(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 102518708 B
(45)授权公告日 2014.09.10

(21)申请号 201110461141.X

(22)申请日 2006.07.01

(30)优先权数据
102005034524.7 2005.07.23 DE
102005048071.3 2005.10.07 DE

(62)分案原申请数据
200680026919.1 2006.07.01

(73)专利权人 卢克摩擦片和离合器两合公司
地址 德国布尔

(72)发明人 P·滕贝尔格

(74)专利代理机构 永新专利商标代理有限公司 72002
代理人 侯鸣慧

(51)Int.Cl.
F16D 25/12(2006.01)
F16H 47/00(2006.01)
F16H 37/06(2006.01)

(56)对比文件
CN 1116875 A,1996.02.14,
WO 03/047898 A1,2003.06.12,
US 5720686 A,1998.02.24,
US 4599916 A,1986.07.15,
CN 1401060 A,2003.03.05,
US 4553450 A,1985.11.19,

审查员 杨琳

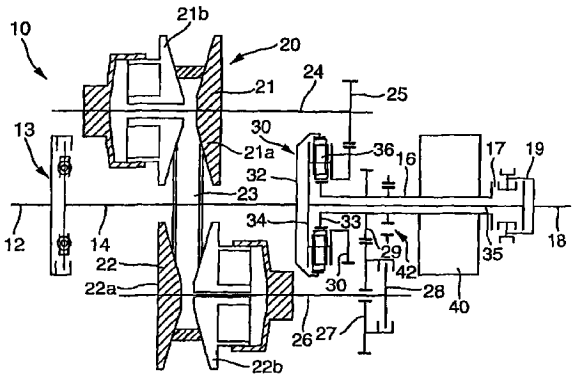
权利要求书1页 说明书12页 附图12页

(54)发明名称

功率分流式变速器及转换装置

(57)摘要

本发明涉及一种功率分流式变速器，该功率分流式变速器具有变速比可无级调节的多个变速比范围，该功率分流式变速器包括至少一个用于与发动机无相对转动地相连接的驱动轴、一个分配传动装置、一个无级变速装置及一个输出轴，其中，该分配传动装置是一个行星传动装置并且该驱动轴可直接与该行星传动装置的空心轮相耦合。



CN 102518708 B

1. 转换装置 (100)，用于功率分流式变速器，该功率分流式变速器具有变速比可无级调节的多个变速比范围，该转换装置包括：一个第一轴 (120) 及一个第二轴 (121)，这些轴沿一个公共的轴线布置，这些轴的外壳面至少在该第一轴与该第二轴之间的一个边界区域中各设置有一个外齿部 (123,124) 并且对齐；一个空心轴 (111)，该空心轴包围该第一轴及该第二轴 (121,122) 并且在至少该第一轴或该第二轴的边界区域中设置有一个内齿部 (117)；一个环形的转换元件 (110)，该转换元件具有一个内齿部 (116) 及一个外齿部 (118)，该内齿部可与该第一轴和 / 或该第二轴 (120,121) 的外齿部 (123,124) 啮合，所述转换元件 (110) 的外齿部可与该空心轴 (111) 的内齿部 (117) 啮合，其中，该转换元件 (110) 可通过一个操作装置在该第一轴和该第二轴 (120,121) 以及该空心轴 (111) 的轴向方向上移动，由此，该转换元件同时与该空心轴 (111) 的内齿部 (117) 及该第一轴或该第二轴 (120,121) 的外齿部 (123,124) 啮合或同时与该第一轴及该第二轴 (120,121) 的外齿部 (123,124) 啮合，而不走过一个中性区域。

2. 根据权利要求 1 的转换装置 (100)，其特征在于：该转换元件 (110) 被液压地操作。

3. 根据权利要求 1 的转换装置 (100)，其特征在于：设置有一个与该空心轴 (111) 同步转动的移动套筒 (113)，该移动套筒具有一个销 (112)，该销伸过一个设置在该空心轴 (111) 中的长形孔并且与该转换元件 (110) 这样形成配合，使得该销引起该转换元件 (110) 的轴向移动。

4. 根据权利要求 3 的转换装置 (100)，其特征在于：为了操作该移动套筒 (113) 设置有一个相对于这些轴固定的转换叉 (114)，该转换叉借助于固定的压力室 (115) 被液压地操作。

5. 功率分流式变速器 (10)，该功率分流式变速器具有变速比可无级调节的多个变速比范围，其特征在于：该功率分流式变速器 (10) 包括根据权利要求 1 至 4 中一项的转换装置 (100)。

6. 根据权利要求 5 的功率分流式变速器 (10)，其中，该功率分流式变速器包括一个用于与发动机无相对转动地相连接的驱动轴 (14)、一个分配传动装置 (30)、一个无级变速装置 (20) 及一个输出轴 (18)，其中，该分配传动装置是一个行星传动装置 (30) 并且该驱动轴 (14) 可直接与该行星传动装置的空心轮 (32) 相耦合，该转换装置用于使该输出轴、一个随该行星传动装置的行星架转动的轴及一个随该行星传动装置的太阳轮转动的轴之间的离合器装置 (17,19) 分离或接合。

功率分流式变速器及转换装置

[0001] 本申请是申请号为 200680026919.1（国际申请号 PCT/DE2006/001141）、申请日为 2006 年 7 月 1 日、发明名称为“具有变速比可无级调节的多个变速比范围的功率分流式变速器”的发明专利申请的分案申请。

[0002] 在机动车中与用行星组件工作的传统有级自动变速器相比，具有可连续调节的变速比的自动变速器由于随之出现的高行驶舒适性并且尤其是由于较低的燃料消耗而愈来愈引起人们的兴趣。这种无级变速器典型地包括一个无级变速装置，该无级变速装置通过两个由缠绕接触装置缠绕的锥盘对构成，其中，锥盘对的锥盘之间的距离可反向调节以便调节变速比。

[0003] 这种无级变速装置中的一个问题在于其有限的变速比调节范围及有限的转矩传递能力。为了增大变速器传动范围，即增大变速比调节范围及转矩传递能力，提出了功率分流式自动变速器，在这种功率分流式自动变速器中，无级变速装置可通过至少一个离合器以不同的方式与齿轮传动装置相连接。视在改变总变速器的变速比时离合器位置而定，无级变速装置的调节范围在一个方向或另一个方向上被经历，由此在无级变速装置传动范围相同或甚至减小的情况下得到增大的变速器传动范围。此外，无级变速装置至少在功率分流式变速器中不必传递总的驱动力矩，由此增大了变速器的转矩传递能力，在该功率分流式变速器中驱动力矩的一部分可与无级变速装置并行地经由离合器直接传递到齿轮传动装置或从动部分。

[0004] 这种可无级调节的功率分流式变速器也已作为混合式机器公知，即具有组合的电机。

[0005] 由 US3340749 及 DE 12 32 834 公知了功率分流式无级变速器，即所谓的 CVT 变速器，这种功率分流式无级变速器除无级变速装置外还具有一个行星传动装置。在此，行星组件这样地组合在变速器中，使得该行星组件设置在从动部分与无级变速装置之间。变速器的驱动部分无相对转动地与无级变速装置轴中的一个相连接，但没有无级变速装置轴无相对转动地与从动部分相连接。

[0006] 由 DE 102 47 174A1 及 DE 103 58 114A1 公知了具有一个无级变速装置及 一个行星传动装置的变速器结构，在这种变速器结构中这样地安装行星组件，使得该行星组件设置在无级变速装置与驱动部分之间。这意味着，没有无级变速装置轴无相对转动地与驱动部分相连接，但无级变速装置轴中的一个与变速器的从动部分无相对转动地相连接。尤其是在所述结构中驱动部分与行星传动装置的行星架相连接并且行星传动装置构造成负传动装置。因此，这些结构在均匀的功率分配方面是有利的，这应归因于行星架连接在变速器输入端上。而倒退档位的形成相对复杂，由此通常需要一个用于逆转转速的附加轴。

[0007] 由此出发，本发明的任务在于，提出一种具有变速比可无级调节的多个变速比范围的功率分流式变速器，在该功率分流式变速器中功率分配与轿车变速器中各个变速比的使用相适配。此外要提出一种用于具有多个变速比范围的功率分流式变速器的转换装置，该转换装置保证短的转换行程。另外还提出一种空转装置，该空转装置与无级变速装置的适当操作相配合可实现无冲击转换。最后要提出一种无级变速装置离合器单元，该无级变

速装置离合器单元可紧凑地组合在无级变速装置单元中。

[0008] 具有变速比可无级调节的多个变速比范围的功率分流式变速器尤其是包括一个用于与发动机无相对转动地相连接的驱动轴、一个分配传动装置、一个无级变速装置及一个输出轴，其中，分配传动装置是一个行星传动装置并且驱动轴可直接与行星传动装置的空心轮相耦合。

[0009] 本发明在此基于一个构思：有意地利用行星传动装置中不均匀的功率分配，并且所述变速器由此与轿车变速器的各个变速比的不均匀使用相适配。因此可在最经常使用的变速比中尤其是使无级变速装置卸载，即这样适配，使得该无级变速装置必须传递相对小的转矩。这使得一些问题、例如缠绕接触装置滚切到锥盘中得以减轻并且尤其是当行星传动装置不构造成传统的负传动装置而是构造成正传动装置、即具有换向行星组件时得以实现，因为于是借助于行星传动装置可实现特别有利的功率传递并且在行星传动装置中进行不均匀功率分配之后一部分转矩在例如两个可通过行星传动装置形成的行驶范围中在绕过无级变速装置的情况下流到从动部分。

[0010] 优选在驱动轴与行星传动装置的空心轮之间设置有一个离合器，这尤其是当同时设置有一个电机时是有利的，由此，该变速器在没有经由驱动轴与空心轮之间的离合器传递功率的情况下规定了纯电的线路可能性。同时，该离合器在适当的结构形式时在发动机与驱动轴之间起减振作用。

[0011] 在此，无级变速装置位于分配传动装置与输出轴之间的功率流中，由此在行驶工况中在行星传动装置中优选不均匀地分配内燃机的功率，由此，第一部分可直接流到从动部分，而另一部分经由无级变速装置流到从动部分。

[0012] 优选在变速器中组合一个电机（电动机），根据一个优选的实施形式该电机设置在分配传动装置与从动轴之间。该电机一方面用于在行驶工况中支持内燃机的功率，由此使一部分功率通过电机来施加，另一方面例如也用于电的线路，在该电的线路中不需要内燃机的功率。最后，通过适当组合电机也可电动起动即使可能非常冷的内燃发动机。为了转换相应的工作模式，设置有适当的离合器，这些离合器相应地控制力矩流。也可例如在不同的发动机温度下考虑内燃发动机的作为替换方案的起动可能性。

[0013] 如果设置有一个电机，则优选在分配传动装置中这样进行功率流的分流，使得输出轴可在绕过无级变速装置情况下与驱动轴相连接并且输出轴可通过无级变速装置与驱动轴相连接。由此可提供两个不同的行驶范围，其中，或者经由与行星传动装置的太阳轮相连接的轴或者经由与行星轮的行星架相连接的轴进行输出。

[0014] 因此，优选电机与一个和行星传动装置的太阳轮无相对转动地相连接的轴相连接。

[0015] 根据一个优选的实施形式，电机组合在一个变速器壳体中，无级变速装置及分配传动装置也容纳在该变速器壳体中。在从驱动轴到输出轴的变速器纵向方向上观察，在此优选电机定位在无级变速装置的一侧上并且分配传动装置定位在无级变速装置的另一侧上。由此得到有利的且可模块化的结构空间利用，因为通常无需适配的部件设置在变速器部分的一侧上。构成变速器主要成本部分的电机鉴于尺寸及由于其在无级变速装置的另一侧上的位置造成的结构空间约束而可与通常无需确定尺寸的部件分开地量身定制地与车辆类型或客户期望相适配。由此通过该布置可得到一个紧凑的变速器，在该变速器中电动

机组合在变速器壳体中，但该变速器壳体对于客户期望是灵活的。

[0016] 优选变速器壳体由至少两个变速器壳体件组成，其中，电动机或电机安置在一个分开的变速器壳体件中，该分开的变速器壳体件可被法兰连接在容纳无级变速装置及分配传动装置的变速器壳体件上。

[0017] 在此特别有利的是这样布置无级变速装置轴及驱动轴和输出轴，使得驱动轴和 / 或输出轴相对于由无级变速装置轴展开的平面平行地且在该平面之外延 伸。通常驱动轴及输出轴也直接平行于无级变速装置轴延伸。

[0018] 根据一个优选的实施形式，行星传动装置构造成换向行星传动装置。

[0019] 为了满足变速器中不同的转矩流，根据一个优选的实施形式，设置有离合器，通过所述离合器可选择地使一个与行星传动装置的太阳轮无相对转动地相连接的轴或一个与行星传动装置的行星架无相对转动地相连接的轴与从动轴相连接。这可实现形成两个行驶范围，这些行驶范围中的一个通过与行星传动装置的太阳轮无相对转动地相连接的轴分接出并且另一个通过与行星传动装置的行星架无相对转动地相连接的轴分接出。

[0020] 一种转换装置，用于功率分流式变速器，该功率分流式变速器具有变速比可无级调节的多个变速比范围，该转换装置包括一个第一轴及一个第二轴，这些轴沿一个公共的轴线布置，这些轴的外壳面至少在第一轴与第二轴之间的一个边界区域中各设置有一个外齿部并且对齐，该转换装置还包括一个空心轴，该空心轴包围第一轴及第二轴并且在至少第一轴或第二轴的边界区域中设置有一个内齿部。此外，设置有一个环形的转换元件，该转换元件包围第一轴和 / 或第二轴并且具有一个内齿部，该内齿部可与第一轴和 / 或第二轴的相应的外齿部啮合。该转换元件的一个外齿部可与空心轴的内齿部啮合。转换元件可通过一个操作装置在第一轴和第二轴以及空心轴的轴向方向上移动，由此，该转换元件同时与空心轴的内齿部及第一轴或第二轴的外齿部啮合或同时与第一轴及第二轴的外齿部啮合。在不同的配合状态之间转换元件不走过特意提供的中性区域，即第一轴及第二轴优选彼此直接邻接地布置并且空心轴的内齿部与这两个轴中一个轴的外齿部区域这样对齐地定向，使得在轴向方向上空心轴的内齿部区域相应于转换元件的转换行程的长度。由此可在转换元件转换时避免中性区域，因此转换行程短。转换元件优选被构造得无缩回部分 (Hinterlegung)，以便防止在取出时卡住。同时，通过取消缩回部分可增大用于转矩的传递面积而不增加结构空间要求。

[0021] 转换元件的操作例如液压地进行，其中，液压压力室可固定地、即不与轴一起转动地设置。

[0022] 为了操作转换元件优选设置有一个与空心轴同步转动的移动套筒，该移动套筒具有一个销，该销伸过一个设置在空心轴中的长形孔。该销与转换元件这样形成配合，使得该销引起转换元件的轴向移动。

[0023] 为了操作移动套筒，优选设置有一个相对于轴无相对转动的转换叉，该转 换叉借助于也固定的压力室被液压地操作。压力室优选是与轴同心地布置的缸。

[0024] 这种转换装置优选在具有变速比可无级调节的多个变速比范围的功率分流式变速器中这样使用，使得在输出轴、一个随行星传动装置的行星架转动的轴及一个随行星传动装置的太阳轮转动的轴之间通过该转换装置构成离合器装置，其中，该变速器除了用于无级调节的无级变速装置外还包括一个行星传动装置作为分配传动装置。由此对于该离合

器装置可实现短的转换行程并且同时可取消缩回部分，所述缩回部分在传统的转换元件中是必需的，以便这些转换元件在负载下不飞出而是保持被操作。而通过根据本发明的离合器装置可保证离合器的可靠释放。

[0025] 为了操作转换装置，待耦合的轴需要处于同步。当借助于无级变速装置调整范围变换变速比时出现该同步。转换操作与范围变换变速比的达到在时间上精确的吻合是控制技术上的难题。为了解决该问题，根据本发明在离合器中设置有一个空转装置，该空转装置的闭锁迫使同步。由此保证该转换装置可无问题地被操作。

[0026] 空转装置这样在分配传动装置上使用，使得该空转装置抑制一个轴的超越并且由此迫使整个行星轮组同步。该“试图超越”的状况这样产生：无级变速装置不仅控制转换变速比，而且被这样控制，使得该无级变速装置会被调节超过该转换变速比。

[0027] 一种无级变速装置离合器单元，用于使一个无级变速装置与一个用于力锁合地传递功率的配合构件相连接，该无级变速装置离合器单元包括一个摩擦面装置，其中，一个离合器侧的摩擦面固定地与无级变速装置的一个盘相连接。该离合器装置例如可以是单片离合器、多片离合器或锥面离合器，其中，优选片式离合器。在此情况下例如外部片固定地与无级变速装置的一个盘相连接，而内部片设置在一个配合构件上。

[0028] 设置在无级变速装置上的摩擦面优选安置在无级变速装置的定盘的凹部中。这允许特别节省位置的布置。在该离合器的这种布置中容忍了无级变速装置轴的相对强的挠度及离合器衬的随之而来的局部不均匀负荷。离合器的一个侧有意地非常刚性地与无级变速装置、尤其是定盘相连接。

[0029] 为了更好地补偿变形，优选在摩擦面装置与配合构件之间设置有一个变形补偿构件，该变形补偿构件补偿无级变速装置轴的变形。该变形补偿构件例如 可构造成插接齿部。这保证例如配合构件上的齿部充分与无级变速装置变形脱耦，由此使得表面接触区变化可被接受。

[0030] 并且一个泵单元例如可通过这种变形补偿构件来连接，由此使得该泵单元不承受无级变速装置轴的所有变形。

[0031] 下面以附图为例来描述本发明。附图表示：

[0032] 图 1 根据本发明的变速器的示意性视图；

[0033] 图 2 根据本发明的变速器的作为替换方案的布置的示意性视图；

[0034] 图 3 根据本发明的变速器的另一个作为替换方案的布置的示意性视图；

[0035] 图 4 根据图 3 的变速器的横剖面；

[0036] 图 5 图 4 中变速器的主要部件的侧视图；

[0037] 图 6 在根据图 1 或图 2 或图 3 的变速器的不同行驶状况中不同转换元件的转换状态；

[0038] 图 7 在电的线路时经过根据图 1 的变速器的力矩流的示意图；

[0039] 图 8 在车辆处于静止时在电动起动发动机的情况下经过根据图 1 的变速器的力矩流；

[0040] 图 9 在作为替换方案电动起动发动机的情况下根据图 1 的变速器中的力矩流的示意图；

[0041] 图 10 在根据图 1 的变速器中由所述的线路来进行发动机电动起动的示意图；

[0042] 图 11 在第一行驶范围中根据图 1 的变速器中的力矩流的示意图；

[0043] 图 12 在第二行驶范围中根据图 1 的变速器中的力矩流的示意图；

[0044] 图 13 在根据图 1 的变速器中在第一行驶范围及第二行驶范围中无级变速装置变速比的视图；

[0045] 图 14 在第一行驶范围及第二行驶范围中在根据图 1 的变速器中的调节功率分量；

[0046] 图 15 根据本发明的转换元件的视图；

[0047] 图 16 根据本发明的无级变速装置离合器单元的视图；及

[0048] 图 17 用于稳定转换点的根据本发明的空转装置的视图。

[0049] 图 1 示出了一个具有变速比可无级调节的多个变速比范围、尤其是两个行驶范围的功率分流式变速器的第一实施形式。该功率分流式变速器 10 尤其是包括一个无级变速装置单元 20、一个构造成行星换向传动装置的行星传动装 置 30 以及一个电机(E-Maschine)40。当发动机输出轴 12 与驱动轴 14 之间的离合器 13 闭合时，从例如机动车的内燃发动机（未示出）起，转矩可经由发动机输出轴 12 传递给变速器的驱动轴 14。此外，驱动轴 14 无相对转动地与行星传动装置 30 的空心轮 32 相连接。行星传动装置 30 的太阳轮 33 无相对转动地与一个空心轴 16 相连接，该空心轴可通过一个离合器 17 无相对转动地与变速器的输出轴 18 相连接。电机 40 配合在空心轴 16 上。行星传动装置 30 的行星架 34 无相对转动地与一个轴 35 相连接，轴 35 可通过一个离合器 19 与变速器的输出轴 18 相连接。行星轮 36 以公知方式与空心轮 32 或太阳轮 33 啮合。

[0050] 无级变速装置 20 具有两个锥盘对 21、22，这些锥盘对被一个缠绕接触装置 23 缠绕。每个锥盘对 21 或 22 具有一个定盘 21a、22a 及一个可调节的盘 21b、22b。通过调节所述调节盘 21b、22b 可调整无级变速装置单元 21、22 之间的变速比例。

[0051] 第一锥盘对 21 无相对转动地与一个轴 24 相连接，该轴设置有一个相对于该轴无相对转动的齿部或中间轮 25，该中间轮与行星架 34 啮合。

[0052] 第二锥盘对 22 与一个轴 26 无相对转动地相连接，该轴可通过一个离合器装置 28 与一个中间轮 27 相连接。中间轮 27 与一个无相对转动地设置在空心轴 16 上的齿部 29 啮合并且例如构造成齿轮。

[0053] 最后，在空心轴 16 上还设置有一个泵单元 42，以便可通过液压压力实现调节。

[0054] 在图 1 中所示的实施形式中就其定位而言无级变速装置单元 20、行星传动装置 30 及电机 40 以这种布置沿着变速器纵向轴线即轴 12、14、16 及 18 的轴向方向布置，图 2 中所示的实施形式与图 1 中所示的实施形式不同之处在于：为了位置上有利的布置，将通常不经受客户修改的那些部分设置在体积相对大的无级变速装置 20 的一侧（图 2 中左侧）上，而将通常经受修改的电机 40 设置在另一侧（图 2 中右侧）上。尤其是在轴 14、16 及 18 的轴向方向上以这种顺序来设置行星传动装置 30、无级变速装置单元 20 以及电机 40。此外，这种布置具有其优点：空心轴 16 与无级变速装置的第二锥盘对 22 之间的传递功率的连接也可在结构空间技术上组合在行星传动装置与无级变速装置之间，尤其是在第二锥盘对 22 的轴 26 与空心轴 16 之间允许或禁止转矩传递的离合器 28 可组合在无级变速装置的第二锥盘对的定盘 22a 中，如后面所述。并且 第一无级变速装置单元的中间轮 25 在此情况下可直接地与第一锥盘对 21 的调节盘 21b 相连接。并且这允许节省位置的布置。最后，泵装置

42 在结构空间技术上可有利地安置并且可这样构造，使得无相对转动地布置直接地或间接地由泵单元以液压流体加载的液压室。

[0055] 在图 1 或图 2 中所示的实施形式中就其定位而言转换元件 17 或 19 布置在变速器输出轴 18 的紧附近，图 3 中所示的实施形式与图 1 或图 2 中所示的实施形式不同之处在于：为了位置上有利的布置，将电机 40 的一侧上的转换元件布置在变速器的更靠内部。通过结构元件的在图 3 中所示的布置，现在电机 40 也位于变速器输出轴 18 的紧附近。

[0056] 图 3 中的实施形式与图 1 或图 2 相比另一个区别在于泵 42 的安装位置。在图 1 或图 2 中泵同心地并且在功能上位于布置在中央的轴 16 上，而在图 3 中出于结构空间原因该泵相对于盘组轴 26 同心，但在功能上通过齿轮 29 及 27 未改变地与轴 16 相连接。

[0057] 在图 3 中所示的布置中，如从图 4 可获知的那样，尤其有利的是，图 4 中示意性地示出的功率分流式变速器 10 的通常无需修改的元件组合在一个自己的壳体件 44 中。由此尤其是无级变速装置 20、行星传动装置 30 及所属的轴和离合器以及液压控制装置（未示出）作为模块设置在壳体件 44 中。电动机 40 则作为混合式模块安置在一个分开的壳体件 46 中，该分开的壳体件可根据电动机 40 的可依客户特定地选择的参数来确定尺寸。此外，该分开的壳体件例如可借助于法兰 48 及螺钉固定在壳体件 44 上。因此所有那些不需适配的部件位于图 4 中所示的左侧的壳体件 44 中，而电动机位于右侧的壳体件 46 中。视在变速器的应用中可供使用的结构空间及其它适配期望而定，可使用相对大或相对小的电机 40。在此情况下除电机本身外仅该电机的组合在壳体件 46 中的冷却装置和壳体件 46 本身必须改变尺寸。

[0058] 在图 4 中所示的实施形式中，如从图 5 可获知的那样，具有各作为自己的轴成形出的无级变速装置盘组 21、22 的无级变速装置这样布置，使得无级变速装置轴 24、26 展开一个平面，该平面位于图 4 中的绘图平面下方，其中，无级变速装置锥盘对 21、22 在图 4 中相对于附图视图向上翻起。轴 12、14、16 与无级变速装置轴 24、26 平行，但在通过这些无级变速装置轴展开的平面之外。

[0059] 下面借助于根据图 1 的布置来描述根据图 1 或图 2 或图 3 的功率分流式变 速器的工作，该功率分流式变速器具有两个行驶范围。但图 1、图 2 或图 3 中所示的变速器的工作原理是相对应的。

[0060] 从图 6 可获知对于发动机起动、纯电的线路 (Rangieren) 及两个行驶范围 (FB1，FB2) 离合器的状态，其中，被填充的小格子表示离合器闭合，空白的小格子表示离合器打开。

[0061] 图 7 示意性地示出了用于纯电的线路、即在不借助于内燃发动机的情况下的转矩流。相应地离合器 13 打开，由此，转矩由与内燃发动机（未示出）相连接的轴 12 传递到驱动轴 14 上。

[0062] 由电机 40 产生的功率 P_E 借助于空心轴 16 及与空心轴 16 无相对转动的齿部 29 传递到中间轮 27 上并且从那里传递到第二锥盘对 22 的轴 26 上。为此，离合器 28 闭合。转矩从轴 26 经由无级变速装置的第二锥盘对 22、缠绕接触装置 23 及第一锥盘对 21 传递到与第一锥盘对 21 相连接的轴 24 上。在此情况下，无级变速装置的第一锥盘对 21 与无级变速装置的第二锥盘对 22 之间的变速比例 i_{AB} 相应于无级变速装置的最小变速比例并且例如为 0.408。最后，转矩或功率从第一锥盘对 21 的轴 24 经由与行星传动装置 30 的行星架 34 啮

合的齿部 25 分接出并且经由与行星架 34 固定地相连接的轴 16 借助于一个闭合的离合器 19 传递给输出轴 18。由此，由电动机 40 提供的功率 P_E 可作为从动功率 P_{ab} 在输出轴 18 上被分接出。内燃发动机静止并且借助于离合器 13 脱耦。

[0063] 图 8 中示出了 E-CVT 工况中的状况，当车辆处于静止时，以该状况借助于电机的功率来起动内燃发动机。为此，由电机 40 产生的功率 P_E 传递到空心轴 16 上。从动部分、尤其是轴 35 及输出轴 18 处于静止。为此，离合器 19 闭合，而离合器 17 打开，由此，空心轴 16 可按照电机的功率 P_E 转动。于是在考虑行星传动装置 30 的变速比的情况下在行星架 34 处于静止时功率 P_E 从太阳轮 33 经由行星轮 36 传递到环形轮 32 上。在此情况下行星传动装置的变速比例如为 $i = +1.784$。特别有利的是变速比在 +1.7 与 +2 之间，以便获得高的起动力矩。功率从环形轮或空心轮 32 传递到与空心轮 32 固定地相连接的驱动轴 14 上并且从那里在离合器 13 闭合的情况下传递到内燃发动机的发动机输出轴 12 上。即使一个小的电机在这样的起动过程中也可借助于行星传动装置 30 的固定变速比产生在多数工作状态中足够高的起动转矩。因为从动部分 18 静止并且绝对不反向转动，所以在这样的发动机起动之后车辆可立即加速。车辆处于静止的情况下电动起动发动机时无级变速装置 20 未被利用。施加在发动 机上的起动功率 $P_{VMStart}$ 基本上相应于电机的功率 P_E。因此离合器 28 也打开。

[0064] 图 9 中所示的工作状况作为替换方案用于借助于电机 40 起动发动机，在该工作状况中，无级变速装置 20 的第二锥盘对 22 的轴 26 与空心轴 16 之间的离合器 28 及发动机输出轴 12 与驱动轴 14 之间的离合器 13 闭合。使空心轴 16 或固定地与行星传动装置 30 的行星架 34 相连接的轴 35 与输出轴 18 相连接的离合器 17、19 打开。为了起动发动机，电机 40 以功率 P_E 驱动空心轴 16 转动。在离合器 28 闭合的情况下电机 40 的一部分功率经由齿部 29 及中间轮 27 传递到配置给第二锥盘对 22 的轴 26 上。在利用无级变速装置 20 的变速比的情况下，该功率经由缠绕接触装置 23 及第一锥盘对 21 传递到配置给第一锥盘对 21 的轴 24 上。轴 24 上的功率 P_A 小于电机 40 的功率。在利用无级变速装置 20 的变速比之后该功率 P_A 经由与行星架 34 啮合的齿部 25 传递给行星架 34 并且从那里经由行星轮 36 传递到空心轮 32 上。这意味着，行星架 34 及固定地与该行星架相连接的作为变速器从动轴的轴 35 转动。在离合器 13 闭合的情况下该功率从空心轮 32 借助于与该空心轮固定地相连接的轴 14 传递给内燃发动机作为起动功率 $P_{VMStart}$。因为具有经由齿部 29 及离合器 28 进而经由无级变速装置引导的分流功率的变速功率与直接从空心轴 16 流到行星传动装置 30 中的功率在行星传动装置中汇合，所以发动机起动功率也基本上相应于电机的功率。但因为变速器从动轴 35 如所述的那样转动，所以为了车辆起步将离合器 28 打开并且将离合器 19 闭合。

[0065] 图 10 示出了一个状况，在该状况中由所述的线路来进行发动机电动起动。与在结合图 9 所述的工作状况中不同，附加地使离合器 19 闭合，即在输出轴 18 与作为固定地与行星架相连接的轴的变速器从动轴 35 之间建立了连接。这意味着，电机 40 的功率 P_E 的一部分可作为从动功率 P_{ab} 被分接出，而电机 40 的功率 P_E 的另一部分用作发动机起动功率 $P_{VMStart}$。发动机输出轴 12 与驱动轴 14 之间的离合器 13 以及空心轴 16 与配置给第二锥盘对 22 的轴 26 之间的离合器 28 闭合。仅从动轴 18 与空心轴 16 之间的离合器 17 打开。

[0066] 在第二锥盘对 22 与第一锥盘对 21 之间无级变速装置的变速比 i_{BA} 最大，即例如

i_{Vmax} = 2.451。反过来则意味着，无级变速装置 20 的第一锥盘对 21 与第二锥盘对 22 之间的变速比 i_{AB} 最小（例如 i_{Vmin} = 0.408）。由此，当在例如图 7 中所述的电的线路过程之后由电机附加地施加起动功率时，在发动机起动期间避免了加速压力。与图 7 中所示的状况相比由于离合器 13 闭合而使电机 40 通过施加用于内燃发动机的起动功率而短时地过载，这仅在内燃发动机处于热工作状态时才可能。

[0067] 图 11 示出了第一行驶范围中的 E-CVT 工况。由（未示出的）内燃机产生的功率 P_{VM} 经由发动机输出轴 12 在离合器 13 闭合的情况下输出给驱动轴 14 并且从那里经由行星传动装置 30 的固定地与驱动轴 14 相连接的空心轮 32 流到行星传动装置 30 中。内燃发动机的驱动功率 P_{VM} 的通过从空心轮 32 经由行星轮 36 流到行星架 34 并且从那里经由与行星架 34 固定地相连接的轴 35 及闭合的离合器 19 传输给输出轴 18 而在行星传动装置 30 中分流出的部分 P_{Steg} 与也在行星传动装置 30 中分流出的流过无级变速装置 20 的功率 P_A 相比小，即 $P_{Steg}<P_A$。流过无级变速装置 20 的功率通过从空心轮 30 经由行星轮 36 到太阳轮 33 并且再经由与太阳轮 33 固定地相连接的空心轴 16、构造成空心轴 16 上的齿轮 29 且与该空心轴无相对转动的齿部及中间轮 27 在离合器 28 闭合的情况下到与无级变速装置 20 的第二锥盘对 22 相连接的轴 26 上进行的功率传递来传递。经由无级变速装置传递的功率 P_A 不仅是内燃机的功率 P_{VM} 的一部分，而且被电机的也经由空心轴 16 及与该空心轴相耦合的由轮 29 及中间轮 27 组成的变速配置部分传递到轴 26 上的功率 P_E 补充。

[0068] 因此，内燃发动机的功率 P_{VM} 在行星传动装置 30 中被分开，其中，较小的部分 P_{Steg} 直接流到从动部分、尤其是输出轴 18，较大的部分加上电机 40 的功率 P_E 经由无级变速装置 20 在利用适当无级变速装置变速比的情况下流到从动部分。离合器 17 打开，离合器 13、19 及 28 闭合。如从图 6 可获知的那样，整个装置的变速比例在此处于可达 1 的最大变速比例的范围中、例如 i = 3.8…1 并且由此相应于减速传动。变速比例 i 描述变速器输出轴 (n_{ab}) 18 与发动机输出轴 (n_{VM}) 12 之间的转速比例，即 $i = n_{ab}/n_{VM}$。

[0069] 最后，图 12 中示出了第二行驶范围，作为超速传动被设计用于变速比例 i<1，例如 i = 0.1…0.633。与在图 11 中所示的第一行驶状况中不同，在图 12 中所示的第二行驶范围中离合器 19 打开，而离合器 17 闭合。这意味着，在输出轴 18 与空心轴 16 之间建立了直接的连接并且通过该连接分接出转矩，该空心轴与行星传动装置的太阳轮 33 无相对转动地相连接。

[0070] 如在第一行驶范围中那样，内燃发动机的功率 P_{VM} 在行星传动装置中被分开，其中，内燃发动机的功率 P_{VM} 的较大的部分 P_{Sonne} 加上电机 40 的功率 P_E 直接经由闭合的离合器 17 流到从动部分。较小的部分 P_A 经由无级变速装置流 到从动部分，确切地说经由行星架 32 及与无级变速装置的第一锥盘对 21 的轴 24 相连接的齿轮 25 流到无级变速装置的第一锥盘对 21，经由缠绕接触装置 23 流到无级变速装置 20 的第二锥盘对 22 并且在那里经由闭合的离合器 28 流到空心轴 16。在该行驶范围中 P_A 作为经由无级变速装置传递的功率小于经由太阳轮 33 传递的功率：$P_A<P_{Sonne}$。

[0071] 由于这两个预设置的行驶范围，在无级变速装置中仅需要一个相对小的调节范围。此外，平均仅一个非常小的功率分量流过无级变速装置，这有助于保护无级变速装置免受可能的高力矩以及提高无级变速装置部件的使用寿命。行驶范围的数量减少至 2，这降低了变速器控制的复杂性并且也减少了动力学上要求很苛刻的部件，其中，功率分配总是不

均匀地进行，由此在变速器的最通常的工作状态中经由无级变速装置传递的转矩最小。

[0072] 在图 13 中针对绘制在 X 轴上的变速比例 $i = n_{ab}/n_{an}$、即输出轴 18 的转矩与发动机输出轴 12 的转矩的比，用线 50 描述了相应的行驶范围（第一行驶范围及第二行驶范围），用线 51 描述了所属的无级变速装置变速比。线 54 表明：在哪个无级变速装置变速比时变速器可特别有利地在无变速比跃变的情况下从一个行驶范围变换到另一个行驶范围。已经证实：无级变速装置变速比在两个行驶范围中相反变化。图中所示的情况是最大无级变速装置变速比为 2.451（线 54）及最小无级变速装置变速比为 0.408，这相应于最大无级变速装置变速比与最小无级变速装置变速比的约 6 的比例。

[0073] 图 14 中描述了无级变速装置的绝对的调节功率分量的百分比。在最通常的行驶状况中无级变速装置的调节功率分量低。这这样来实现：不仅在第一行驶范围中而且在第二行驶范围中在行星传动装置 30 中总是进行不均匀的功率分配。即内燃机的功率不是各一半地分配，而是这样地分配，使得无级变速装置可尽可能大地卸载并且无级变速装置的调节功率分量在最通常的行驶状况中低。

[0074] 图 15、图 16 及图 17 示出了一个用于离合器构件的转换装置、一个无级变速装置离合器单元及一个用于稳定转换点的空转装置，它们尤其是适于在如结合图 1 至图 14 所描述的功率分流式变速器中使用。但原则上这些装置也可普遍地用于 CVT 变速器或其它变速器类型。

[0075] 图 15 中所示的转换装置例如对于在空心轴 16、固定地和行星传动装置 30 的行星架 34 相连接的轴 35 与从动轴 18 之间的离合器装置用于由离合器 17、19 组成的所使用的离合器装置。所涉及的是图 4 中的一个细节局部。

[0076] 转换装置 100 这样构造：一个环形的转换元件 110 可这样移动并且作为离合器元件起作用，使得该环形的转换元件在走过转换行程时不具有中性区域。这使得转换行程尽可能地短，这对于根据以上说明的 E-CVT 变速器由于那里所需的高动态特性是有利的。尤其是该装置具有一个第一轴 120 及一个第二轴 121，这些轴绕一个公共的转动轴线转动并且至少区域地、即在转换元件 110 形成配合的区域中设置有一个基本上对齐的公共的外部构型。不仅第一轴 120 而且第二轴 121 都具有一个外齿部 123、124，所述外齿部可与环形的转换元件 110 的内齿部 116 的环啮合。在此，转换元件 110 在轴 120、121 的轴向方向上的长度被这样确定尺寸，使得该转换元件可同时与两个齿部区域 123、124 配合并且由此可实现在轴 121 之间传递转矩。

[0077] 此外，包围着轴 120、121 及转换元件 110 还设置有一个空心轴 111，该空心轴在位于轴 120、121 的齿部区域 123、124 对面的区域中具有一个内齿部 117。在所示的实施形式中，不仅位于齿部区域 124 对面地而且位于齿部区域 123 对面地设置有齿部 117。空心轴 111 的内齿部 117 可与转换元件上的外齿部 118 啮合，由此当转换元件 110 在轴 120、121 及空心轴 111 的轴向方向上移动时转换元件可在轴 120 的齿部 123 与空心轴 111 的内齿部 117 之间建立连接，或当在该图中完全向左移动时可在轴 121 的外齿部 124 与空心轴 111 的内齿部 117 之间建立连接，由此可选择地在轴 120、121 中的一个与空心轴 111 之间传递转矩。视需要而定，也可取消这些连接功能中的一个，由此例如转换元件 110 仅可在轴 121、120 之间建立连接或在轴 120 与空心轴 111 之间建立连接，但不可在空心轴 111 与轴 121 之间建立连接。

[0078] 为了在轴 120、121、111 的轴向方向上移动转换元件 110，设置有一个销 112，该销与转换元件 110 配合并且从一个与空心轴 111 同步转动的移动套筒 113 伸出，该移动套筒相对于空心轴 111 同轴线地设置，通过空心轴 111 中的一个长形孔导向并且与转换元件 110 配合。一个转换叉 114 固定并且液压地通过也固定的压力室 115 轴向操作，由此使移动套筒 113 轴向移动并且由此使伸过空心轴 111 中的长形孔的销 112 一起移动，这操作转换元件 110。由于压力室 115 静止，相对于与这些轴一起转动的压力室来说实现了简化，因为无需转动导向装置并且不需要补偿液压流体中的离心力。

[0079] 最后，图 16 中示出了一个无级变速装置离合器单元 200，该无级变速装 置离合器单元可直接组合在无级变速装置的定盘中。尤其是在 E-CVT 变速器的图 2 中所示布置中，该无级变速装置离合器单元 200 例如可作为离合器装置 28 组合在锥盘 22a 中，该锥盘是锥盘对 22 的定盘。

[0080] 无级变速装置轴的强的挠度及在无级变速装置轴中加工用于液压操作元件的孔的有限可能性原则上是在无级变速装置轴上布置其它结构元件时的难题。例如离合器及如也在图 1、图 2 及图 3 中所示的可能所属的换向组件构造成分开的结构组件。有时为此也设置一个自己的轴。

[0081] 而在无级变速装置离合器单元 200 的在图 16 中所示的实施形式中有意容忍了挠度并且由此有意容忍了离合器衬 230 的环绕的不均匀负荷，这些离合器衬组合在无级变速装置的定盘 231 中的凹部中。离合器 230 例如构造成片式离合器，但其中也可使用其它离合器、尤其是摩擦锁合的离合器。也可使用单片离合器或多片离合器，只要它们可传递所需的力矩。一个离合器侧的摩擦片衬在此固定地与无级变速装置、尤其是与无级变速装置的定盘 231 相连接，这由此体现了一个离合器侧或一个摩擦面侧 230 与定盘的非常刚性的布置。与配合构件建立连接的另一个离合器侧在插接齿部 232 中被导向。插接齿部 232 缓冲变形，由此，例如设置在功率流中的另一个齿部 233 充分脱耦，以便补偿通过无级变速装置轴的挠曲形成的表面接触区变化。

[0082] 以相应的方式例如也可将一个泵单元 240、例如图 1 中的泵装置 42 通过插接齿部来连接。片式离合器 230 在无级变速装置的凹部中的刚性布置由此有助于节省结构空间。变形通过分开的构件、即在此情况下为插接齿部 232 来补偿。

[0083] 图 17 示出了一个空转装置 302 的安装状况，根据本发明，该空转装置负责 :转换变速比可被精确地调整，由此，转换可在没有通过形状锁合的转换元件 100 引起冲击的情况下进行。可无问题地操作转换元件，因为当空转装置 302 闭锁时构件 111 及 121 具有相同的转速。

[0084] 空转装置 302 在此在结构上在空心轮 32 或一个与该空心轮相连接的支撑件 301 与行星架 34 之间起作用。一旦空心轮 32 面临超越行星架 34，该空转装置闭锁。当行星架 34 或与该行星架相连接的轴 35 本身面临超越太阳轮 32 时就是这种情况。

[0085] 空转装置闭锁的这种状态这样来产生 :无级变速装置被有意地控制到一个高于转换变速比 54(参见图 13) 的变速比。借助于例如通过压力加载进行的 这种控制使盘组轴 21 相对于盘组轴 22 加速。因为盘组轴 21 或 22 通过圆柱齿轮对与行星架 34 或太阳轮 33 相连接，所以闭锁条件得到满足。

[0086] 参考标号清单

[0087] 10 功率分流式变速器

[0088] 12 发动机输出轴

[0089] 13 离合器

[0090] 14 驱动轴

[0091] 16 空心轴

[0092] 17 离合器

[0093] 18 输出轴

[0094] 19 离合器

[0095] 20 无级变速装置

[0096] 21 第一锥盘对

[0097] 21a 定盘

[0098] 21b 调节盘

[0099] 22 第二锥盘对

[0100] 22a 定盘

[0101] 22b 调节盘

[0102] 23 缠绕接触装置

[0103] 24 轴

[0104] 25 中间轮

[0105] 26 轴

[0106] 27 中间轮

[0107] 28 离合器装置

[0108] 29 齿部

[0109] 30 行星传动装置

[0110] 32 空心轮

[0111] 33 太阳轮

[0112] 34 行星架

[0113] 35 轴

[0114] 36 行星轮

[0115] 40 电机 (E-Maschine)

[0116] 42 泵单元

[0117] 44 壳体件

[0118] 46 壳体件

[0119] 48 法兰

[0120] 50 行驶范围

[0121] 51 无级变速装置变速比

[0122] 53 调节功率分量

[0123] 54 无级变速装置变速比，在该无级变速装置变速比时进行转换

[0124] 100 转换装置

[0125] 110 转换元件

[0126] 111 空心轴

[0127] 112 销

[0128] 113 移动套筒

[0129] 116 内齿部

[0130] 117 内齿部

[0131] 118 外齿部

[0132] 120 轴

[0133] 121 轴

[0134] 122 外齿部

[0135] 124 外齿部

[0136] 200 无级变速装置离合器单元

[0137] 231 定盘

[0138] 230 摩擦面装置

[0139] 300 空心轮的支撑构件

[0140] 301 用于支撑的轴承

[0141] 301 用于稳定转换点的空转装置

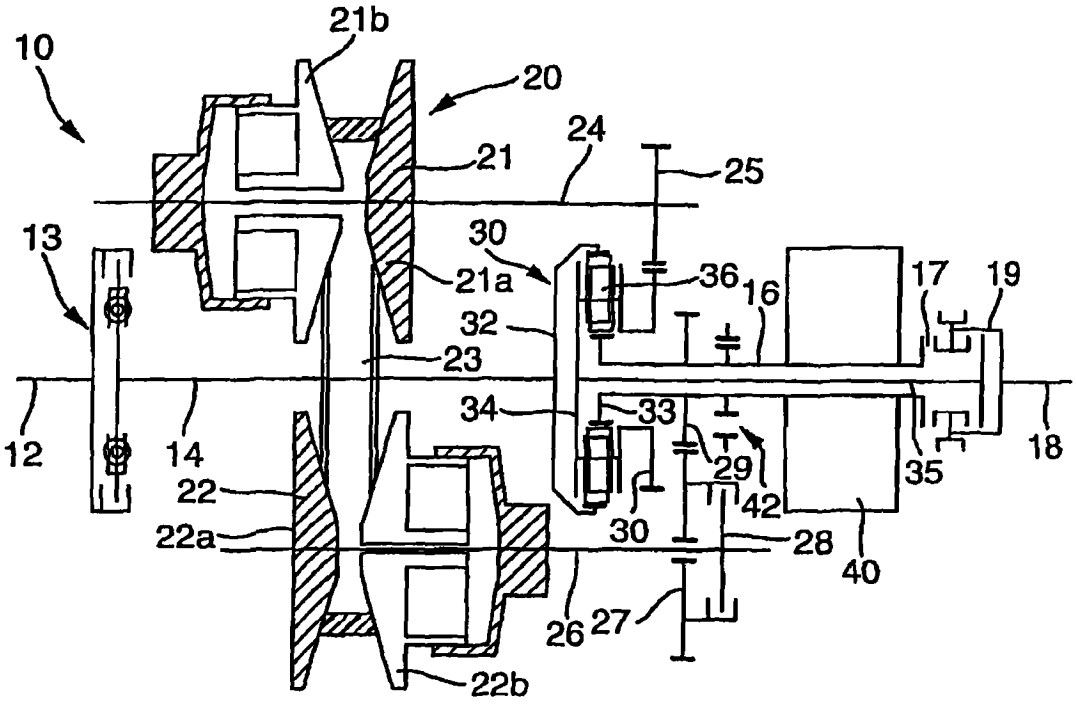

10
21b
20
24
21
25
13
30
21a
36
16
17
19
32
23
34
33
12
14
22
29
42
35
18
22a
30
28
40
26
27
22b

图 1

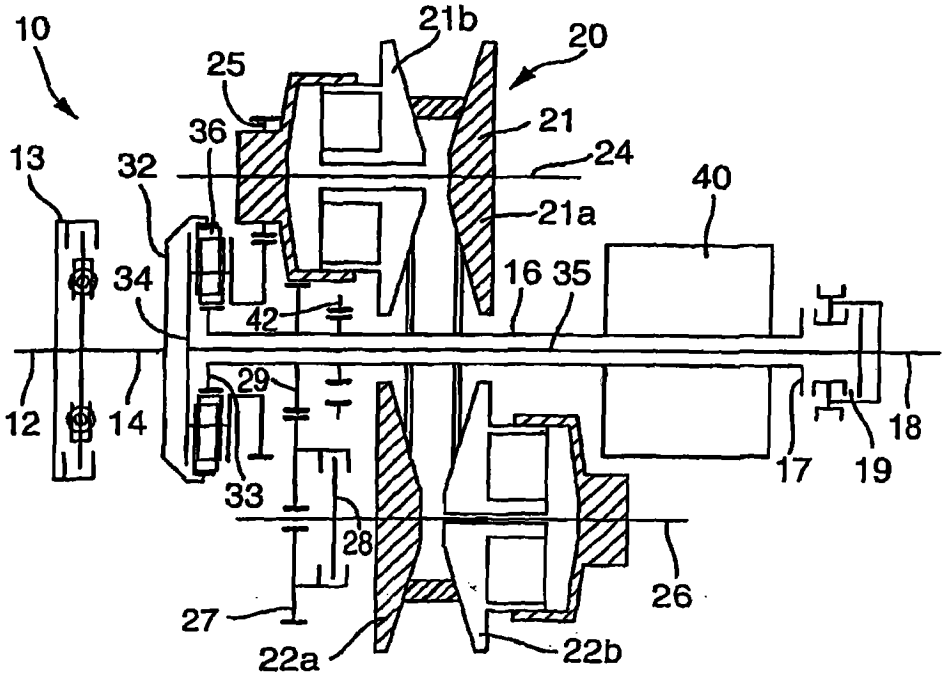

10
21b
20
25
21
36
24
13
32
40
21a
34
16
35
42
12
14
29
18
33
17
19
28
26
27
22a
22b

图 2

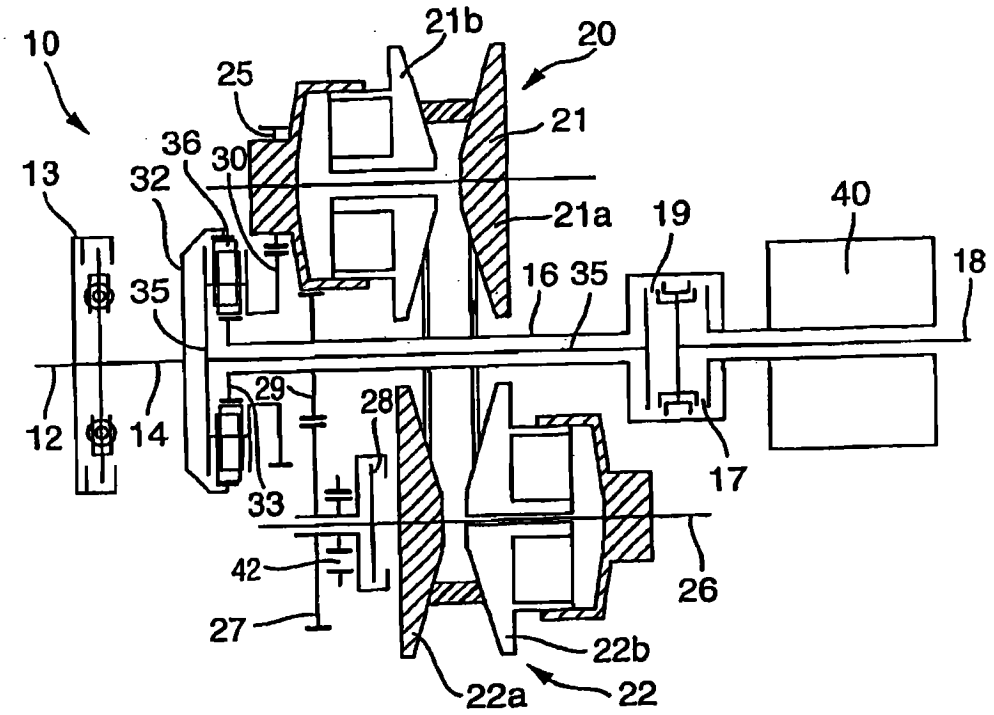

10
21b
20
25
21
36
30
13
32
21a
19
40
18
35
16
35
29
28
12
14
17
33
42
26
27
22b
22a
22

图 3

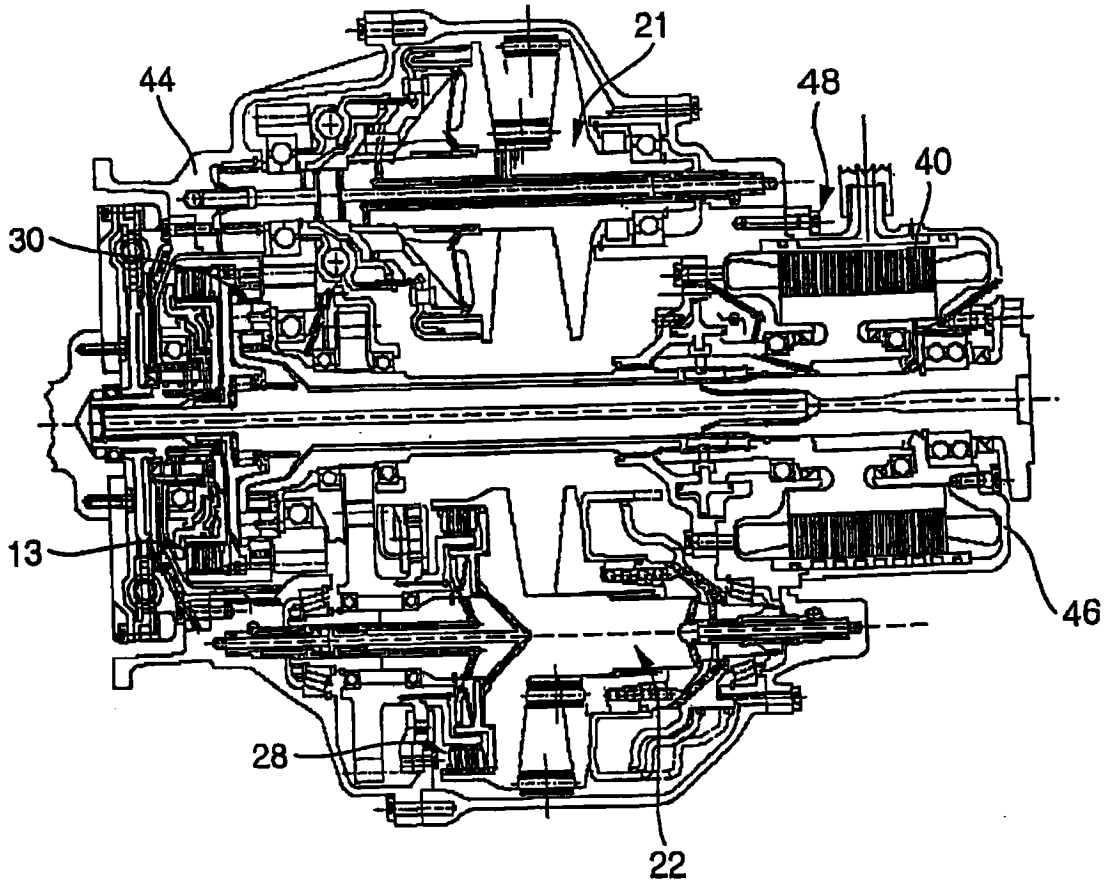

21
44
48
40
30
13
46
28
22

图 4

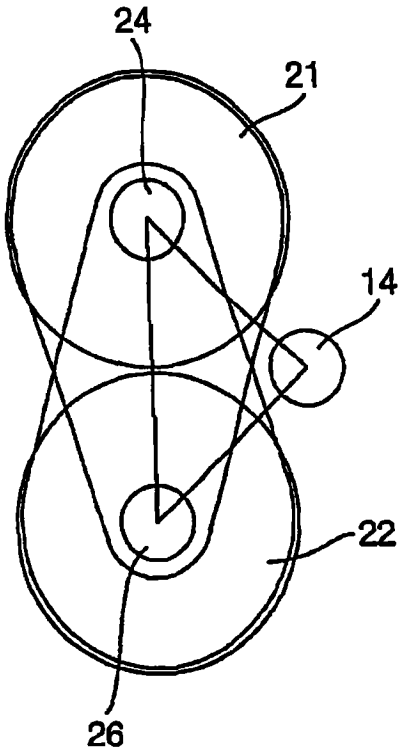


图 5

工作模式			转换元件			
			28	13	19	17
发动机起动(车辆静止)				▨	▨	
纯电的线路			▨		▨	
减速传动	i=3.8…1	FB1	▨	▨	▨	
			▨	▨	▨	▨
超速传动	i=1…0.633	FB2	▨	▨		▨

图 6

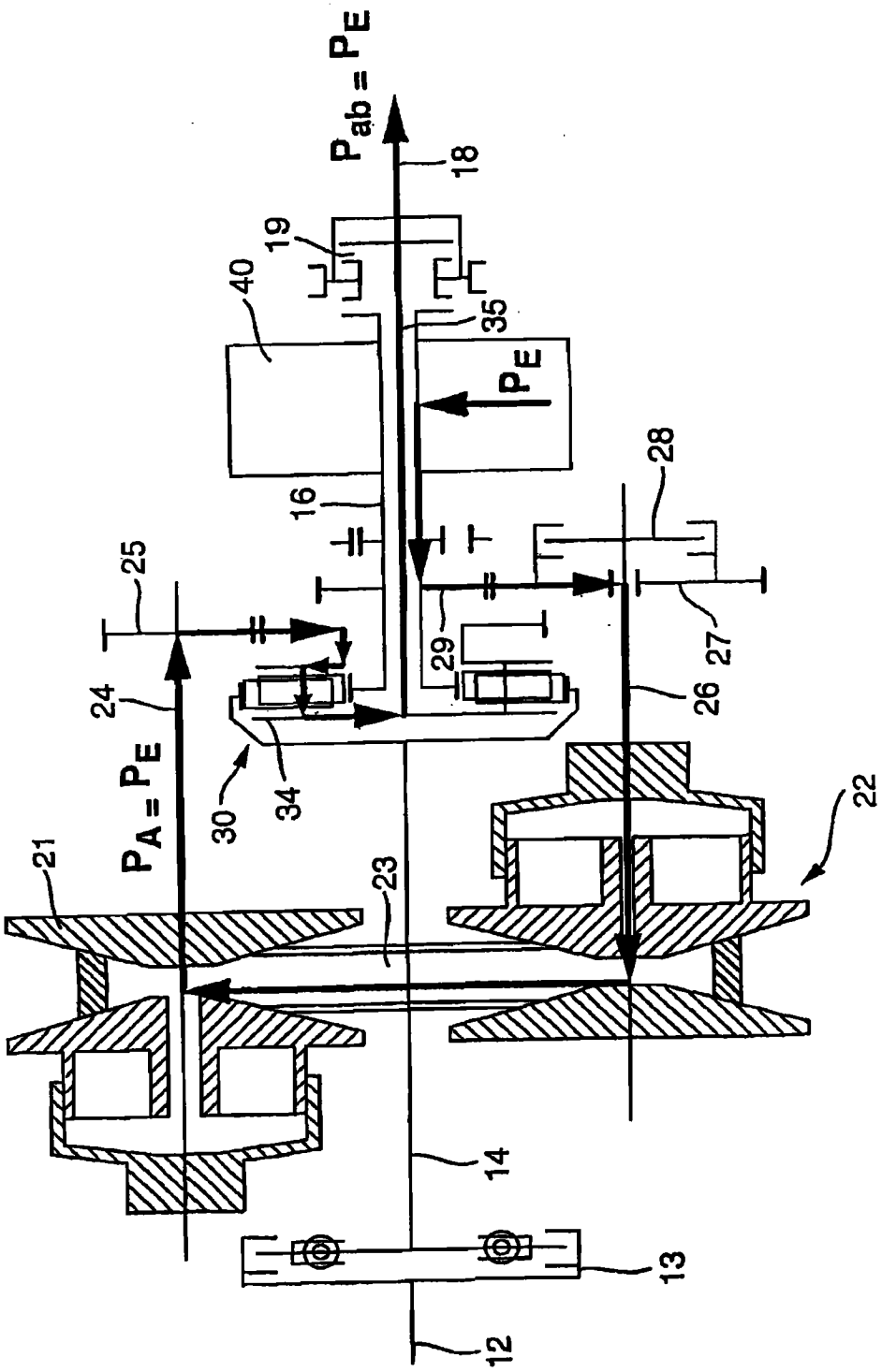


图 7

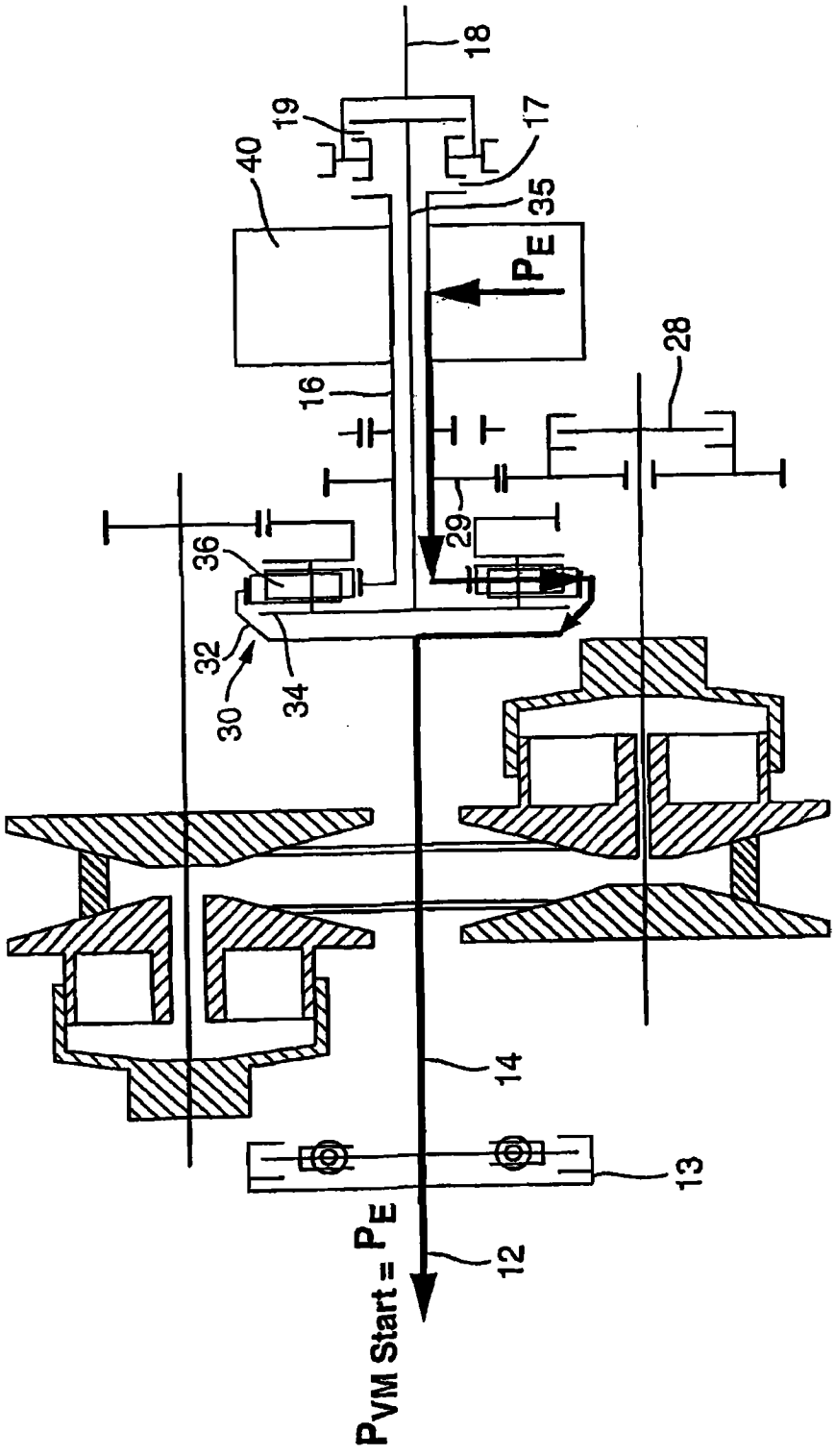


图 8

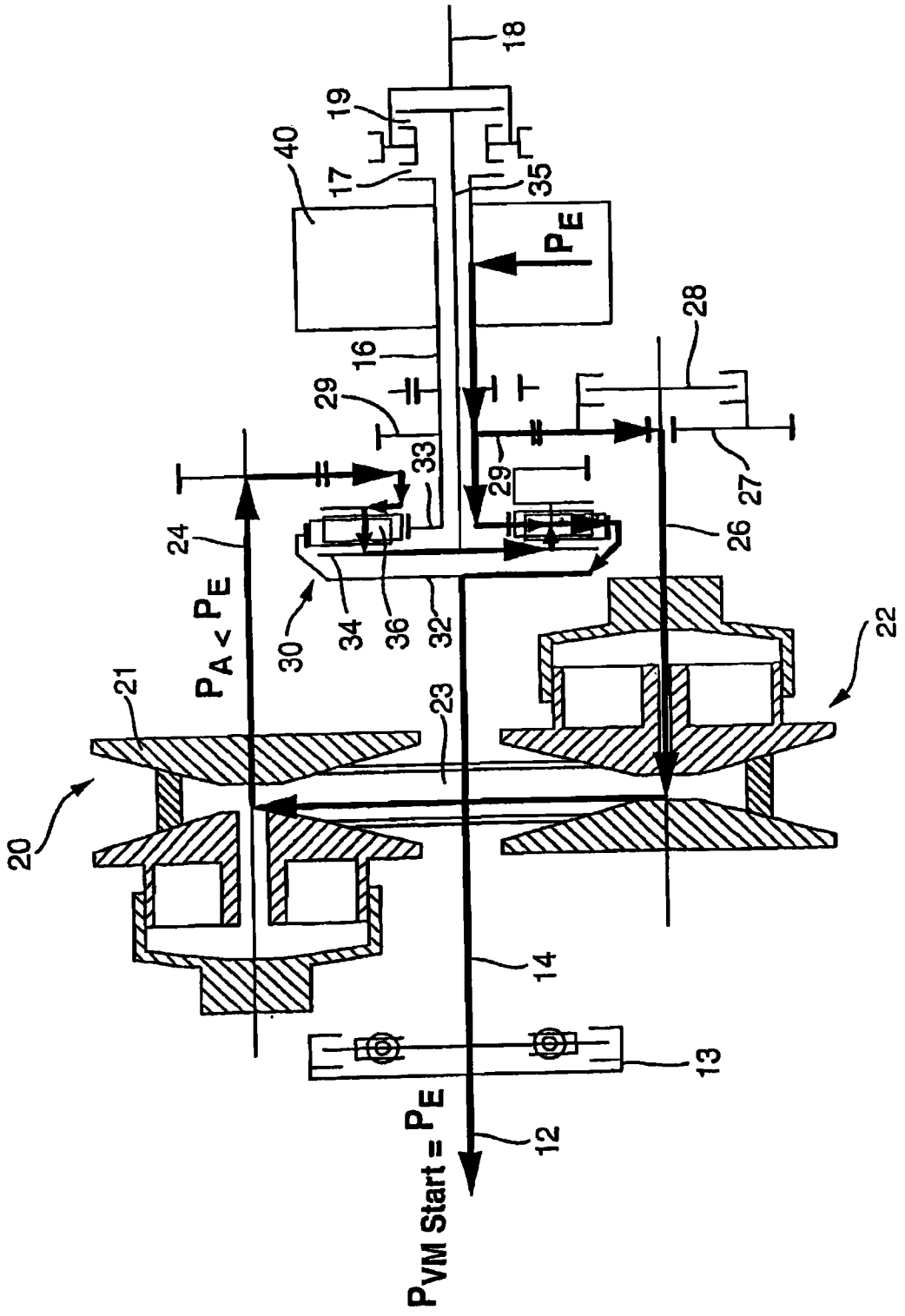

18
19
40
17
35
P_E
28
16
29
33
29
27
24
26
$P_A < P_E$
30
34
36
32
22
21
23
20
14
13
12
$P_{VM\ Start} = P_E$

图 9

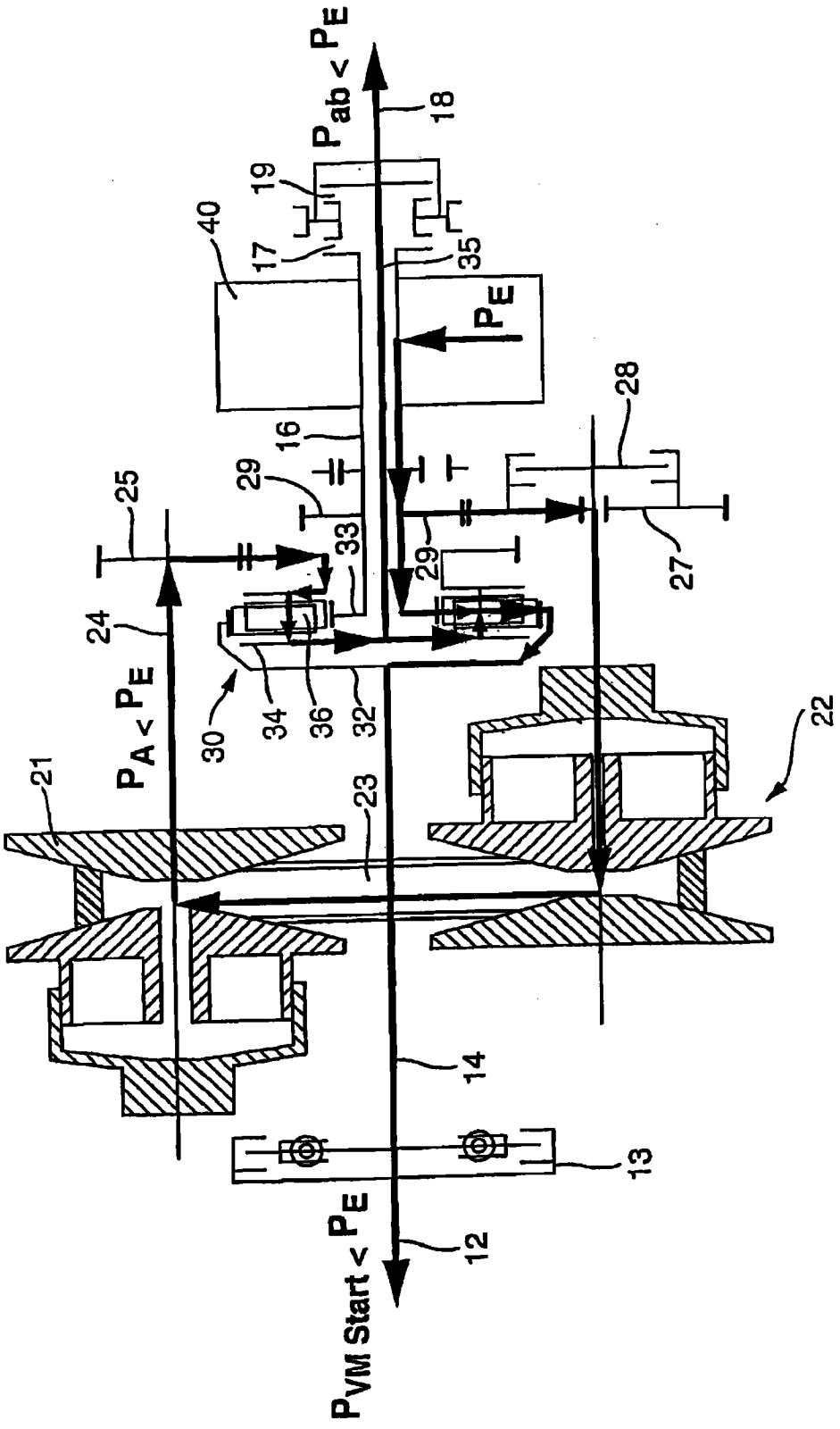

$P_{ab} < P_E$
18
19
40
17
35
P_E
28
16
29
25
33
29
27
24
$P_A < P_E$
30
34
36
32
22
21
23
14
13
$P_{VM\ Start} < P_E$
12

图 10

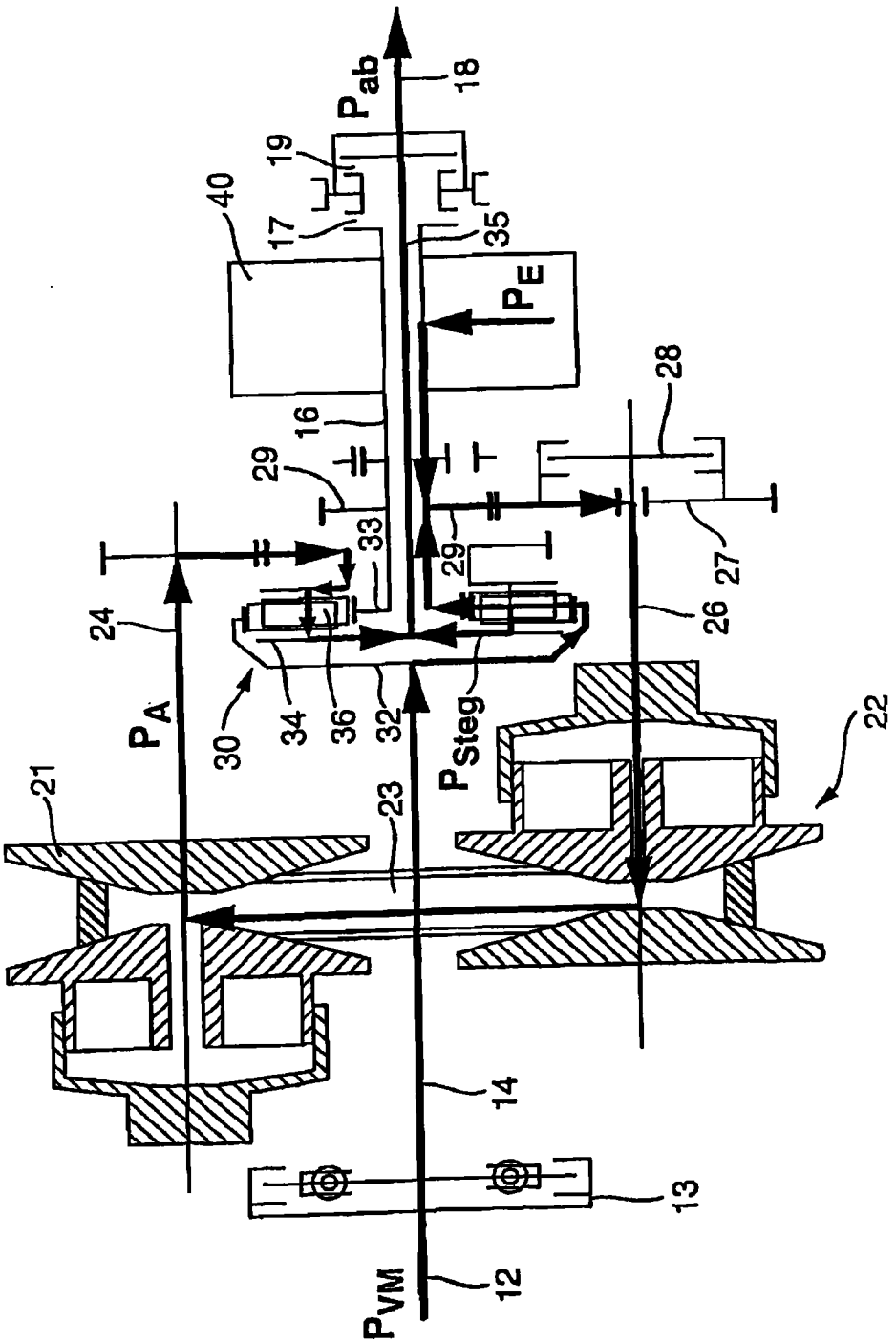

P_ab
18
19
40
17
35
P_E
28
16
29
33
29
27
24
26
P_A
30
34
36
32
P_Steg
22
21
23
14
13
P_VM
12

图 11

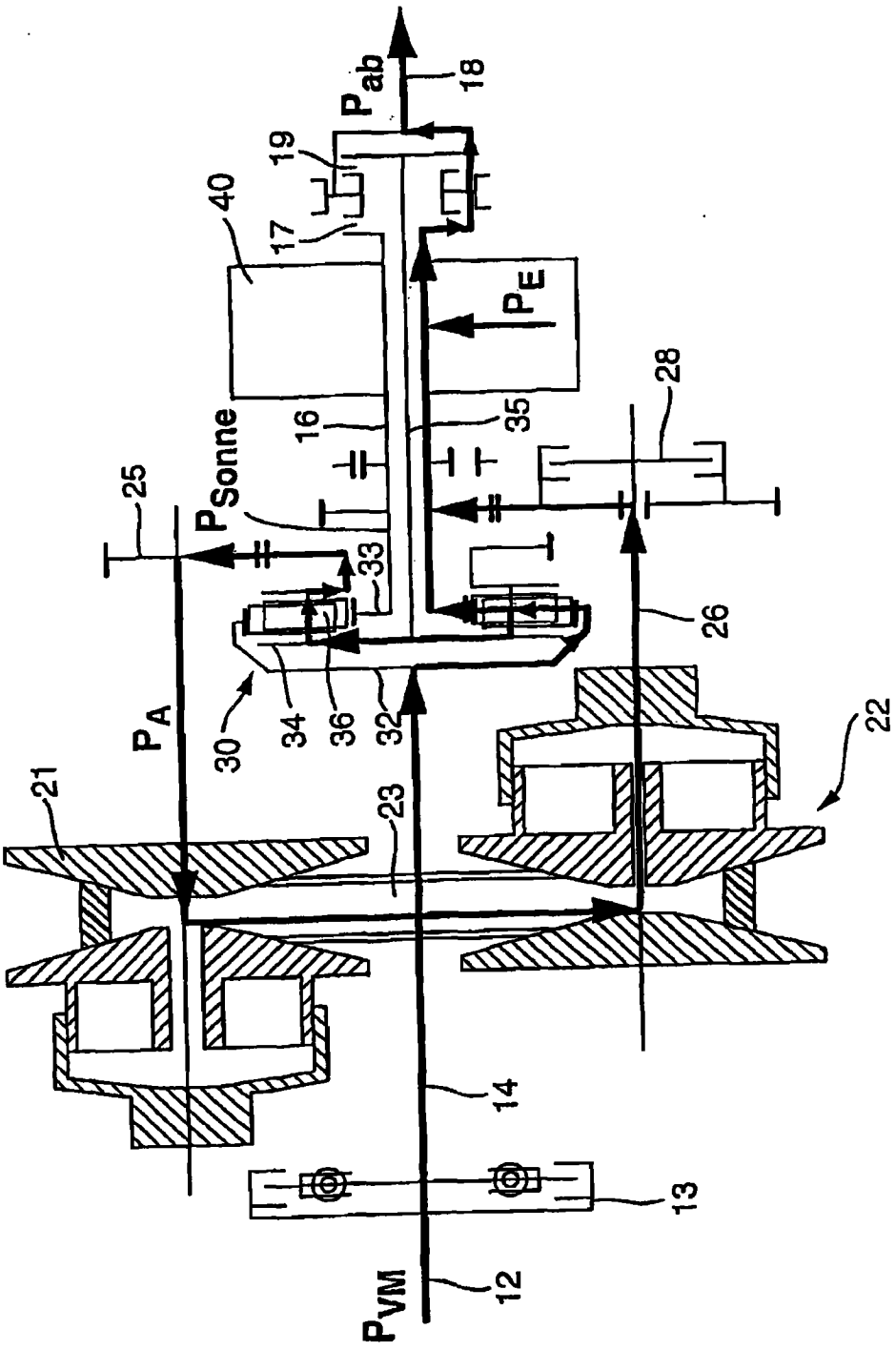

P_ab
18
19
40
17
P_E
28
16
35
P_Sonne
25
33
26
30
34
36
32
P_A
22
21
23
14
13
P_VM
12

图 12

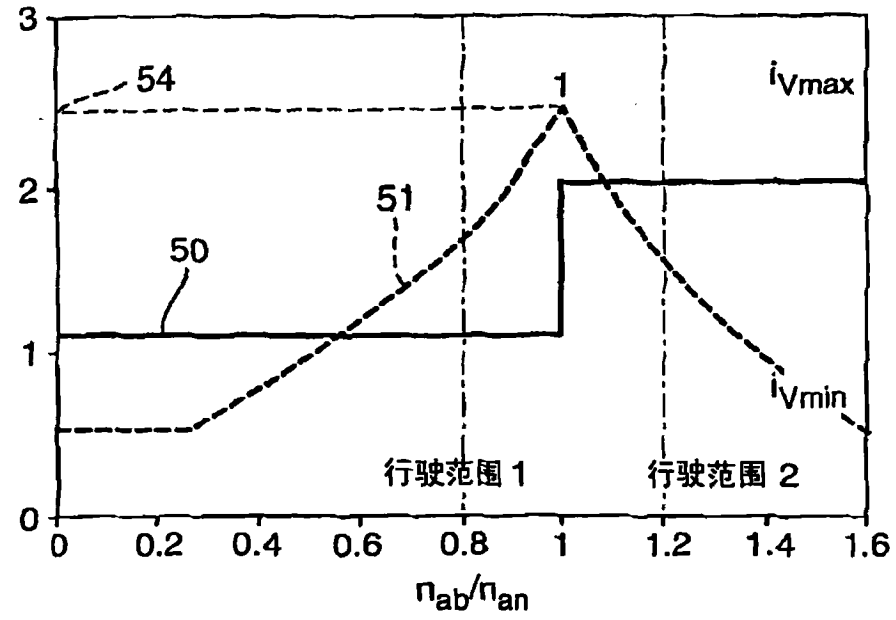

3
2
1
0
54
1
i_{Vmax}
51
50
i_{Vmin}
行驶范围 1
行驶范围 2
0 0.2 0.4 0.6 0.8 1 1.2 1.4 1.6
n_{ab}/n_{an}

图 13

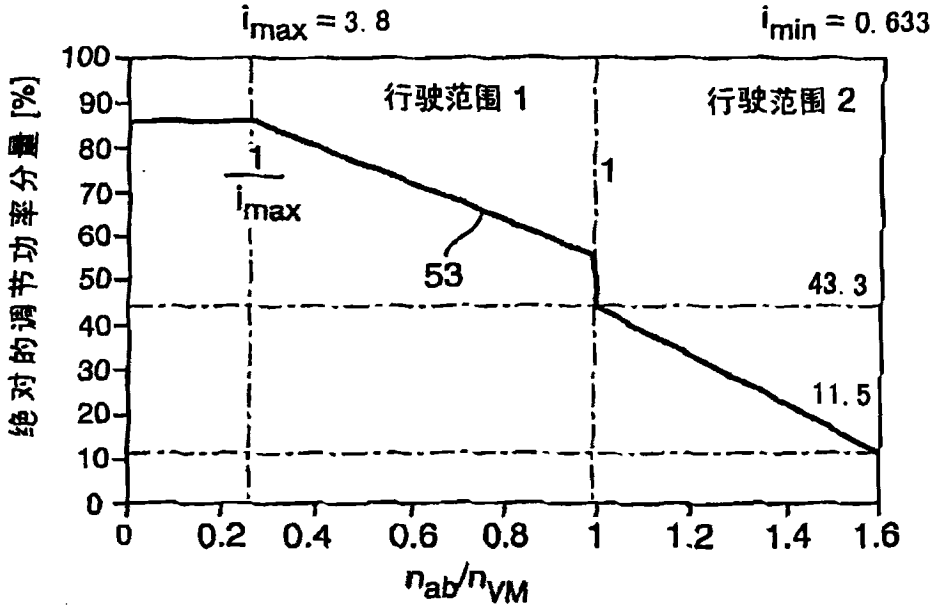

i_{max} = 3.8
i_{min} = 0.633
绝对的调节功率分量 [%]
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0
行驶范围 1
行驶范围 2
$\frac{1}{i_{max}}$
1
53
43.3
11.5
0 0.2 0.4 0.6 0.8 1 1.2 1.4 1.6
n_{ab}/n_{VM}

图 14

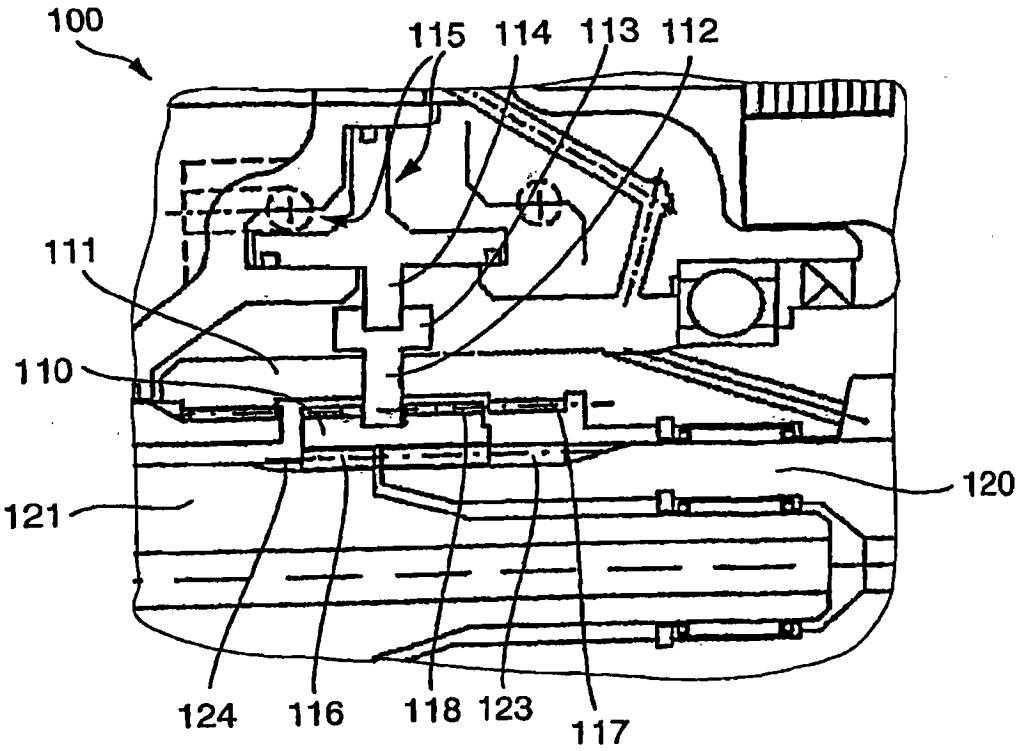

100
115
114
113
112
111
110
120
121
124
116
118
123
117

图 15

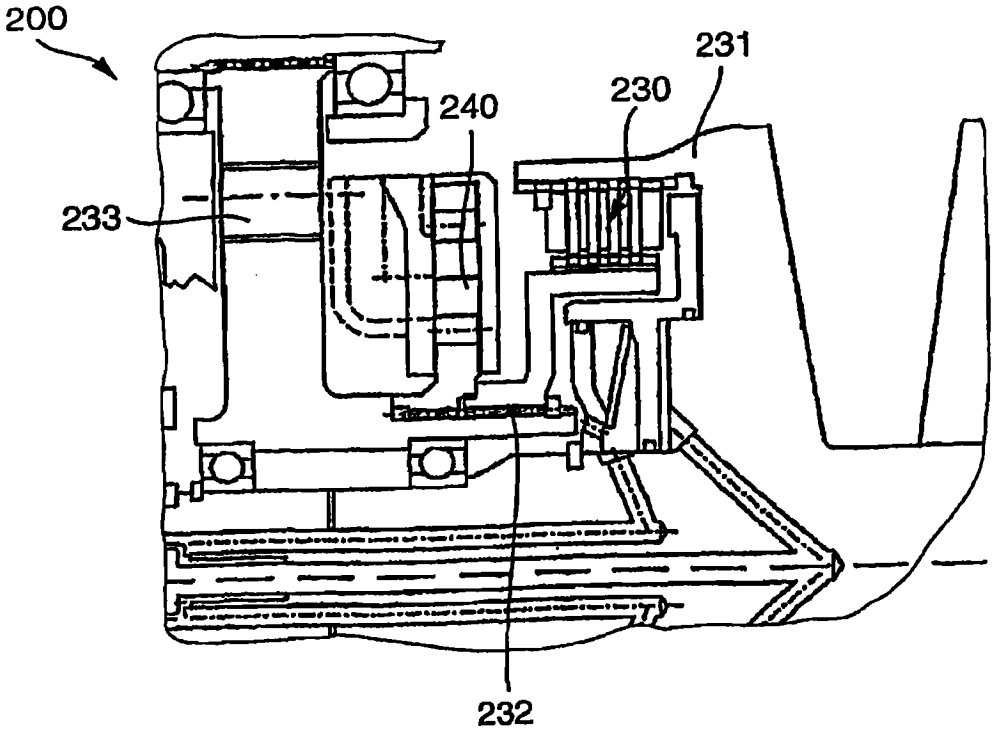

200
231
230
240
233
232

图 16

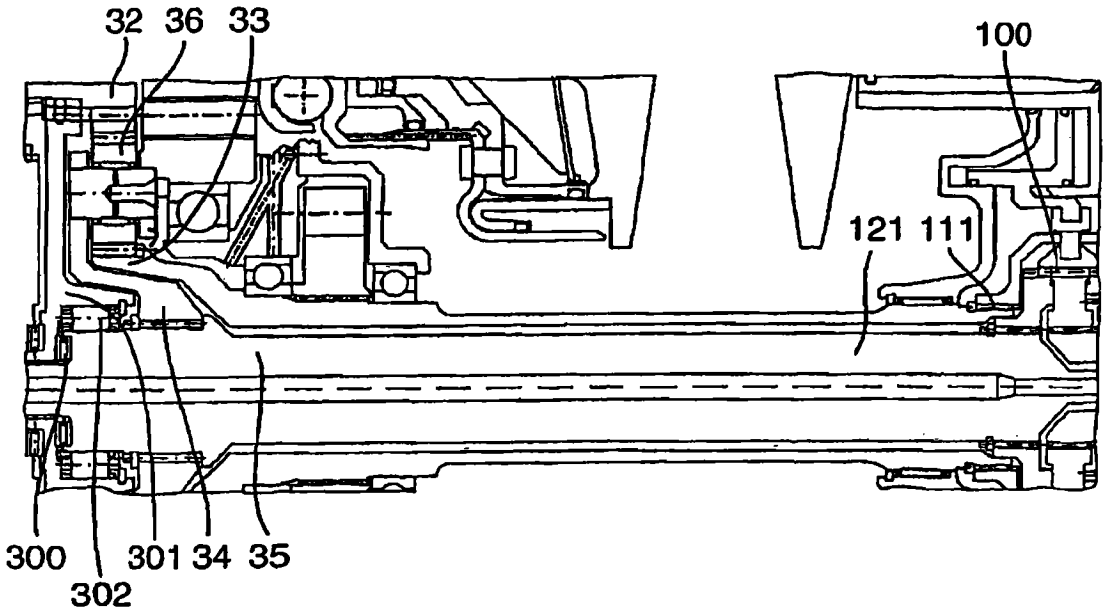


图 17