支架并与输入轴 AN 连接。同样作为外摩擦片支架的离合器 B 的输入元件 220 通过离合器 E 的输入元件 520 与输入轴 AN 连接。两个外摩擦片支架(220, 520)在这里最好组合成共用的摩擦片支架, 这一方面允许制造技术的简化, 另一方面还允许为两个离合器 B, E 的外摩擦片和带涂层摩擦片使用共用部件。

作为内摩擦片支架的离合器 B 的输出元件 230-部分轴向与制动器 C 的内摩擦片支架(320)的盘形部分 322 邻接-径向向内一直延伸到第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮轴 SOW1 并与其连接。为减少结构长度, 该技术领域的技术人员在需要时将离合器 B 的内摩擦片支架(230)和制动器 C 的内摩擦片支架(320)的盘形部分 322 实施为共用部件。

同样作为内摩擦片支架的离合器 E 的输出元件 530-轴向位于离合器 B 的盘形内摩擦片支架 (230) 和离合器 E 的外摩擦片支架 (520) 的盘形部分之间-径向向内一直延伸到第一行星齿轮组 RS1 的行星架轴 STW1 并与其连接。如上所述, 该行星架轴 STW1 中心贯穿太阳轮轴 SOW1, 并在第一行星齿轮组 RS1 的与第二行星齿轮组 RS2 相邻的一侧上既与第一行星齿轮组 RS1 的行星架 ST1 连接又与第二行星齿轮组 RS2 的齿圈 HO2 连接。

后面还要详细研究两个离合器 B, E 的 (在图 3 中为简化未示出的) 伺服装置用的各种可取的空间布置和可能的结构细节。但对于该技术领域的技术人员来说, 容易从图 3 中所示的布置中看出, 离合器 E 的伺服装置在这里更合理的是布置在由离合器 E 的外摩擦片支架 (520) 构成的离合器腔内。

通过在图 3 中示出的部件布置, 获得了从空间上看总体上非常紧凑的, 结构长度减少的变速器结构。承受高热负荷的离合器 B 的摩擦片 200 有利地布置在大直径上, 最高由全部五个换档元件静态加载的制动器 D 的摩擦片 400 也同样布置。为节约成本, 可以为两个制动器 C, D 和为两个离合器 B, E 使用相同的摩擦片类型或者相同的摩擦片尺寸。

因为输入轴 AN-如上所述-从轴向上看贯穿自动变速器的全部旋转的内部零件, 所以该技术领域的技术人员根据使用情况可选择地如图 3 中所示将驱动机构布置在自动变速器的布置有制动器 A 或者正齿轮传动的端面上, 或者布置在自动变速器的布置有带有两个离合器 B, E 的组件的相反端面上。

图 4 示出了根据图 3 的自动变速器的带有所属传动比间隔和总传动比的换档图。通过有选择地每次连接五个换档元件 A 到 E 中的两个可以无组合换档地转换六个前进挡, 即为从一个档位向相邻的较高或

者较低档位转换，在刚刚被操纵的换档元件中每次只有一个开启并且一个另外的换档元件闭合。在第一档“1”，制动器 A 和 D 闭合，在第二档“2”，制动器 A 和 C 闭合，在第三档“3”，制动器 A 和离合器 B 闭合，在第四档“4”，制动器 A 和离合器 E 闭合，在第五档“5”，离合器 B 和 E 闭合，在第六档“6”，制动器 C 和离合器 E 闭合。在倒档“R”，离合器 B 和制动器 D 闭合。在此单个传动比间隔允许良好的行驶性，自动变速器具有有利的较高总传动比（传动比范围）。

图 5 示出了根据图 3 的第一部件布置的细节，从现在开始补充了径向轴承结构和部件轴承结构和五个换档元件 A 到 E 的伺服装置。三个单-行星齿轮组 RS1, RS2, RS3 和五个换档元件 A 到 E 和输入轴和输出轴 AN, AB 的运动学联结与图 3 中所示的变速器示意图对应。行星齿轮组 RS1, RS2, RS3 和换档元件 A 到 E 在变速器壳体 GG 内部相互之间的空间布置与图 3 相比也基本没变。

制动器 A（作为自动变速器的第一换档元件）在这里布置在自动变速器的靠近驱动机构的一侧。在此制动器 A 与壳体壁 GW 直接邻接，与图 3 类似，该壳体壁构成自动变速器的面向（未详细示出的）驱动机构或者面向这里例如实施为综合式变矩器的变速器壳体外面的自动变速器起动元件的外壁。在此壳体壁 GW 可以是变速器壳体 GG 的一部分或者作为单独的部件，然后该单独的部件通过适当的机构与变速器壳体 GG 抗扭连接。作为外摩擦片支架构成的制动器 A 的输出元件 130 按制造技术有利的方式集成在壳体壁 GW 内。相应地制动器 A 的输入元件 120 实施为内摩擦片支架。在所示实例中，该基本盘形构成的内摩擦片支架（120）从其与壳体壁 GW 邻接的摩擦片驱动轮廓面径向向内一直延伸到太阳轮轴 SOW3 并与其连接。和在图 3 中一样，该太阳轮轴 SOW3 作为制动器 A 的输入元件（内摩擦片支架）120 与第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 之间的有效连接，并实施为空心轴，输入轴 AN 位于该空心轴内。

用 110 表示的制动器 A 的伺服装置简化示出, 并且布置在制动器 A 的摩擦片组 100 的面向与输出轴 AB 有效连接的正齿轮 STR1 或者第三行星齿轮组 RS3 的一侧上。伺服装置 110 (通常) 包括活塞和该活塞用的复位元件, 其中所述活塞轴向可移动地支承在相应的活塞腔或压力腔内。在通过相应的压力介质供给向活塞腔加压情况下, 活塞克服复位元件的复位力而在壳体壁 GW 的方向上轴向操作制动器 A 的摩擦片 100。在此伺服装置 110 的活塞腔或压力腔集成在壳体壁 GW 内。

如在图 3 中所示, 从空间上看, 轴向在制动器 A 和 (面向驱动机构的) 第三行星齿轮组 RS3 之间布置有这里未详细示出的正齿轮组的第一正齿轮 STR1, 该正齿轮建立联结的行星齿轮变速器的输出端与自动变速器的输出轴之间的有效连接。该正齿轮 STR1 支承在壳体隔壁 GZ 上, 该壳体隔壁与变速器壳体 GG 抗扭连接并从变速器壳体 GG 的内直径径向向内延伸。从空间上看, 该壳体隔壁 GZ 例如轴向位于正齿轮 STR1 和第三行星齿轮组 RS3 之间, 与正齿轮 STR1 轴向直接邻接。在其面向壳体隔壁 GZ 的一侧, 正齿轮 STR1 与制动器 A 的内摩擦片支架 (120) 的盘形部分 122 直接邻接。作为第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 和制动器 A 的输入元件 (内摩擦片支架) 120 之间的有效连接而设置的太阳轮轴 SOW3 中心贯穿壳体隔壁 GZ。

在另一个设计方案中, 第一正齿轮 STR1 支承在壳体隔壁 GZ 上, 不言而喻, 该壳体隔壁还可布置在正齿轮 STR1 的背离行星齿轮组 RS3 的一侧上, 即从空间上看位于制动器 A 的内摩擦片支架 (120) 和正齿轮 STR1 之间。不言而喻, 壳体隔壁 GZ 还可设计成变速器壳体的一部分。以后还会详细研究正齿轮 STR1 的轴承结构的这种替代方案。

此外, 在图 5 中, 在自动变速器的靠近驱动机构的区域内, 示出了输入轴 AN 和壳体壁 GW 之间的径向轴承结构, 太阳轮轴 SOW3 和

输入轴 AN 之间的径向轴承结构, 以及第一正齿轮 STR1 和壳体隔壁 GZ 之间的径向轴承结构。

与图 3 类似, 两个制动器 C 和 D 从空间上看布置在行星齿轮组 RS1 到 RS3 的径向上方, 制动器 C 在轴向上看位于第一和 (中间的) 第二行星齿轮组 RS1, RS2 的径向上方区域内, 制动器 D 位于 (中间的) 第二和第三行星齿轮组 RS2, RS3 的径向上方区域内。与制动器 A 的伺服装置 110 类似, 用 310 和 410 表示的制动器 C 和 D 的伺服装置简化示出, 并包括-通常-各一个活塞和各个活塞用的各一个复位元件, 其中所述活塞轴向可移动地支承在相应的活塞腔或者压力腔内。在通过相应的压力介质供给给各个活塞腔加压的情况下, 各个活塞克服各个复位元件的复位力操作制动器 C 或 D 的摩擦片 300 或 400。在图 5 所示的实例中, 两个制动器 C, D 的摩擦片组 300, 400 直接轴向邻接。制动器 D 的伺服装置 410 布置在制动器 D 的摩擦片组 400 的面向正齿轮 STR1 或者制动器 A 或者壳体隔壁 GZ 的一侧上, 并轴向向制动器 C 的方向操作该摩擦片 400。制动器 C 的伺服装置 310 布置在制动器 C 的摩擦片组 300 的背离制动器 D 的一侧上, 并轴向向制动器 D 的方向操作该摩擦片 300。即两个伺服装置 310, 410 的操作方向是彼此相反的。后面还要详细研究带有两个制动器 C, D 和伺服装置 310, 410 的组件的设计方案。

与图 3 类似, 离合器 B 和 E 都布置在第一行星齿轮组 RS1 的面向第二行星齿轮组 RS2 的一侧上, 并构成与第一行星齿轮组 RS1 相邻的、预装配的组件。在此离合器 B 的摩擦片组 200 在轴向上看至少大部分位于离合器 E 的摩擦片组 500 的径向上方。摩擦片 200 的有利的大直径考虑了设计所决定的离合器 B 的较高热负荷。对于两个离合器 B 和 E, 作为的输入元件 220, 520 设置了共用的摩擦片支架 ZYLBE, 该摩擦片支架对于离合器 E 是外摩擦片支架, 对于离合器 B 是内摩擦片支架。在此该摩擦片支架 ZYLBE 具有毂 523, 该毂与输入轴 AN 连接并支承在固定在变速器壳体上的毂 GN 上。从选择的命名法中可以

看出, 该毂 523 分配给离合器 E 的输入元件 (520)。固定在变速器壳体上的毂 GN 是在图 5 中为简化未详细示出的变速器壳体 GG 的外壁的圆柱形凸起, 其轴向向第一行星齿轮组 RS1 方向延伸。不言而喻, 毂 GN 还可集成在壳体盖内, 该壳体盖然后通过适当的机构与变速器壳体抗扭连接。输入轴 AN 本身在所示实例中还支承在毂 GN 上。此外, 离合器 B, E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 具有几何上不同的部分 521, 522, 524, 221 和 222, 它们根据命名法或者分配给离合器 E 的输入元件 (520) 或者分配给离合器 B 的输入元件 (220)。盘形部分 522 在轴向上看约在毂中心与毂 523 连接, 并从毂 523 的外直径径向向外延伸。在该盘形部分 522 的外直径上, 圆柱形部分 521 连接在盘形部分 522 上, 并轴向向行星齿轮组 RS1 方向一直延伸到离合器 E 的摩擦片组 500 的上方。在其内直径上, 圆柱形部分 521 具有适当的驱动轮廓面以接收离合器 E 的摩擦片组 500 的外摩擦片。在椭圆形部分 521 的外直径上, 在轴向上看, 在摩擦片组 500 的背离行星齿轮组 RS1 的一侧上, 连接有 (分配给离合器 B 的输入元件 (220) 的) 盘形部分 222, 该盘形部分径向向外一直延伸到与 (径向外部的) 离合器 B 的摩擦片组 200 的外直径相应的直径。在这里圆柱形部分 221 连接到盘形部分 222 上, 并轴向向行星齿轮组 RS1 方向一直延伸到离合器 B 的摩擦片组 200 的上方。在其内直径上, 圆柱形部分 221 具有适当的驱动轮廓面以接收离合器 B 的摩擦片组 200 的外摩擦片。即离合器 B 的外摩擦片 (和图 3 中一样) 通过离合器 E 的输入元件 520 与输入轴 AB 连接。

离合器 B, E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 的部分 521 和 522 构成离合器腔, 在该离合器腔内不仅布置有离合器 E 的摩擦片组 500, 而且还布置有用 510 表示的、用于操作离合器 E 的摩擦片 500 的伺服装置。即该伺服装置 510 布置在盘形部分 522 的面向第一行星齿轮组 RS1 的一侧上。摩擦片支架 ZYLBE (或者离合器 E 的输入元件 (520)) 的第一圆柱形部分 521, 盘形部分 522 和毂 523 构成活塞腔或者压力腔 511, 伺服装置 510 的活塞 514 轴向可移动地布置在该活塞腔或压

力腔内。在对伺服装置 510 的压力腔 511 加压的情况下，活塞 514 克服这里例如实施为膜片弹簧的伺服装置 510 的复位元件 513 的复位力，轴向向行星齿轮组 RS1 方向操作离合器 E 的摩擦片 500。在此通过压力介质供给 518 向压力腔 511 供给压力介质，该压力介质供给部分位于毂 523 内，部分位于固定在壳体上的毂 GN 内。

为平衡始终以输入轴 AN 转速旋转的压力腔 511 的动态压力，伺服装置 510 还具有一个压力平衡腔 512，该压力平衡腔位于位于活塞 514 的面向压力腔 511 的一侧上，即比压力腔 511 更靠近行星齿轮组 RS1。该压力平衡腔 512 由活塞 514 和隔板 515 构成，并且在几何上最好做成至少基本完全实现动态压力平衡。为此，压力平衡腔 512 通过滑润剂供给 519 无压力地填充滑润剂，其中该滑润剂供给 519 部分位于毂 523 内，部分位于输入轴 AN 内。

离合器 B 的伺服装置用 210 表示。该伺服装置 210 的活塞腔或者压力腔 211 布置在摩擦片支架 ZYLBE 的盘形部分 522 的面向离合器 E 的压力腔 511 的一侧上。压力腔 211 由摩擦片支架 ZYLBE（或者离合器 E 的输入元件（520））的毂 523，盘形部分 522 和第二圆柱形部分 524 构成，其中该第二圆柱形部分 524 轴向向与离合器 E 的压力腔 511 相反的方向延伸。伺服装置 210 的活塞 214 轴向可移动地布置在该压力腔 211 内。在对压力腔 211 加压的情况下，该活塞 214 克服这里例如实施为膜片弹簧的伺服装置 210 的复位元件 213 的复位力，轴向向相第一行星齿轮组 RS1 相反的方向操作摩擦片 200。在此活塞 214 在轴向上径向完全跨越两个离合器 E，B 共用的摩擦片支架 ZYLBE，特别是其部分 522，524，521 和 221。在此活塞 214 的操作-柱塞 216 从摩擦片组 200 的面向压力腔 211 的一侧作用在该摩擦片组 200 上。最好活塞 214 的几何轮廓与由摩擦片支架-部分 522，524，521 和 221 构成的摩擦片支架外壳表面相匹配。在此通过压力介质供给 218 向压力腔 211 供给压力介质，该压力介质供给部分位于毂 523 内，部分位于固定在壳体上的毂 GN 内。

为平衡以输入轴 AN 转速旋转的压力腔 211 的动态压力，离合器 B 的伺服装置 210 具有压力平衡腔 212，该压力平衡腔位于活塞 214 的面向压力腔 211 的一侧上。该压力平衡腔 212 由隔板 215 和活塞 214 的位于摩擦片支架-部分 524 径向下方的部分构成。最好压力平衡腔 212 在几何上如下设计，即至少基本上完全实现动态压力平衡。为此，压力平衡腔 212 通过滑润剂供给 219 无压力地填充滑润剂，其中该滑润剂供给 219 借问位于毂 523 内，部分位于固定在壳体上的毂 GN 内。

相对于伺服装置 210 的压力腔 211 的空间位置，在该根据本发明的布置情况下，对离合器 B 的摩擦片 200 的操作是“拉”。与此相反，相对于伺服装置 510 的压力腔 511 的空间位置，对离合器 E 的摩擦片 500 的操作是“压”。

盘形部分 522 基本上构成摩擦片支架 ZYLBE 的径向外壳表面，在其面向行星齿轮组 RS1 的一侧布置有离合器 E 的伺服装置的的压力腔 511，在其背离行星齿轮组 RS1 的一侧上布置有离合器 B 的伺服装置的的压力腔 211。即摩擦片支架 ZYLBE 的外壳表面的该部分将两个压力腔 211 和 511 相互分开。为对各个旋转的压力腔 211 或 511 进行动态压力平衡而设置的离合器 B 和 E 的伺服装置的的压力平衡腔 212 或者 512 分别布置在各个压力腔 211 或 511 的背离摩擦片支架 ZYLBE 的外壳表面的该区域的一侧上。

现在借助图 6 和 7 解释第一细节设计和实际实施的变速器设计，它们两个都是基于根据图 5 的部件布置。图 6 示出了局部变速器剖面，该变速器剖面带有供带有两个离合器 B，E 的组件用的示例细节设计。与在图 5 中一样，离合器 B，E 构成预装配的组件，该组件包括两个离合器 B，E 的摩擦片组 200，50 和各自的伺服装置，以及两个离合器 B，E 共用的摩擦片支架 ZYLBE。摩擦片支架 ZYLBE 是两个离合器 B，E 的外摩擦片支架，是向（为简化在图 6 中未示出的）相邻的

行星齿轮组方向开口的锅形的。在几何上摩擦片支架 ZYLBE 分成不同的部分 221, 521, 525, 524, 522 和 523.两个圆柱形部分 521, 524 和两个盘形部分 525, 522 和毂 523 构成离合器 E 的输入元件, 该输入元件与输入轴 AN 连接。圆柱形部分 221 构成离合器 B 的输入元件, 该输入元件通过离合器 E 的输入元件与输入轴 AN 连接。在圆柱形部分 221 和 521 的外直径上, 设置了相应的驱动轮廓面以接收摩擦片组 200 和 500 的外摩擦片。

如图 5 中所示, 离合器 B 的摩擦片组 200 布置在比离合器 E 的 500 更大的直径上。但与图 5 不同, 两个离合器 B, E 的摩擦片组 200 和 500 相互轴向位移。这里没有改变的是, 摩擦片组 200 的带涂层摩擦片的摩擦面-内直径比摩擦片组 500 的带涂层摩擦片的摩擦面-外直径大, 然而摩擦片组 500 的外摩擦片的摩擦片-驱动轮廓面的分度圆直径比摩擦片组 200 的带涂层摩擦片的摩擦片-驱动轮廓面的分度圆直径大。

如图 6 中所示, 离合器 B 的摩擦片组 200 的直径在此这样选择, 即摩擦片组 200 在轴向上看可布置在与该离合器结构相邻的第一行星齿轮组 (为简化在图 5 中仅示出了该行星齿轮组的太阳轮 SO1) 的径向上方。从离合器 B 的内摩擦片支架 (输出元件 230) 的置于中间的盘形部分 232 开始, 从空间上看, 在约与第一行星齿轮组的 (这里未详细示出的) 齿圈的直径区域对应的区域内, 离合器 E 的摩擦片组 500 与第一行星齿轮组 (RS1) 直接轴向邻接。这种部件套装一方面在变速器结构长度方面有优点, 另一方面在变速器壳体部分中的变速器壳体-外直径方面有优点, 其中在带有与行驶方向垂直安装的驱动机构的汽车中, 由于车身的结构, 公知的是对于所述变速器壳体部分只有非常有限的安装空间可用。

相应地, 在 (为离合器 B 的输入元件分配的) 摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 221 和 (为离合器 E 的输入元件分配的) 摩擦片支架

ZYLBE 的圆柱形部分 521 之间的过渡具有直径偏差或阶梯。离合器 B 的摩擦片 200 在被（“拉”）操作时轴向支承在该阶梯上。为在（“压”）操作时轴向支承离合器 E 的摩擦片 500，设置了定位环 501，该定位环接合在圆柱形部分 521 的摩擦片驱动轮廓面内并通过适当的装置轴向固定在摩擦片支架 ZYLBE 的部分 521 上。对于该技术领域的技术人员来说很清楚，在安装和轴向固定该定位环 501 之前，两个离合器 B 和 E 共用的外摩擦片支架（ZYLBE）必须事先与离合器 E 的伺服装置和摩擦片组 500 装配在一起。这种轴向固定可以例如是槽，该槽在定位环 501 上方的相应轴向位置径向向摩擦片支架 ZYLBE 的驱动轮廓面内铣出来，或者作为材料-穿过（材料-压入）径向压入摩擦片支架 ZYLBE 的驱动轮廓面内。这种轴向固定的其它实例是随后将定位环 501 压紧在摩擦片支架 ZYLBE 上，或者随后在定位环 501 的背离摩擦片组 500 的一侧上，在该定位环轴向附近径向向摩擦片支架 ZYLBE 的驱动轮廓面插入的材料-穿过（材料-压入），或者将定位环 501 径向用销钉固定在摩擦片支架 ZYLBE 上。

从摩擦片支架 ZYLBE 的毂 523（离合器 E 的输入元件的毂）开始，第一盘形部分 522 约在毂中心径向向外延伸。毂 523 的第一圆柱形部分用 526 表示，其在盘形部分 522 的背离行星齿轮组 RS1 的一侧轴向延伸。毂 523 的第二圆柱形部分用 527 表示，其在盘形部分 522 的面向行星齿轮组 RS1 的一侧上轴向延伸。在第一盘形部分 522 的两侧各布置了一个压力腔。在第一盘形部分 522 的背离行星齿轮组 RS1 的一侧上，在毂部分 526 的径向上方，布置了离合器 B 的伺服装置的压力腔 211。在第一盘形部分 522 的面向行星齿轮组 RS1 的一侧上，在毂部分 527 的径向上方，布置了离合器 E 的伺服装置的压力腔 511。在其外直径上，第二圆柱形部分 524 连接在第一盘形部分 522 上，并在轴向上向与行星齿轮组 RS1 相反的方向延伸，其延伸的长度和毂 523 的第一圆柱形部分 526 的延伸长度一样。这里第二至少基本为盘形的部分 525 在第二圆柱形部分 524 上，径向向外一直延伸到大约摩擦片支架 500 的外直径，一直延伸到离合器 E 的输入元件的第一圆柱

形部分 521。如图 6 中所示，带有其在序列 521，525，524，522，523 中相互连接的部分的摩擦片支架 ZYLBE（或者离合器 E 的输入元件）具有在径向上看整体曲折的结构并且在此构成离合器腔，在该腔内部布置了离合器 E 的伺服装置和两个离合器 B，E 的摩擦片组 200，500。

摩擦片支架 ZYLBE（或者离合器 E 的输入元件）的盘形部分 522 和圆柱形毂部分 527 和离合器 E 的伺服装置的活塞 514 一起构成离合器 E 的伺服装置的压力腔 511。向该压力腔 511 的压力介质供给 518 一部分穿过离合器 B，E 共用的外摩擦片支架的（毂部分 527 内的）毂 523，一部分穿过固定在壳体上的毂 GN。由活塞 514 和隔板 515 构成的、用于平衡旋转压力腔 511 的动态压力的压力平衡腔 512 位于活塞 514 的面向压力腔 511 的一侧上，即比压力腔 511 更靠近第一行星齿轮组 RS1。向该压力平衡腔 512 的滑润剂供给 519 一部分穿过离合器 B，E 的共用摩擦片支架 ZYLBE 的（毂部分 527 内的）毂 523，一部分穿过输入轴 AN。该例如实施为膜片弹簧的复位元件 513 在活塞 514 和隔板 515 之间预紧，其中隔板 215 轴向支承在输入轴 AN 上。

摩擦片支架 ZYLBE（或者离合器 E 的输入元件）的盘形部分 522 和圆柱形部分 524 和圆柱形毂部分 526 和离合器 B 的伺服装置的活塞 214 一起构成离合器 B 的伺服装置的压力腔 211。从空间上看，活塞 214 基本沿着离合器 B，E 的共用摩擦片支架 ZYLBE 的曲折结构，并且部分跨越摩擦片支架 ZYLBE 的第二圆柱形部分 524，在轴向上径向完全跨越由摩擦片支架 ZYLBE 为离合器 E 构成的离合器腔和离合器 B 的摩擦片 200。在此活塞 214 在轴向上越过离合器 B 的摩擦片组 200，一直延伸到第一行星齿轮组 RS1 上方的区域。为“拉”操作离合器 B 的摩擦片 200，作用在摩擦片组 200 上的操作-柱塞 216 在摩擦片组 200 上方的区域固定在活塞 214 上，并径向向内几乎延伸到摩擦片组 200 的内直径。向离合器 B 的伺服装置的压力腔 211 的压力介质供给 218 一部分穿过离合器 B，E 的共用摩擦片支架 ZYLBE 的（在毂部分 526 内的）毂 523，一部分穿过固定在壳体上的毂 GN。离合器 B 的伺服

装置也具有压力平衡腔。该相应的用于平衡旋转的压力腔 211 的动态压力的压力平衡腔 212 从空间上看布置在摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 524 下方，并由活塞 214 和隔板 215 构成。向该压力平衡腔 212 的滑润剂供给 219 一部分穿过摩擦片支架 ZYLBE 的（在毂部分 526 中的）毂 523，一部分穿过固定在壳体上的毂 GN，一部分穿过输入轴 AN。实施为膜片弹簧的用于使活塞 214 复位的复位元件 214 布置在压力平衡腔 212 之外，并且在由离合器 B 和 E 组成的组件的面向行星齿轮组 RS1 的一侧上，贴靠在活塞 214 的外表面上。在此，膜片弹簧（213）在活塞 214 的外表面和布置在第一圆柱形毂部分 526 的外边缘上的毂 523 的支承轴环之间轴向预紧。

因此，第一盘形部分 522 基本构成摩擦片支架 ZYLBE 的径向的（这里基本是垂直的）外壳表面，在其面向行星齿轮组 RS1 的一侧上布置有离合器 E 的伺服装置的压力腔 511，在其背离行星齿轮组 RS1 的一侧上布置有离合器 B 的伺服装置的压力腔 211。即摩擦片支架 ZYLBE 外壳表面的该区域将两个压力腔 211 和 511 相互分开。为对各个旋转的压力腔 211 或 511 进行动态压力平衡而设置的离合器 B 和 E 的伺服装置的压力平衡腔 212 或 512 分别布置在各个压力腔 211 或 511 的背离摩擦片支架 ZYLBE 外壳表面的该区域的一侧上。两个离合器 B, E 可完全彼此独立操作，即对这两个离合器中一个的操作对另一个离合器没有反作用。

从空间上看在靠近行星齿轮组的毂部分 527 区域，摩擦片支架 ZYLBE 的毂 523 在所示实例中通过焊接连接与输入轴 AN 固定连接。不言而喻，代替这种焊接连接，还可以设置可脱开的连接，例如驱动轮廓面。

作为另外的细节，在其从空间上看位于离合器 E 的摩擦片组 500 上方的区域中，离合器 B 的伺服装置的活塞 214 在其外直径上具有适当的传感轮廓，驱动转速传感器 NAN（非接触地）检测该传感轮廓以

确定输入轴转速。

作为内摩擦片支架的离合器 E 的输出元件 530 具有轴向的短圆柱形部分 531，在其外直径上设置了适当的驱动轮廓面以接收摩擦片组 500 的带涂层摩擦片。与摩擦片组 500 直接相邻，在摩擦片组 500 的背离离合器 E 的伺服装置的压力腔 511 的一侧上，盘形部分 532 连接在该圆柱形部分 531 上，并-轴向与隔板 515 直接邻接地-轴向向内一直延伸到行星架轴 STW1 并与其连接。

作为内摩擦片支架的离合器 B 的输出元件 230 具有圆柱形部分 231，其在轴向上看靠近离合器 E 的摩擦片组 500 并且还靠近离合器 E 的伺服装置，在轴向上看在（这里未完全示出的）第一行星齿轮组的径向上方延伸，并在其外直径上具有适当的驱动轮廓面以接收摩擦片组 200 的带涂层摩擦片。在圆柱形部分 231 的面向离合器 E 的一侧上，离合器 B 的内摩擦片支架（230）的盘形部分 232 连接在圆柱形部分 231 上，并-与摩擦片组 500 的背离压力腔的一侧和离合器 E 的内摩擦片组（530 的）盘形部分 532 轴向直接邻接地-径向向内延伸，一直延伸到第一行星齿轮组的太阳轮 SO1。

同样如图 6 中所示，制动器靠近离合器 B 的摩擦片组 200，位于摩擦片组 200 的面向离合器 E 的一侧上。在直径上，制动器 C 的摩擦片 300 的尺寸做成至少与离合器 B 的摩擦片 200 类似。作为内摩擦片支架的制动器 C 的输入元件 320 与离合器 B 的内摩擦片支架（230）一起做成一体。该输入元件 320 的圆柱形部分 321 在其外直径上具有适当的驱动轮廓面以接收摩擦片组 300 的带涂层摩擦片，并轴向直接连接在离合器 B 的输出元件 230 的圆柱形部分 231 上。在制造技术上有利的是，两个摩擦片组 300，200 的带涂层摩擦片的摩擦片驱动轮廓面是相同的，由此还能够使用相同的带涂层摩擦片类型。

在图 6 中另外还示出了制动器 C 的输出元件 330，其设计为带有

供摩擦片组 300 的外摩擦片用的相应摩擦片驱动轮廓面的圆柱形外摩擦片支架，并实施为单独的部件。这种圆柱体可例如还接收制动器 C 的伺服装置和整个制动器 D（包括其伺服装置和摩擦片），并作为组件预装配，然后将该组件安装到变速器壳体内并固定以防止转动。

图 7 示出了基于根据图 5 的变速器剖面的、带有根据图 6 的细节设计的本质特征的、实际实施的变速器结构的变速器剖面的局部视图。相对于从图 5 中已知的三个行星齿轮组 RS1, RS2, RS3 和五个换档元件 A 到 E 的空间布置，自动变速器的驱动机构的位置现在是镜像相反的。即与输入轴 AN 有效连接的驱动机构现在布置在还布置了带有两个离合器 B 和 E 的组件的变速器侧面上。此外，与自动变速器（这里未示出的）输出轴连接的差速器 DIFF 却布置在驱动机构附近，从而在正齿轮组 STST 的第一正齿轮 STR1 和正齿轮组 STST 的与差速器 DIFF 连接（这里例如用螺栓连接的）第三正齿轮 STR3 之间存在大的轴向距离，这里作为半轴的正齿轮组 STST 的第二正齿轮 STR2 跨越该轴向距离。在第三行星齿轮组 RS3 的行星架连接板 STB3 的面向第二行星齿轮组 RS2 的侧面上，与自动变速器的（这里未示出的）输出轴有效连接的正齿轮组 STST 的第一正齿轮 STR1 与第三行星齿轮组 RS3 直接邻接。第一正齿轮 STR1 的轴承结构 STRL1 例如实施为刚性圆锥滚子轴承结构，带有两个直接彼此邻接的圆锥滚子轴承。这两个圆锥滚子轴承的轴承内圈位于正齿轮 STR1 的正齿轮毂 STRN1 上，该正齿轮毂轴向向与第三行星齿轮组 RS3 相反的方向延伸，轴向通过轴螺母固定。这两个圆锥滚子轴承的轴承内圈分别安装在壳体隔壁 GZ 的轴承孔内，并分别支承在轴向位于两个圆锥滚子轴承之间、径向向内延伸的壳体隔壁 GZ 的接触肩部上。即正齿轮 STR1 的正齿轮毂 STRN1 中心贯穿壳体隔壁 GZ。

壳体隔壁 GZ 同时构成制动器 A 的输出元件 130，该输出元件是外摩擦片支架，带有相应的驱动轮廓面以接收制动器 A 的摩擦片组 100 的外摩擦片。在此在轴向上看，制动器 A 部分布置在第一正齿轮 STR1

的轴承结构 STRL1 的径向上方，特别位于集成在壳体隔壁 GZ 内的制动器 A 的伺服装置 110 的径向上方。壳体隔壁 GZ 与变速器壳体 GG 抗扭连接，在图 7 中为简化没有示出相应的（通常的）螺栓连接。中间轴（STR2）的轴承结构例如通过两个圆锥滚子轴承支承，其中圆锥滚子轴承中的第一个从空间上看布置在第三行星齿轮组 RS3 上方区域内，位于第一正齿轮 STR1 的背离轴承 STRL1 或者制动器 A 的一侧上。圆锥滚子轴承中的第二个从空间上看位于离合器 B 和 E 的相互邻接的摩擦片组 200 和 500 的上方区域内，从第一正齿轮 STR1 方向看，轴向位于第三正齿轮 STR3 之前。驱动机构侧的壳体壁 GW 在该实例中由两个部分组成，其中该由两个部分组成的壳体壁 GW 的一部分向驱动机构侧方向覆盖差速器盖和差速器 DIFF。在由两个部分组成的壳体壁 GW 的驱动机构附近的部分中，集成了泵和各种的压力介质通道，以向各种变速器部件供给滑润剂和向换档元件供给压力介质。相应地，制动器 A 布置在变速器壳体 GG 的背离驱动机构的一侧上。

制动器 C 和 D 构成预装配的组件，该组件作为整体安装在变速器壳体内。该组件包括两个制动器 C 和 D 的作为外摩擦片支架的输出元件 330, 430, 两个制动器 C 和 D 的摩擦片组 300, 400, 以及两个制动器 C 和 D 的伺服装置 310, 410。有利的是两个外摩擦片支架 330 和 430 实施为单件的圆柱形部件，该部件在图 7 中用 ZYLCD 表示，其中还集成了伺服装置 310 和 410 的一部分。这种组件例如从申请人的 DE 101 31 816 A1 中已知。作为另外的细节，在图 7 中可以看到，圆柱体 ZYLCD 还构成了正齿轮 STR1 附近的半轴（STR2）轴承结构的圆锥滚子轴承用的轴承座。

如上所述，带有两个离合器 B, E 的组件的结构设计方案基本上与前面借助图 6 详细描述的细节方案相应，从而这里可以省略对（设有相同的附图标记的）单个部件的再次描述。仅应该补充的是，离合器 E 的摩擦片组 500 的直径和离合器 B 的伺服装置 210 的活塞 214 的外轮廓与半轴（STR2）的驱动机构附近的圆锥滚子轴承的壳体侧的轴

承座相匹配，其中所述活塞在轴向上径向跨越离合器 E 的摩擦片组 500。

下面借助图 8 到 15 更详细地解释各种根据本发明的部件布置，其中两个离合器 B 和 E 的伺服装置在离合器闭合情况下具有相同的操作方向。

图 8 示出了根据本发明的示例性第二示意部件布置。在此该第二根据本发明的部件布置与在图 5 中示出的第一示意部件布置类似。如图 8 中所示，离合器 B 和 E 构成预装配的组件，该组件布置在第一行星齿轮组 RS1 的面向另外的行星齿轮组 RS2, RS3 的侧面上。离合器 E 的输入元件 520 和离合器 B 的输入元件 220 组成共用的摩擦片支架 ZYLBE，该共用的摩擦片支架通过适当的机构（驱动轮廓面，焊接连接，单件结构，……）与输入轴 AN 连接。即离合器 B 的输入元件 220 没有变化地通过离合器 E 的输入元件 520 与输入轴 AN 连接。在此共用的摩擦片支架 ZYLBE 为离合器 E 构成其外摩擦片支架（520），为离合器 B 构成其内摩擦片支架（220）。带有离合器 B 的外摩擦片和带涂层摩擦片的摩擦片组 200 和带有离合器 E 的外摩擦片和带涂层摩擦片的摩擦片组 500 从空间上看，至少大部分上下重叠布置，其中离合器 B 的摩擦片组 200-和图 5 中一样-是两个摩擦片组中的外摩擦片组，两个摩擦片组 200, 500 轴向布置在第一行星齿轮组 RS1 附近。

与前面描述的本发明实施例不同，无论是在离合器 E 闭合时对摩擦片 500 的操作-相对于离合器 E 的伺服装置 510 的压力腔 511 的空间位置-，还是离合器 B 闭合时对 200 的操作-相对于离合器 B 的伺服装置 210 的压力腔 211 的空间位置-，都是“压”。对应两个摩擦片组 200, 500 在变速器内相对行星齿轮组的布置，在离合器闭合情况下，两个伺服装置 210, 510 轴向向第一行星齿轮组 RS1 方向操作分配给各自的摩擦片 200 或 500。

如从选择的命名法中看出的，离合器 B 和 E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 的几何设计不同的部分 523，522，525 和 524 分配给离合器 E 的输入元件 520。毂 523 与输入轴 AN 连接，并又具有两个轴向延伸的圆柱形毂部分 527 和 526。这两个毂部分 527 和 526 由第一盘形部分 522 在空间上彼此隔开。该第一盘形部分 522 从毂 523 的外直径约在毂中心径向向外延伸，并过渡到第二盘形部分 525，该第二盘形部分继续径向向外延伸。毂部分 527 布置在盘形部分 522 的面向行星齿轮组 RS1 的一侧上。相应地，毂部分 526 布置在盘形部分 522 的背离行星齿轮组 RS1 的一侧上。第一圆柱形部分 521 连接在第二盘形部分 525 的外直径上，并轴向向行星齿轮组 RS1 方向一直延伸离合器 E 的摩擦片组 500 上方。在其内直径上，第一圆柱形部分 521 具有合适的驱动轮廓面以接收离合器 E 的摩擦片组 500 的外摩擦片。此外，第一圆柱形部分 521 在其外直径上具有适当的驱动轮廓面以接收离合器 B 的摩擦片组 200 的带涂层摩擦片（内摩擦片）。第二圆柱形部分 524 连接在在第一盘形部分 522 的外直径上，并在毂部分 526 的径向上方轴向向与摩擦片组 500，200 相反的方向延伸。

即离合器 B，E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 构成离合器腔，离合器 E 和其摩擦片组 500 和其伺服装置 510 一起布置在该离合器腔内。在此离合器 E 的整个伺服装置 510（包括其压力腔 511，其活塞 514，其压力平衡腔 512，其复位元件 513 和其隔板 515）从空间上看，至少大部分位于毂部分 527 的径向上方。压力腔 511 由活塞 514，以及摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形毂部分 527 和盘形部分 522 和圆柱形部分 521 的一部分构成。由活塞 514 和隔板 515 构成的、用于对旋转压力腔 511 进行动态压力平衡的压力平衡腔 512 布置在活塞 514 的面向压力腔 511 的一侧上，即比压力腔 511 更靠近第一行星齿轮组 RS1。向压力腔 511 的压力介质供给仍然用 518 表示，向压力平衡腔 512 的滑润剂供给用 519 表示。例如作为膜片弹簧的复位元件 513 在活塞 514 和隔板 515 之间预张紧，其中隔板 515 轴向支承在摩擦片支架 ZYLBE 的毂 523 上。

离合器 B 的伺服装置 210 的压力腔 211、压力平衡腔 212 和复位元件 213 从空间上看布置在毂部分 526 的径向上方。在此压力平衡腔 212 与摩擦片支架 ZYLBE 的第一盘形部分 522 直接邻接，并由该盘形部分 522、圆柱形毂部分 526、圆柱形部分 524 和活塞 214 构成。即在该区域，活塞 214 通过压力平衡腔 212 与摩擦片支架 ZYLBE 的外壳表面分开。在此活塞 214 向第二圆柱形部分 524 方向轴向可移动地（至少基本上不漏滑润剂地）密封，最好是在第二圆柱形部分 524 的内直径上。活塞 214 在轴向和径向上包围第二圆柱形部分 524。在压力平衡腔 212 的径向下部区域，布置有这里例如实施为螺旋弹簧组的并且在摩擦片支架部分 522 和活塞 214 之间预张紧的复位元件 213，从而活塞 214 在压力平衡腔 212 区域具有整体上径向的曲折结构。从几何上看，活塞 214 在轴向和径向上至少基本是沿着两个共用的摩擦片支架 ZYLBE 的外轮廓的走向的，最后轴向一直延伸到离合器 B 的摩擦片组 200。

用于操作活塞 214 的压力腔 211 相应地布置在活塞 214 的面向压力平衡腔 212 的一侧上。压力腔 211 由活塞 214、圆柱形部分 526 和圆柱形支撑盘 217 构成。该支撑盘 217 具有盘形部分，其内直径推装在毂 523 的毂部分 526 上，轴向在毂部分 526 的轴向外（背离齿轮组的）边缘固定在毂 523 上，并且这里还相对毂 523（不漏压力介质地）密封。在支撑盘 217 的盘形部分的外直径上连接有圆柱形部分，该圆柱形部分轴向向压力平衡腔 212 方向延伸。活塞 214 相对支撑盘 217 的该圆柱形部分以及相对圆柱形的毂部分 526 轴向可移动地（不漏压力介质地）密封。向压力腔 211 的压力介质供给仍然用 218 表示，向压力平衡腔 212 的滑润剂供给用 219 表示。

对于该技术领域的技术人员来说很清楚，压力平衡腔 212 的径向范围，即第二圆柱形部分 524 的直径最好这样适应压力腔 211 的几何尺寸，即至少基本上平衡离合器 B 的离合器压力的旋转压力部分。

如图 8 中所示, 即离合器 E 的伺服装置 510 的压力腔 511 和 (用于对旋转压力腔 211 进行动态压力平衡的) 离合器 B 的伺服装置 210 的压力平衡腔 212 与两个离合器 B 和 E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 的外壳表面 (部分 522 和 525) 直接邻接。离合器 B 的伺服装置 210 的压力腔 211 相应地布置在离合器 B 的伺服装置 210 的压力平衡腔 212 的面向该摩擦片支架-外壳表面 (部分 522 和 525) 的一侧上。离合器 E 的伺服装置 510 的 (为对旋转压力腔 512 进行动态压力平衡而设置的) 压力平衡腔 512 相应地布置在离合器 E 的伺服装置 510 的压力腔 511 的面向该摩擦片支架-外壳表面 (部分 522 和 525) 的一侧上。

与图 5 类似, 在图 8 中离合器 E 的输出元件 530 也是轴向狭长的内摩擦片支架, 其从摩擦片组 500 的内直径开始, 与 E 的伺服装置 510 和其压力平衡腔 512 轴向邻接, 径向向内一直延伸到行星架轴 STW1 并与其连接。如已经多次提及的, 行星架轴 STW1 支承在输入轴 AN 上, 中心穿过第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1, 并根据动力流动示意图建立离合器 E 的内摩擦片支架 (530) 和另一个齿轮组元件之间的运动学连接。

离合器 B 的输出元件 230 现在是外摩擦片支架, 带有圆柱形部分 231 和盘形部分 232, 其中在所述圆柱形部分的内直径上设置有供离合器的摩擦片组 200 的外摩擦片用的适当的驱动轮廓面, 所述盘形部分在圆柱形部分 231 的背离摩擦片组 200 的操作的一侧上连接在该部分 231 上, 并径向向内一直延伸到第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1 并与其连接。

制动器 C 的输入元件 320 是圆柱形内摩擦片支架, 基在轴向上看, 在第二和第一行星齿轮组 RS2, RS1 的径向上方延伸, 并在此完全跨越第一行星齿轮组 RS1。在其面向离合器 B 的一侧上, 制动器 C 的内摩擦片支架 (320) 的圆柱形部分 321 与离合器 B 的外摩擦片支架 (230)

接触，这里例如与其圆柱形部分 231 接触，并通过适当的机构（例如形状锁合或材料锁合）与其连接。在另一个设计方案中，制动器 C 的内摩擦片支架（320）的圆柱形部分 321（或者离合器 C 的整个内摩擦片支架）和离合器 B 的外摩擦片支架（230）的圆柱形部分 231 还可例如做成一体。

此外，如图 8 中所示，第一正齿轮 STR1 例如直接支承在变速器壳体 GG 的、径向向变速器内腔延伸的内壁上。即该内壁在一定程度上构成图 5 中所示的壳体隔壁，但作为固定的变速器壳体部分。如图 5 中所示，两个制动器 C, D 从空间上看布置在并排的行星齿轮组 RS1, RS2, RS3 上方的区域内，制动器 D 大部分位于第三行星齿轮组 RS3 上方，制动器 C 大部分位于（中间的）第二行星齿轮组 RS2 上方。与图 5 不同的是，在操作各个摩擦片组 300, 400 的情况下，两个制动器 C, D 的伺服装置 310 和 410 的操作方向是相同的。在闭合情况下，两个伺服装置 310, 410 轴向向第一行星齿轮组 RS1 或者由两个离合器 B 和 E 组成的组件的方向操作分配给各自的摩擦片组 300 或 400。

图 9 示出了基于根据图 8 的变速器剖面的、实际实施的变速器设计的变速器剖面的局部视图。带有两个离合器 B 和 E 的组件的设计方案与图 8 中建议的布置对应，从而这里可以基本上省却对该组件的（设有相同附图标记的）单个元件的再次详细描述。为两个离合器共用的摩擦片支架 ZYLBE 的结构设计，还应该指出这里示出的制造技术上和成本上有利的摩擦片支架 ZYLBE 的实施形式。如图 9 中所示，摩擦片支架 ZYLBE 是由两部分组成的。摩擦片支架 ZYLBE 的第一部件是铸件或者锻件或者车削件，并包括摩擦片支架-毂 523，第一盘形部分 522 和摩擦片支架 ZYLBE 的第二圆柱形部分 524。摩擦片支架 ZYLBE 的第二部件是钢板成型件，并包括摩擦片支架 ZYLBE 的第二（约）盘形部分 525 和第一圆柱形部分 521。摩擦片支架 ZYLBE 的两个部件相互连接，这里例如焊接。通过摩擦片支架 ZYLBE 的这种设计结构，在相应地相互协调有关摩擦片的驱动轮廓面情况下，可以

有利地在一道工序中制造出离合器 B 的（外）摩擦片组 200 的带涂层摩擦片用的摩擦片驱动轮廓面和离合器 E 的（内）摩擦片组 500 的外摩擦片用的驱动轮廓面。作为细节，另外还示出了两个定位环 201 和 501。定位环 201 用作离合器 B 的摩擦片组 200 的接触面，在对伺服装置 210 的压力腔 211 加压情况下，该摩擦片组 200 支承在该定位环上。定位环 501 用作离合器 E 的摩擦片组 500 用的轴向接触面，在对伺服装置 510 的压力腔 511 加压情况下，该摩擦片组 500 支承在该定位环上。两个定位环 201 和 501 通过适当的机构轴向固定在摩擦片支架 ZYLBE 上。在所示实例中，定位环 201 和 501 为此安装在摩擦片支架 ZYLBE 的相应形成的凹槽内。

制动器 C 和 D 构成预装配的组件，该组件作为整体安装在变速器壳体内。该组件包括两个制动器 C 和 D 的作为外摩擦片支架的输出元件 330, 430, 两个制动器 C 和 D 的摩擦片组 300, 400, 以及两个制动器 C 和 D 的伺服装置 310, 410。有利的是两个外摩擦片支架 330 和 430 实施为单件的圆柱形部件 ZYLCD, 其中还集成了伺服装置 310 和 410 的一部分。两个摩擦片组 300, 400 通过共用的外摩擦片支架 ZYLCD 的约圆柱形的接触肩部轴向相互分开。伺服装置 310, 410 的活塞 314 和 414 分别布置在各个摩擦片组 300 或 400 的外端面上。伺服装置 310, 410 的复位元件 313 和 413 从空间上看, 分别布置在各自摩擦片组 300 或 400 的径向上方。在通过对伺服装置 310 或 410 的各个压力腔 311 或 411 加压来闭合各个制动器 C 或 D 的情况下, 伺服装置 310, 410 的操作方向是彼此相反的。这种组件从申请人的 DE 101 31 816 A1 中已知。制动器 C 比制动器 D 更靠近带有两个离合器 B 和 E 的组件。在轴向上看, 制动器 C 布置在第一和第二（中间的）行星齿轮组 RS1, RS2 的径向上方区域, 制动器 D 布置在第二（中间的）和第三行星齿轮组 RS3 的径向上方区域。

作为细节, 这里还要说明, 这里例如为制动器 C 设置两个相互独立操作的压力腔 311, 它们都作用在摩擦片组 300 上。由此可以控制

或者调节作为两个压力腔 311 的压差的制动器 C 的闭合力，当有关的换档元件在多种换档形式情况下必须啮合，其换档压力水平由于要转换的扭矩彼此明显不同时，已知这是非常有利的。不言而喻，在另外的设计方案中，可以另外或者仅为制动器 D 设置两个相互独立操作的压力腔。

作为另外的细节，还要指出作为作用在活塞 414 上的液压操纵的压力腔的制动器 D 的伺服装置 410 的复位元件 413 的举例设计方案。该技术领域的技术人员根据需要将这种液压活塞复位装置用于压差控制或者压差调节。不言而喻，在另外的设计方案中，另外或者仅为制动器 C 设置这种液压活塞复位装置。不言而喻，这种压注活塞复位装置可以结合机械复位元件，例如与在液压活塞复位装置的环形压力腔内布置的膜片弹簧或者在液压活塞复位装置的环形压力腔内布置的由并排螺旋弹簧组成的弹簧组结合。

如图 9 中所示，离合器 B，制动器 C 和制动器 D 的摩擦片 200，300 和 400 具有至少基本的相同的直径。离合器 B 的输出元件（外摩擦片支架）230 例如实施为圆柱形的钢板结构，其在其盘形部分 232 的最小直径上与第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮 SO1 连接（这里例如焊接）。制动器 C 的输入元件 320（内摩擦片支架）例如初稿为环形钢板结构，其-从空间上看大约位于面向离合器 E 的第一行星齿轮组 RS1 的行星架的行星架连接板 STB11 的径向上方和大约位于离合器 B 的摩擦片 200 的直径上-连接（这里例如铆接）在离合器 B 的外摩擦片支架（230）的盘形部分 232 上。制动器 D 的输入元件（内摩擦片支架）420 同样例如实施为圆柱形钢板结构，其在轴向上看径向完全跨越第一和第二行星齿轮组 RS1，RS2，并在此部分在制动器 C 的内摩擦片支架（320）的径向下，并在其最小直径上、在面向离合器 B，E 的第一行星齿轮组 RS1 的行星架连接板 STB11 的外直径上与该行星架连接板 STB11 连接，这里例如焊接在比第一行星齿轮组 RS1 的齿圈 HO1 的分度圆直径稍小的直径上。

作为另外的细节，在图9中示出了驻车棘轮PSR，其在轴向上看，布置在第三行星齿轮组RS3的行星架ST3的面向第二行星齿轮组RS2的行星架连接板STB3的径向上方。在此行星架连接板STB3和驻车棘轮PSR制成一体。按公知方式在驻车棘轮PSR的外直径上设置了环形的齿廓，（为简化在这里未示出的）驻车棘爪接合在该齿廓内以锁止变速器输出轴。圆柱体ZYL对应单个齿轮组元件的运动学联结在第三行星齿轮组RS3的行星架连接板STB3和第一行星齿轮组RS1的齿圈HO1之间建立连接，贯穿驻车棘轮PSR齿廓下方的行星架连接板STB3的相应轴向凹口，并在背离齿轮组的一侧轴向固定。

如图9中所示，为将行星齿轮组组合的输出转速（这里是与第一行星齿轮组RS1的齿圈HO1连接的第三行星齿轮组RS3的行星架ST3的转速）传递到（为简化未示出的）自动变速器输出轴上，例如双设置了正齿轮传动STST。该正齿轮传动STST的第一正齿轮STR1在这里从空间上看轴向位于第三行星齿轮组RS3和制动器A之间，一方面与第三行星齿轮组RS3的太阳轮SO3和（布置在第三行星齿轮组RS3的背离中间的行星齿轮组RS2的一侧上的）行星架连接板STB3轴向直接邻接，另一方面与制动器A的内摩擦片支架（120）轴向直接邻接。在所示实例中，在正齿轮STR1和行星架连接板STB3之间设置了形状锁合连接，其中相应的驱动轮廓面从空间上看布置在行星架连接板SRB3的内直径上。为在行星齿轮组方向上支撑第一正齿轮STR1的斜齿的轴向力，在正齿轮STR1和太阳轮SO3之间布置了止推轴承。例如作为刚性圆锥滚子轴承结构的第一正齿轮STR1的轴承结构用STRL1表示，并包括例如两个相邻相互邻接的圆锥滚子轴承。这两个圆锥滚子轴承的轴承内圈在第一正齿轮STR1的正齿轮毂STRN1上，轴向通过轴螺母张紧，其中所述正齿轮毂轴向向相行星齿轮组RS3相反的方向延伸。这两个圆锥滚子轴承的轴承外圈分别安装在支承板LAG的轴承孔内，并分别支承在轴向位于两个圆锥滚子轴承之间、径向向内延伸的支承板LAG的接触肩部上。不言而喻，替代正齿轮轴

承结构 STRL1 的两个单个圆锥滚子轴承，例如还可设置一个圆锥滚子-组合轴承或者深沟球轴承结构。

支承板 LAG 本身安装在壳体隔壁 GZ 的相应支承板孔内，并用螺丝和该壳体隔壁 GZ 固定在一起。正齿轮 STR1 的正齿轮毂 STRN1 中心贯穿支承板 LAG 和壳体隔壁 GZ，所述支承板和壳体隔壁都布置在第一正齿轮 STR1 的背离齿轮组的一侧上。壳体隔壁 GZ 又（在第一正齿轮 STR1 的背离齿轮组的一侧上）在其外直径区域与变速器壳体 GG 用螺栓连接。在壳体隔壁 GZ 的背离正齿轮一侧，壳体壁 GW 与壳体隔壁 GZ 轴向邻接并与其同样用螺栓连接。在图 8 所示实例中，壳体壁 GW 又构成变速器壳体 GG 的面向与输入轴 AN 有效连接的自动变速器的（这里为简化未示出的）驱动机构的外壁。带有两个离合器 B，E 的组件布置在背离驱动机构的变速器侧面上。在所示实例中，壳体壁 GW 同时也是自动变速器的油泵的泵体，其中所述油泵用于向换档元件供给压力介质和向不同的换档元件、齿部和轴承结构供给滑润剂。相应地，在壳体壁 GW 和壳体隔壁 GZ 内都集成了各种通道以引导压力介质和滑润剂。

制动器 A 与壳体壁 GW 直接相邻，轴向位于壳体壁 GW（泵壳体）和支承板 LAG 之间。在此作为外摩擦片支架的制动器 A 的输出元件 130 集成在壳体隔壁 GZ 内。相应地，壳体隔壁在其泵侧具有足够大的轴向孔，在其内直径上设置了适当的驱动轮廓面以接收制动器 A 的摩擦片组 100 的外摩擦片。制动器 A 的摩擦片组 100 的外摩擦片在此稍稍比支承板 LAG 的外直径大。制动器 A 的摩擦片组 100 在此与壳体壁 GW（或者泵壳体）轴向直接邻接。在摩擦片组 100 的面向壳体壁 GW 的一侧上，支承板 LAG 的径向外区域与摩擦片组 100 轴向邻接。作为设计的细节方案，制动器 A 的伺服装置 110 集成在支承板 LAG 内。相应地，支承板 LAG 具有活塞腔或压力腔，该伺服装置 110 的活塞 114 轴向可移动地布置在所述活塞腔或压力腔内。在（通过不转动的压力介质通道，这里该通道为简化未示出）向该压力腔 111

加压情况下，活塞 114 克服这里例如实施为膜片弹簧的复位元件 113 的复位力，轴向向壳体壁 GW 方向操作摩擦片组 100，其中所述复位元件轴向支承在相应的支承板 LAG 的轴环上。制动器 A 的伺服装置 110 从空间上看，基本布置在正齿轮传动 STST 的第一正齿轮 STR1 的轴承结构 STRL1 的上方。

作为另外的设计细节方案，支承板 LAG 从制动器 A 的摩擦片侧安装在壳体隔壁 GZ 内。同样从制动器 A 的摩擦片侧用螺栓将支承板 LAG 固定在壳体隔壁 GZ 上。为能够用螺栓固定在尽可能大的直径上，在制动器 A 的伺服装置 110 的压力腔 111 内设置了轴向与伺服装置 110 的活塞 114 相反的镗孔，所述镗孔在压力腔 111 的圆周上分布并接收支承板螺栓连接的螺栓头。

因此，壳体隔壁 GZ，带有正齿轮轴承结构 STRL1 和第一正齿轮 STR1 的支承板 LAG，带有伺服装置 110 和摩擦片组 100 的制动器 A 构成了预装配的组件，该组件可作为整体安装在变速器壳体 GG 内。不言而喻，例如作为同样更有利的安装过程（安装方向不反转），首先壳体隔壁 GZ 安装到变速器壳体 GG 内，随后与正齿轮轴承结构 STRL1 和第一正齿轮 STR1 预装配在一起的支承板 LAG 安置以壳体隔壁 GZ 内，然后制动器 A 的伺服装置 110 安装到支承板 LAG 上，随后制动器 A 的摩擦片组 100 安装到壳体隔壁 GZ 内。

制动器 A 的输入元件 120 是内摩擦片支架并例如实施为圆柱形的钢板结构或者锻造结构。该轴向短的内摩擦片支架（120）具有圆柱形部分 121，在其外直径上设置了驱动轮廓面以接收制动器 A 的摩擦片组 100 的带涂层摩擦片，在其内直径下方布置了制动器 A 的伺服装置的复位元件 113。在该圆柱形部分 121 的面向壳体壁 GW 的一侧上，制动器 A 的内摩擦片支架（120）的盘形部分 122 连接在圆柱形部分 121 上，并径向向内一直延伸到太阳轮轴 SOW1 的毂形部分并与其焊接。太阳轮轴 SOW3 又通过适当的驱动轮廓面与第三行星齿轮组 RS3

的太阳轮 SO3 形状锁合连接,从而太阳轮轴 SOW3 还可以认为是制动器 A 的内摩擦片支架 (120) 的毂。输入轴 AN 又太阳轮轴 SOW3 的径向内部延伸并中心贯穿壳体壁 GW。

正齿轮传动的第二正齿轮 STR2 构成正齿轮传动 STST 的第一正齿轮 STR1 和这里未示出的第三正齿轮之间的中间齿轮。为实现必要的正齿轮传动的传动比和这里同样未示出的自动变速器的输出轴的正确旋转方向,第二正齿轮 STR2 实施为阶梯齿轮,带有与第一正齿轮 STR1 的齿部啮合的第一齿部和与第三正齿轮的齿部啮合的第二齿部。从空间上看,第二正齿轮 STR2 的第二齿部布置为靠近驱动机构,在轴向上看,布置在制动器 A 径向上方的区域中。

现在借助图 10 解释根据图 8 或图 9 的根据本发明变速器的第二示例细节设计。在此图 10 示出了在第一行星齿轮组 RS1 和与其相邻的带有两个离合器 B, E 的组件区域中的局部变速器剖面,并主要涉及输入轴 AN 的设计方案。与图 8 和图 9 不同,输入轴 AN 和两个离合器 B, E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 的毂 523 不再制成一体(图 8)或焊接(图 9),而是通过适当的驱动轮廓面形状锁合地相互连接。输入轴 AN 和第二(中间的)行星齿轮组 RS2 的太阳轮 SO2 之间的连接也是作为形状锁合连接利用适当的驱动轮廓面实现。由此输入轴 AN 可以节省材料并低成本地作为细轴制造。

现在借助图 11 解释根据图 8 或 9 的根据本发明变速器的第三示例细节设计。在此图 11 示出了在带有两个制动器 C 和 D 的组件区域内的局部变速器剖面,并主要涉及制动器 C 的伺服装置 310 的设计方案。与图 9 不同,但在图 8 情况下一样,在各个制动器 C 或 D 的闭合过程中,两个制动器 C, D 的伺服装置 310, 410 的操作方向是同向的,这里例如轴向向相邻的带有离合器 B 和 E 的组件方向。与图 9 中类似,为制动器 C 和 D 的两个摩擦片组 300 和 400 设置了共用的外摩擦片支架 ZYLCD。与图 9 中类似,两个制动器 C 和 D 的伺服装置

310 和 410 的一部分也布置在该共用外摩擦片支架 ZYLCD 内部。制动器 D 的伺服装置 410 在此的实施方式和图 9 中一样。由于制动器 C 的操作方向相对图 9 是反向的, 所以制动器 C 的伺服装置 310 的活塞腔或压力腔 311 也完全集成在共用的外摩擦片支架 ZYLCD 内。相应地, 在活塞腔或者压力腔 311 内轴向可移动地布置的活塞 314 现在布置在摩擦片组 300 的面向制动器 D 的一侧上。向压力腔 311 的相应压力介质供给用 318 表示, 并部分位于外摩擦片支架 ZYLCD 内, 部分位于变速器壳体 GG 内, 其中所述外摩擦片支架 ZYLCD 抗扭安装在所述变速器壳体内。

作为另外的设计细节, 在图 11 中设置了压盘 313a, 该压盘将这里实施为膜片弹簧的复位元件 313 的弹簧力传递到活塞 314 上。该膜片弹簧 (313) 从空间上看布置在摩擦片组 300 的背离活塞的最后面的摩擦片的径向上方, 并在其外直径区域轴向支承在外摩擦片支架 ZYLCD 的外轴环上。压盘 313a 从其环形活塞接触面 313b 径向向外几乎一直延伸到摩擦片组 300 的外摩擦片用的外摩擦片支架 ZYLCD 的摩擦片驱动轮廓面, 并在那里过渡到压盘 313a 的开槽部分 313c。该开槽部分 313c 在轴向上在摩擦片 300 的径向上方的上述摩擦片驱动轮廓面区域中的对应轴向凹口内延伸, 并轴向上一直延伸到膜片弹簧 (313) 的内直径, 并贴靠在该膜片弹簧上。即压盘 313a 基本跨越摩擦片组 300。

现在借助图 12 解释根据图 8 或图 9 的根据本发明变速器的第四示例细节设计。在此图 12 示出了在第一行星齿轮组 RS1 和与其相邻的带有两个离合器 B 和 E 的组件区域的局部变速器剖面, 并主要涉及向离合器 B 的摩擦片 200 的冷却介质输入。

除了在离合器 B 的压力平衡腔 212 区域和在两个离合器 B, E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 的第一圆柱形部分 521 区域的另外的冷却介质供给以外, 现有两个离合器 B 和 E 的组件的设计方案基本与前面在

图 8 和图 9 中详细解释的设计方案相符。为在图 12 中进行解释，采用了主要的附图标记。

与图 8 和图 9 不同，在摩擦片支架 ZYLBE 的（第一）盘形那么 22 的面向离合器 E 的伺服装置的压力腔 511 的一侧上，现在另外设置了一个冷却介质腔 212a，通过该冷却介质腔输送和暂时存储用于冷却离合器 B 的摩擦片组 200 的冷却介质量。为构造该冷却介质腔 212a 和将该冷却介质腔 212a 与离合器的伺服装置的压力平衡腔 212 分开，在由（第一）盘形部分 522 和（第二）圆柱形部分 524 组成的摩擦片支架 ZYLBE 的外壳表面部分和离合器 B 的伺服装置的活塞 214 之间安装了一个隔板 215。该隔板 215 例如实施为弹簧钢板，并且适应摩擦片支架 ZYLBE 的上述外壳表面部分的轮廓，使得从空间上看，轴向与盘形部分 522 相邻并且径向在摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 524 下方，构成上述冷却介质腔 212a。在此隔板 215 具有两个接触面，它们确保隔板 215 和摩擦片支架 ZYLBE 的上述外壳表面部分之间的距离。一方面在圆柱形部分 524 的背离压力腔 511 的一侧的区域，隔板 215 至少基本上滑润剂密封地轴向贴靠在该圆柱形部分 524 上，并且在该接触面的径向下部，相对离合器 B 的伺服装置的活塞 214（例如通过标准的商用 O 形环）轴向可移动地不透滑润剂地密封。另一方面，从空间上看，在离合器 B 的伺服装置的（这里由并联螺旋弹簧组成的）复位元件 213 的直径区域，隔板 215 轴向贴靠在摩擦片支架 ZYLBE 的盘形部分 522 上，其中隔板 215 的该接触面具有槽或凹口，滑润剂可通过所述槽或凹口径向进入冷却介质腔 212a。

即另外的冷却介质腔 212a 由隔板 215，摩擦片支架 ZYLBE 的（第二）圆柱形部分 524 和摩擦片支架 ZYLBE 的（第一）盘形部分 522 的（径向上部）部分构成。相应地，离合器 B 的伺服装置的压力平衡腔 212 现在由摩擦片支架 ZYLBE 的（第一）盘形部分 522 的另一个（径向下部）部分，摩擦片支架 ZYLBE 的毂 523 的毂部分 526 和离合器 B 的伺服装置的活塞 214 构成。向压力平衡腔 212 的滑润剂供给

仍用 219 表示, 并且部分位于摩擦片支架 ZYLBE 的(毂部分 526 内的)毂 523、固定在变速器壳体上的毂 GN 和输入轴 AN 的内部。从压力平衡腔 212 向冷却介质腔 212a 供给滑润剂, 即在该区域不需要另外的轴孔和/或毂孔。该设计方案具有另外的优点, 即首先填充对于离合器控制重要的离合器 B 的压力平衡腔 212。然后如果有足够的滑润油量, 则自动填充离合器 B 的冷却介质腔 212a。

在冷却介质腔 212a 区域, 摩擦片支架 ZYLBE 的(第二)圆柱形部分 524 具有至少一个径向冷却介质孔 219a, 通过该冷却介质孔继续向离合器 B 的摩擦片 200 输送作为冷却介质的在冷却介质腔 212a 内暂时存储的滑润剂。向离合器 E 的摩擦片 200 的相应冷却介质供给在图 12 中用以 219b 表示的箭头画出。在冷却介质孔 219a 的径向上方区域, 从空间上看, 冷却介质供给 219b 首先在离合器 E 的伺服装置的活塞 514 和摩擦片支架 ZYLBE 的(第二)至少基本盘形部分 524 之间延伸, 随后在摩擦片支架 ZYLBE 的(第一)圆柱形部分 521 区域轴向沿着离合器 E 的摩擦片组 500 的外摩擦片用的摩擦片驱动轮廓面的槽, 并在那里通过圆柱形部分 521 的相应径向孔或者凹口径向向外向离合器 B 的摩擦片组 200 的带涂层摩擦片用的摩擦片驱动轮廓面区域延伸。这样, 实现了高效地冷却由设计决定的承受高热负荷的离合器 B 的摩擦片组 200。

作为另外的设计细节, 在图 12 中示出了离合器 B 和 E 的两个摩擦片组 200 和 500 的节省成本的轴向固定装置。在此布置在两个离合器 B 和 E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 的第一圆柱形部分 521 径向下方的离合器 E 的摩擦片组 500 轴向通过定位环 501 固定。在操作离合器 E 的伺服装置的活塞 514 的情况下, 摩擦片组 500 支承在该定位环 501 上。在此该定位环 501 安装在相应的槽内, 该槽从圆柱形部分 521 的内直径径向向外压入到摩擦片组 500 的外摩擦片用的摩擦片支架 ZYLBE 的驱动轮廓面内。在摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521 内直径上的该压痕又导致在摩擦片组 200 的外摩擦片用的摩擦片支架

ZYLBE 的驱动轮廓面区域上的、在圆柱形部分 521 的外直径上的材料-穿过 202。离合器的该材料-穿过 202 现在用作离合器 B 的摩擦片组 200 的轴向接触面。即在操作离合器 B 的伺服装置的活塞 214 情况下，摩擦片组 200 支承在材料-穿过 202 上。

图 13 示出了基于图 8 中所示的第二示意部件布置的、根据本发明的示例第三示意部件布置。相对于第三个根据本发明的部件布置的变化主要涉及两个制动器 C 和 D 相对三个并排串联布置的行星齿轮组 RS1, RS2, RS3 和相对带有离合器 B, E 的组件的空间布置。如图 13 中所示，制动器 C 在轴向上看现在布置在两个离合器 B 和 E 的组件径向上方区域。制动器 C 和摩擦片 300 在此至少大部分布置在离合器 B 的摩擦片组 200 的径向上方。从而，通过在输出元件 230 的圆柱形部分 231 的外直径上另外设置一个用于接收制动器 C 的摩擦片组 300 的带涂层摩擦片的驱动轮廓面，实施为外摩擦片支架的离合器的输出元件 230 可以结构简单，并且同时作为制动器 C 的内摩擦片支架（输入元件 320）。用于操作制动器 C 的摩擦片 300 的伺服装置 310 例如布置在和离合器 B 或离合器 E 的伺服装置 210 和 510 相同的摩擦片侧面上，即布置在摩擦片组 300 的背离行星齿轮组 RS1 的一侧上。

对于该技术领域的技术人员来说很清楚，这种三个摩擦片-换档元件（E, B, C）径向上下重叠的布置导致较大的变速器直径。如图 13 中所示，有利的是这三个径向上下重叠的换档元件（E, B, C）布置在靠近驱动机构的变速器侧面上，因为在汽车的该发动机舱区域，通常有较大的径向安装空间供变速器使用。

如图 13 中所示，制动器 D 从空间上看现在布置在第一行星齿轮组 RS1 上方的区域内，即轴向靠近制动器 C。由此两个制动器 C 和 D 根据需要组件成预装配的组件，如例如前面在根据图 9 或图 11 的细节设计中所述。

图 14 示出了基于在图 13 中所示的第三示意部件布置的、根据本发明的第四示例示意部件布置。以在轴向上看，制动器 C 在空间上布置在离合器 B 的摩擦片组 200 的径向上方为出发点，制动器 C-作为摩擦片式制动器的替代-现在实施为带式制动器。在此带式离合器 (C) 即可实施为单重或者多重缠绕的单匝-带式制动器，也可以实施为双匝-带式制动器。因此，制动器 C 的摩擦衬层在几何上是标准商用制动带 303，其通过至少一个（在图 14 中为简化未示出的）锁止件固定在变速器壳体 GG 上。制动带 303 在轴向上看，至少部分布置在离合器 B 的摩擦片组 200 的径向上方。

根据本发明，离合器 B 的输出元件 230 即构成离合器 B 的外摩擦片支架，又构成作为制动器 C 的输入元件的制动带 303 用的内摩擦面。相应地，离合器 B 的输出元件 230 实施为圆柱体，带有一个圆柱形部分 231，在该圆柱形部分的内直径上布置了一个驱动轮廓面以接收离合器 B 的摩擦片组 200 的外摩擦片，并且其外直径是备有摩擦衬层的制动带 303 的配合面。离合器 B 的输出元件 230 的盘形部分 232 将圆柱形部分 231 与第一行星齿轮组 RS1 的太阳轮轴 SOW1 或者太阳轮 SO1 连接。

通过这样将制动器 C 设计为带式制动器，与前面在图 13 中所示的第三根据本发明的部件布置相比，在三个径向上下重叠布置的换档元件 E, B, C 区域，自动变速器的径向结构空间要求明显减少了。另一个优点是，在所有没接通制动器 C 的变速器工作范围都改善了变速器效率，这是由带式制动器在未接通状态比盘式制动器的少的拖曳转矩损失决定的。因为原则上盘式制动器在设计上可由带式制动器代替，所以在根据本发明的自动变速器的其它设计方案中，代替制动器 C 或者除了制动器 C 以外，在第二到第六前进档不接通的制动器 D 和/或在第五和第六前进档以及在倒档不接通的制动器 A 实施为带式制动器。在前面描述的其它根据本发明的部件布置情况下，本发明该技术领域技术人员可以根据需要合理地采用这种用带式制动器替代盘

式制动器的方案。

作为另外的细节，另外设置了一个自由轮 FD，其在运动学上与制动器 D 并联，并在变速器的牵引传动（即在变速器内扭矩从输入轴 AN 向输出轴 AB 传递过程中）中将制动器 D 的输入元件 420（通过自由轮 FD 的适当夹紧件）支承在变速器壳体 GG 上。在变速器惯性运行（即在变速器内从输出轴 AB 向输入轴 AN 传递过程中）情况下，自由轮解除锁定。在汽车惯性滑行时，在已知的对舒适性起关键作用的从第二档向第一档进行惯性滑行换档情况下，为提高换档舒适性可以这样安装一个另外的自由轮。

不言而喻，该技术领域的技术人员在需要时，可以将第五根据本发明的部件布置的特征合理地与其余根据本发明的部件布置和细节设计相结合。

图 15 示出了根据本发明的示例第五示意部件布置。在此该第五示意部件布置与在图 13 中所示的第三示意部件布置类似，并主要涉及带有两个离合器 B 和 E 的组件的两个伺服装置的压力腔和压力平衡腔的设计和布置。没有改变的是为两个离合器 B 和 E 设置了一个共用的摩擦片支架 ZYLBE，该摩擦片支架为离合器 E 构成外摩擦片支架，为离合器 B 构成内摩擦片支架。没有改变的是，离合器 B 和 E 的两个摩擦片组 200 和 500 布置在摩擦片支架 ZYLBE 的面向第一行星齿轮组 RS1 的一侧上，并在离合器闭合情况下，由离合器 B 或 E 的各个伺服装置 210 或 510 轴向向行星齿轮组 RS1 方向操作，其中摩擦片组 200 从空间上看布置在摩擦片组 500 的径向上方。没有改变的是，两个伺服装置 210 和 510 各具有一个动态压力平衡。但根据图 15，与图 13 相比，两个伺服装置 210，510 的压力腔和压力平衡腔 211，511，212，512 彼此相对的空间位置改变了。

如图 15 中所示，离合器 B 和 E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 在几

何上分成部分 523, 522, 521 和 222。毂 523, 盘形部分 522 和圆柱形部分 521 分配给离合器 E 的输入元件, 盘形部分 222 分配给离合器 B 的输入元件。这也可从选择的命名法中看出。毂 523 与输入轴 AN 连接。在毂 523 的背离行星齿轮组 RS1 的一侧上, 盘形部分 522 连接在毂 523 上, 并径向向外一直延伸到约与离合器 E 的摩擦片组 500 的外直径对应的直径上。圆柱形部分 521 在盘形部分 522 的外直径上连接在该盘形部分上, 并在轴向上一直延伸到离合器 E 的摩擦片组 500 的上方, 更靠近第一行星齿轮组 RS1。在其内直径上, 圆柱形部分 521 具有驱动轮廓面以接收摩擦片组 500 的外摩擦片。如前面多次所述, 摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521 和盘形部分 522 构成位于摩擦片支架 ZYLBE 的毂 523 径向上方的离合器腔, 摩擦片 500 和伺服装置 510 (连同压力腔 511, 活塞 514, 复位元件 513, 压力平衡腔 512 和隔板 515) 布置在该离合器腔内。伺服装置 510 的压力腔 511 在此由摩擦片支架 ZYLBE 的部分 521, 522 和 523 和伺服装置 510 的活塞 514 构成, 压力平衡腔 512 由活塞 514 和伺服装置 510 的隔板 515 构成。压力平衡腔 512 比压力腔 511 更靠近行星齿轮组 RS1。

此外, 摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521 在面向行星齿轮组 RS1 的侧面上, 在其外直径上具有驱动轮廓面以接收离合器 B 的摩擦片组 200 的带涂层摩擦片。轴向靠近该摩擦片驱动轮廓面, 在摩擦片驱动轮廓面的背离行星齿轮组 RS1 的侧面上, 摩擦片支架 ZYLBE 的盘形部分 222 连接在圆柱形部分 521 上, 并-从圆柱形部分 521 的外直径-径向向外一直延伸到最好比离合器 B 的摩擦片组 200 的外摩擦片的平均直径小的直径上。

为构成离合器 B 的伺服装置 210 的活塞腔或者压力腔 211 以及压力平衡腔 212, 设置了圆柱形支撑盘 217, 其从空间上看布置在摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521 的径向上方。在此该支撑盘 217 具有盘形部分, 其内直径在圆柱形部分 521 的轴向外 (背离齿轮组的) 边缘区域推装在摩擦片支架 ZYLBE 的该圆柱形部分 521 上, 轴向在

该区域固定在圆柱形部分 521 上，并在这里还向圆柱形部分 521 方向（不透压力介质地）密封。在支撑盘 217 的部分的外直径上，连接有圆柱形部分，该圆柱形部分轴向向摩擦片组 200 或者行星齿轮组 RS1 方向延伸。圆柱形支撑盘 217 和摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521 构成伺服装置 210 的活塞腔或压力腔 211，伺服装置 210 的活塞 214 轴向可移动地布置在该活塞腔内。活塞 214 在此相对支撑盘 217 的圆柱形部分以及相对摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521 轴向可移动地（不透压力介质地）密封。用 218 表示的向压力腔 211 的压力介质供给部分作为穿过盘形部分 522 和摩擦片支架 ZYLBE 的毂 523 的径向孔延伸。

伺服装置 210 的活塞 214-与支撑盘 217 类似-是向摩擦片组 200 方向开口的圆柱体，其中圆柱体底部构成与压力腔 211 的分隔面。活塞 214 的圆柱形外壳跨越摩擦片支架 ZYLBE 的盘形部分 222，并在轴向上一直延伸到离合器 B 的摩擦片组 200。在活塞 214 的圆柱体底部和摩擦片支架 ZYLBE 的盘形部分 222 之间，插入了伺服装置 210 的复位元件 213，该复位元件在这里例如是带有并联螺旋弹簧的环形弹簧组。

为构成伺服装置 210 的压力平衡腔 212，活塞 214 的圆柱形外壳相对摩擦片支架 ZYLBE 的盘形部分 222 轴向可移动地、不透滑润剂地密封。相应地，压力平衡腔 212 由活塞 214，摩擦片支架 ZYLBE 的盘形部分 222 和摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521 构成。该压力平衡腔从离合器 E 的压力平衡腔 512 无压力在填充滑润剂。为此，在摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521 和离合器 E 的伺服装置 510 的活塞 514 内都设置了径向孔，该径向孔通向压力平衡腔 212 或压力平衡腔 512。相应的滑润剂供给用 219 表示。

如图 15 中所示，离合器 B 的伺服装置 210 从空间上看布置在离合器 E 的伺服装置 510 的径向上方，其中压力平衡腔 211 和 511，两

个压力平衡腔 212 和 512, 还有复位装置 313 和 513, 从空间上看, 分别约径向上下重叠地布置。两个离合器 B, E 共用的摩擦片支架 ZYLBE 的外壳表面的将两个压力腔 211, 511 或者两个压力平衡腔 212, 512 相互分开的部分, 原则上是摩擦片支架 ZYLBE 的圆柱形部分 521。

此外, 如图 15 中所示, 两个离合器 C 和 D (带有它们的摩擦片组 300 或 400 和的伺服装置 310 和 410) 相对行星齿轮组和离合器 B 和 E 的组件的空间布置与在图 13 中所示的第四根据本发明的部件布置是相同的。

下面借助图 16 到 18 更详细地解释各种细节设计, 这些细节设计涉及结合正齿轮传动或者链传动的制动器 A 的布置和设计方案, 并原则上可与前面描述的各种根据本发明的部件布置和细节设计合理地组合。已知的是, 所述正齿轮传动或链传动建立 (由三个单-行星齿轮组组成的) 联结的行星齿轮组的输出端和自动变速器的输出轴之间的运动学连接。

图 16 示出了带有第五示例细节设计的局部变速器剖面。正齿轮传动的第一正齿轮 STR1 在这里从空间上看轴向位于第三行星齿轮组 RS3 和制动器 A 之间, 一方面与第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 和 (布置在第三行星齿轮组 RS3 的背离中间的行星齿轮组 RS2 的一侧上的) 行星架连接板 STB3 轴向直接邻接, 另一方面与作为内摩擦片支架的制动器 A 的输入元件 120 轴向直接邻接。在所示实例中, 在正齿轮 STR1 和行星架连接板 STB3 之间设置了形状锁合连接, 其中相应的驱动轮廓面从空间上看布置在行星架连接板 STB3 的内直径上。为在行星齿轮组方向上支承第一正齿轮 STR1 的斜齿的轴向力在正齿轮 STR1 和太阳轮 SO3 之间设置了止推轴承。第一正齿轮 STR1 的轴承结构 STRL1 实施为带有两个直接相互邻接的圆锥滚子轴承的刚性圆锥滚子轴承结构。该两个圆锥滚子轴承的轴承内圈在第一正齿轮 STR1

的正齿轮毂 STRN1 上轴向通过轴螺母张紧, 其中所述正齿轮毂轴向与第三行星齿轮组 RS3 相反的方向延伸。该两个圆锥滚子轴承的轴承外圈分别安装在支承板 LAG 的轴承孔内, 并分别支承在轴向位于两个圆锥滚子轴承之间、径向向内延伸的支承板 LAG 的接触肩部上。即正齿轮 STR1 的正齿轮毂 STRN1 中心贯穿在第一正齿轮 STR1 的背离齿轮组一侧上的 LAG。不言而喻, 不用正齿轮轴承结构 STRL1 的两个单独的圆锥滚子轴承, 还可以设置一个圆锥滚子-组合轴承或者深沟球轴承结构。

支承板 LAG 本身直接安装在变速器壳体 GG 的相应支承板孔内, 轴向支承在在该支承板孔区域中布置的变速器壳体 GG 的接触肩部上, 并用螺栓与变速器壳体连接。作为轴向的安装方向, 这里例如(与正齿轮轴承结构 STRL1 和第一正齿轮 STR1 预装配的)支承板 LAG 轴向向行星齿轮组 RS3 方向安装到变速器壳体 GG 内。

制动器 A 布置在支承板 LAG 的背离行星齿轮组 RS3 的一侧上。制动器 A 的摩擦片组 100 和内摩擦片支架(120)在此与支承板 LAG 直接轴向邻接。带有制动器 A 的外摩擦片和带涂层摩擦片的摩擦片组 100 的外直径在这里例如比支承板 LAG 的外直径稍大。制动器 A 的外摩擦片支架(130)集成在变速器壳体 GG 内。相应地, 在变速器壳体 GG 的支承板孔的背离行星齿轮组一侧上, 在紧邻该支承板孔的区域内, 在比该支承板孔稍大的直径上, 变速器壳体 GG 具有适当的内轮廓面以接收制动器 A 的摩擦片组 100 的外摩擦片的外轮廓。在制动器 A 的摩擦片组 100 的面向支承板 LAG 的一侧上, 布置了壳体壁 GW, 制动器 A 的伺服装置 110 部分集成在该壳体壁内。在轴向向支承板 LAG 方向闭合情况下, 伺服装置 110 操作制动器 A 的摩擦片组 100, 其中摩擦片组 100 轴向支承在支承板 LAG 上。制动器 A 直接布置在壳体壁 GW 和支承板 LAG 之间。

在将支承板固定在变速器壳体上的一种替代设计方案中, 其中正

齿轮组的第一正齿轮支承在所述支承板上，支承板的外直径比制动器 A 的摩擦片组的外直径大，其中支承板在制动器 A 的摩擦片组上方的直径区域内，部分轴向贴靠在壳体外壁 GW 上。在这种情况下，支承板从变速器壳体内腔就用螺栓与壳体外壁连接，其中相应的螺栓连接的传力螺纹从空间上看布置在制动器 A 的摩擦片组的径向上方。变速器外壁又以已知的方式用螺栓与变速器壳体连接。有利的是当操作制动器 A 时，制动器 A 的力流不通过要被密封的壳体焊缝传导。

在支承板的替代设计方案中，还可以取消上述正齿轮组的第一正齿轮的毂，其中该第一正齿轮的圆锥滚子轴承结构或者深沟球轴承结构从空间上看布置在第一正齿轮齿部下方。当圆锥滚子或者球的滚道直接集成在第一正齿轮内时，圆锥滚子轴承结构或者深沟球轴承结构的轴承外圈在此安装在第一正齿轮的相应轴承孔内，但也可完全取消。圆锥滚子轴承结构或者深沟球轴承结构的轴承内圈可以固定在支承板的毂形部分上，该毂形部分轴向向第三行星齿轮组 RS3 方向延伸并在此中心贯穿第一正齿轮。

作为设计细节方案，在图 16 中-如上所述-制动器 A 的伺服装置 110 仅部分集成在壳体壁 GW 内。在所示实例中，该壳体壁 GW 一方面是驱动机构附近的自动变速器外壁，另一方面同时还是用于向换档元件供给压力介质和向各种换档元件、齿部和轴承结构供给滑润剂的自动变速器油泵的泵体。相应地，在壳体壁内集成的各种用于引导压力介质和滑润剂的通道。在壳体壁 GW 内还抗扭安装了导轮轴 LRW，例如用螺栓连接。一方面该导轮轴 LRW 构成了一种固定在壳体上的毂以对在驱动机构和输入轴之间放入的起动元件，例如综合式液力变矩器，进行扭矩支承。起动元件在此在变速器内腔以外与导轮轴 LRW 的轴-部分 LRWW 运动学连接。另一方面，在该导轮轴 LRW 的法兰-部分 LRWF 中还集成了用于引导压力介质和滑润剂的各种通道。此外，该导轮轴具有轴向较短的圆柱形部分 LRWZ，该部分轴向向变速器内腔方向延伸。导轮轴 LRW 的该圆柱形部分 LRWZ 的外直径构成

了制动器 A 伺服装置 110 的活塞腔或者压力腔 111 的内直径和相应的制动器 A 伺服装置 110 的活塞 114 的轴向内-工作面, 其中所述活塞可移动地布置在圆柱形部分 LRWZ 的径向上方。在比导轮轴 LRW 的法兰-部分 LRWF 的外直径大的直径上, 伺服装置 110 的活塞腔或者压力腔 111 的外直径和伺服装置 110 的活塞 114 的相应轴向外工作面由壳体壁 GW (或泵壳体) 的轴向凹槽构成。因此, 伺服装置 110 的压力腔 111 由活塞 114, 壳体壁 GW, 导轮轴 LRW 的法兰-部分 LRWF 和圆柱形导轮轴-部分 LRWZ 构成。在图 18 中, 为简化没有示出向该压力腔 111 的 (不旋转的) 压力介质供给。使活塞复位的伺服装置 110 的复位元件 113 在这里实施为膜片弹簧, 其一方面在活塞外直径区域轴向支承在活塞 114 上, 另一方面在制动器 A 的外摩擦片用的变速器壳体 GG 的摩擦片驱动轮廓面区域支承在变速器壳体 GG 上。

制动器 A 的输入元件 120 是内摩擦片支架, 并且例如实施为圆柱形的钢板结构。该轴向短内摩擦片支架 (120) 具有圆柱形部分 121, 在该圆柱形部分的外直径上设置了驱动轮廓面以接收制动器 A 的摩擦片组 100 的带涂层摩擦片。在该圆柱形部分 121 的面向壳体壁 GW 的一侧上, 制动器 A 的内摩擦片支架 (120) 的至少部分为盘形的部分 122 连接在圆柱形部分 121 上, 并与法兰形导轮轴-部分 LRWF 平行地径向向内一直延伸到太阳轮轴 SOW3 的毂形部分, 制动器 A 的内摩擦片支架 (120) 的盘形部分 122 与所述太阳轮轴焊接。太阳轮轴 SOW3 又通过适当的驱动轮廓面与第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 形状锁合连接, 从而太阳轮轴 SOW3 还可认为是制动器 A 的内摩擦片支架 (120) 的毂。输入轴 AN 又在太阳轮轴 SOW3 径向内部延伸, 并中心贯穿安装在壳体壁 GW 内的导轮轴 LRW。

图 17 示出了带有第七示例性细节设计的局部变速器剖面, 并与图 18 相比, 涉及制动器 A 相对第三行星齿轮组 RS3 和正齿轮传动的第一正齿轮 STR1 的改变的空间布置。从图 18 中接受了正齿轮 STR1 在变速器壳体上的轴承结构。相应地, 正齿轮 STR1 具有正齿轮毂

STRN1, 该正齿轮毂轴向向与行星齿轮组 RS3 相反的方向延伸。正齿轮轴承结构的两个直接并排布置的圆锥滚子轴承的轴承内圈推装在正齿轮毂 STRN1 的外直径上, 并轴向通过轴螺母固定在正齿轮毂 STRN1 上。两个圆锥滚子轴承的轴承内圈支承在固定在变速器壳体上的支承板 LAG 内。为将正齿轮 STR1 在运动学上固定在第三行星齿轮组 RS3 的行星架 ST3 上, 在正齿轮毂 STRN1 的内直径上, 在轴向上看在正齿轮 STR1 的径向下, 设置了驱动-内轮廓面, 行星架轴 STW3 的对应驱动-外轮廓面接合在该驱动-内轮廓面内。该行星架轴 STW3 从上述驱动轮廓面轴向向第二(中间的)行星齿轮组 RS2 方向一直延伸到该行星架 ST2, 并在此中心贯穿第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3。在第三行星齿轮组 RS3 的面向第二行星齿轮组 RS2 的一侧上, 行星架轴 STW3 与第三行星齿轮组 RS3 的行星架 ST3 连接。在图 17 中所示的实例中, 行星架 ST3 和行星架轴 STW3 是一体的。

制动器 A 从空间上看布置在第三行星齿轮组 RS3 的径向上方。制动器 A 的输入元件 120 是圆柱形内摩擦片支架, 其部分跨越第三行星齿轮组 RS3。该内摩擦片支架(120)的盘形部分平行于第三行星齿轮组 RS3 的行星架连接板 STB3 延伸, 并将第三行星齿轮组 RS3 在空间上与正齿轮 STR1 分开。在其内直径上, 盘形部分 122 与第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 连接, 这里例如焊接。在该区域中还布置了止推轴承, 该止推轴承将制动器 A 的内摩擦片支架(120)的盘形部分 122 与正齿轮 STR1 分开。内摩擦片支架(120)的盘形部分 122 径向向外延伸到某一直径, 该直径比第三行星齿轮组 RS3 的行星架连接板 STB3 的外直径稍大或者比圆柱体 ZYL 的外直径稍大, 其中行星架连接板 STB3 通过所述圆柱体与(这里未示出的)另一个行星齿轮组元件连接。制动器 A 的内摩擦片支架(120)的圆柱形部分 121 连接在该盘形部分 122 的外直径上, 并轴向向第二(中间的)行星齿轮组 RS2 方向延伸。在圆柱形部分 121 的外直径上设置了驱动轮廓面以接收制动器 A 的摩擦片组 100 的带涂层摩擦片。在图 19 中仅示出了作为外摩擦片支架的制动器 A 的输出元件 130 和用于操作摩擦片组 100

的伺服装置（这里仅示出了该伺服装置的活塞的一部分）。

最后，图 18 示出了带有第七示例性细节设计的局部变速器剖面，并仍然涉及制动器 A 相对第三行星齿轮组 RS3 改变的空间布置，这次结合了链传动。该根据图 18 的细节设计的重要组成部分是申请人的未公开的行车专利申请 DE 10236607.1 的主题，其公开内容应该算作本发明的内容。

对应根据图 18 的第七细节设计，作为由三个单-行星齿轮组联结的行星齿轮变速器和自动变速器输出轴之间的有效连接，设置了链传动。在图 18 中示出的该链传动的链用 KT 表示，该链传动的位于行星齿轮变速器一侧的（第一）链轮用 KTR1 表示。从动（第一）链轮 KTR1 和制动器 A 都与第三行星齿轮组 RS3 轴向邻接，其中制动器 A 布置在链轮 KTR1 的链轮-齿部径向下方。

该从动（第一）链轮 KTR1 在几何上设计为向（第三）行星齿轮组 RS3 方向开口的圆柱体，带有毂部分 KTRN1，盘形链轮部分 KTRS1 和圆柱形链轮部分 KTRZ1。该圆柱形链轮部分 KTRZ1 在轴向上在比制动器 A 的外直径大的，特别是比作为外摩擦片支架的制动器 A 的输出元件 130 的外直径大的直径上延伸。在其外直径上，圆柱形链轮部分 KTRZ1 一方面具有适当的链轮齿部，用于传递转速和扭矩的链 KT 啮合在该齿部内，另一方面这里具有例如另外的驻车锁止-齿部，（这里为简化未示出的）用于锁止自动变速器的变速器壳体上的输出轴的驻车棘轮啮合在该齿部内。即链轮 KTR1 的圆柱形链轮部分 KTRZ1 同时构成驻车棘轮 PSR。在图 18 所示的实例中，（分配给驻车棘轮 PSR 的）驻车锁止-齿部比链轮 KTR1 的链-齿部更靠近第三行星齿轮组 RS3。在圆柱形链轮部分 KTRZ1 的背离行星齿轮组 RS3 的一侧上，盘形链轮部分 KTRS1 连接在圆柱形链轮部分 KTRZ1 上，并且径向向内一直延伸到链轮 KTR1 的毂部分 KTRN1。如后面更详细所述，该毂部分 KTRN1 又支承 固定在变速器壳体上的导轮轴 LRW 的毂 LRWN

上。在其面向行星齿轮组 RS3 一侧上，圆柱形链轮部分 KTRZ1 与第三行星齿轮组 RS3 的行星架连接板 STB3 最好例如形状锁合连接。在所示实例中，相应设计的圆柱形链轮部分 KTRZ1 的轴向延伸上的拨爪接合在行星架连接板 STB3 的对应轴向凹口内，这些凹口在圆周方向上约分布在第三行星齿轮组 RS3 的齿圈 HO3 的直径上。

即从动链轮 KTR1 的圆柱形链轮部分 KTRZ1 构成圆柱形腔，在该圆柱形腔内布置了制动器 A。如上所述，带有外摩擦片和带涂层摩擦片的摩擦片组 100 与行星齿轮组 RS3 的行星架连接板 STB3 直接轴向邻接。作为内摩擦片支架的制动器 A 的输入元件 120 在几何上具有向行星齿轮组 RS3 方向封闭的锅形，带有一个圆柱形外壳表面，在该外壳表面上设置了驱动轮廓面以接收摩擦片组 100 的带涂层摩擦片，还带有一个底部，该底部平行于行星架连接板 STB3 径向向内延伸，并在其内直径上与第三行星齿轮组 RS3 的太阳轮 SO3 连接，这里例如焊接。相应地，作为外摩擦片支架的制动器 A 的输出元件 130 在几何上设计为向行星齿轮组 RS3 方向开口的锅，在其内部布置制动器 A 的伺服装置 110 和摩擦片组 100。在所示实例中，该外摩擦片支架（130）具有毂 133，该毂通过适当的驱动轮廓面与固定在变速器壳体上的导轮轴 LRW 形状锁合连接。在制动器 A 的外摩擦片支架（130）的圆柱形外壳表面的内表面上，设置了驱动轮廓面以接收摩擦片组 100 的外摩擦片。伺服装置 110 的活塞 114 与外摩擦片支架（130）的盘形和毂形外壳表面邻接，并与该外壳表面部分一起构成伺服装置 110 的压力腔 111。在此活塞 114 一部分轴向位于外摩擦片支架（130）的盘形外壳表面和摩擦片组 100 之间，一部分在轴向上看位于摩擦片组 100 的下方。在对压力腔 111 加压的情况下，活塞 114 克服复位元件 113 的力轴向相邻的行星齿轮组 RS3 方向操作摩擦片组 100，其中所述复位元件这里例如由两个串联的、支承在毂 133 上的膜片弹簧构成。

与在图 16 中类似，固定在变速器壳体上的导轮轴 LRW 一方面构

成一种固定在壳体上的毂，以对在力流中置于驱动机构和输入轴之间的起动元件，例如综合式变矩器，进行扭矩支承。在运动学上，起动元件在此在变速器内腔之外固定在导轮轴 LRW 的轴-部分 LRWW 上。另一方面，导轮轴 LRW 还具有径向延伸的法兰-部分 LRWF，该法兰-部分在链轮 KTR1 的背离行星齿轮组 RS3 的一侧上将变速器内腔密封。此外，该导轮轴 LRW 具有圆柱形毂-部分 LRWN，该毂部分轴向向变速器内腔方向延伸，在几何上分成两个部分 LRWN1 和 LRWN2，其中法兰附近的部分用 LRWN1 表示，行星齿轮组附近的部分用 LRWN2 表示。从空间上看，链轮 KTR1 支承在法兰附近的部分 LRWN1 的径向上方。相应的轴承例如是节省构造空间的径向滚针轴承并用 KTRL1 表示。为轴向支承链轮 KTR1，设置了两个轴向-滚针轴承 KTRL2 和 KTRL3，其中轴向-滚针轴承 KTRL2 轴向位于固定在变速器壳体上的导轮轴 LRW 的法兰-部分 LRWF 和链轮 KTR1 之间，轴向-滚针轴承 KTRL3 轴向位于链轮 KTR1 和制动器 A 的外摩擦片支架（130）的毂附近的外壳表面之间。

此外，在图 18 中示出了向制动器的伺服装置 110 的压力腔 111 的压力介质供给 118，其部分在导轮轴 LRW 和制动器 A 的外摩擦片支架（130）的毂 133 内部延伸。

对于该技术领域的技术人员来说很明显，导轮轴 LRW 的法兰部分 LRWF 和毂部分 LRWN 可以实施为变速器壳体或者变速器壳体壁的一部分。

作为另外的细节，在图 18 中示出了通常构造的输出转速传感器 NAB，该传感器检测驻车棘轮 PSR 的齿廓以确定自动变速器输出轴的转速和/旋转方向。

如上所述，上面关于自动变速器输入轴和输出轴彼此轴平行布置所述的变速器设计应该被看作是示例性的。该技术领域的技术人员根

据需要, 可以将建议的各个根据本发明部件布置和细节设计的必要特征按照意义用于输入轴和输出轴的其它相对空间布置情况。因此, 作为非同轴的轴布置的变型, 自动变速器的输入轴和输出轴相互成一定角度, 例如对于带有沿行驶方向布置的驱动机构 (“前纵置式驱动” 或者 “后纵置式”) 的汽车-动力传动系, 彼此之间的角度为 90° , 或者为了使动力传动系适应汽车内的紧凑安装空间, 彼此之间的角度不等于 90° 。对于这种应用, 在自动变速器内代替正齿轮传动或者链传动, 设置锥齿轮传动 (在需要时带有准双曲面齿部) 或者带有变厚-齿部的正齿轮传动。带有输入轴和输出轴相互同轴的自动变速器 (“标准驱动”) 的汽车得到广泛的应用。建议的各个根据本发明的部件布置和细节设计的必要特征还可按意义简单地移植到这种带有同轴的输入轴和输出轴的自动变速器。从而在这种情况下, (与输入轴同轴的) 输出轴布置在第三行星齿轮组 RS3 的背离第二行星齿轮组 RS2 的一侧上, 位于自动变速器的布置有制动器 A 的一侧上。这里输出轴既中心贯穿制动器 A, 又中心贯穿第三行星齿轮组 RS3。

如上所述, 构成图 3 到 18 的基础的、用于三个单-行星齿轮组的齿轮组元件相互之间和与自动变速器的五个换档元件及输入轴和输出轴的运动学联结的变速器设计应该看作是示例性的。从 DE 199 12 480 A1 已知一种各个齿轮组元件运动学联结的变型, 其中与构成图 3 到 20 的基础的齿轮组运动学联结不同, 第一行星齿轮组 RS1 的齿圈 HO1 和第二行星齿轮组 RS2 的行星架 ST2 和输出轴 AB 始终相互连接, 以及第三行星齿轮组 RS3 的行星架 ST3 始终与第二行星齿轮组 RS2 的齿圈 HO2 连接, 第一行星齿轮组 RS1 的行星架 ST1 始终与第三行星齿轮组 RS3 的齿圈 HO3 连接, 在其它方面, 三个单-行星齿轮组 RS1, RS2, RS3 与一个换档元件 A 到 E 和输入轴的运动学联结不变。该技术领域的技术人员在需要时可根据本发明的、前面在图 3 到 20 中建议的各个换档元件和输出端的正齿轮传动或者链传动的布置和设计细节的特征合理地移植到该变型的齿轮组联结。

附图标记

A	第一换档元件，制动器
B	第二换档元件，离合器
C	第三换档元件，制动器
D	第四换档元件，制动器
E	第五换档元件，离合器
FD	第四换档元件的自由轮
ZYLBE	第二和第五换档元件的摩擦片支架
ZYLCD	第三和第四换档元件的外摩擦片支架
AN	输入轴
AB	输出轴
GG	变速器外壳
GW	外壳壁
GN	固定在变速器外壳上的毂
GZ	外壳隔壁
LAG	支承板
LRW	导轮轴
LRWF	导轮轴的法兰部分
LRWW	导轮轴的轴部分
LRWZ	导轮轴的圆柱形部分
LRWN	导轮轴的毂部分
LRWN1	法兰附近的导轮轴-毂部分
LRWN2	行星齿轮组附近的导轮轴-毂部分
NAN	输入转速传感器
NAB	输出转速传感器
PSR	驻车棘轮

ZYL 圆柱体

STST 正齿轮组, 正齿轮传动
STR1 正齿轮组的第一正齿轮
STR2 正齿轮组的第二正齿轮
STR3 正齿轮组的第三正齿轮
STRL1 正齿轮组的第一正齿轮的轴承
STRN1 正齿轮组的第一正齿轮的毂
DIFF 差速器

KT 链条

KTR1 (从动, 第一) 链轮
KTRL1 (第一) 链轮的向心轴承
KTRL2 (第一) 链轮的外壳侧的止推轴承
KTRL3 (第一) 链轮的换档元件侧的止推轴承
KTRN1 (第一) 链轮的毂部分
KTRS1 (第一) 链轮的盘形部分
KTRZ1 (第一) 链轮的圆柱形部分

RS1 第一行星齿轮组
HO1 第一行星齿轮组的齿圈
SO1 第一行星齿轮组的太阳轮
ST1 第一行星齿轮组的行星架
PL1 第一行星齿轮组的行星齿轮
SOW1 第一行星齿轮的太阳轮轴
STB11 第一行星齿轮组的第一行星架连接板
STB12 第一行星齿轮组的第二行星架连接板
STW1 第一行星齿轮组的行星架轴
RS2 第二行星齿轮组
HO2 第二行星齿轮组的齿圈

-
- | | |
|------|--------------------------|
| SO2 | 第二行星齿轮组的太阳轮 |
| ST2 | 第二行星齿轮组的行星架 |
| PL2 | 第二行星齿轮组的行星齿轮 |
| | |
| RS3 | 第三行星齿轮组 |
| HO3 | 第三行星齿轮组的齿圈 |
| SO3 | 第三行星齿轮组的太阳轮 |
| ST3 | 第三行星齿轮组的行星架 |
| PL3 | 第三行星齿轮组的行星齿轮 |
| SOW3 | 第三行星齿轮组的太阳轮轴 |
| STB3 | 第三行星齿轮组的行星架连接板 |
| STW3 | 第三行星齿轮组的行星架轴 |
| | |
| 100 | 第一换档元件的摩擦片 |
| 110 | 第一换档元件的伺服装置 |
| 111 | 第一换档元件的伺服装置的压力腔 |
| 113 | 第一换档元件的伺服装置的复位元件 |
| 114 | 第一换档元件的伺服装置的活塞 |
| 118 | 向第一换档元件的压力腔的压力介质供给 |
| 120 | 第一换档元件的输入元件 |
| 121 | 第一换档元件的输入元件的圆柱形部分 |
| 122 | 第一换档元件的输入元件的盘形部分 |
| 130 | 第一换档元件的输出元件 |
| 133 | 第一换档元件的输出元件的毂 |
| | |
| 200 | 第二换档元件的摩擦片 |
| 201 | 第二换档元件的摩擦片用的定位环 |
| 202 | 材料-穿过位置, 第二换档元件的摩擦片用的接触面 |
| 210 | 第二换档元件的伺服装置 |
| 211 | 第二换档元件的伺服装置的压力腔 |

- 212 第二换档元件的伺服装置的压力平衡腔
- 212a 冷却介质腔
- 213 第二换档元件的伺服装置的复位元件
- 214 第二换档元件的伺服装置的活塞
- 215 第二换档元件的伺服装置的隔板
- 216 第二换档元件的伺服装置的操作-柱塞 (Betaetigungs-Stempel)
- 217 第二换档元件的伺服装置的圆柱形支撑盘
- 218 向第二换档元件的压力腔的压力介质供给
- 219 向第二换档元件的压力平衡腔的润滑剂供给
- 219a 冷却介质孔
- 219b 向第二换档元件的摩擦片的冷却介质供给
- 220 第二换档元件的输入元件
- 221 第二换档元件的输入元件的圆柱形部分
- 222 第二换档元件的输入元件的盘形部分
- 230 第二换档元件的输出元件
- 231 第二换档元件的输出元件的圆柱形部分
- 232 第二换档元件的输出元件的盘形部分

- 300 第三换档元件的摩擦片
- 303 第三换档元件的制动带
- 310 第三换档元件的伺服装置
- 311 第三换档元件的伺服装置的压力腔
- 313 第三换档元件的伺服装置的复位元件
- 313a 压盘
- 313b 压盘的环形部分, 压盘的活塞接触面
- 313c 压盘的开槽部分
- 314 第三换档元件的伺服装置的活塞
- 318 向第三换档元件的压力腔的压力介质供给
- 320 第三换档元件的输入元件

- 321 第三换档元件的输入元件的圆柱形部分
- 322 第三换档元件的输入元件的盘形部分
- 330 第三换档元件的输出元件

- 400 第四换档元件的摩擦片
- 410 第四换档元件的伺服装置
- 411 第四换档元件的伺服装置的压力腔
- 413 第四换档元件的伺服装置的复位元件
- 414 第四换档元件的伺服装置的活塞
- 420 第四换档元件的输入元件
- 421 第四换档元件的输入元件的圆柱形部分
- 430 第四换档元件的输出元件

- 500 第五换档元件的摩擦片
- 501 第五换档元件的摩擦片用的定位环
- 510 第五换档元件的伺服装置
- 511 第五换档元件的压力腔
- 512 第五换档元件的压力平衡腔
- 513 第五换档元件的伺服装置的复位元件
- 514 第五换档元件的伺服装置的活塞
- 515 第五换档元件的伺服装置的隔板
- 518 向第五换档元件的压力腔的压力介质供给
- 519 向第五换档元件的压力平衡腔的润滑剂供给
- 520 第五换档元件的输入元件
- 521 第五换档元件的输入元件的（第一）圆柱形部分
- 522 第五换档元件的输入元件的（第一）盘形部分
- 523 第五换档元件的输入元件的毂
- 524 第五换档元件的输入元件的第二圆柱形部分
- 525 第五换档元件的输入元件的第二盘形部分
- 526 第五换档元件的输入元件的毂的第一圆柱形毂部分

-
- 527 第五换档元件的输入元件的轂的第二圆柱形部分
 - 530 第五换档元件的输出元件
 - 531 第五换档元件的输出元件的圆柱形部分
 - 532 第五换档元件的输出元件的盘形部分

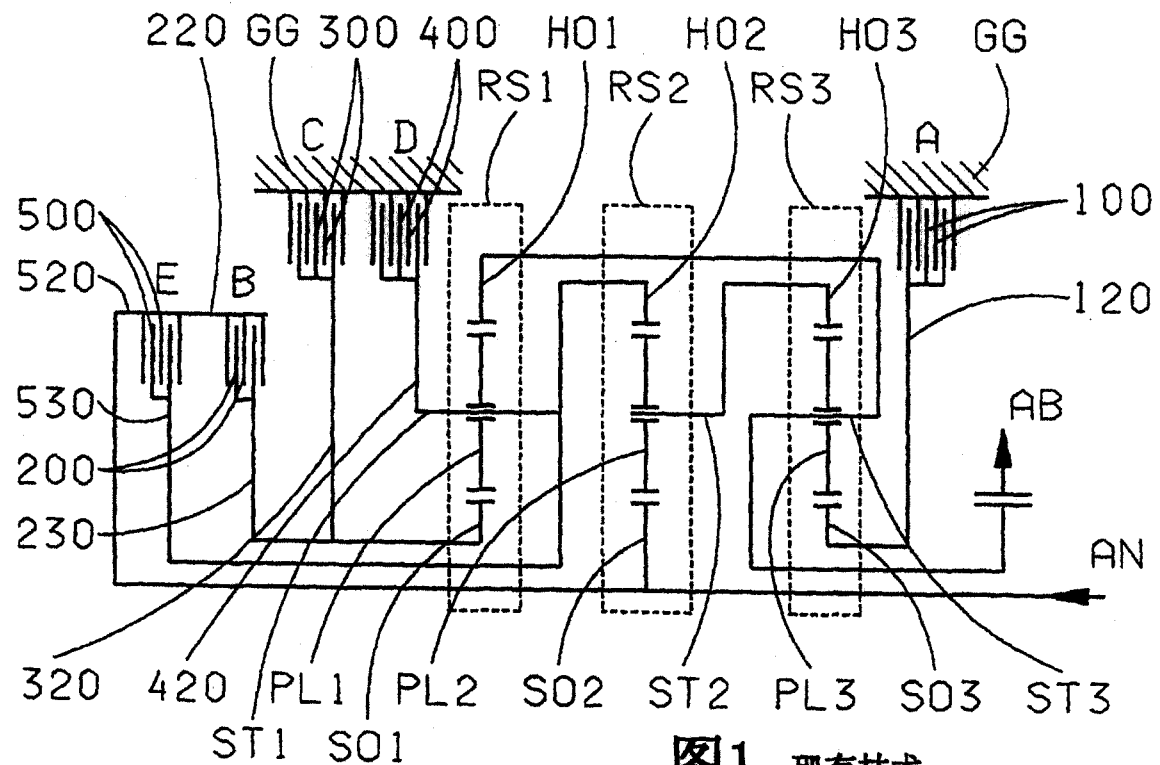


图1 现有技术

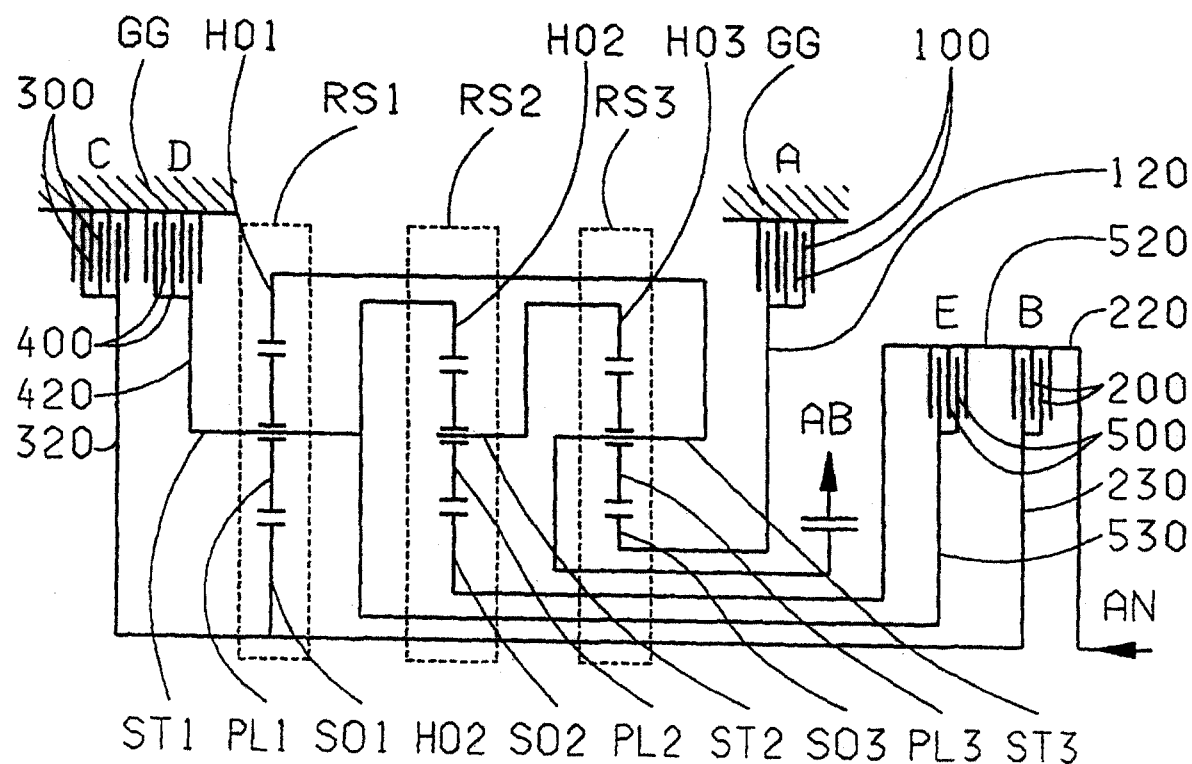
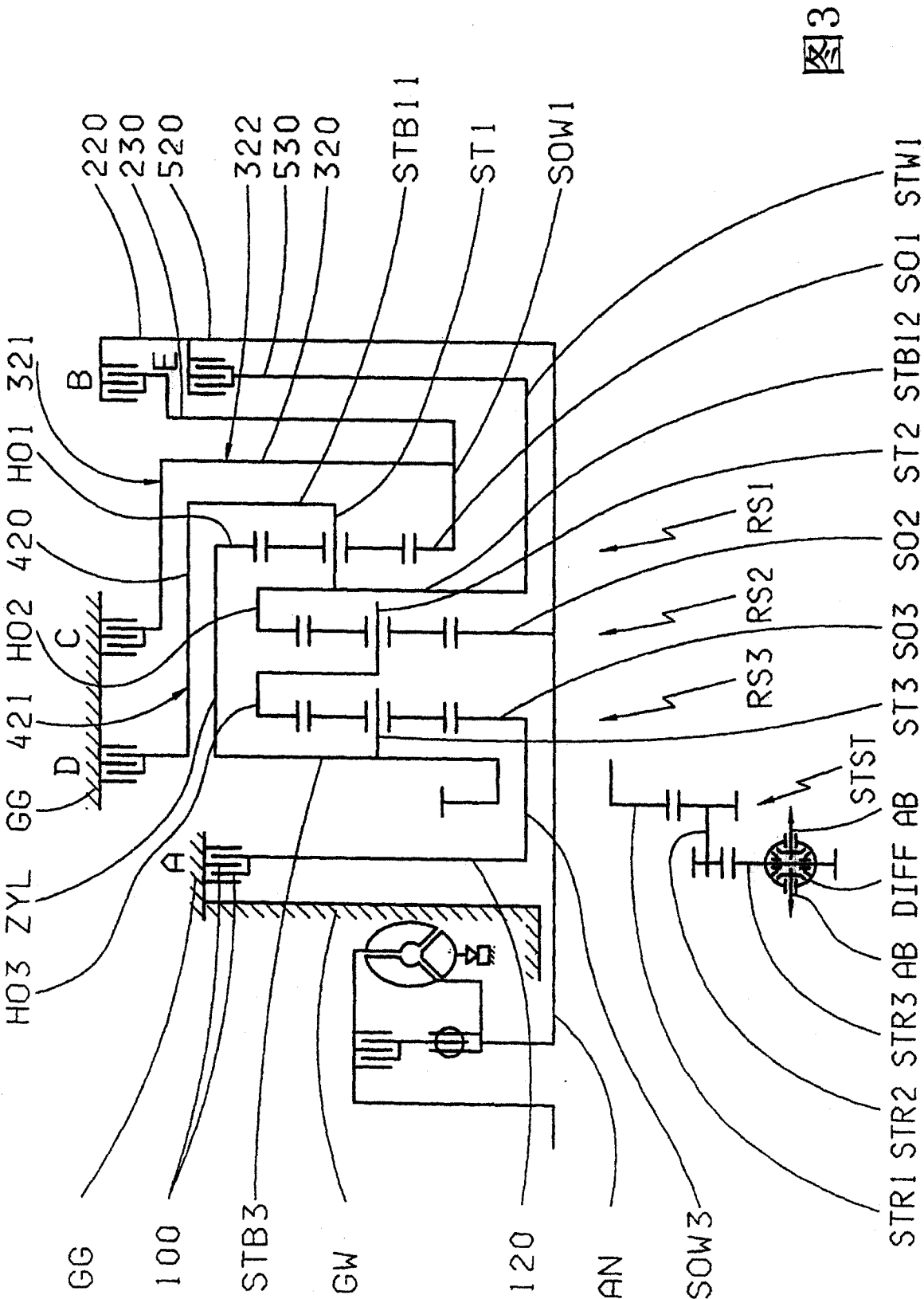


图2 现有技术



换挡 元件						传动比 i	传动比 间隔 PHI
档位	A	B	E	D	C		
1	○			○		4,898	1,65
2	○				○	2,967	
3	○	○				1,819	1,63
4	○		○			1,375	1,32
5		○	○			1,000	1,38
6			○		○	0,754	1,33
R		○		○		-3,06	总 6.50

 制动器  离合器

图4

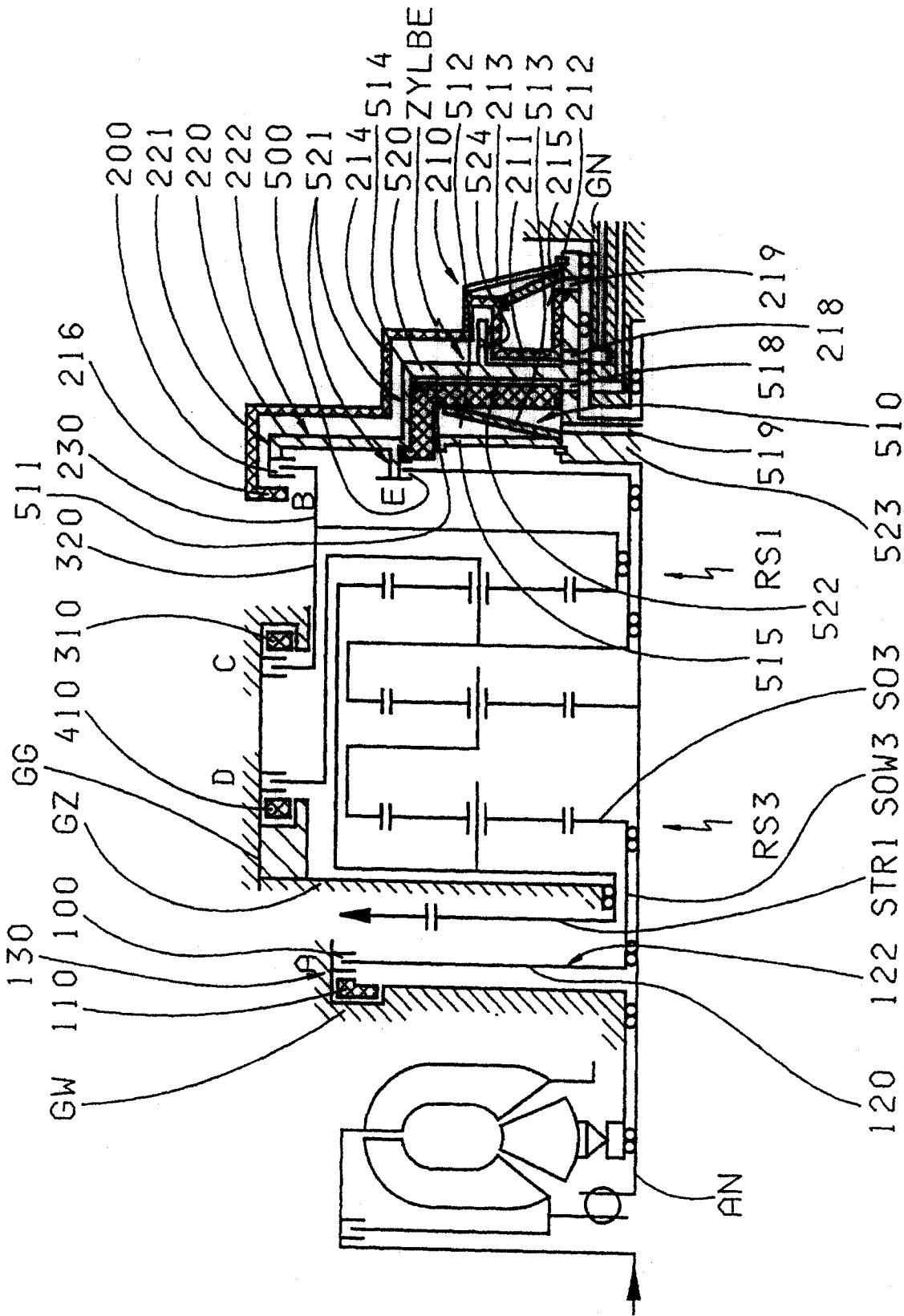


图5

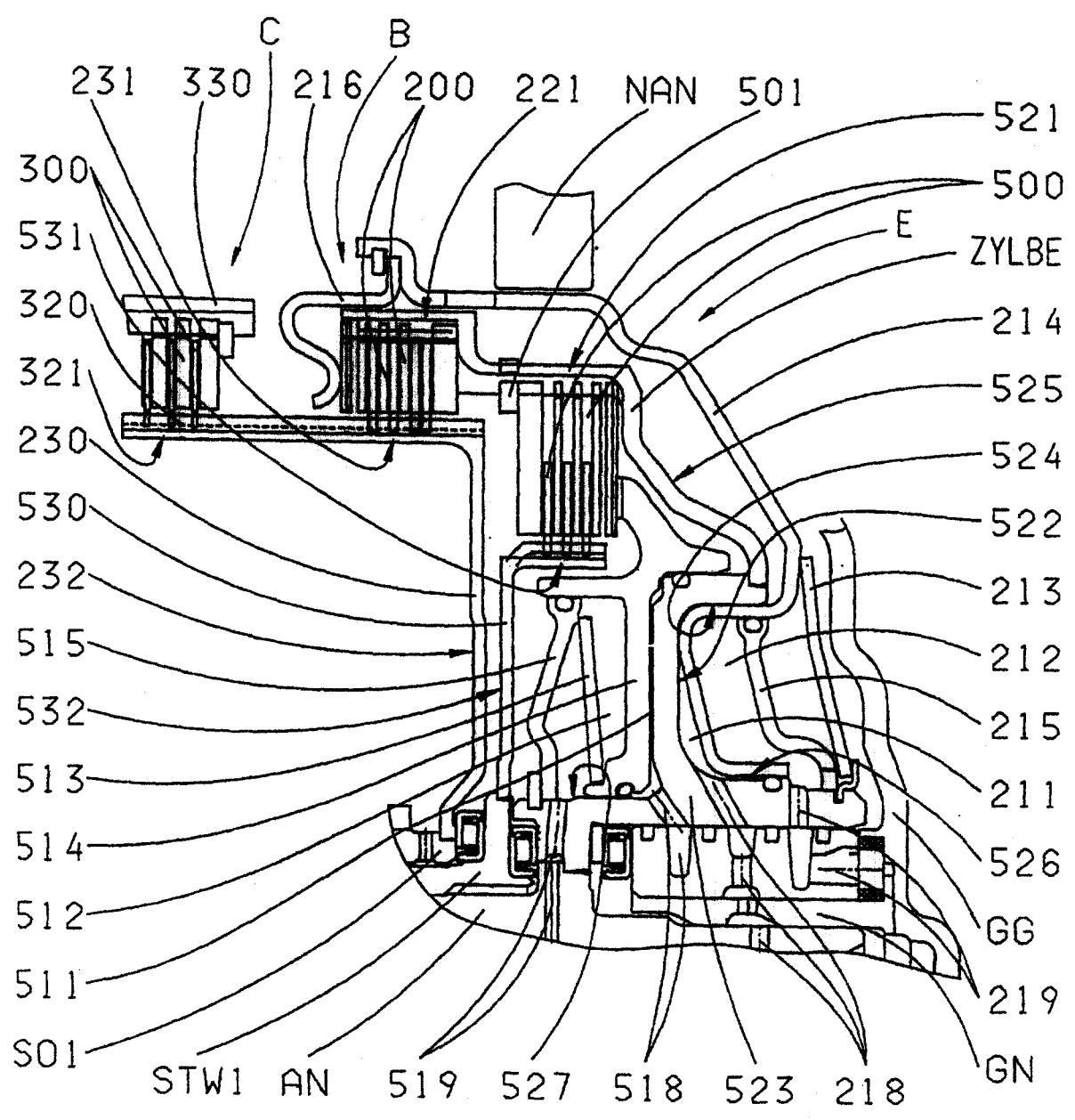


图6

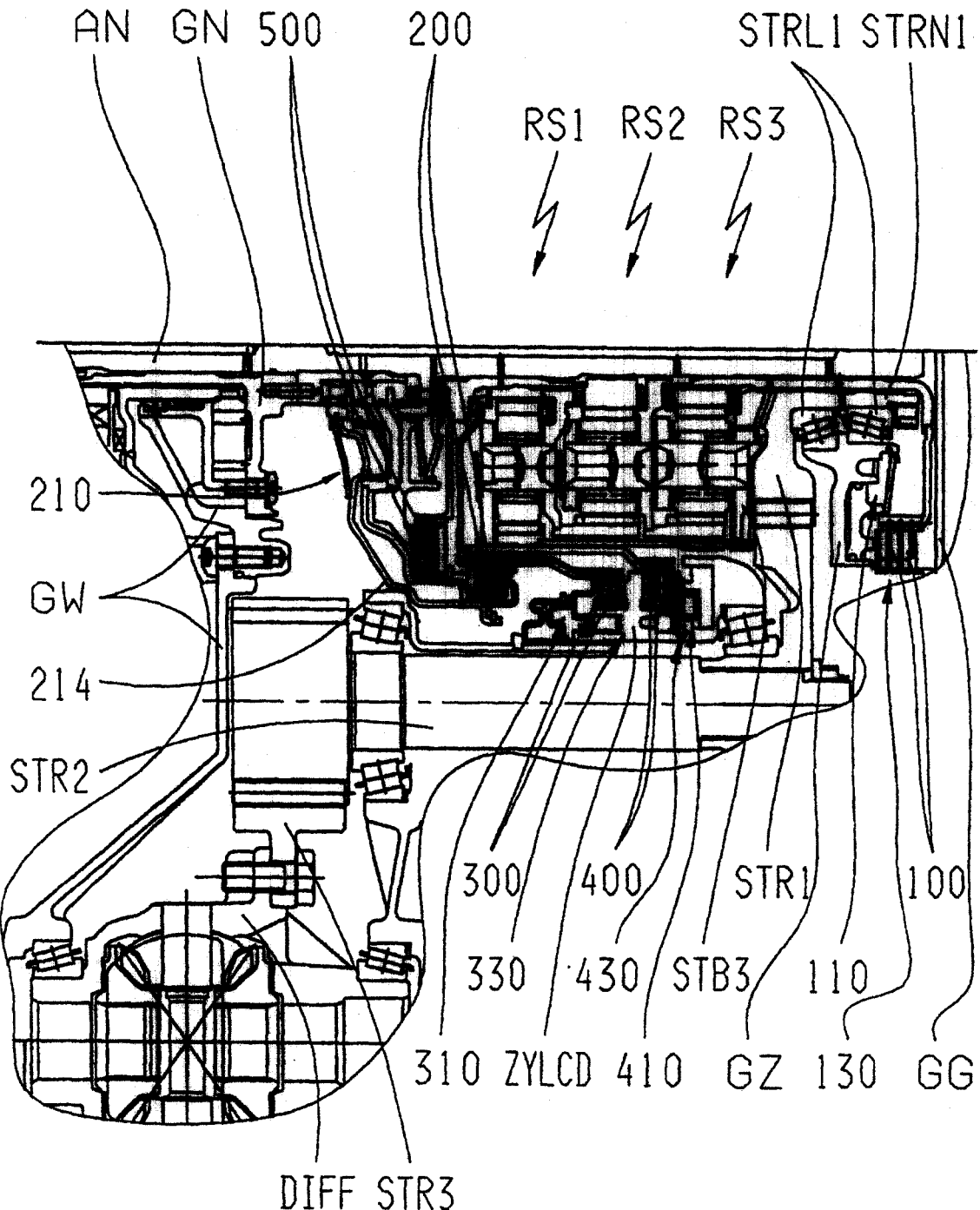


图7

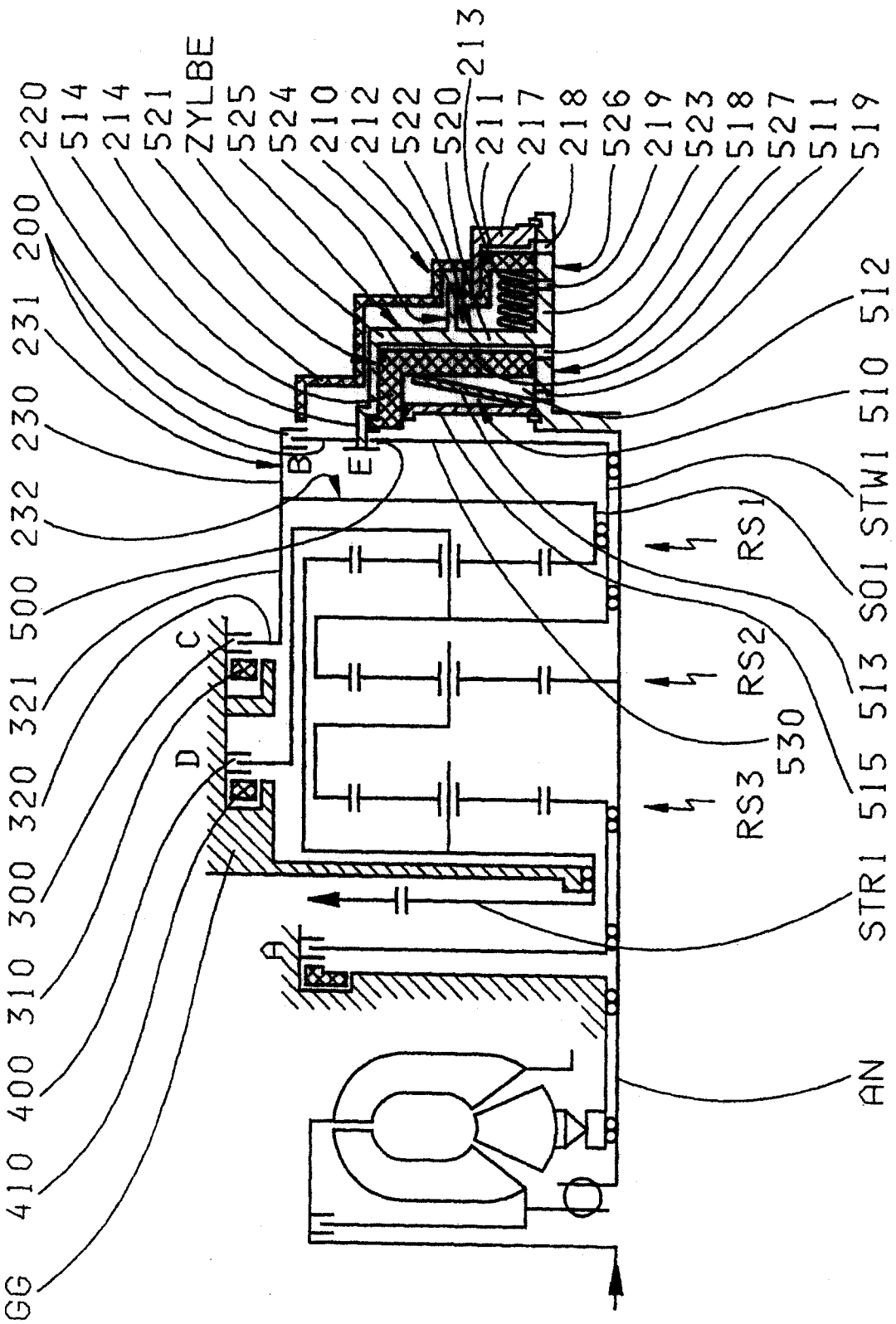


图8

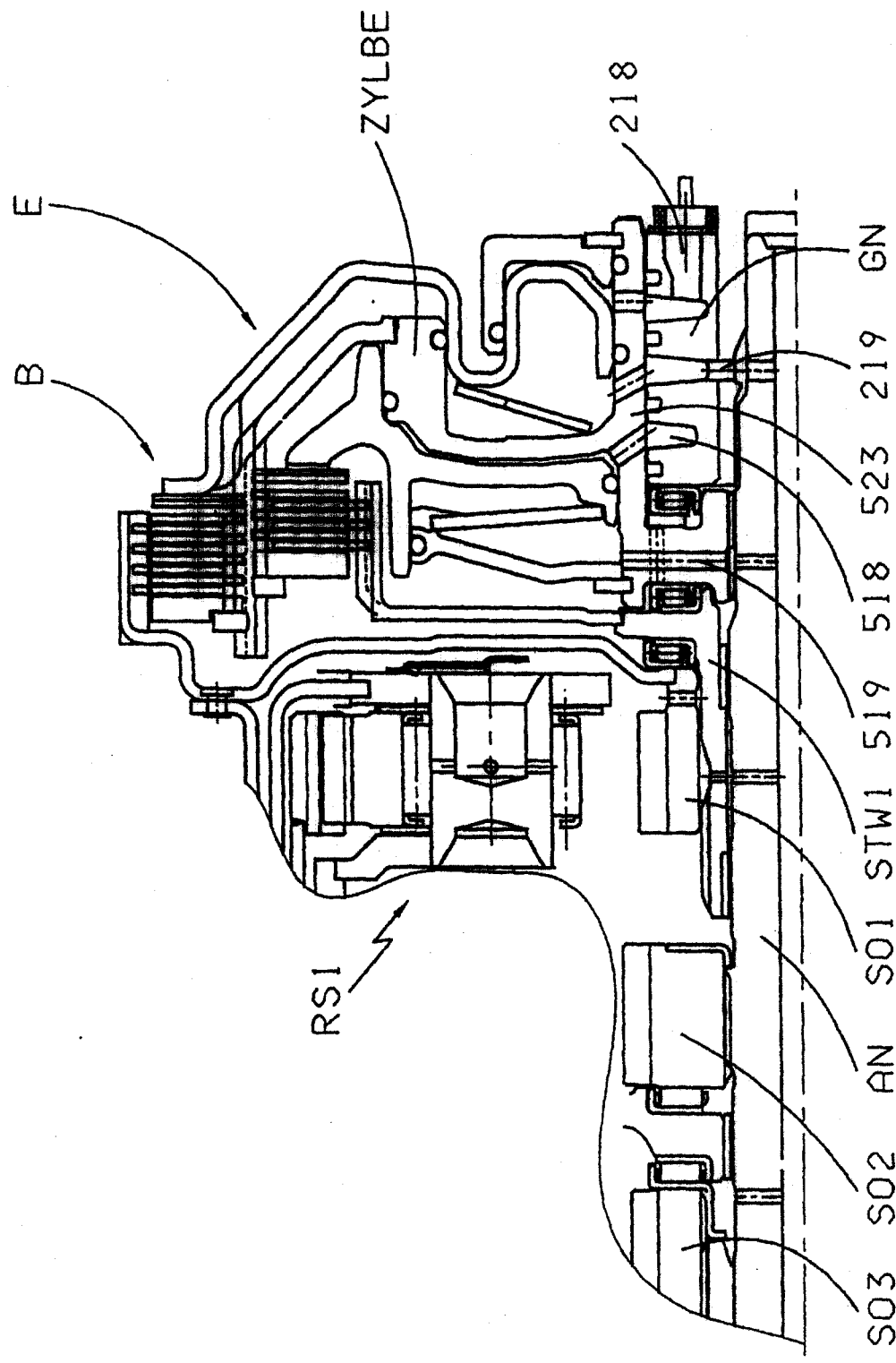


图10

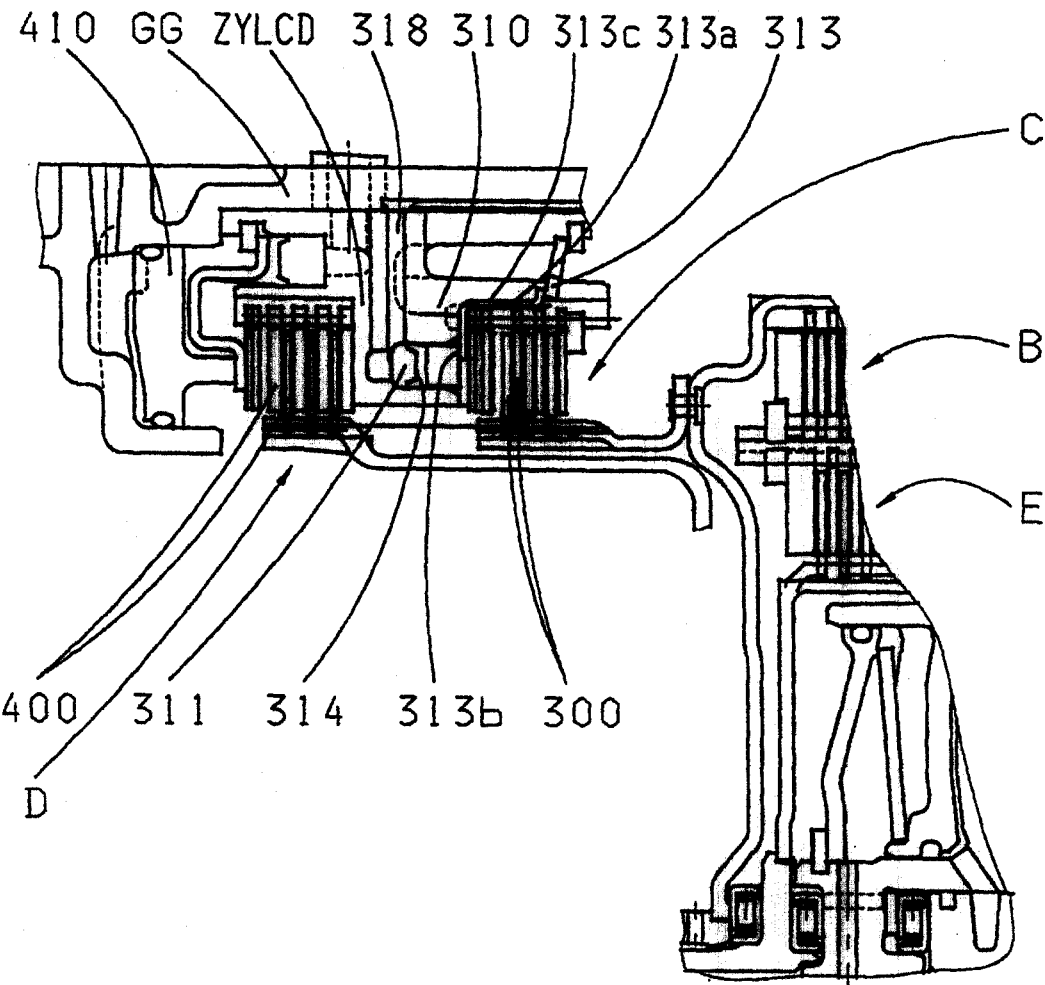


图11

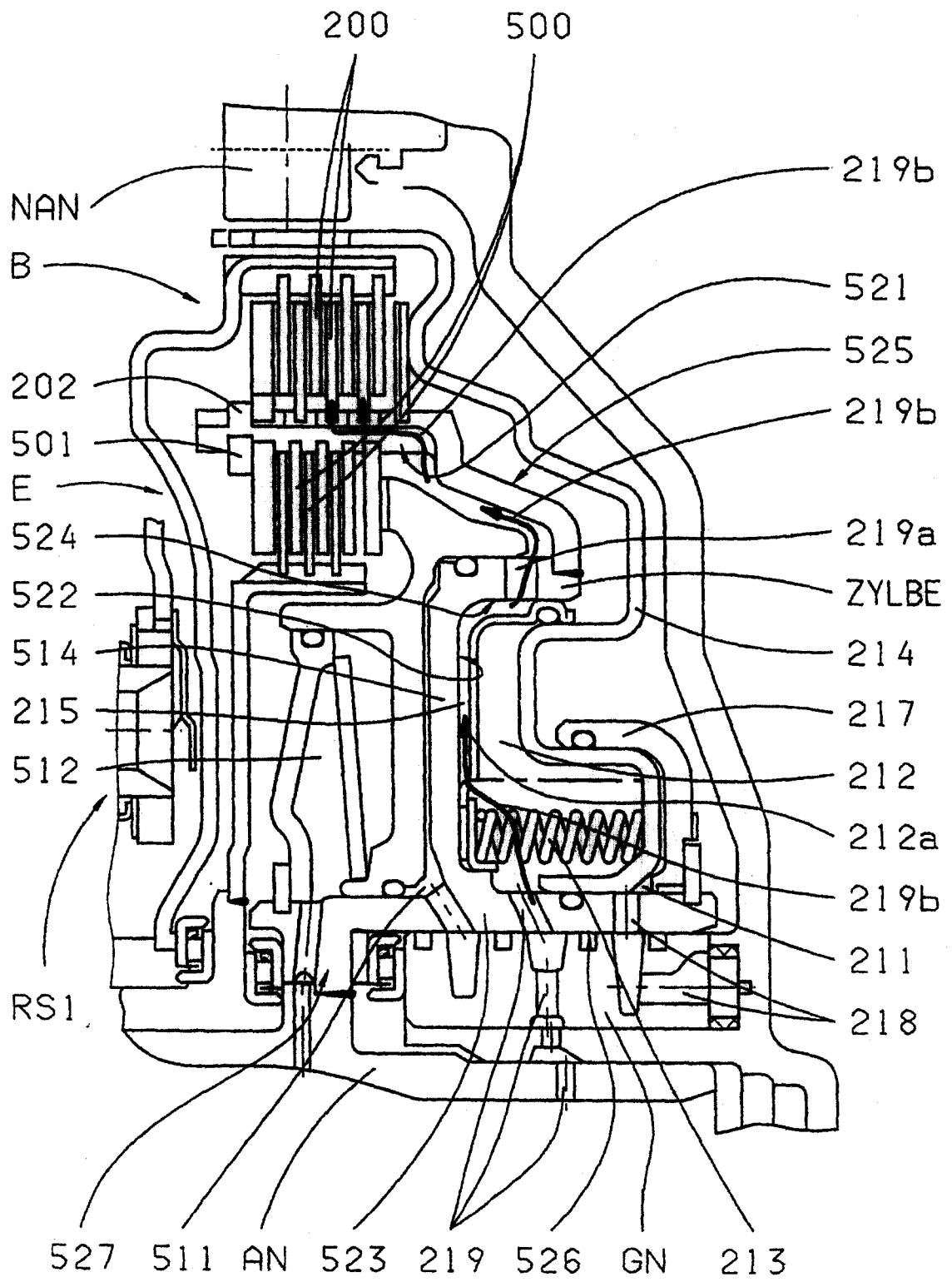


图12

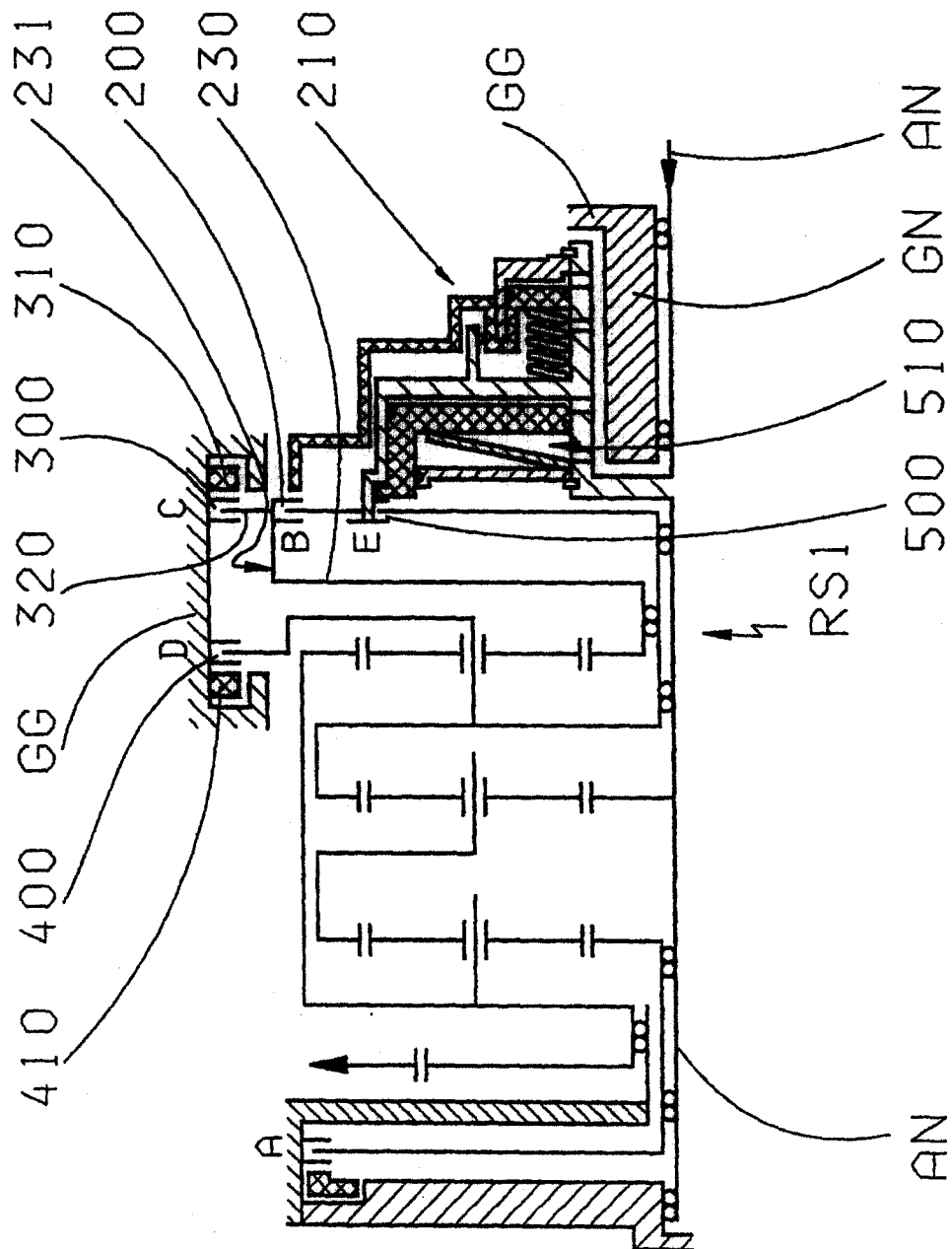


图 13

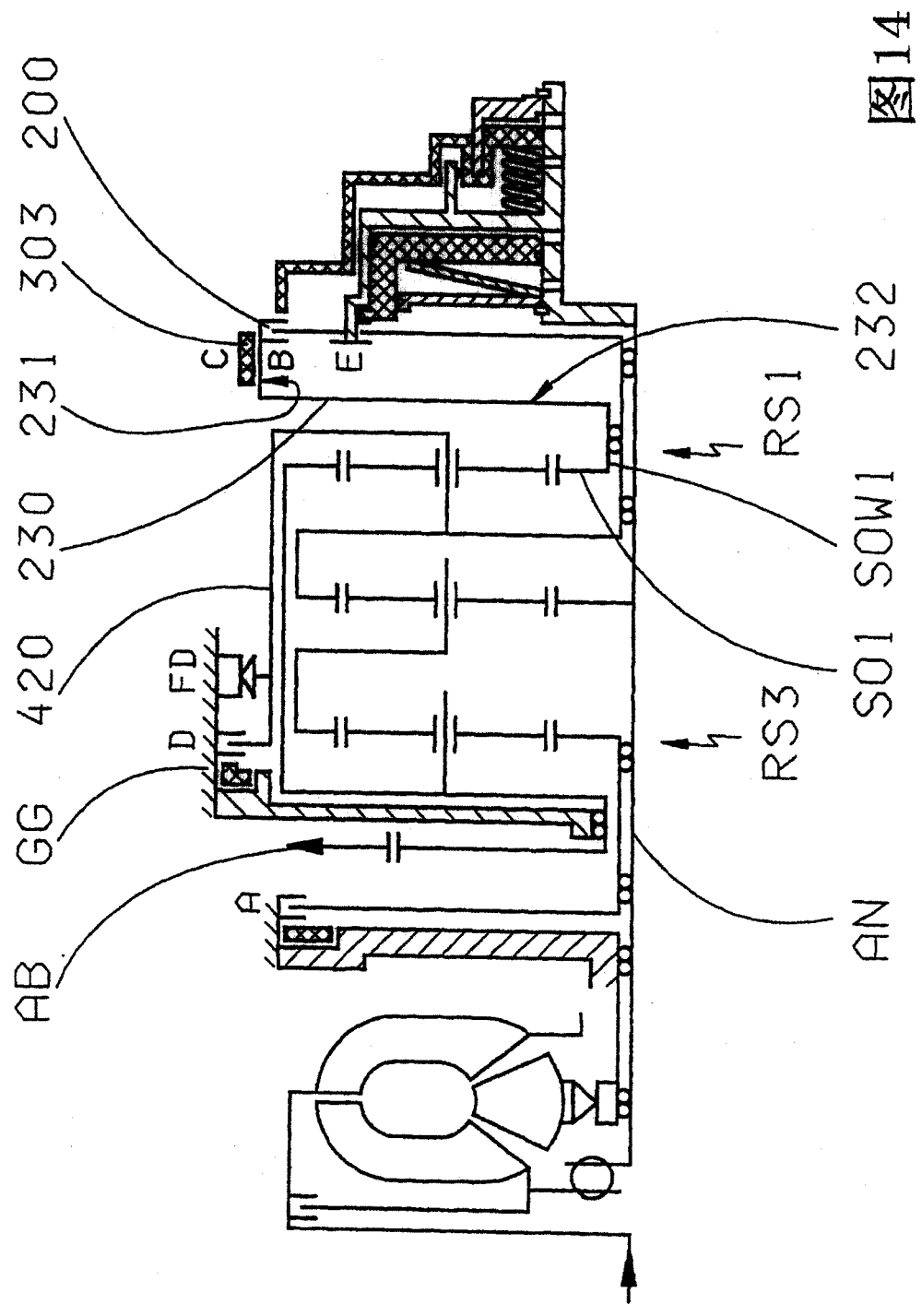


图14

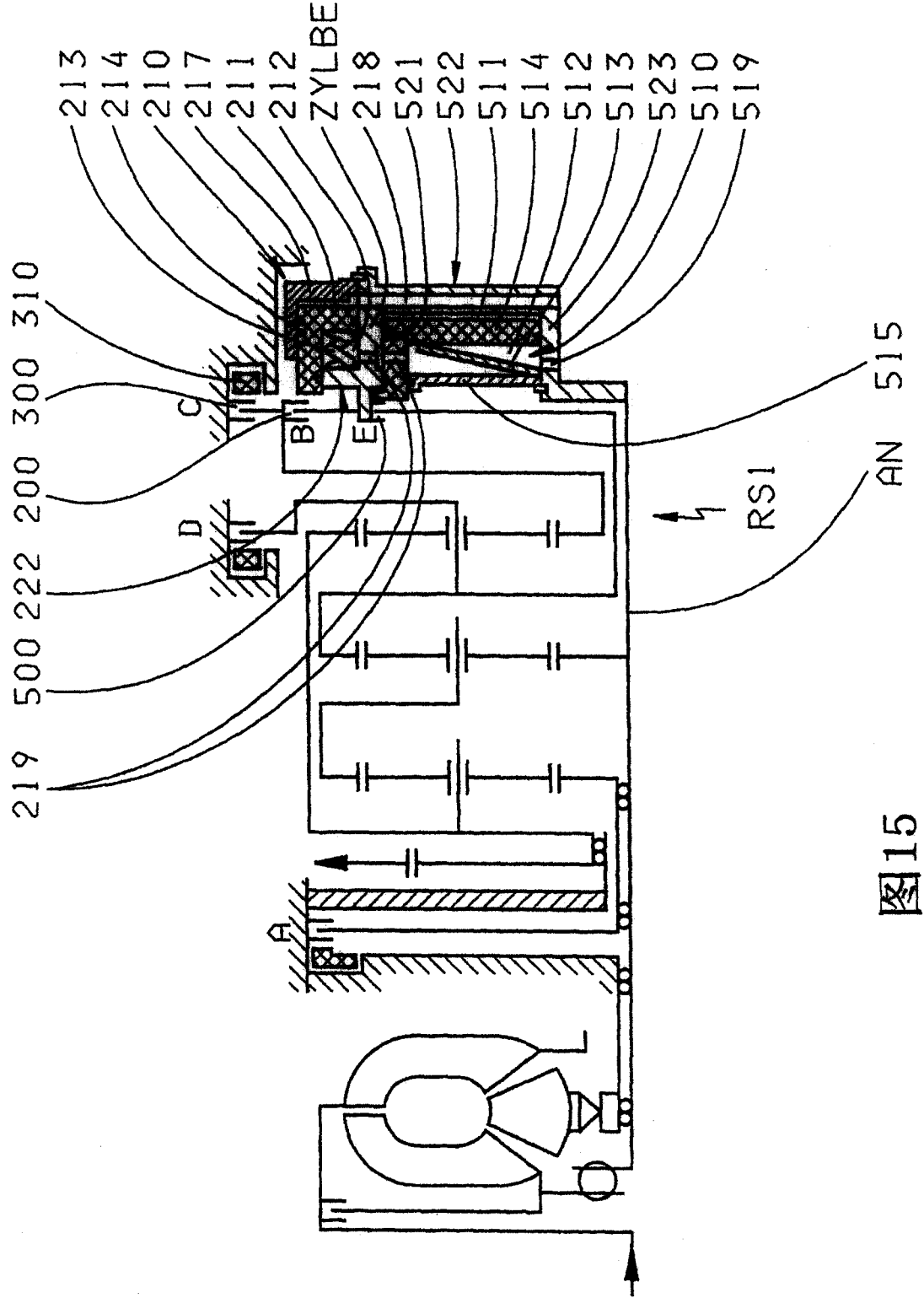


图15

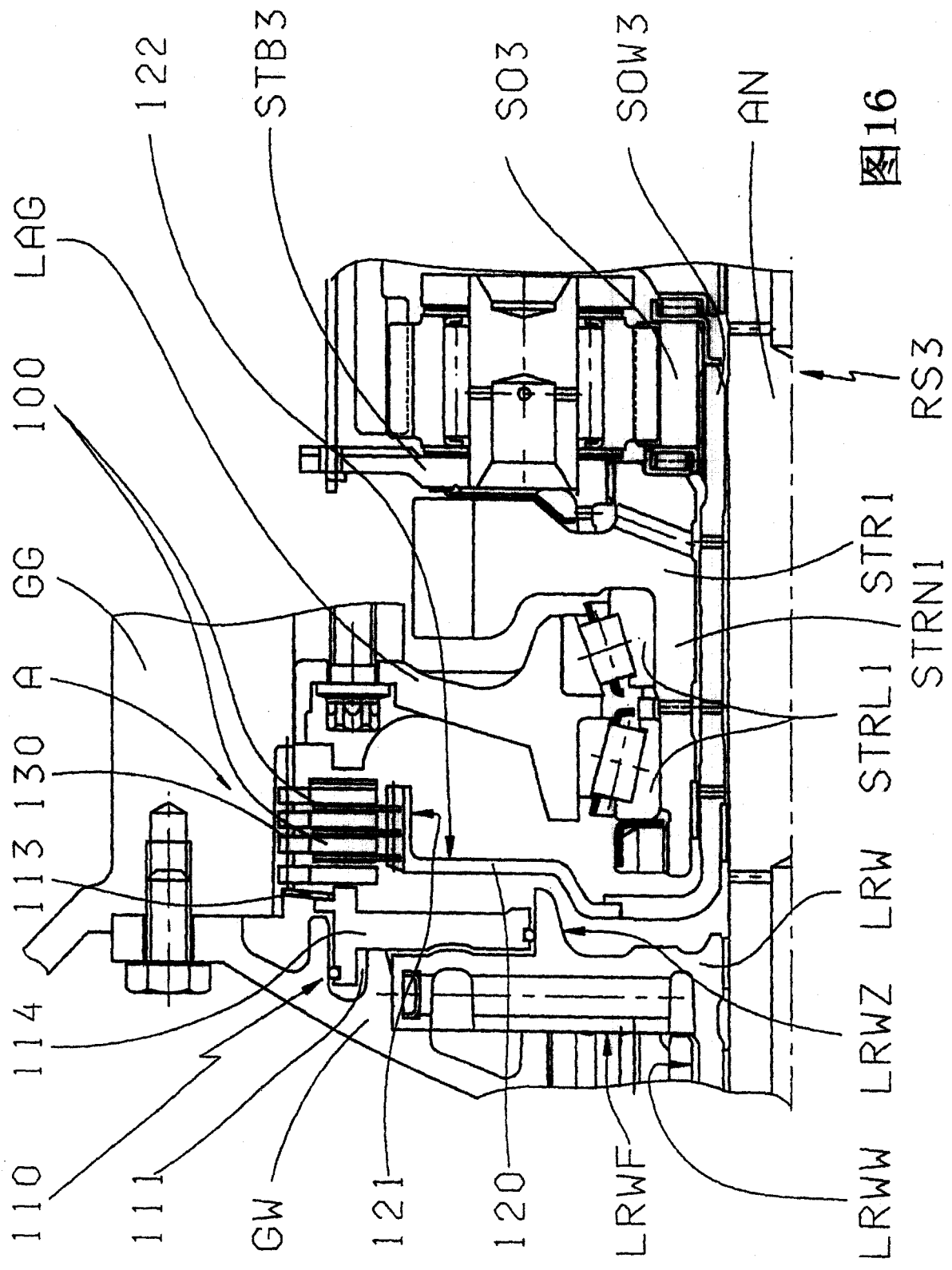


图16

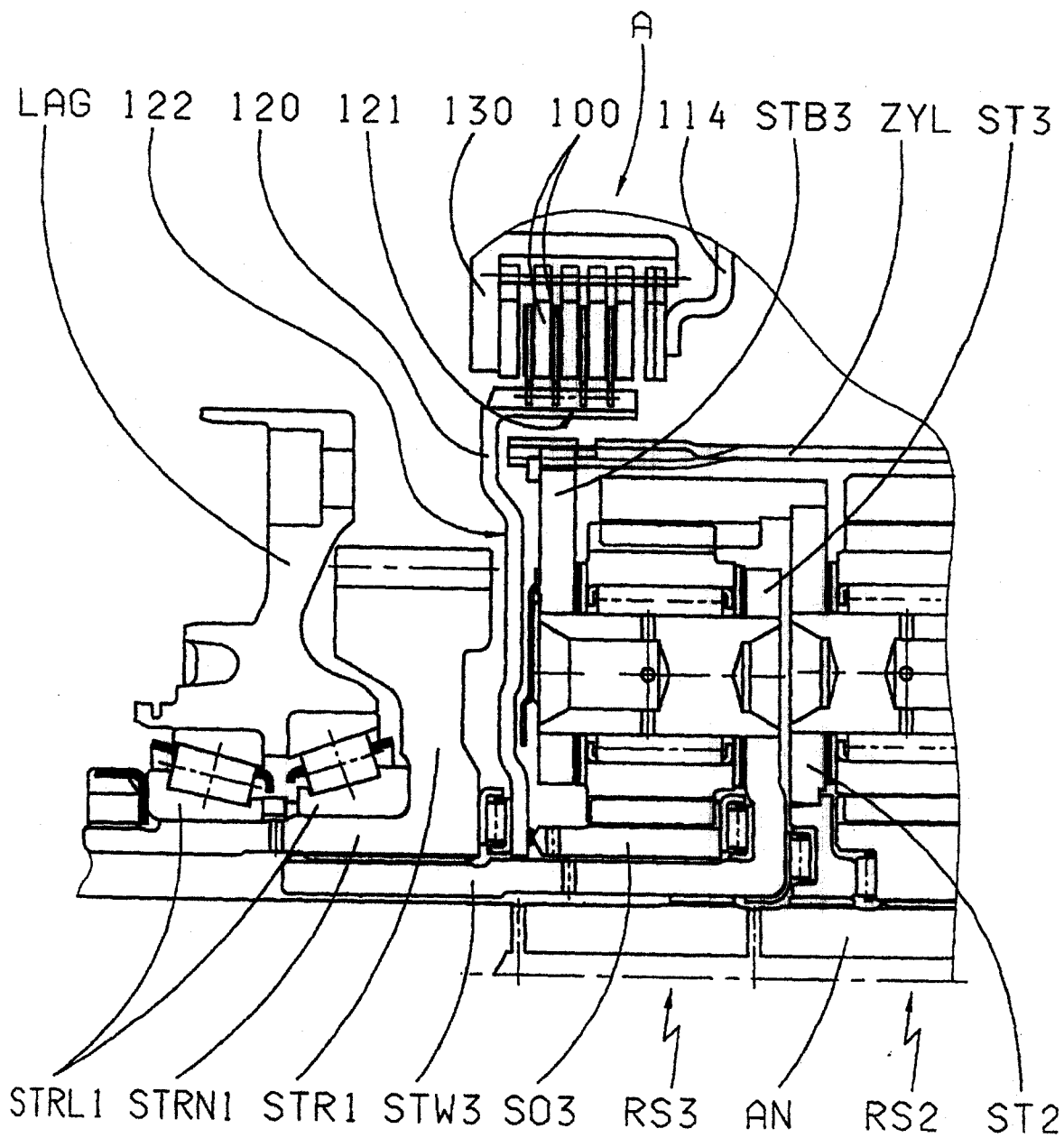


图17

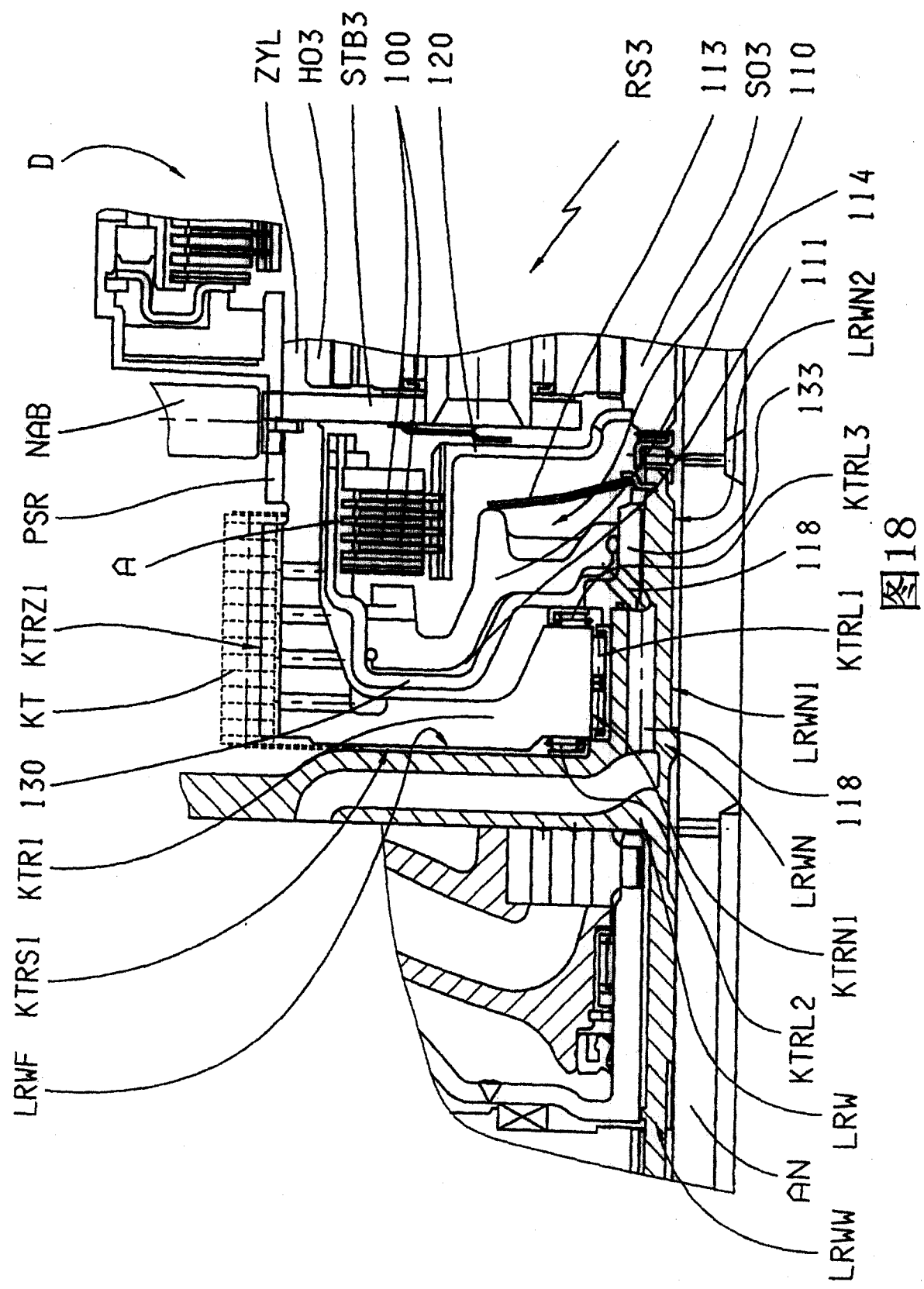


图18