

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

B60K 41/22

B60K 6/04

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 98812624.9

[43] 公开日 2001 年 3 月 7 日

[11] 公开号 CN 1286662A

[22] 申请日 1998.12.22 [21] 申请号 98812624.9

[30] 优先权

[32] 1997.12.23 [33] DE [31] 19757557.9

[86] 国际申请 PCT/DE98/03801 1998.12.22

[87] 国际公布 WO99/33682 德 1999.7.8

[85] 进入国家阶段日期 2000.6.23

[71] 申请人 卢克摩擦片和离合器有限公司

地址 德国布尔

[72] 发明人 沃尔夫冈·赖克 赖因哈德·贝格尔

冈特·希尔特 马丁·勃兰特

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

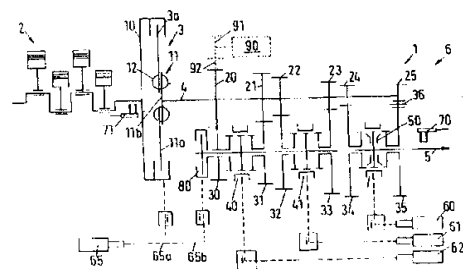
代理人 曾立

权利要求书 4 页 说明书 68 页 附图页数 61 页

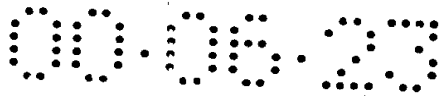
[54] 发明名称 变速箱

[57] 摘要

一种齿轮变速箱(1),它具有至少两个轴如一个主轴(4)、一个从动轴(5)和许多齿轮对,具有可以借助接合器(40,41,50)与第一轴(5)无相对转动连接的情齿轮(30,31,32,33,34,35),具有与一个轴(4)无相对转动地安装在一起的传动齿轮(20,21,22,23,24,25),具有安装在输入侧的可接合的起步离合器(3),其中至少其中一个接合器(40,41,50)被设计成动力换档离合器(50)。起步离合器(3)和动力换档离合器(50)可以至少由一个操纵机构来操纵。另外有利的是,当至少部分地接合起步离合器时,则可以接合动力换档离合器(50)。



ISSN 1008-4274



权 利 要 求 书

1. 一种变速箱如齿轮变速箱，它具有至少两个轴，如一个主轴、一个从动轴和可能有的一个中间轴，它还具有许多个齿轮对，具有可借助接合器与第一轴无相对转动地连接的齿轮如惰齿轮，具有无相对转动地与一个轴安装在一起的齿轮如传动齿轮，具有一个装在输入侧的可接合的起步离合器。

2. 一种变速箱如齿轮变速箱，它具有至少两个轴，如一个主轴、一个从动轴和可能有的一个中间轴，它还具有许多个齿轮对，具有可借助接合器与第一轴无相对转动地连接的齿轮如惰齿轮，具有无相对转动地与一个轴安装在一起的齿轮如传动齿轮，具有一个装在输入侧的可接合的起步离合器，其特征在于，至少其中一个接合器被设计成具有更高传递扭矩的离合器如动力换档离合器，而起步离合器和动力换档离合器可以至少由一个操纵机构来操纵。

3. 尤其如权利要求 1 或 2 所述的变速箱，其特征在于，当起步离合器被至少部分地接合时，则可以接合动力换档离合器。

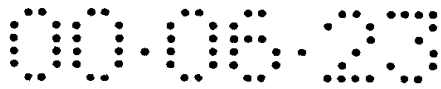
4. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，当已经接合起步离合器时，则可以接合动力换档离合器。

5. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，至少一个惰齿轮可以借助第一接合器和/或一个动力换档离合器与一个轴相连。

6. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，两个惰齿轮可以借助第一接合器和/或一个动力换档离合器与一个轴相连。

7. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，最高档的惰齿轮可借助一个接合器和/或一个动力换档离合器与一个轴相连。

8. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，一个档的惰



齿轮可借助一个接合器和/或一个动力换档离合器与一个轴相连。

9. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，用于将至少一个惰齿轮和一个轴连接的接合器是一个靠形状配合连接的接合器。

10. 尤其如权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，用于将至少一个惰齿轮和一个轴连接的接合器是一个靠摩擦连接的接合器。

11. 尤其如权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，用于将至少一个惰齿轮和一个轴连接的接合器具有一个中间接入的同步器。

12. 尤其如权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，动力换档离合器是一个靠摩擦连接的离合器。

10 13. 尤其如权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，起步离合器是一个靠摩擦连接的离合器。

14. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，起步离合器被安置在一个离合器壳的一个空间区域内。

15 15. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，至少一个动力换档离合器被安置在一个离合器壳的一个空间区域内。

16. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，起步离合器和至少一个动力换档离合器是一个干摩擦式离合器。

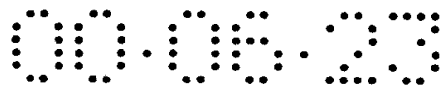
17. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，起步离合器被安置在变速箱壳内。

20 18. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，至少一个动力换档离合器被安置在变速箱壳内。

19. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，起步离合器和/或至少一个动力换档离合器是一个摩擦式离合器。

25 20. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，起步离合器是一个具有或没有变换器跨接离合器的液力变矩器。

21. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，用于操纵起



步离合器和至少一个动力换档离合器的操纵执行件是一个具有一个压力介质供应源和至少一个阀的压力介质操纵式执行件，所述阀控制着向分别在两个离合器上的一个接受缸输送压力介质。

22. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，用于操纵起步离合器和至少一个动力换档离合器的操纵执行件是一个同样具有一个连接在一电机或电磁铁后的传动装置或减速箱的电机驱动式执行件。

23. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，用于操纵换档接合器的操纵执行件是一个具有一个压力介质供应源和至少一个阀的压力介质操纵式执行件，所述阀控制着分别向在接合器上的一个接受缸的压力介质输送。

24. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，用于操纵接合器的操纵执行件是一个同样具有一个连接在一电机或电磁铁后的传动装置或减速箱的电机驱动式执行件。

25. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，变速箱具有一个电机，它被用作汽车发动机的起动器和/或由动能及其再循环产生电能的发电机。

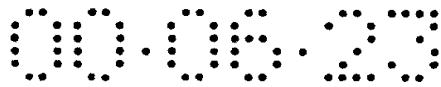
26. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，可以通过变速箱的一个擒纵轮来驱动该电机，或者该电机驱动所述擒纵轮。

27. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，可以通过汽车发动机的一个飞轮驱动所述电机，或者该电机驱动所述飞轮。

28. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，可以通过变速箱的主轴驱动所述电机，或者该电机驱动所述主轴。

29. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，所述电机具有一个定子和一个转子，其中所述定子和转子是与变速箱主轴同轴设置的。

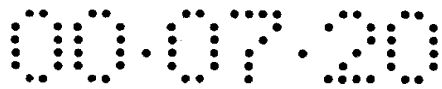
30. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，所述电机具有一个定子和一个转子，其中所述定子和转子是相对这样的轴设置的，



即所述轴被布置和定向大致平行于变速箱主轴。

31. 尤其如前述权利要求之一所述的变速箱，其特征在于，所述电机具有一个定子和一个转子，其中所述定子和转子被设置成与变速箱主轴同轴并且所述转子与一个飞轮或一个与变速箱主轴相连的部件无相对转动地连接。

5



说明书

变速箱

5 本发明涉及一种变速箱如齿轮变速箱，它具有至少两个轴如一个主轴和一个从动轴和可能有的一个中间轴，所述变速箱具有许多个齿轮对以及可借助接合器与第一轴无相对转动连接的齿轮如惰齿轮和一个设置在输入侧的可接通的起步离合器。

在汽车中，这样的变速箱是众所周知的。它的缺点是，它不能进行动力换档，就是说，在改变变速箱传动比的换档过程中，总是存在着牵引力中断。

本发明的任务是提供上述类型的变速箱，它能够进行动力换档并且同时它能够由所用构件简单地构成。

15 根据本发明，如此完成上述任务，即至少其中一个接合器被设计成具有更高可传递扭矩的离合器如动力换档离合器，而起步离合器和动力换档离合器可以至少由一个操纵机构来操纵。

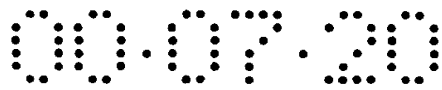
另外，当起步离合器被至少部分地接合时，则可以接合动力换档离合器，这是适当的。

20 同样适当的是，当已经接合起步离合器时，那么可以接合动力换档离合器。接合在此是指可由离合器传递的扭矩提高了。

有利的是，至少一个惰齿轮可以借助第一接合器和/或一个动力换档离合器与一个轴相连。

当两个惰齿轮可以借助第一接合器和/或一个动力换档离合器与一个轴相连时，这也是适当的。

25 同样适当的是，最高档的惰齿轮可借助一个接合器和/或一个动力换档



离合器与一个轴相连。

在另一个实施例中有利的是，用于连接至少一个惰齿轮和一个轴的接合器是一个靠形状配合连接的接合器。

5 如果用于连接至少一个惰齿轮和一个轴的接合器是一个靠摩擦连接的接合器，则是有利的。

另外有利的是，用于连接至少一个惰齿轮和一个轴的接合器具有一个中间接入的同步器。

动力换档离合器是一个摩擦连接式离合器，这也是适当的。当起步离合器（Anfahrkupplung）是一个摩擦连接式离合器时，这更是适当的。

10 有利的是，起步离合器被安置在一个离合器壳的空间区内。

当至少一个动力换档离合器被安置在一个离合器壳的空间区内时，这也是适当的。

当起步离合器和至少一个动力换档离合器是一个干摩擦式离合器时，这也是适当的。

15 当起步离合器被安置在变速箱壳内时，这也是适当的。

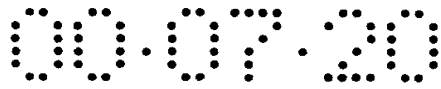
当至少一个动力换档离合器被安置在变速箱壳内时，这也是适合的。

当起步离合器和/或至少一个动力换档离合器是一个摩擦式离合器时，这也是有利的。

20 当起步离合器是一个具有或没有变换器跨接离合器的液力变矩器时，这也是有利的。

在另一个实施例中，用于操纵起步离合器和至少一个动力换档离合器的操纵执行件是一个具有一个压力介质供应源和至少一个阀的压力介质操纵式执行件，所述阀控制着分别向在两个离合器上的一个接受缸的压力介质输送，这是适当的。

25 根据本发明的另一个设想，用于操纵起步离合器和至少一个动力换档离合器的操纵执行件是一个同样具有一个连接在一电动机或电磁铁后的传



动装置或减速箱的电机驱动式执行件，这是适当的。

根据本发明的另一个设想，用于操纵变速离合器的操纵执行件是一个具有一个压力介质供应源和至少一个阀的压力介质操纵式执行件，所述阀控制着分别向在接合器上的一个接受缸的压力介质输送，这是适当的。

5 根据本发明的另一个设想，用于操纵接合器的操纵执行件是一个同样具有一个连接在一电动机或电磁铁后的传动装置或减速箱的电机驱动式执行件，这是适当的。

根据本发明的另一个设想，变速箱具有一个电机，它被用作汽车发动机的起动器和/或由动能及其反馈产生电能的发电机，这是适当的。

10 当可以通过变速箱的一个擒纵轮（Gangrad）来驱动电机，或者该电机驱动所述擒纵轮时，这是有利的。

根据本发明的另一个设想，可以通过汽车发动机的一个飞轮驱动所述电机，或者该电机驱动所述飞轮，这是有利的。

15 根据本发明的另一个设想，可以通过变速箱的主轴驱动所述电机，或者该电机驱动所述主轴，这是有利的。

当所述电机具有一个定子和一个转子，其中所述定子和转子是与变速箱主轴同心设置的时，这是适当的。

20 当所述电机具有一个定子和一个转子，其中所述定子和转子是相对这样的轴设置的，即所述轴被设置和定位得大致平行于变速箱主轴时，这是适当的。

当所述电机具有一个定子和一个转子，其中所述定子和转子被设置成与变速箱主轴同心并且所述转子与一个飞轮或一个与变速箱主轴相连的部件无相对转动地连接时，这也是适当的。

结合图来描述本发明，其中：

25 图 1 是变速箱的示意图；

图 2 是曲线图；

图 3a 是变速箱的示意性部分图；

图 3b 是变速箱的示意性部分图；

图 4a 是变速箱的示意性部分图；

图 4b 是变速箱的示意性部分图；

5 图 5a 是变速箱的示意图；

图 5b 是变速箱的示意图；

图 6 是变速箱的示意图；

图 7a 是变速箱的示意图；

图 7b 是变速箱的示意图；

10 图 8 是变速箱的示意截面图；

图 8a 是变速箱的示意截面图；

图 9 是变速箱的示意截面图；

图 9a 是变速箱的示意截面图；

图 10 示出了一个变速箱；

15 图 11a 是变速箱的部分图；

图 11b 是变速箱的部分图；

图 11c 是变速箱的部分图；

图 12 示出了一个变速箱；

图 13a-图 17b 是根据时间表示扭矩和转速的曲线图；

20 图 18 示意地示出了一个变速箱；

图 19-图 27 是曲线图；

图 28 是方框图；

图 29 是方框图；

图 30-图 33 是曲线图；

25 图 34 是方框图；

图 35 是方框图；

图 36-图 39 是曲线图；

图 40 是方框图；

图 41-图 43 是曲线图；

图 44 是方框图；

5 图 45-图 49 是曲线图；

图 50a-图 50f 以截面图示出了大致布局；

图 51 是汽车示意图；

图 52-图 56 示意地示出了本发明变速箱的其它实施例；

10 图 54a-图 55a 是属于图 54、55 的实施例的且与分离行程有关的起步离合器或动力换档离合器的力矩传递的曲线图。

图 1 示意地示出了一个汽车变速箱 1，它被设置在一个驱动装置 2 如发动机或内燃机以及一个起步离合器或操纵离合器 3 如摩擦式离合器的后面。变速箱 1 具有一个主轴 4、一个中间轴 5 和可能有的一个附加从动轴 6，在图 1 的实施例中，中间轴等同于从动轴。在本发明的另一个实施例中，
15 当为主轴 4 和中间轴 5 设置了一个附加从动轴 6 时，这是有利的。在发动机 2 和变速箱 1 之间设有一个飞轮 10，在飞轮上设置了带有压板和离合器盖的摩擦式离合器。同样可以代替固定飞轮 10 地设置一个双质量飞轮，它具有两个可彼此相对转动地支承的转动质量部，它们可以克服例如设置在飞轮质量部之间的储力器的复位力转动。

20 在离合器从动盘 3a 和变速箱主轴 4 之间设置了一个扭振减振器 11。它具有至少两个可彼此相对转动地支承的盘状部件 11a、11b，它们可以克服如一个设置在飞轮质量部之间的储力器的复位力转动。在离合器从动盘径向外部上，最好设置摩擦片衬。

25 轴如主轴、从动轴和可能有的中间轴借助轴承可转动地支承在变速箱壳内并且在径向上对中并且必要时在轴向上受到支承。但没有清楚地示出轴承。

34 和 25、35、36 以及滑动接合套 42 构成的。

接合器 40、41 和/或 42 可以有利地被制成靠形状配合连接的接合器如牙嵌接合器。在另一个实施例中，它们同样可以被设计成具有至少一个成锥形或平面圆环形的摩擦面的靠摩擦连接的离合器如片式离合器。另外，
5 在另一个实施例中，它们可以被构造得具有一个带有至少一个同步环 50 的同步器。同样可以设计出组合了摩擦连接+形状配合连接的接合器。

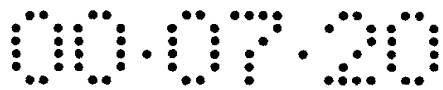
如要看到的那样，一档和倒档 R 的齿轮对构成了第一标准组件，而二档和三档的齿轮对构成了第二标准组件，四档和五档的齿轮对构成了第三标准组件。也可以组装成本发明的其他标准组件。

10 通过操纵机构 60-62 如轴向移动地来操纵用于变速箱 1 换档的滑动接合套 40-42，在操纵机构和滑动接合套之间分别设置了一个连接件如一个杆、一个液体静压段、一根牵引绳、一个底拉杆或一个操纵轴。操纵机构可以是一个电动机驱动机构、一个电磁驱动机构和/或一个压力介质操作式驱动机构如一个液压装置。与此有关地参见 DE4426260、DE19504847、
15 DE19627980、DE19637001。本发明还涉及这些老专利申请，这些专利文献的内容属于本专利申请的书面公开内容。

在操纵机构与滑动接合套之间的至少一个连接件中，可以设置一个变速比 i 。

本发明对应的变速箱还例如不受一般限制地被设计成一个带倒档 R 的四档变速箱（四级前进档）或一个带倒档 R 的六档变速箱（六级前进档）。
20

为了检测变速箱输出转速即轴 5 的转速而设置了一个转速传感器 70。为了检测变速箱输入转速即轴 4 的转速，还可以设置一个附加的转速传感器 71。为了检测发动机转速，设置了一个转速传感器 71。为了控制对起步/操纵离合器和用来改变变速箱速比的接合器的操作，设置了一个电子控制
25 器，它配有存储器和计算机并根据输入信号产生控制信号以控制操纵机构。还可以根据其他轴的测量转速而用给定传动比计算出轴转速。



离合器 80 如动力换档离合器与齿轮 30-34 中的一个相连，所述离合器在其被接合时使该齿轮与轴 5 相连。操纵执行件 65 可以通过连接件 65b 操纵如接合或断开离合器 80。有利地利用与操纵起步离合器或操纵离合器 3 相同的操纵执行件或一个独立的执行件来操作离合器 80，操纵执行件 65 5 可以通过连接件 65a 接合和断开所述离合器。

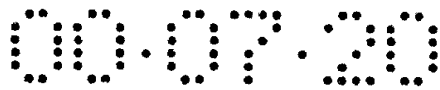
当离合器 80 设置在与离合器 3 相邻的轴 5 的轴端上时，这是有利的。在另一个有利实施例中，如果离合器 80 设置在轴 5 的与离合器 3 相反的轴端上，也是合适的。

变速箱的另一个有利特征是，电机如起动机、发电机或发动机的起动机-10 发电机 90 可以通过变速箱齿轮如齿轮 20-24 来驱动轴 4。同样可以驱动发电机如汽车发电机。特别有利的是，起动机和发电机被组合成一个综合型电机如起动机-发电机。因此，该电机可以起动机。但在另一个运行模式中，在驱动变速箱时产生扭矩并因此给发动机提供了驱动支持。该电机在扭矩低或功率输出小的情况下通过适当方式至少暂时或短期地被单独用 15 于驱动汽车。在另一个实施例或发明应用例中，电机被用于将汽车动能部分地转变成电能并例如蓄存在电池中。这例如可以在车下坡和/或刹车时在发动机 2 的推进工作过程中实现。装有本发明的变速箱的汽车由此可以有利地降低耐磨材料损耗和有害物排放。电机还可以在换档时提高扭矩水平。

根据图 1，电机 90 例如可以由一个齿轮驱动并被设置成平行于变速箱 20 主轴或变速箱从动轴。在一个传动齿轮如齿轮 20 和电机 90 的主动齿轮 91 之间，可以设置一个中间齿轮 92。也可以借助皮带或链来驱动电机。为了电机的变速和驱动或为了电机驱动，可以采用一个可无级调节的变速装置、一个分级传动装置、一个可转换的或一个固定调节的传动装置。

另外，电机可以被安置成与变速箱的主轴同心。

25 本发明涉及动力换档或能够动力换档的变速箱 1。动力换档是如此实现或进行的，即包括主轴 4 在内的内燃机 2 借助动力换档离合器 80 受到汽



车从动链负载被制动。发动机 2 动能因此部分地被转换成汽车动能。

根据本发明，至少设有一个离合器操纵执行件，它不仅操作起步离合器或操纵离合器 3，而且操纵动力换档离合器 80。有利的是，起步离合器 3 在操纵动力换档离合器时至少部分地被接合。在另一个实施例中，起步
5 离合器已经完全被接合是适当的。

本发明的装置因变速箱结构简单并且操纵执行件数量少而非常有优势。

该变速箱的优点是：由于至少几乎没有中断地进行动力换档，所以换档很舒适；由于可能部分地省略了同步器，所以结构长度小；重量轻；工
10 作效率高。

在本发明的装置中，换档时的发动机动能没有因刹车而丢掉，而是作为驱动力矩而按比例地得到应用。发动机受到从动链的制动。由此不再产生牵引力中断。

这在牵引换高速档时是很有利的。这在滑动换倒档 R 时也是有利的，
15 因为汽车动能被用于提高发动机转速。

动力换档变速箱 1 是一个带圆柱齿轮的中间轴变速箱 (Vorgelegegetriebe)。在发动机 2 和主轴 4 之间的摩擦式离合器 3 用作起步离合器。一个弹簧/减震系统 11 如扭振减振器最好与离合器盘成一体。但减震器也可以与双质量飞轮成一体。

惰齿轮设置在主轴或中间轴上，可以通过接合器或滑动接合套与之相
20 连。惰齿轮可以通过操纵接合器与轴相连。滑动接合套如通过牙嵌式接合器使中间轴 5 与惰齿轮相连。一档或倒档 R 的靠形状配合的接合器可以与一个摩擦式离合器如同步器组装成一体，见用于一档和倒档 R 的同步环 50。接合器 40-42 可以通过至少一个操纵执行件来操纵。

一个高效摩擦式离合器 80 如动力换档离合器使高速档如五档的惰齿轮
25 30 与轴 5 相连。离合器操纵执行件 65 不仅控制着动力换档离合器 80，也

控制着起步离合器 3。离合器操纵执行件的操作行程是如此分配的，即当接通起步离合器时，可以马上接通动力换档离合器 80。

此系统还包括一个带微处理器的电控装置，它用于电控变速箱和离合器、测量转速、油门电控或发动机负荷情况，该系统还包括一个用于内
5 燃机的电子发动机控制系统、一个人工选档操作件如用于人工和自动选档的档杆、开关或类似件和一个装在汽车内的档位显示器。

还可以有利地设置一个可被用做起动器、发电机和可能被用作汽车液力制动器 (Retarter) 和辅助驱动装置的电机。

对于启动过程来说，在变速箱中挂入低速档（一档或二档）。发动机在
10 踩下油门踏板的情况下产生扭矩时，通过操作操纵执行件 65 接通起步离合器 3 以便使汽车加速。当起步离合器附着时，中断起步过程。现只通过接通的离合器和挂上的档位来将扭矩传递给中间轴 5。

在任何情况下，换档过程都是通过驾驶员选档或通过自动控制而实现的。

15 在牵引换高速档时，离合器操纵执行件控制动力换档离合器 80 地使它接通，而起步离合器 3 保持接通状态。动力换档离合器 80 所传递的扭矩越高，则所挂（原）档位的接合器 40、41 或 42 所受扭矩越小。如果所挂原档的扭矩基本降为零，则断开原档的接合器。通过摩擦动力换档离合器 80
20 的传递扭矩，包括主轴在内的内燃机的转速降低了，这意味着发动机动能减少。摩擦动力换档离合器 80 的扭矩在从动链上得到支持并因此给汽车提供内燃机 2 的部分动能。从动链上的扭矩在同步过程中保持不变，由此对变速箱进行动力换档。

如果要置新档的接合器 40、41 或 42 达到同步转速，则通过操作执行
25 件接通该接合器。同时，断开动力换档离合器 80。新档位被挂上并中断换档过程。

在马上达到同步转速时，如此控制离合器力矩和发动机力矩，即只略

微加速内燃机并在同步转速的情况下基本上不再加速内燃机。现在接合新档的接合器。如果接合操纵接合器，则断开动力换档离合器。

动力换档离合器 80 最好一体安装在最高档的情齿轮上，但是它也可以安装在一个更低档的情齿轮上。在此，在更高档上的换档不再能在动力换档条件下进行。为此，在更低档上的换档（新档不大于带动力换档离合器的档）具有很小的牵引力干扰。

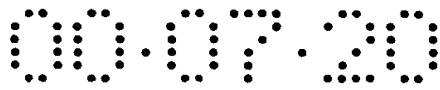
提高发动机力矩。同时，动力换档离合器承受扭矩，从而可以断开原档的操纵接合器。随后，可以降低动力换档离合器的扭矩并加速发动机。在马上达到同步转速前，接合动力换档离合器，制动发动机并在同步转速下挂上新档。现在，断开动力换档离合器，新档承受发动机力矩。

在换低档时，必须提高发动机转速。为此，利用自身动力来提高发动机动能。受控制地降低发动机扭矩。如果原档的扭矩基本上降为零，则原档的接合器 40、41 或 42 被断开。现在，提高发动机扭矩，使发动机与主轴加速。如果发动机达到了新档同步转速，则暂时回降发动机力矩并接合新档接合器 40、41 或 42。现在，又根据驾驶员愿望受控制地调节发动机力矩。

可以利用在高速档上的动力换档离合器 80 更舒适地进行牵引换低档，其中被设想用于加速内燃机的部分发动机力矩在从动链上得到加强。由此一来，即使延长了同步过程，但转矩没有降低到零。

如果变速箱在最低档中具有第二动力换档离合器，则在推动换低档时，离合器在从动链作用下使内燃机速度提高。汽车随后在同步过程中被刹住，因为汽车能量被分流给发动机。因此，随后同样在动力换档条件下进行推动换低档。代替动力换档离合器，可以在最低速档或倒档 R 上利用一个高效闭锁同步器如双锥同步器。

图 2 示出了一条特性曲线，其中作为操纵执行件 65 的操纵行程的函数地示出了可由起步离合器 3 和动力换档离合器 80 传递的扭矩 M_a 和 M_1 。



离合器 3、80 的可传递扭矩是操纵行程的函数。在第一区域内，动力换档离合器的可传递扭矩为零，起步离合器的可传递扭矩升高。当起步离合器 3 基本接合并且可传递扭矩与操纵行程无关时，接合动力换档离合器 80，从而形成了升高的 M_i 特征值。

5 图 3a、3b 以截面图示出了实施例，其中示出了本发明相对图 1 实施例的变化。在图 3a、3b 中未示出的图 1 变速箱的特征可以参照图 1。

在图 3a 中，使用了两个用于选择挂档位的操纵执行件。操纵执行件选择并操作所希望的接合器 40、41、42 或滑动接合套并在所希望方向上使滑动接合套移动以便在轴 5 和一个齿轮 30-35 之间形成连接。另外，在操纵
10 执行件 101、102 之间还设置了一个机构如一个中心操纵轴或许多轴或杆，它们允许借助操纵执行件来选择滑动接合套并允许滑动接合套轴向移动。在使用中心操纵轴的情况下，例如轴的转动来选择滑动接合套并通过对轴的拉或压而实现轴向操作。同样可以按照相反的操纵方向来实现上述动作。在一个具有至少两个操纵杆的实施例中，其中一个操纵执行件可以进行对
15 要操作的杆及进而要操作的滑动接合套的选择，而另一个操纵执行件可以拉或压所选杆。

在一个具有至少两个操纵轴的实施例中，其中一个操纵执行件通过转动要操作的轴而进行滑动接合套的选择，另一个操纵执行件可以通过转动第二轴来实现所选滑动接合套的轴向移动。

20 在图 3b 中，使用了一个用于选择挂档位的操纵执行件 105。操纵执行件 105 选择并操作所希望的接合器 40、41、42 或滑动接合套并在希望方向上使滑动接合套移动以便在轴 5 和一个齿轮 30-35 之间形成连接。另外，在操纵执行件 105 与滑动接合套之间还设置了一个机构 120 如一个操作辊，它允许借助操纵执行件来选择滑动接合套并允许滑动接合套轴向移动。在
25 一个操作辊的情况下，在可转动辊的外周面上设置了槽，滑动接合套的销嵌入所述槽中，其中辊的转动对应于槽地使滑动接合套移动并按顺序换档。

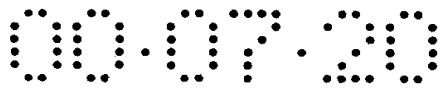


图 4a 以截面图示出了本发明变速箱的一个实施例，其中四档和五档的惰齿轮 230、231 可转动地安装在轴 204 如驱动轴或主轴上并且它们可以借助滑动接合套或接合器 240 与轴无相对转动地连接，而所述接合器是可以轴向移动的。四档和五档的传动齿轮 220、221 安装在从动轴或中间轴上并且它们无相对转动地与所述轴连接。惰齿轮 32-35 安装在轴 205 上，而相应的传动齿轮安装在轴 204 上。

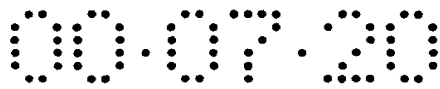
一档的同步器如在齿轮 34 和滑动接合套之间的同步器被设计成组合锥同步器 250 如双锥同步器。

在此实施例中，电机 290 如起动机—发电机或起动机（起动机）或发电机（汽车发电机）驱动三档的传动齿轮。它也可以驱动另一个档的传动齿轮。

图 4b 以截面图示出了一个本发明的变速箱，其中借助可转动地安装在主轴上传动齿轮 225、可轴向移动的中间齿轮 237 和一个在与从动轴无相对转动连接的滑动接合套 238 上的齿来操纵倒档 R。为了挂上倒档 R，可轴向移动的中间齿轮 237 借助一个操纵执行件 295 轴向移动，从而在部件 225、237、238 之间存在靠形状配合的连接。

图 5a、5b 示出了本发明变速箱的实施例，其中示出了与接在从动轴 205 后面的差速器 299、298。在图 5a 中，从动轴或中间轴 205 的差速器 299 后设在扭矩通量的轴向端部区域内，它与驱动发动机和起步离合器位置相反。在图 5b 中，从动轴或中间轴 206 的差速器 298 后设在扭矩通量的轴向端部区域内，它与驱动发动机 2 和起步离合器相邻。

图 6 示出了一个变速箱 300 的实施例，所述变速箱主要具有图 1 所示变速箱 1 的主要结构部分，其中为了操纵换档用的接合器或滑动接合套，如图 3a 所示地采用了两个操纵执行件 360、361。它们通过一个机构 350 转换或操纵接合器或滑动接合套 340、341、342，所述机构例如借助其中一个操纵执行件进行滑动接合套的选择并借助另一个操纵执行件进行所选滑

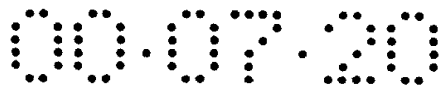


动接合套的操作。

一个动力换档离合器 310 如摩擦式离合器与第五档的情齿轮 330 相连，当接合所述动力换档离合器时，所述动力换档离合器使情齿轮 330 与轴 305 无相对转动地连接在一起。另外，第二动力换档离合器如摩擦式离合器与一档的情齿轮 335 相连，所述动力换档离合器在其被接合时使情齿轮 335 与轴 305 无相对转动地连接在一起。因此，如上所述地，离合器 310 或离合器 320 可以被接合以便能够换档即能够无牵引力中断地换档。为了操纵离合器 310、320，提供了带传动链节 362a、363a 的操纵执行件 362、363 以供使用。杆、挠性轴、带主动缸和接受缸的液压连接机构用作传动链节。带有增速器或减速器的电机驱动式执行件可以被用作执行件。同样有利的是，在另一个实施例中，采用了液压操作式执行件。

图 7a、7b 示出了本发明变速箱 400 的实施例，其中起步离合器 403 设置在变速箱离合器壳内但在本身封闭的变速箱壳 401 外。另外，离合器壳是一个半敞开空间，它的边界部分地由一个设置在变速箱上离合器壳外罩限定，其中离合器壳固定在汽车发动机上并因此除了微不足道的开口外封闭了整个离合器壳。在图 7a 的实施例中，用于连接情齿轮 430 与轴 404 的动力换档离合器 480 设置在离合器壳即空间区 402 内。与情齿轮的连接是通过一空心轴实现的，所述空心轴穿过一个外壳壁开口，其中通过所述空心轴，一个轴 404 同样穿过外壳壁。两个离合器 403、480 设置在离合器壳腔 402 内并且可以有利地被设计成摩擦式离合器如干摩擦式离合器。离合器 480 与情齿轮 430 之间的轴 404 和空心轴有利地借助轴承件 450 被支承在箱壳外。

在图 7b 的实施例中，用于连接情齿轮 430 与轴 404 的动力换档离合器 480 设置在变速箱壳即空间区 400a 内。与情齿轮的连接是通过一个空心轴实现的。离合器 403 设置在离合器壳腔 402 内并且有利地被设计成摩擦式离合器如干摩擦式离合器。动力换档离合器 480 设置在变速箱壳内并且有



利地是一个湿运转的摩擦式离合器如片式离合器。轴 404 有利地借助轴承件 450 支承在箱壳外。

在不同实施例中，动力换档离合器 80、480 可以与另一个档的另外一个惰齿轮及相应的轴相连。它最好与最高档的惰齿轮相连。

5 如果动力换档离合器 80 设置在最高档的惰齿轮上或者与其相连，则在牵引换高档时，可以在动力下转换所有档。如果动力换档离合器设置在低速档（如三档或四档的）的惰齿轮上，则不能在动力下转换比其更高的档。但存在这样的优点，即很少得到动力换档牵引力中断的结果。动力换档离合器 80 可以象各惰齿轮那样安装在主轴 4 或中间轴 5 上。但它最好安装在
10 主轴 4 上。在另一个有利实施例中，动力换档离合器安装在中间轴上。

动力换档离合器 80 最好在空间上靠近离合器壳地被安置在变速箱壳内，或者甚至直接安置在主轴的轴承上。

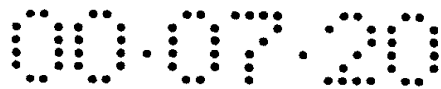
动力换档离合器被安置在变速箱注油的室内或着在离合器壳内。

档的顺序或配置可自由选择，因为变速箱被自动操作，因此不需要象
15 在手动换档变速箱中所需的档序。这有利地意味着，由一个滑动接合套接合的各两个档不必是相邻的档，在手动换档变速箱中则是那种情况。

对于动力换档条件下的推进换倒档 R 拉说，原则上可以在滑动接合套和惰齿轮之间有效地使用换一档用的高效锁止同步器。在这样的系统中，锁止同步器提供了部分扭矩，内燃机提供了另一部分的扭矩以使主轴与内
20 燃机同步。然而，牵引力并未因此完全中断，而是部分扭矩通过万向轴与被驱动的齿轮而作用于汽车驱动链上。

动力换档离合器可以有利地被设计成以下其中一个离合器：

- 在湿润条件下运转的离合器；
- 在干燥条件下运转的离合器；
- 25 -滑动离合器；
- 带有锥形表面的锥形离合器；



- 一个摩擦面；
- 两个摩擦面；
- 许多个摩擦面（如片式离合器）。

用于连接惰齿轮与轴的接合器或滑动接合套有利地按照以下方式进行

5 设计：

- 靠形状配合连接的接合器，如牙嵌式接合器；
- 摩擦连接的接合器。

为使变速箱的效率得到最佳化，当用于连接轴和惰齿轮的接合器或滑动接合套基本上没有外界附加能量消耗地保持接合状态时，这是非常有利的。为了没有能量消耗地保持靠摩擦连接的接合器，可以有利地设置储力或储能部件如弹簧，它们使摩擦面相互受力。同样可以使用活动键式离合器（Ziehkeilgetriebe）或弹簧加载式摩擦离合器。

在靠形状配合连接的接合器中的形状配合部的齿可以被设计成各种各样的，如带圆角的平滑形状，凸嵌齿形状，博力特嵌齿或分嵌齿。

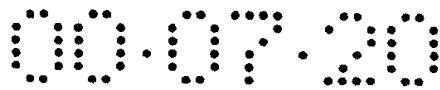
15 一档和/或倒档 R 配有同步器可能是有利的。在另一个实施例中，当至少几个档配有一个带同步环的同步器时，这可能是有利的。

惰齿轮 30-35 和接合器 40-42 可以在具有中间轴的变速箱中按照不同方式进行布置。每档的惰齿轮可以安装在主轴或中间轴上。所以在不同实施例中，动力换档离合器可以被安装在其中一个轴上。

20 变速箱是如此设计的，即例如它被设计成四档变速箱、五档变速箱或六档变速箱或其它的多档齿轮变速箱。

本发明变速箱的一个有利实施例可以按照前-横布局方式设置。在汽车内。另一个实施例可以提出一种有利的前-纵布局方式，其中这种布局也可被用于其它有利的驱动线路结构。

25 在不同实施例中，操纵执行件 60、61、62、65、101、105、105 和/或 363 有利地配备有其输出元件作转子式输出运动的电机、做直线输出运动



的电机如具有线性磁铁、液压转动执行件（如齿轮泵、叶片泵等）、液压线性执行件（如活塞/缸装置等）、气动转动执行件（如叶片泵等）、气动线性执行件（活塞等）、压电执行件和热机械执行件的电机。

5 在电动机和操纵执行件之间，操纵执行件可以具有传动装置如现有技术
的机械传动装置：杠杆、键、凸轮传动机构、转轴、蜗杆、圆柱齿轮、
行星组件等；或液压传动装置，气动传动装置（主动缸/接受缸）或公用的
压力介质传动装置。

10 为了使受控制的部件转向，根据实施例，可以有利地采用以下其中一
种传输路线形式。可以采用可调节的或自调节的传输路线，如机械路线如
杠杆、拉绳、杆、滑板、键、凸轮传动机构等或液静压路线如具有或没有
自动放气孔的主动缸-接受缸、液力路线或气动路线。

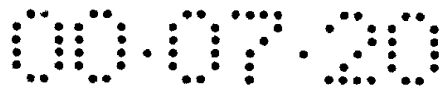
用于操作换档并选择后续档的操纵执行件也可以通过中间传动机构 110
联合起来。从而可以象执行件那样转换许多档对。例如，对应于 H-开关图
或操作辊的分动箱，它用一个执行件随意转换四个档位。

15 离合器如起步离合器 3 或动力换档离合器 80 可以被设计成传动的按动
或拉引式离合器，它们通过一个储力器的弹簧预应力而受压地保持在一个
不受操作的储力器状态下。另外，离合器可以是一个减力自调节离合器，
它自动均衡了摩擦衬的磨损。在另一个实施例中，离合器也可以是压紧式
离合器，它必须借助执行件至少部分或利用分力地来操纵，此时它被接通。

20 扭振减振器有利地位于从动链内，而在起步/操纵离合器和发动机之间
设有一个弹簧减震器 11。此减震器可以与离合器盘或一个双质量飞轮整合
成一体。

25 传感器 70、71 如转速传感器探测发动机和变速箱的转速，其中可以根
据齿轮转速回推出从动轴转速。另外，当一个转速传感器设置在主轴上时，
这是适当的。

另外，还可以给本发明的汽车变速箱配备以下特征：



-带有具有信号处理、电子线路、控制逻辑电路、信号放大器、数据总线系统等的微处理器的控制器；

-显示系统如报警灯、报警发音器、档位显示器等；

-操作件如开关按钮、开关等；

5 -带用于选择自动选档、手动选档、冬天、运动、驾驶员识别等的选择元件的程序；

-在内燃机上的电子发电机控制装置带有电子燃料输送控制，如 E 气体（电动的，电子等）；

10 -用于探测发动机转速、车轮转速、开门识别、发动机罩开启识别等的探测器；

-在变速箱控制器与内燃机的发动机控制器之间的数据和控制信号交流。

15 在一个上述变速箱中，可以一体装入一台电机，如起动机，起动机，象汽车发电机这样的发电机或起动机—发电机、液力制动器/辅助驱动装置。在这种情况下，它有利地是一台满足以下功能的电机，如起动内燃机、产生汽车壁板电网用电压并可能被用作能量再生式电制动器，其中过剩电能又被供给驱动装置。电机可以有利地对变速箱同步器发生支持作用并可以同样有利地被用于在汽车静止时使变速箱主轴转速制动为零。这样一来，在各实施例中就可以在倒档 R 或一档中节省同步环。为了使扭矩倒档 R 在
20 换档时平稳，可以有利地明确控制电机以便在此阶段内可以利用扭矩。

电机可以作用于发动机侧即在飞轮上如在双质量飞轮的主飞轮或次级飞轮上。在另一个实施例中，当电机作用于变速箱主轴上时，这是有利的，其中电机不仅可以是同心设置的，也可以是轴错位设置的。电机可以直接或通过中间传动装置驱动内燃机或主轴。中间传动装置可以具有一个固定
25 或变化的传动比。它可以在许多固定的传动比之间来回转换，或者可以无级调节传动比。一个传动比例如可以通过控制离心力或借助一个执行件

来实现的。

电机的旋转运动可以通过以下传动装置被传递给发动机轴或变速箱主轴：

- 齿（圆柱齿轮，锥齿轮等）
- 5 -环绕式传动装置（链，三角皮带，同步带等）
- 液压传动装置（泵/电动机等）
- 摩擦传动装置，如摩擦轮传动装置、环状传动装置或锥形星星变速箱。

另外，起动过程是通过两种方式实现的。电机直接加速内燃机，或者首先单独驱动电机并随后从高转速开始驱动内燃机，这是因为例如接合了
10 摩擦式离合器。在电机已经在先前加速了变速箱主轴之后，这样的发动机起动是通过起步离合器提供的。

图 8 以截面图示出了本发明的变速箱 500。在这里，起步离合器 504 安放在一个无相对转动地与发动机从动轴 501 相连的飞轮 502 上。另外，离合器由离合器盖 505、压板 506 以及盘簧 507 和盖侧环状垫片 508 如支承环
15 和在轴向上将盘簧 507 压向垫片或支承环的盘簧 509 构成。此外，盘簧径向靠外地支承在一个圆环形压板凸轮上并且径向靠内地支承在环状件 508 上。部件 509 可以被设计成由几个部分组成，其中至少两个部分在相对转动的情况下轴向起到了调节盘簧支承区的作用。

另外，示出了离合器盘 520，它主要由一个从动盘 521 和一个对应盘 522
20 构成，它们被制成圆环形盘状构件，这些构件径向靠外地相互间隔地连接在一起。一个凸缘 23 径向突起在从动盘和对应盘之间，其中在从动盘和对应盘之间以及在从动盘和凸缘之间有效地设置了储力器 524。从动盘和对应盘以及从动盘与凸缘被布置成可克服储力器 524 复位力地转动。凸缘径向靠内地通过一个花键轴齿与轮毂 525 无相对转动连接。从动盘 521 径向
25 靠外地具有一个环形区，它由两个借助弹簧段在其之间转换其弹性的摩擦衬片 526 构成。摩擦衬片与相应的飞轮摩擦面及离合器 504 的压板 506 摩

擦接触。

一个离合器操纵杆 530 可被用于操纵离合器，它可以绕轴 531 转动地被支承。操纵杆 530 径向靠内地容放在一个截面成 U 形的凹槽 531 内，所述凹槽又由一个可轴向移动的空心圆柱形座 532 支承。凹槽可以成圆形。

5 空心圆柱形座 532 在其一个轴端区内支承着分离轴承 535 的轴承外圈，其中它径向靠外地环卡轴承外圈。轴承内圈轴向支承着一个用于操作盘簧片簧舌以便接通或断开离合器 504 的挡块区。在图 8 中，操纵杆顺时针转动，离合器被断开。通过一个导向槽 599 引导座 532。另外，设置了一个轴向座 598 和一个轴向座止推环 597。

10 轮毂 525 借助花键轴齿与变速箱主轴 503 无相对转动地连接。

变速箱 500 具有一个变速箱壳 500a，它还使离合器壳与变速箱内腔分开。变速箱壁具有一个开口，变速箱主轴 503 穿过所述开口。惰齿轮 560 借助轴承 562 可转动地支承在变速箱主轴 503 上并对中。同时，惰齿轮 560 借助轴承 563 支承在箱外，其中轴向套件 560a 径向靠外地容放轴承 563 并
15 径向靠内地容放轴承 562a，一个套件 560b 径向靠内地容放轴承 562b。密封件 570 与轴承重叠地密封设置在两个外壳 500a 和部件 560a 之间。密封件 571 密封地设置在变速箱主轴 503 与部件 560a 之间。密封件也可以安放在外壳与导向槽之间。

惰齿轮 560 通过其径向靠外的齿与传动齿轮 561 的齿啮合。接片 550
20 无相对转动地且轴向位置固定地与变速箱主轴 503。接片径向靠内地借助齿与轴 503 的对齿与其无相对转动地连接，其中轴向固定是通过两个容放在轴的环形凹面内的止推环或安全环 522a、522b 实现的。接片 550 径向靠外地具有齿 550a，滑动接合套 551 的内齿 551a 轴向可移动但不可转动地插在所述齿内。

25 惰齿轮在其箱壁对置一端区内径向靠外地具有一个齿 560c，当滑动接合套 551 轴向移向惰齿轮时，它形状配合连接地嵌入所述齿中。通过滑动

接合套与惰齿轮之间的这种靠形状配合的连接，实现了传动齿轮 561 和轴 503 借助惰齿轮 560 形成的靠形状配合的连接。滑动接合套 551 的轴向移动是借助杆如变速叉 570 实现的，所述变速叉在一个大致成 U 形的凹槽内径向靠外地依靠形状配合与滑动接合套连接。为了轴向移动，借助杆控制
5 滑动接合套，其中为此由控制器来控制执行件 571。

执行件 580 用于使杆 530 转动。

为了在接片 550 与惰齿轮之间形成摩擦连接，还设置了动力换档离合器 590。动力换档离合器 590 被设计成摩擦式离合器或片式离合器，从而至少几个离合器片径向靠外地支承在一个轴向延伸的接片臂上并且其它几
10 个离合器片径向靠内且无相对转动地支承在轴向延伸的惰齿轮臂上，其中离合器片是交替排布的。为此，离合器片具有一个摩擦衬片座，摩擦衬片可能安装在该座的两侧上，其中一个径向靠外而另一个径向靠内地具有内凹口或切口或突起，它们通过接片或惰齿轮的凹口或突起彼此形状配合地连接。如果逆时针操作杆 530，则偏离离合器的轴承内圈的轴向侧面撞击
15 臂 560a 的侧面并使其轴向移动，从而离合器片相互作用，惰齿轮和轴彼此靠摩擦连接在一起。

图 8a 示出了本发明变速箱的一个实施例，其中片式离合器的操纵不是借助一个空心轴 560a 而是通过穿过壁 500a 中开口的销实现的。为此，杆 530 的容置区 531 与一个圆盘件 601 相连，它又与至少几个螺栓 602 形状配
20 合地连接。在另一个实施例中，圆盘 601 和螺栓 602 被焊接或螺纹连接在一起。在轴 503 中设置了孔 596。另外，设置了储力器 595 如弹簧。

在变速箱壳 500a 的螺栓端区上设置了一个端轴承 610，它借助滚动体 611 轴向支承在惰齿轮 560 上，从而在操纵片式离合器时，来自杆 530 的轴向力通过圆盘 601 被传给螺栓 602 并通过端轴承 611 被传给惰齿轮 560
25 并从那里传给离合器片组。

图 9 示意地示出了压力介质操作地如液压操作地操作起步离合器和动



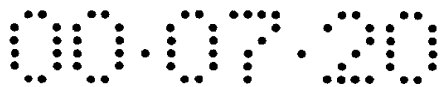
力换档离合器的实施例 700。一个执行件 701 通过如带有一个带传动杆的后设传动装置 701a 的电机驱动式传动装置操纵一个接受缸 704 的活塞 703。活塞 703 可以在接受缸 704 的缸内区 705 中轴向移动。活塞 703 将缸内区 705 分成一个在轴向上位于活塞前的空间区 706 和一个在轴向上位于活塞后的空间区 707。空间区 706 借助流体接管 710 如液压管路与一接受缸 720 相连。空间区 707 借助流体接管 711 如液压管路与一接受缸 730 相连。

如果活塞 703 超过自动放气孔 712 沿轴向向液压管路 710 移动，密封件封闭空间区 706，在活塞 703 继续轴向移动的情况下，使接受缸活塞 721 轴向移动，从而可以借助撞杆 722 操作起步离合器的分离杆并且可以如此断开离合器。在活塞 721 反向移动时，离合器又被接合。接受缸在活塞和其一个轴向侧壁之间具有一个储力器 723，所述储力器在离合器断开时因其复位力而支持活塞 721 的回移。如果活塞又超过自动放气孔 712 回移，则空间区 706 又被无压力地接通，因为它与平衡容器 740 相连。

如果活塞 703 通过自动放气孔 713 轴向外移向液压管路 711，则密封件 708 密封空间区 707，在活塞 703 继续轴向移动的情况下，使接受缸 731 轴向运动，从而可以借助撞杆 732 操作动力换档离合器的分离杆并由此可以断开离合器。在活塞 731 反向移动时，离合器又被接合。接受缸在活塞和其一个轴向侧壁之间具有一个储力器 733，所述储力器在离合器断开时因其复位力而支持活塞 731 的回移。如果活塞又通过自动放气孔 712 外移（移向 710），则空间区 707 又被无压力地接通，因为它与平衡容器 740 相连。

图 9a 示出了一个实施例，其中接受缸 720、730 设置在变速箱内。接受缸 720 容放在箱壁 500a 的一个凹座内，其中活塞杆通过一个箱壳开口伸出所述箱壳，从而操作可转动地支承在轴承 531 中的分离杆 530，因为活塞杆被压向杆 530。为了供应压力介质，流体管路 710 如液压管路与主动缸相连。

另外，图 9a 示出了一个实施例，其中接受缸 730 被设计成气囊式接受

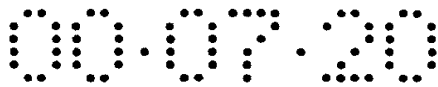


缸，它在变速箱内设置在箱壁 500a 上。液压管路 711 通过箱壁 500a 开口对外开放并给气囊 801 内部区域供应压力介质。气囊为此被设计成圆环形袋，它在其靠近片式离合器的端区内支承着用于使惰齿轮 560 和片式离合器 590 承受作用力的端轴承 611。

5 接受缸 720 被容置在箱壁 500a 的凹座内，其中活塞杆通过一个箱壳开口伸出所述箱壳，从而操作可转动地支承在轴承 531 中的分离杆 530，因为活塞杆被压向杆 530。为了供应压力介质，流体管路 710 如液压管路 与主动缸相连。

另一个本发明的设想涉及这样的变速箱如齿轮变速箱，它具有一个主
10 轴和一个从动轴和可能有的中间轴以及许多个包括第一齿轮和第二齿轮的
齿轮对，其中第一齿轮与第一轴无相对转动地连接，而第二齿轮可以借助
一滑动接合套与第二轴形状配合地连接，其中可以转换变速箱传动比，分
别有两个齿轮对和设置在其间的滑动接合套被布置成组件，齿轮对是如此
15 设计的，即它们分别在接合状态下产生了在众多的主轴与从动轴之间传动
比中的一个不同的传动比。另外，本发明的另一个设想还涉及这样一种变
速箱如齿轮变速箱，它具有一个主轴、一个从动轴和可能有的一个中间轴
以及许多个包括第一齿轮和第二齿轮的齿轮对，其中第一齿轮与第一轴无
相对转动地连接，而第二齿轮可以借助一滑动接合套与第二轴形状配合地
20 连接，其中可以转换变速箱传动比，分别有两个齿轮对和设置在其间的滑
动接合套一起被布置成组件，齿轮对是如此设计的，即它们分别在接合状
态下产生了在众多的主轴与从动轴之间传动比中的一个不同的传动比，其
特征在于，在至少几个组件中，一组两个齿轮对分别具有这样的传动比，
即它在变速箱传动比的升高相互排序中不是前后接续的。

本发明还涉及这样的变速箱如齿轮变速箱，它具有一个主轴、一个从
25 动轴和可能有的一个中间轴以及许多个包括第一齿轮和第二齿轮的齿轮
对，其中第一齿轮与第一轴无相对转动地连接，而第二齿轮可以借助一滑

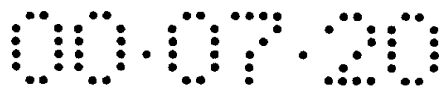


动接合套与第二轴形状配合地连接，其中可以转换变速箱传动比，分别有两个齿轮对和设置在其间的滑动接合套一起被布置成组件，齿轮对是如此设计的，即它们分别在接合状态下产生了在众多的主轴与从动轴之间传动比中的一个不同的传动比。

5 这样的变速箱在汽车中是众所周知的，这样的变速箱在输入与输出之间具有独立的且可以转换的变速箱传动比，其中档位或传动比可以按照升高序列（档从一档到五档或六档和倒档 R）排列。一档基本上用于起步和转向，高速档用于以所谓的大传动比或在高行车速度下行驶。变速箱是如此构成的，即组件是由两个齿轮对和一个在齿轮对之间的滑动接合套构成
10 的，各齿轮对具有一个不同的但在传动比排序中相邻的传动比。这样一来，例如一档齿轮对和二档齿轮对以及位于它们之间的滑动接合套一起组成了一个组件。从一档转到二档是通过滑动接合套从一档齿轮对侧移动二档齿轮对侧而实现的。如果换到另一档，则在一档和二档齿轮对之间的滑动接合套被带入中间位置，并且如操作三档和四档的另一个滑动接合套。这一
15 般在手动换档驱动时借助变速操纵杆的转换和选择运动来实现，其中在一档换二档时，滑动接合套的移动是通过变速操纵杆在 1→2 换档槽中的纵向移动而实现的。

尤其是在可自动操作变速箱中，滑动接合套的移动是借助一个带驱动装置的操纵机构受控制地实现的，但是在手动换档的变速箱中也是可行的，
20 在上述变速箱中，自动操作与相对很底的换档速度有关，因为摘一档和挂二档必须按顺序完成。在自动化变速箱中，选档或传动比由驾驶员完成并且通过一个由驾驶员操作的发送机向控制器输送所述选档结果，或者自动通过在控制器中执行的程序或方法法来进行，其中提供了发动机力矩、变速箱转速或发动机转速的特性曲线，它们在达到发动机力矩波动值、变速
25 箱转速和/或发动机转速时产生一个引起并进行换档的信号。

本发明的任务就是要提供一种上述类型的变速箱，其中明显可以提高



换档速度。它具有这样的优点，即在牵引力不中断的传动时，尽可能缩短牵引力中断时间并且汽车驾驶员不再视牵引力中断是一种麻烦。

根据本发明，如此完成此任务，即在至少几个组件中，一组两个齿轮对分别具有这样的传动比，即它在变速箱传动比的升降连续排序中是不连续的。在这样的连续排序情况中，出现了前进档的序列 1、2、3、4、5
5 (6)，其中升降序列规定了档位或传动比的序列。

另外，当设置了至少几个组件时，这是有利的，所述组件具有齿轮对，所述齿轮对可由滑动接合套接合，它们具有这样一个传动比，它们在传动比升高相互排序中是不接续的。

10 在一个组件中，用于一档换档的组件与一个用于转换到三-六档之一的或倒档 R 的齿轮对组装在一起，这同样是适当的。

在一个组件中，用于二档换档的组件与一个用于转换到三-六档之一的或倒档 R 的齿轮对组装在一起，这同样是适当的。

15 在一个组件中，用于三档换档的组件与一个用于转换到一档、五档或六档或倒档 R 的齿轮对组装在一起，这同样是适当的。

有利的是，在一个组件中，四档换档组件与一个用于转换到一档、二档、六档或倒档 R 的齿轮对组装在一起，这同样是适当的。

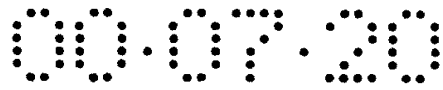
适当的是，在一个组件中，用于五档换档的组件与一个用于转换到一档、二档、三档或倒档 R 的齿轮对组装在一起。

20 另外，当几个组件的滑动接合套可以借助至少一个操纵机构来操作时，这也是适当的。

有利的是，至少一个操纵机构与一个把手相连并且可以借助把手用手进行变速箱变速。

25 当至少一个操纵机构与一个带驱动装置的操纵装置相连且可以控制地由操纵装置自动进行变速箱变速时，这是适当的。

图 10 示意地示出了一个汽车变速箱 1001，它配备有一个驱动装置 1002



如发动机或内燃机、一个离合器 1003 如摩擦式离合器。变速箱具有一个主轴 1004、一个从动轴 1005。主轴 1004 借助轴承 1010 可转动地支承在变速箱壳 1a 内并且它在径向上对中，并且如必要在轴向上被支承。

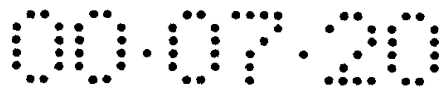
5 主轴 1004 和从动轴 1005 基本上是同轴布置的，其中从动轴基本上布置在主轴延长段上。从动轴同样支承和对中于变速箱壳内。

变速箱 1001 还支配一个中间轴 1006，所述中间轴通过齿轮对 1007、1008 与主轴驱动连接。另外，齿轮 1007 与主轴无相对转动地连接，齿轮 1008 与中间轴 1006 无相对转动地连接。齿轮 1011、1012、1013、1014 与中间轴 1006 无相对转动地连接。齿轮 1017、1018、1019、1020 可转动地安装
10 在中间轴 1006 上。齿轮 1021、1022 同样可转动地按长在主轴 1005 上。

齿轮 1017、1018 可以在滑动接合套 1030 轴向移动的情况下与中间轴 1006 形状配合地连接。这种情况同样适用于齿轮 1019、1020，它们可以在滑动接合套 1032 轴向移动的情况下与中间轴 1006 形状配合地连接。这种情况也适用于齿轮 1021、1022，它们可以在滑动接合套 1031 轴向移动的情况下与主轴 1005 形状配合地连接。另外，同时只有一个齿轮可以与一个滑动接合套相连，这是因为滑动接合套只能通过轴向移动而产生轴与齿轮之间的形状配合连接并且滑动接合套设置在齿轮之间。在变速箱工作时，一般总是最大限度地在—个滑动接合套与—个齿轮存在靠形状配合的连接，这是因为在主轴和中间轴间调节出固定传动比。
15

20 变速箱 1001 如图所示地具有三个组件，它们由两个齿轮对和—个设置在其间的滑动接合套构成。—组 A 由齿轮对 1011、1017 和 1012、1018 和滑动接合套 1030 构成。二组 B 由齿轮对 1015、1021 和 1016、1022 和滑动接合套 1031 构成。三组 C 由齿轮对 1013、1019 和 1014、1020 及滑动接合套 1032 构成。

25 另外，齿轮 1011、1017 或齿轮对构成了一档传动比，齿轮 1021、1015 构成了二档传动比，齿轮 1012、1018 构成了三档传动比，齿轮 1022、1016



构成了四档传动比，齿轮 1013、1019 构成了五档传动比，齿轮 1014、1020 和中间齿轮 1040 构成了倒档 R 的传动比。

如所看到的那样，一档和三档的齿轮对根据本发明构成了第一组，二档和四档的齿轮对构成了第二组。另外，按档位升高顺序而言，不相邻档的齿轮对与相应的滑动接合套一起分别构成了一组。

通过操纵装置 1051、如使其轴向移动地来操作用于转换变速箱 1001 的档位的滑动接合套 1030、1031、1032，其中在操纵装置 1051 和滑动接合套之间分别设有一个连接件 1050 如一个杆或一个牵引绳或底拉杆或转换轴。操纵装置可以设有一个电机和/或一个压力介质操作式驱动装置如液压装置。

档 1、3 和 2、4 及 5、R 被布置成一组是本发明设想出的一种可能带倒档 R 的五档变速箱的档位布局。其它可能的布置形式在以下表中列出了，其中在表所列的实施例中，总是存在这样的两组，即它们按照不连续的排序规定了档位排列。

1, 3	2, 4	5, R
1, 3	2, 5	4, R
1, 4	2, 5	3, R
1, 4	2, R	3, 5
1, 5	2, 4	3, R
1, R	2, 4	3, 5

本发明的其它可行排列方式在以下表中列出的，其中在表所列的实施例中，总是存在这样的一组，它按照不连续的排序规定了档位排列。

1, 3	2, R	4, 5
1, 4	2, 3	5, R
1, 5	2, 3	4, R



1, 5	2, R	3, 4
1, R	2, 5	3, 4
1, 2	3, 5	4, R

本发明相应的变速箱不受一般限制地例如还可以配备有一个带倒档 R 的四档变速箱（四个前进档）或者带倒档 R 的六档变速箱（六个前进档）。

通过本发明变速箱的构造，可以实现几个摘档和挂档步骤的时间重合。还可以同时进行至少部分的操纵。

5 图 11a 示出了一个本发明的实施例，其中电机 1011 被布置成平行于变速箱主轴 1102 并且它可以通过一个带或不带传动装置 1104 的中间齿轮 1103 或直接驱动内燃机 1106 飞轮，或者它与所述飞轮驱动连接。还可以在电机轴与电机驱动齿轮之间接入变速箱。还将看到一个带减震器 1108 的离合器 1107 以及一个操纵执行件 1109。

10 图 11b 示出了本发明的一个实施例，其中电机 1111 被布置成与发动机从动轴 1110 和/或变速箱主轴 1102 同轴并且可以驱动内燃机 1106 的飞轮 1105 或者与所述飞轮驱动连接。还将看到一个带减震器 1108 的离合器 1107 以及一个操纵执行件 1109。另外，电机 1111 由一个固定安装在外壳上的定子 1112 以及一个设置在发动机侧的飞轮壁上的转子 1113 构成。在本发明
15 的另一个实施例中，转子也径向靠外地固定设置在飞轮上。

图 11c 示出了本发明的一个实施例，其中电机 1120 被布置成与发动机从动轴 1110 和/或变速箱主轴 1102 同轴并且它可以驱动内燃机 1106 的飞轮 1105 或与之驱动连接。还将看到一个带减震器 1108 的离合器 1107 以及一个操纵执行件 1109。另外，电机 1120 由一个固定安装在外壳上的定子 1121
20 以及一个与变速箱主轴无相对转动连接的转子 1122 构成。它例如可以借助减震器输出部分来实现。在本发明的另一个实施例中，转子也径向靠外地固定设置在飞轮上。

图 12 示出了一个带有用于操作或挂一档或五档或最好是最高速档或两

个档的动力换档离合器 1201 的变速箱 1200。动力换档离合器 1201 使驱动发动机通过变速箱主轴 1202 与从动轴 1203 相连。动力换档离合器最好被设计成摩擦式离合器。

在汽车中，当可以低成本地实现停车锁定机构时，这对停车锁定机构
5 确保汽车不会在爬坡或下坡时无意滚动是有利的。

当挂上变速箱档位时，图 12 的变速箱可以确保这样的停车锁定，其中档位的齿轮组没有与动力换档离合器相连。例如，在转接惰齿轮 1201 和传动齿轮 1211 组时挂上二档。另外，惰齿轮 1210 借助接合器如靠形状配合的接合器 1213 与轴 1214 连接。如果随后接合摩擦连接式动力换档离合器
10 1201，则同样用动力换档离合器接合一档或另一个档并阻断变速箱并锁定输出。在上述图中，描述了本发明的动力换档变速箱的结构。

通过将电机集装入带输出用动力换档离合器的这种动力换档变速箱中，可以获得上述优点。尤其有利的是，在换档过程中电机的辅助性应用，并且作为将动能反馈成电能的发电机。借助电机，与换档有关的牵引力降
15 低在满负荷换档时可以得到完全补偿。另外，电机尤其是在部分负荷换档时是与动力换档离合器同时使用的，以便瞬时控制输出力矩。由此一来，可以获得换档过程中的力矩曲线，所述力矩曲线类似于无级调节变速箱如 CVT 变速箱中的转速的函数。另外，电机可以在换档临界阶段内有利地发挥作用，因此它通过受控制的向输出端的力矩传递而可靠地调节要断开的
20 操纵接合器的无力矩作用。变速箱同步过程同样可以通过使用电机而有效缩短。

带有整装电机的动力换档离合器的本说明书的基础布置图在图 12 中示出了。它可以是一个带有动力换档离合器 1201 的中间轴变速箱 (Vorgelegegetriebe)，它不仅可以支持一档和五档的输出，这要根据在
25 哪个方向接合离合器而定。根据不同实施例，电机 1220 变速或不变速地作用于变速箱主轴上如通过一级齿轮或一皮带或另一种驱动结构。

有利的是，电机 1220 对变速箱输入的功率可以暂时提高内燃机功率，但时间长了就意味着电机可传递功率减小。在另一个实施变形例中，电机产生比内燃机小的功率是适当的。

如果换档过程包括电机 1220，则牵引换高速档可以基本上没有牵引力中断地进行。动力换档离合器保持换档阶段内的汽车加速，所述离合器在变速箱同步时给输出传递力矩。由于动力换档离合器位于变速箱五档上，所以在满负荷换档情况下，输出力矩根据在现档操纵接合器与动力换档离合器之间的传动比在“摘原档-挂新档”的阶段内降低。根据摘一档挂二档的力矩级，它相当于牵引力降低 40%。为了完全抑制这样的牵引力降低，可以使用电机力矩，它与内燃机同时作用在变速箱主轴上。

以下来描述在满负荷下利用电机来摘一档挂二档的牵引换高档的换档过程。所属力矩和转速曲线在图 13a、13b 中示出了。起步离合器 1230 在整个换档过程中都保持接合状态。

在图 13a、13b 中，转矩 M 和转速 n 的曲线是时间的函数。另外在几个时间区 a-j 之间是不同的，以下将描述这些时间区。

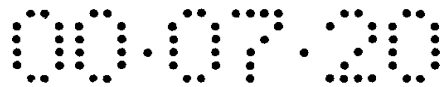
a 区：换档前状态。一档的操纵接合器被接合并且将最大发动机力矩传递给输出部分。根据最简单的模型 $M_{ab} = M_{mot} * i_{sk1}$ 得到输出力矩。

在考虑质量加速度时，得到以下公式：

$$M_{ab} = M_{mot} * i_{sk1} - \sum J_i * d\omega_i / dt$$

惯性矩由以下的群量 $J_i = (j_{mot}, J_{Ku}, J_{KS}, J_{E-Masch}, J_{Ein}, J_{Aus}, J_{SR} \dots)$ 表示，而以下量 $\omega_i = (\omega_{mot}, \omega_{Ku}, \omega_{KS}, \omega_{E-Masch}, \omega_{Ein}, \omega_{Aus}, \omega_{SR} \dots)$ 表示转速。其中下标为：Mot=发动机，Ku=离合器，KS=离合器盘，E-Masch=电机，Ein=变速箱主轴，Aus=变速箱从动轴，SR=飞轮。

在上述公式的总项式中表明了已考虑了惯性矩。在以下转速和/或转矩的公式中，没有这样的考虑。但它仍然如上所述地适用并且要根据该公式进行验收。



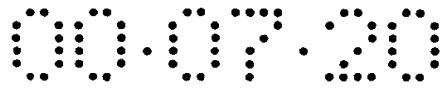
b 区：在这里，开始换档。五档上的操纵接合器 1201 将受控制地被接通，结果出现了这样的输出力矩水平，即换档后的力矩水平等于 ($M_{ab-换档后}=M_{v-Mot} * i_{SK2}$)。根据动力换档齿轮变速箱的形状配合和摩擦连接的公式，由动力换档离合器传递的力矩共计为 $M_{LSK} = (M_{GE} * (i_{SK1} - i_{SK2})) / (i_{SK1} - i_{LSK})$ 。M_{GE} 表示作用在变速箱输入端的力矩。

c、d 区：为了能够断开所挂档的操纵接合器，变速箱主轴 (M_{GE}) 的整个力矩必须从动力换档离合器传递给输出端。动力换档离合器至少部分地被接合并且力矩流从操纵接合器 SK1 转移到动力换档离合器上。由于 $i_{LSK} < i_{SK2}$ 决定了输出力矩降低到 $M_{ab} = M_{GE} * i_{LSK}$ 。通过在换档阶段内使用电机，可以补偿牵引力降低。为此，暂时提高电机力矩，从而在变速箱主轴 1202 上出现了力矩水平 $M_{GE} = M_{v-Mot} + M_{E-Mot}$ 。可以如此选择力矩水平，即得到了固定的输出力矩。由于力矩流只经过动力换档离合器，所以当前档的操纵接合器无力矩作用并可以被断开。

e、f 区：在牵引换高档时，必须将内燃机和变速箱输入端降低到较低转速以便能够在同步转速下接合新挂档的操纵接合器。同步过程借助动力换档离合器和发动机支持作用而得到大大加快。动力换档离合器还处于接通状态并且将力矩传递给输出端。使内燃机转入推进状态，由此利用发动机力矩与动力换档离合器力矩之和来制动发动机与变速箱输入端。电机力矩在此阶段内也同样被降低到零。

在本发明的另一个变型方案中，也可以通过电机实现内燃机和变速箱主轴的有效制动。在这种情况下，电机起到了发电机的作用并且内燃机和变速箱输入端的动能被转换成电流。由此缩短了同步过程的时间。这样的对策在图 14a、14b 中示出了。

g、h 区：在快达到目标转速时，根据驾驶员踩踏油门所希望的力矩而将发动机力矩提高到相应值或最大值。由于还通过五档上的动力换档离合器实现了力矩流，所以为了可靠地调节出固定不变的输出力矩，电机就必须与内



燃机同时将力矩传递给输出端。由于变速箱主轴的整个力矩通过动力换档离合器被传递给输出端，所以新挂档的操纵接合器无力矩作用并且在同步转速下接合所述操纵接合器。此外，发动机和变速箱输入端的转速控制可以通过电机舒适地进行。

- 5 i、j 区：如果要挂档的操纵接合器被接合，则电机力矩回降并断开动力换档离合器。力矩流随后稳定地从动力换档离合器转移到操纵接合器上并中断换档过程。

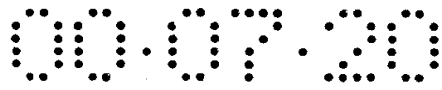
满负荷牵引换低档同样可以借助电机支持作用完全或部分地没有牵引力降低现象地进行。在这种情况下，电机与内燃机同时将力矩传递给变速箱输入端。随后，力矩一方面被用于将内燃机和变速箱主轴加速到同步转速，另一方面，通过动力换档离合器和五档在输出端上支持所属力矩。换档可以完全没有发动机作用地或不用控制起步离合器地进行。可以实现内燃机和起步离合器的支持控制。后述换档对策的力矩-转速曲线在图 15a、15b、16a、16b 中示出了。

- 15 a 区：换档前的状态。操纵接合器 SK3 把最大发动机力矩传递给输出端。输出力矩由 $M_{ab}=M_{V-Mot} \cdot i_{SK2}$ 给出。

b、c 区：开始换档过程。为此，接合五档上的动力换档离合器并且卸载现用档的操纵接合器。此时，在此阶段内不产生输出力矩，电机必须与内燃机一起将力矩传递给变速箱主轴。在完全接合动力换档离合器的情况下，

20 必须将电机力矩提高到 $M_{E-Mot}=M_{V-Mot} (i_{SK3}/i_{LSK}-1)$ ，因此不发生牵引力中断。如果动力换档离合器将所有力矩传递给输出端，则当前的操纵接合器无力矩作用并可以被断开。

d-g 区：在牵引换高档时，变速箱输入与内燃机一起被加速到较高的同步转速。由于发动机已经提供了最大力矩（满负荷换档），所以同步所需的能量只由电机产生（前提是由动力换档离合器传递给输出端的力矩应该保持不变）。电机力矩也被提高并且变速箱输入端与内燃机一起被加速到较高转速。



动力换档离合器打滑并在此时给输出端传递等于换档前后水平的力矩。

在快达到同步转速时，降低电机力矩以便一方面能确保要接合的操纵接合器不承受力矩而另一方面可靠并舒适地调节出同步转速区。如果满足这两个临界条件，则断开操纵接合器 SK2。

- 5 h、i 区：现在断开动力换档离合器并且力矩流转移到操纵接合器 SK2 上。与此同时，电机力矩降低到零并中断换档过程。

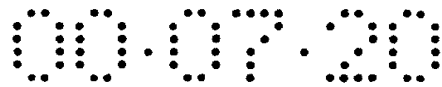
以上讨论了满负荷换档过程。还示出了一台与内燃机同时给变速箱主轴传递力矩的电机是如何在换档阶段内补偿牵引力降低的。可以快速准确地通过电机影响作用于变速箱输入端的力矩的可能性提供了可变化地形成换档过
10 程中的输出力矩曲线的可能性。由此一来，可以获得部分负荷换档中的力矩曲线，它与 CVT 变速箱的力矩曲线类似。控制力矩的可能性最好出现在自动进行的部分负荷换档时。由于电机不仅可以给变速箱输入传递附加力矩，它还可以制动变速箱输入，所以可以使整个力矩曲线平稳。

在图 17a、17b 中，示出了从一档到二档的部分负荷牵引换高档的力矩曲
15 线，借助电机和动力换档离合器如此形成了牵引换高档，即调节出换档前后的输出力矩之间的连续过渡。没有电机作用（模糊画出的力矩曲线）和有电机作用（清晰画出的力矩曲线）的部分负荷牵引换高档之间的对照表明了电机对输出力矩曲线的平稳作用。

在这种情况下，电机对换档过程的作用具有对变速箱主轴的制动（b、c
20 区）作用和加速作用（e、f 区）。所示的换档对策不需要对发动机控制的干涉或控制起步离合器。在变速箱主轴制动过程中换档前所释放的动能在用作发电机的电机中被转换成电能并被暂时存储起来并在换档结束时又被供给变速箱输入端。

换档过程中的电机功能是这样的：

- 25 -给变速箱输入端传递附加力矩（即加速和制动变速箱主轴，在换档阶段内的牵引力中断）



-变换分配能量（在换档开始前从变速箱输入端取出的动能被中间存储起来并在结束时又被供给变速箱输入端，在力矩曲线中产生了 CVT-特性）

-产生了要操纵的变速箱操纵接合器无力矩作用

-控制并调节变速箱输入端转速（同步）

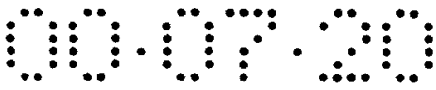
5 本发明还涉及一种变速箱如动力换档变速箱，其中如此满足牵引力中断或牵引力干扰，即内燃机有效地通过动力换档离合器而与驱动链联接并由此被制动。

图 18 所示的变速箱示意性示出了一个具有两个有适当惯性矩的质量，即发动机质量 $J_{mot1301}$ 和折算到输出端的汽车质量 J_{ab1302} 。另外，可以借助两个形状配合连接的操纵接合器 1303、1304（SK1 和 SK2）来回转换两个传动比（ i_{SK1} 、 i_{SK2} ）并且动力换档离合器 1305（LSK）是摩擦式离合器，它作用在高档（ i_{LSK} ）如五档上。在发动机壳 1301 与主轴 1306 之间设置了一个离合器如起步离合器 1307（AK）。档的传动比 SK1 和 SK2 是借助齿轮对 1310、1311、1312、1313 实现的，其中各有一个齿轮被设置成传动齿轮，一个齿轮被设置成惰齿轮。另外，例如传动齿轮 1310、1312 与变速箱主轴相连，惰齿轮 1311、1313 与一个副轴或从动轴 1314 相连。动力换档离合器使变速箱主轴与从动轴通过一对齿轮 1320、1321 相连。

在以下图 19-图 23 中，示出了如满负荷牵引换高档的换档过程。这些图示出了作为时间 t 函数的扭矩曲线 M 、转速随时间的发展以及满负荷下牵引换高档的离合器状态。为简化起见，根据最大发动机力矩来统一力矩 M 并根据输出转速来统一转速。以下来描述图 19 及其所示的扭矩-转速曲线。

a 区示出了换档前的状态。在此步骤中，发动机力矩为最大（ $M_{mot}=1$ ）。因此，如为 $M_{mot} \cdot i_{l1}$ 的输出力矩适用于原档，在此实施例中是 3.5，它随后由操纵接合器 SK11303 传递。断开动力换档离合器 1305 并且不传递扭矩。相应地，小的象征性的分图来表示借助离合器 SK1 的扭矩传递路线。

b 区表示开始换档过程。在此步骤中，至少缓慢地接合动力换档离合器



1305。起步离合器 1307 保持接通状态。在动力换档离合器 1305 的力矩增大时，操纵接合器 1303 上的力矩逐渐降低。这适用以下公式： $M_{mot}=M_{LSK}+M_{SK1}/i_{SK1}$ 。

如果动力换档离合器传递这样大的力矩，则操纵接合器不再传递力矩，由此得到以下等式：

5 当 $M_{SK1}=0$ 时， $M_{LSK}=M_{mot}$

当 $M_{SK1}=0$ 时， $M_{ab}=M_{LSK}*i_{LSK}=M_{mot}*i_{LSK}$

此时，由齿轮及离合器 1310、1311、1303 形成的原档可以被摘掉并且可以断开离合器 1303。

以上公式显示出了，当输出力矩降低到 $M_{mot}*i_{LSK}$ 数值时，这是适当的。

10 如果发动机力矩 M_{mot} 此时尽可能高（其前提是满负荷），则这是适当的。

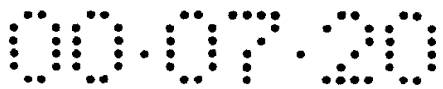
在 c 区内，作为下个控制步骤地开始发动机同步。由于在发动机与输出端之间没有产生形状配合连接，所以可以通过现存力矩来控制发动机转速。两个力矩被用于控制发动机转速。其中一个为发动机力矩，另一个是动力换档离合器的力矩。动力换档离合器力矩的大小有利地由是否舒适来确定，因为
15 它与输出力矩成比例。

在 c 步骤中，将动力换档离合器扭矩提高到这样的程度，即输出力矩基本上达到换档后出现的力矩水平。在换档后，在满负荷下如达到
 $M_{ab}=M_{motmax}*i_{SK2}=2$ 的输出力矩。为了达到这样的输出力矩，将动力换档离合器
1305 的转矩提高到 $M_{mot-max}*\psi_{2-L}$ ： $M_{LSK}=M_{ab-换档后}/i_{LSK}=(M_{mot-max}*i_{SK2})/i_{LSK}=M_{mot-max}*$

20 ψ_{2-L} 。本发明的数例是 2.5 倍的发动机力矩。

动力换档离合器的转矩制动发动机 1301。为了尽可能快地终止这个过程，在 c 区内可以有利地使发动机力矩回降，如回降到最大推进力矩。因此，两种力矩叠加并制动发动机。发动机 1301 和主轴 1306 及与其相连的齿轮组的转速下降。

25 在下个控制步骤中，在 d 区内达到并保持输出力矩的新水平，如
 $M_{LSK}=M_{mot-max}*\psi_{2-L}$ 并例如在用最高牵引力矩对发动机制动，并继续进行同步过



程。

在下个控制步骤中，在 e 区内，在快达到同步转速时又提高发动机力矩 M_{mot} 。由此减小了转动加速度。由于发动机的转动加速度比较小，所以容易进入该转速，确切地说容易进入该转速区以便能够可靠地挂档。

5 在下个控制步骤中，发动机在 f 区内保持不变，直到在操纵接合器 SK2 输入部与输出部之间至少近似地达到相等转速。在同转速的情况下，压下或接合操纵接合器 SK2。

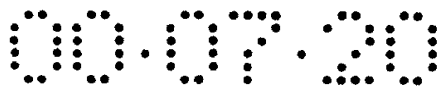
在下一控制步骤中，在 g 区断开动力换档离合器 1305。在断开动力换档离合器之前，接合操纵接合器 SK2。由于动力换档离合器还在摩擦，所以至少部分地产生输出力矩。在特殊情况下，例如在满负荷情况下进行扭矩换向。力矩改变或力矩突变是由于系统变化引起的，或者由单纯摩擦连接到摩擦连接与形状配合连接组合的系统突变而引起的。

在本发明的变速箱中，当动力换档离合器在此状态下断开时是有利的。动力换档离合器有利地被快速断开。在另一个有利的实施例中，如果动力换档离合器没有被完全但被调节到一个接合位置，它具有可由离合器传递的小扭矩，这是适当的。

在 h 区的下个控制步骤中，图 19 示出了换档后的状态。发动机力矩 M_{mot} 最大 ($M_{mot}=1$)，由此一个如 $M_{mot} \cdot i_2=2$ 的输出力矩适用于新档，它随后可由操纵接合器 SK2 传递。

20 图 20 示出了带有在操纵接合器转速差 $\Delta_{SK}=0$ 、角加速度 $\alpha_{mot}=0$ 、发动机力矩 $M_{mot}=\text{最大}$ 时的轨迹的换档过程时间曲线。此图未示出的步骤或区域基本上对应于图 19 的步骤或区域。

当在操纵接合器上存在转速相等或加速度相等并且发动机没有被加速时，曲线示出了系统在啮合操纵接合器时的情况。在这种情况下，最大发动机力矩存在于发动机上，也存在同样大小的动力换档力矩，即由动力换档离合器传递的力矩。在挂新档前，没有保持由动力换档离合器传递的扭



矩，而是所述扭矩有所降低，以致发动机力矩等于动力换档离合器的力矩。发动机在这样的情况下不再被加速，或者它以与从动轴同样的加速度受到加速，从而可以挂上档。随后，可以断开动力换档离合器。

在 e 区的控制步骤中，提高发动机力矩以便缩减小发动机加速度。

5 在 f 区的另一个控制步骤中，保持发动机力矩，直到发动机转速或离合器 SK2 输入和输出部的转速达到挂档转速区。

在 g 区的另一个控制步骤中，在快达到同步转速时，断开动力换档离合器到这样的程度，即动力换档离合器力矩等于或抵消发动机力矩。发动机不再改变其转速。在这样的条件下，可以没有瞬时突变地挂档。

10 在 h 区的下一控制步骤中，不再加速发动机并挂上新档。该方法的优点是，通过挂档而没有引起力矩冲击。从摩擦系统 (LSK) 到摩擦+形状配合连接系统 (LSK+SK2) 的转变平稳地过渡。没有产生系统突变。

在 i 区内，作为另一个控制步骤，将动力换档离合器完全断开，直到只有操纵接合器 SK2 传递发动机力矩。由此一来，操纵接合器上的力矩增
15 大到输出力矩。

在 j 区内，作为另一个控制步骤中断换档过程并且发动机力矩确定了输出力矩 M_{Ab} 。

图 21 示出了带有在操纵接合器转速差 $\Delta_{SK}=0$ 、角加速度 $\alpha_{mot}=0$ 、发动机力矩 $M_{mot}=\text{最大}$ 时的轨迹的换档过程时间曲线。此图未示出的步骤或区域基本上对应于图 19 的步骤或区域。在此实施例中，在挂新档前完全断开动
20 力换档离合器。

如果发动机力矩也降低到较低值或降到零，则不再加速发动机并可以挂档。随后，发动机力矩被提高到所需的输出力矩。

在 e 区的下个控制步骤中，提高发动机力矩以便减小发动机加速度。

25 在 f 区的下个控制步骤中，保持发动机力矩，直到达到挂档转速区为止。



在 g 区的下个控制步骤中，在快达到同步转速时，在离合器 SK2 输入与输出之间断开动力换档离合器。同时，减小发动机力矩到这样的程度，即基本上不再加速发动机。在这样的条件下，可以没有力矩突变地挂档。

在 h 区的下个控制步骤中，基本上不再加速发动机并挂上新档。该方法的优点是，通过挂档而没有引起力矩冲击。

在 i 区的下一个控制步骤中，将发动机力矩提高到所需的输出力矩。

在 j 区的下一个控制步骤中，中断换档过程并且发动机力矩确定了输出力矩。

图 22 示出了带有快速脱离的换档过程时间曲线。此图未示出的步骤或区域基本上对应于图 19 或图 20、21 的步骤或区域。该图示出了一个控制变型方式，其中通过快速接合动力换档离合器而可以缩短摘档时的牵引力中断时间。如果牵引力中断被大大缩短，则驾驶员可以不用注意中断，这可能出现这样的感觉，即换档是没有牵引力中断的。

在 a 区的下个控制步骤中，示出了换档前的状态。发动机力矩是最大的，因此对于原档获得了例如 $M_{mot} \cdot i_{i1} = 3.5$ 的输出力矩，它随后可以由操纵接合器 SK1 来传递。

在 b 区的下个控制步骤中，开始换档。缓慢断开动力换档离合器 LSK。起步离合器 AK1307 保持接通状态。力矩被降低到这样的程度，即力矩水平等于新档的力矩数值。这可以单级或在多个步骤中分级地实现。在图 22 中，b 区的降低首先是在力矩斜率固定的情况下进行的，直到以后的一个时刻，力矩降低以另一个更大的斜率进行。

在 c 区的下个控制步骤中，动力换档离合器力矩连续或稳定地升高，从而操纵接合器 SK1 不再传递力矩。可以摘下原档。

在 d 区的下个控制步骤中，开始发动机的同步。动力换档离合器 LSK 被接合。动力换档离合器所传递的力矩（动力换档力矩）被提高到这样的程度，即输出力矩达到这样的水平，这个力矩水平是在换档后调整得到的。



在换档后，在满负荷下或较低负荷条件下，例如达到了 $M_{ab}=M_{motmax} \cdot i_{SK2}=2$ 的输出力矩。

为了达到这样的输出力矩，必须提高动力换档离合器的力矩，或者必须仍然接通离合器。数例是 2.5 倍的发动机力矩。动力换档离合器制动驱动发动机。为了加速这一过程，在 c 区内使发动机力矩回降到最大推进力矩。这样一来，两个力矩叠加并且制动发动机。发动机和主轴及与其相连的齿轮组的转速降低了。

图 23 示出在部分负荷区内牵引换高档的换档过程时间曲线。此图未示出的步骤或区域基本上对应于图 19 或图 20-22 所示的步骤或区域。该图示出了在承受部分负荷情况下牵引换高档的换档过程。

在 a 区内，第一步示出了换档前的状态。发动机力矩等于部分负荷如 $M_{mot}=0.3$ ，因此，对于原档获得 $M_{ab}=M_{mot} \cdot i_1=1.05$ 的输出力矩，它随后可以由操纵接合器 SK1 来传递。

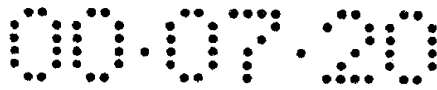
在 b 区的下个控制步骤中，开始换档。同时，提高动力换档力矩和发动机力矩。

在 c 区的下个控制步骤中，开始发动机同步。缓慢降低动力换档离合器力矩，直到输出力矩达到换档后出现的力矩水平。在换档后，如在 30% 的部分负荷下，达到了如等于 $M_{ab}=M_{mot} \cdot i_{SK2}=0.6$ 的输出力矩。

在 d 区的下个控制步骤中，在快达到同步转速时，将发动机力矩提高到这样的程度，即直到在转速相等时，发动机力矩与动力换档离合器之间达到平衡状态。

在 d、e 区内，接合操纵接合器 SK2。基本上没有出现力矩突变，这是因为输出力矩因在内燃机上出现力矩平衡而在摩擦连接和摩擦连接+形状配合连接的情况下是相同的。

在 e 区内，断开动力换档离合器并将发动机力矩降低到换档后所希望力矩水平如 $M_{mot}=30\%$ 。当断开动力换档离合器时，结束换档过程。



在 f 区内终止换档过程。

图 24-图 49 以曲线图和框图示出了本发明换档过程中的操作方式。另外，在曲线图中，作为时间 t 函数画出了转矩 M、转速 n 和离合器接合状态。M、n 的下标是这样的： M_{mot} 表示发动机的转矩和转速，SK1 表示操纵接合器 SK1，SK2 表示操纵接合器 SK2，ab 代表输出端（从动轴），LSK 表示动力换档离合器。如图 18 所示使用了缩写。

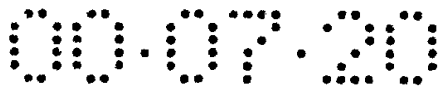
借助本发明的换档过程控制，通过组合使用起步离合器和动力换档离合器以及控制发动机力矩，例如通过发动机作用借助发动机控制实现换档对策。这样一来，可以在换档阶段内变化地实现转矩曲线并由此灵活地对变化的行车状况进行反应。这获得了舒适的换档过程。

如图所示，在具有如在变速箱最高速档上的动力换档离合器的本发明变速箱中，可以明显减少牵引力中断地控制满负荷牵引换高档和牵引换低档。如果一个（第 2 个）LSK 在变速箱最低档上，则至少可以基本上没有牵引力中断地形成了推进换低档和推进换高档。

适应于各种行车状况或驾驶员愿望的换档对策可以通过综合控制发动机、动力换档离合器和起步离合器来实现。

在图 24 中，示出了满负荷牵引换高档的过程，如在最大发动机力矩 $M_{mot} =$ 最大时的没有动力换档离合器的一档换二档的牵引换高档。牵引换高档可以根据相应的行车状况属于重要的换档类型。尤其是当超车过程或翻山越岭时，与换档有关的牵引力中断被认为是很重要的。为了显示出带有动力换档离合器（LSK）的动力换档齿轮变速箱（LSG）的潜能，首先不使用动力换档离合器地描述牵引换高档。在图 24 中示出了力矩-转速曲线。

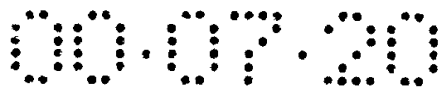
在 a 区内，表示出了换档前的状态。发动机力矩如等于最大（满负荷换档， $M_{mot}=1$ ）并且对于原档获得 $M_{ab}=i_{LSK} * M_{mot}=3.5$ 的输出力矩，它随后由操纵接合器 SK1 传递给从动轴。在 b 区内，开始换档。发动机力矩被降低到零以便在断开当前档时可靠地调节出无力矩作用。此时，起步离合器保持接通状



态。由于在发动机与从动轴之间还存在形状配合连接，所以操纵接合器 SK1 被接合，输出力矩相应于发动机力矩 $M_{mot} \cdot i_{SK1}$ 降为零。在 c 区内，发动机力矩降低到零，从而可以摘下原档如一档并开始发动机同步。由于现在在发动机与从动轴之间不存在形状配合连接，所以可以只通过现有的发动机力矩并
5 借助发动机控制来控制发动机转速。

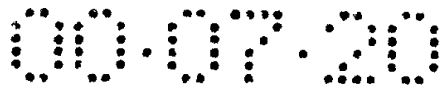
在 d 区内，制动变速箱主轴。在牵引换高档的情况下，要达到的同步转速小于换档前的转速。因此，必须制动变速箱主轴。在这种情况下，为此只能利用内燃机的最大牵引力矩（根据发动机类型，约等于 30Nm），在 e 区内继续进行发动机同步。由于变速箱主轴加速需要发动机，所以没有给汽车提
10 供输出力矩。汽车牵引力被中断。在 f 区内，就在快达到同步转速时，发动机力矩从牵引力矩负值提高到零。发动机加速度降低到零并且更快速、更容易地达到并确保在其内能可靠挂新档的转速范围。

在 g 区内，在操纵接合器 SK2 的输入转速与输出转速之间形成了转速相等并且操纵接合器 SK2 无力矩作用。可以可靠地挂上新档。在 h、i 区内，发
15 动机力矩对应于驾驶员希望力矩（根据踩踏油门力度）地被提高到其最大值。由于又在发动机和从动轴之间产生了形状配合连接，所以输出力矩例如相应于 $M_{ab} = i_{SK2} \cdot M_{mot} = 2$ 变化并且结束换档。在此提出的换档对策描述了接合起步离合器时的换档过程，见图 24 的倒数第二图。对在摘档-挂档阶段内提高换档舒适感来说，确保各操纵接合器无力矩作用是有利的。这在没有 LSK 的换
20 档时只通过控制发动机力矩就实现了。另外，前提条件是相应地精确调节发动机力矩。操纵接合器在换档时无力矩作用可以如在传统的换档变速箱中那样通过操纵起步离合器而可靠地实现。为此，在摘原档换新档时暂时断开起步离合器。见图 24 下图。图 25 表示如借助五档上的动力换档离合器在最高发动机力矩的情况下从一档换到二档的牵引换高档的时间过程。可以通过使
25 用一个装在最高速档（增速传动）上且有效地相对从动轴制动变速箱主轴的动力换档离合器而至少减少在前段中所述的变速箱同步过程中的牵引力中



断。在极端行车状况下（翻山越岭，超车过程）满负荷进行的牵引换高档情况下，要避免换档时的汽车加速度长时间扰动。换档舒适感（形成噪音，汽车震动等）在这样的换档过程中得到了认可。借助快速降低发动机力矩并随后接合 LSK 而可以实现在最小时间范围内汽车牵引力充分降低。在 a 区内，示出了换档前的状态。发动机力矩最大（ $M_{mot}=1$ ）并且对于原档获得 $M_{ab}=i_{SK1}*M_{mot}=3.5$ 的输出力矩，它随后由操纵接合器 SK1 传递给从动轴。在 b 区内，发动机力矩降低到零以便可以在无力矩作用的状态下断开操纵接合器 SK1。在 c、d 区内，摘下原档。尽可能快速地使变速箱主轴减速到新同步转速是有利的。为此，可以利用两种作用。一种就是使发动机在接合起步离合器的情况下移入最大推进状态。另外就是将 LSK 接合到这样的程度，即对应于换档后力矩水平地将力矩传递给从动轴。变速箱和发动机由此被尽可能快速地制动并同时用力矩传递给从动轴。在此阶段内，通过 $M_{ab}=i_{LSK}*M_{LSK}$ 来确定输出力矩。在此区域内，在快达到目标转速时，有利地尽可能快地将发动机力矩提高到零并同时完全断开 LSK。这样一来，首先确保了在要挂的操纵接合器 SK2 上无力矩作用，其次将发动机加速度降低到零，由此可以更准确并更容易地实现目标同步转速。在 f、g 区内，产生了无力矩状态并且达到了操纵接合器 SK2 的新目标转速，可以接合操纵接合器 SK2 并同时挂上新档。随后，对应于驾驶员希望力矩提高发动机力矩并结束换档过程。图 26 表示本发明的另一个有利的变型方案，它允许有少量的牵引力中断。综合控制发动机力矩和 LSK 所传递的转矩开创了这样的可能性，即有利地影响输出力矩曲线以及同步时间。随后，提出了一种用于牵引力中断很少或可能最少地满负荷牵引换高档的换档对策。

在 a 区内，示出了换档前的状态。发动机力矩为最大值（ $M_{mot}=1$ ），对于原档获得 $M_{ab}=i_{SK1}*M_{mot}=3.5$ 的输出力矩。根据另一个实施例，最大发动机力矩没有一般性的限制。相应的换档过程也可以在发动机力矩较小的情况下进行。



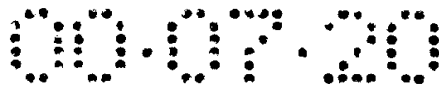
在 b 区内开始换档。缓慢地接合动力换档离合器 LSK。起步离合器保持接通状态。输出力矩可以通过由动力换档离合器传递的扭矩来控制，并且将输出力矩降低到要挂新档的力矩水平。在 c 区内，将动力换档离合器 LSK 的可传递扭矩提高到发动机力矩值，从而操纵接合器 SK1 不再传递力矩。在 d 区内，产生了力矩相等并可以摘档。在 e 区内，开始发动机同步。发动机力矩 M_{mot} 被降低到最大牵引力矩并且如此调节动力换档离合器的力矩 M_{LSK} ，即出现了一个等于换档后力矩水平的输出力矩。同时，在 $M_{ab}=M_{ab-换档后}$ 的情况下，要调节的动力换档力矩等于 $M_{LSK} = (M_{mot} * i_{SK2}) / i_{LSK}$ 。

在 f 区内，动力换档离合器 LSK 将一个换档后调节出的扭矩传递给从动轴。同时，使具有发动机力矩和在动力换档离合器上的力矩之和的变速箱输入减速到新同步转速。这可以有利地被用于缩短同步时间。在 g 区内，在快达到目标转速时，对应于驾驶员希望力矩（最高发动机力矩）提高发动机力矩并把动力换档离合器力矩降低到同一水平。这样一来，首先确保了要挂的操纵接合器 SK2 无力矩作用，其次至少近似地将发动机加速度降低到零或者使要挂的离合器的两半的加速度相等，由此能够容易地调节出目标同步转速。

在 h 区内，产生了力矩相等并且达到了新目标转速。操纵接合器 SK2 可以被接合并可以挂新档。系统由 $M_{ab}=i_{LSK} * M_{LSK}$ 的摩擦连接转变到具有 $M_{ab}=i_{LSK} * M_{LSK} + M_{SK2}$ 的摩擦连接+形状配合连接系统。由于 $M_{SK2}=0$ ，所以转变是稳定的。在 i、j 区内，动力换档离合器扭矩尽可能快地降为零并且所传递的力矩如转变为 $M_{ab}=i_{SK2} * M_{mot}=2$ 。

在此提出的换档对策描述了在接合起步离合器时的牵引换高档的过程。在摘档-挂档阶段内，换档舒适感的前提条件是无力矩，或者是当达到各操纵接合器同步转速时，发动机转速和输出转速的加速度相等。这在无 LSK 换档时是通过发动机力矩回降而实现的。

在使用 LSK 时，力矩流开始从操纵接合器转移到动力换档离合器上。在着两种对策中，力矩调节性能就是决定舒适感的因素。通过在此换档阶段内

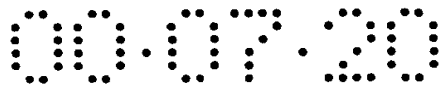


操纵起步离合器，可以提高换档舒适度。

图 27 示出了具有一条柔和的力矩曲线的本发明变型方案。在同步过程中控制力矩传递提供了这样的可能性，即可以有效地影响换档舒适度。图 27 所示的在满负荷下牵引换高档的力矩曲线随时间的发展情况是一个用于实现舒适换档过程的本发明替换实施例，其中避免了力矩传递中的突变。在几个阶段内的过程近似等同于图 26 所示的上述对策。主要区别是动力换档离合器 LSK 扭矩缓慢而稳定的升高，在该实施例中，分两级或多级地控制所述动力换档离合器并如图 27 所示地成直线或按照其它方式单调升高地控制它。升高是经过长时间实现的，从而实现了柔和的换档感觉。

图 28 示出了一个用于说明如在满负荷下牵引换高档的框图 1400。在框 1401 中，换档过程是借助换档目的信号引起的。这例如可以通过驾驶员发出的操作或自动地由控制程序来实现。在框 1402 中，只要动力换档离合器 LSK 是接通的或者由其传递的扭矩增高，则整个存在的发动机力矩都可由 LSK 传递。在框 1403 中询问，在操纵接合器 SK1 上的扭矩 M_{SK1} 是否大约降为零。如果是，则在框 1404 中断开操纵接合器 SK1，如果不是，在框 1402 中继续接合 LSK。

在框 1405 中，发动机力矩降低了。这种降低最好可以降低到最大牵引力矩值，或者降低到另一降低值。同样地，由动力换档离合器传递的扭矩 M_{LSK} 被调节到一个根据换档对策的数值。在框 1406 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否大于预定临界值。如果不是，在框 1405 中继续进行。如果是，则在框 1407 中使发动机力矩 M_{mot} 提高到一增高值如最大值。在框 1407 中，由动力换档离合器传递的扭矩也提高到一个增高值如发动机力矩值。在框 1408 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否达到一目标转速以及发动机侧转速与新档操纵接合器上的从动侧转速的时间导数差的数额是否小于一预定常数且最好是小于 1。如果是，则在框 1409 中接合新挂档的操纵接合器 SK2，并在框 1410 中断开动力换档离合器并在框 1411 中终止换档过程。否则的话，在框 1407

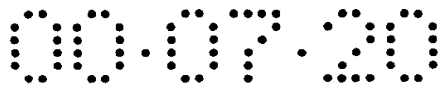


中继续进行。

图 29 示出了一个用于说明如在部分负荷下牵引换高档的框图 1450。在框 1451 中，换档过程是借助换档目的信号引起的。这例如可以通过驾驶员发出的操作或自动地由控制程序来实现。在框 1452 中，只要动力换档离合器 LSK 是接通的或者由其传递的扭矩增高，则整个存在的发动机力矩都可由 LSK 传递。在框 1453 中询问，在操纵接合器 SK1 上的扭矩 M_{SK1} 是否大约降为零。如果是，则在框 1454 中断开操纵接合器 SK1，如果不是，在框 1452 中继续接合 LSK。在框 1455 中，发动机力矩降低了。这种降低最好可以降低到最大牵引力矩值或者降低到另一降低值。同样地，由动力换档离合器传递的扭矩 M_{LSK} 被调节到一个根据换档对策的数值。在框 1456 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否大于预定临界值。如果不是，在框 1455 中继续进行。如果是，则在框 1457 中使发动机力矩 M_{mot} 提高到一增高值如最大值。在框 1457 中，由动力换档离合器传递的扭矩也提高到一增高值如发动机力矩值。在框 1458 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否达到一目标转速以及发动机侧转速与新档操纵接合器上的从动侧转速的时间导数差的数额是否小于一预定常数且最好是小于 1。如果是，则在框 1459 中接合新挂档的操纵接合器 SK2，并在框 1460 中断开动力换档离合器并在框 1461 中终止换档过程。否则的话，在框 1457 中继续进行。

接着，操纵或不操纵图 18 所示的动力换档离合器地比较牵引换高档。在这里，如此形成图 18，即为了便于描述起见，没有画出不需要的档位及其部件。但这不是千篇一律的。作为同步辅助机构，根据本发明如可以将一个电机或电动机用作起动机—发电机。也可以借助按照本发明地操纵动力换档离合器的方式来实现同步辅助。动力换档离合器是一个本发明的机构，它被用于明显加速同步过程和减少同步阶段内的牵引力中断。同步时间可以通过发动机力矩和动力换档离合器力矩来控制。

在以下图中，示出并解释了满负荷下的牵引换低档的换档过程。图 30



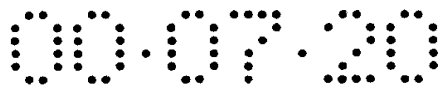
在一个作为时间图的曲线图中示出了没有在最大发动机力矩时操纵动力换档离合器 LSK 从二档到一档的牵引换低档的情况。图 30 的曲线示出了力矩曲线、转速和满负荷牵引换低档的接合器状态，其中采用了上述标号。根据最大发动机力矩统一力矩并根据输出转速统一转速。

5 在 a 区内，示出了换档前的状态。发动机力矩为最大 ($M_{mot}=1$ 标准)，如对于原档获得 $M_{ab}=i_{SK2}*M_{mot}=2$ 的输出力矩。在 b 区内，开始换档。发动机力矩降低到零以便确保换档时的无力矩。起步离合器 AK 保持接通状态。由于存在发动机和输出之间的形状配合连接（操纵接合器 SK2 也是接通的），输出力矩对应于发动机力矩地以 $i_{SK2}*M_{mot}$ 降低。在 c 区内，发动机力矩降
10 为零，可以摘下原档，就是说可以断开操纵接合器 SK2。在 d 区内，开始发动机同步过程。由于在发动机与输出之间不再存在形状配合连接，所以发动机转速 n_{mot} 可以通过现有的发动机力矩 M_{mot} 来控制。为了保证短暂的同步时间，发动机力矩可以被提高到其最大值。

 在 e 区内，发动机力矩最大并且使变速箱输入加速达到新挂档的同步
15 转速。在这样的对策中，在同步阶段内，没有力矩供汽车加速使用，这意味着，产生了牵引力中断。在 f 区内，发动机转速和变速箱输入转速升高到要挂档的目标转速。减小发动机力矩。力矩降低可以在变速箱主轴达到目标转速前或在此过程中开始。由此一来，发动机的转动加速度减小了并且更容易进入同步转速区，从而能够可靠地挂上新档。

20 在 g 区内，在转速相同或转动加速度相等时，接合操纵接合器 SK1 并且重新在发动机与输出之间形成形状配合连接。在 h、i 区内，发动机力矩符合驾驶员因踩踏油门踩踏力度而所希望力矩地升高。输出力矩是由 $M_{ab}=i_{SK1}*M_{mot}$ 确定的。

 图 31 示出了在最大发动机力矩 M_{mot} 的情况下操纵五档上动力换档离合
25 器从二档到一档的牵引换低档的时间曲线。图示出了当借助动力换档离合器部分补偿同步阶段内的牵引力中断时变速箱是如何在换低档过程中动作



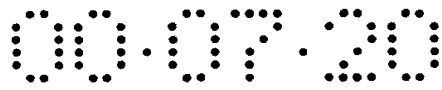
的。如借助发动机控制而在发动机作用期内综合控制发动机力矩以便提高/降低发动机力矩或发动机转速和由动力换档离合器传递的力矩，允许在这种换档类型中有利变化地制定换档时的力矩曲线。这样一来，可以实现不同的换档对策。

5 图 31 示出了具有快速动力干扰的换档对策或换档过程。

在 a 区内，示出了换档前状态。发动机力矩为最大 ($M_{mot}=1$)。在 b 区内，开始换档过程，因此在起步离合器接合的情况下使发动机力矩降低到一个可在同步阶段内由 LSK 调整的水平。在 c 区内，为了能够摘下现档，操纵接合器 SK2 被调节成无力矩或相对于驱动和从动之间的转速差无加速度。在此换档变型方案中，这可以通过尽可能快速地将发动机力矩降低到零来实现。如果做到了这一点，则可以断开现操纵接合器 SK2。在此变型方案中，输出力矩跟随发动机力矩并同样过零。

在 d、e 区内，开始变速箱同步。由于变速箱主轴被加速到较高转速，所以发动机力矩同样提高到其最大数值。为了同时调节汽车加速用扭矩，部分接通动力换档离合器 LSK。由发动机调整的力矩一方面被用于本身带变速箱主轴的发动机的加速，另一方面被用于汽车加速。在这里，LSK 所传递的力矩水平调节发动机力矩的分路比 (Verzweignungsverhaeltnis)。在 f、g 区内，至少在达到同步转速前，使发动机力矩和由动力换档离合器 LSK 传递的力矩降低为零。由此一来，发动机加速度降低并且容易进入同步转速区。由于同步过程中的输出力矩跟随在 LSK 所传递的力矩之后，所以汽车加速度同样显示出过零。如果达到同步转速并且可靠地调节出要接通的操纵接合器 SK1 的无力矩，则可以挂上新档。随后，只要尽可能快速地将发动机力矩提高，则调节出对应于同步阶段内的力矩水平的输出力矩。在 h、i 区内，在挂新档后，发动机力矩对应于驾驶员希望力矩地提高并中断换档过程。

25 在图 32 中，以时间曲线示出了没有发动机作用的牵引换低档过程。提

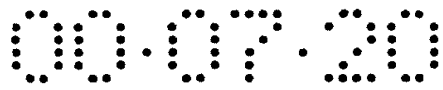


出了一种牵引换低档方式，它可以完全不需要在换档时控制发动机力矩地进行。不仅发动机力矩保持为最大值，而且可以避免不希望的发动机高转速。在 a 区内，示出了换档前的状态。发动机力矩为最大 ($M_{mot}=1$)。在 b 区内，开始换档过程。接合动力换档离合器 LSK。起步离合器 AK 在换档时保持接合状态。在动力换档离合器上的力矩逐渐增大时，在操纵接合器 SK2 上的力矩逐渐减小。动力换档离合器传递整个发动机力矩，从而操纵接合器 SK2 不承受力矩。在 c 区内，形成了无力矩作用。输出力矩此时降低到 $M_{ab}=i_{LSK}*M_{mot}$ 。

在 d、e 区内，示出了其它过程。由于涉及牵引换低档，所以必须在可挂新档之前使变速箱输入加速到较高转速。发动机力矩与动力换档离合器上的力矩之间的差被用于将发动机加速到高转速。输出力矩在此阶段内跟随在动力换档离合器力矩之后。借助在动力换档离合器上的力矩水平，可以控制同步时间。在 f、g 区内，至少在达到目标转速前，将动力换档离合器力矩提高到最大发动机力矩。这样一来，发动机加速度降低为零并且容易碰上可挂上新档的转速区。力矩相等是能够没有瞬时冲击地挂上新档的有利特征。如果达到目标转速并且产生力矩相等，则接合操纵接合器 SK1 并重新产生形状配合连接。在 h 区内，操纵接合器力矩降低。要传递的输出力矩从动力换档离合器起稳定地转移到操纵接合器 SK1 上。在 I 区内，示出了换档后的状态。输出力矩计为 $M_{ab}=i_{SK1}*M_{mot}$ 。

图 33 示出了一综合控制发动机力矩和由动力换档离合器传递的力矩的执行过程。在此提出的变速箱的换档过程最好可以在处于动力啮合中的操纵接合器在摘挂档阶段内无力矩作用的情况下进行。无力矩作用可以通过本发明的上述方式可靠形成。操纵接合器无力矩作用的前提是，发动机力矩和 LSK 上的力矩处于相同级别内。这个力矩水平同时决定了在换档阶段内的输出力矩。

在图 33 中，示出了牵引换低档的过程，其中不仅控制发动机力矩，还



控制在 LSK 上的力矩，以便实现无力矩。在这种情况下，根据本发明，在其范围内示出力矩相等的力矩水平可以在大范围内进行选择。在几个阶段内的力矩曲线对应于上述用动力换档离合器进行牵引换低档的变型方案。另外，不同之处在于，在时间区 e 内的动力换档离合器力矩与在其它时间区内的力矩相比提高了，图 32 的力矩对此大致降低。在牵引换低档中使用动力换档离合器可以提高换档舒适感，因为可以至少部分地（在部分负荷换档情况下，完全）补偿同步阶段内的牵引力中断。由于在此情况下力矩被用于加速变速箱主轴并被用于加速汽车，结果延长了同步过程。但在

5 5 10 通过附加操纵起步离合器，可以消除瞬时冲击，这在换档过程中可能允许地出现在发动机力矩控制中。

图 34 示出了用于说明在满负荷下牵引换低档的框图 1500。在框 1501 中，换档过程是借助换档目的信号引起的。这例如可以通过驾驶员发出的操作或自动地由控制程序来实现。在框 1502 中，只要动力换档离合器 LSK 是接通的或者由其传递的扭矩增高，则整个存在的发动机力矩都可由 LSK 15 传递。在框 1503 中询问，在操纵接合器 SK1 上的扭矩 MSK1 是否大约降为零。如果是，则在框 1504 中断开操纵接合器 SK1，如果不是，在框 1502 中继续接合 LSK。

在框 1505 中，使发动机力矩保持最大值。同样将由动力换档离合器传递的扭矩 M_{LSK} 调节到一个小于发动机力矩的数值。在框 1506 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否大于预定临界值 $n_{grenze1}$ 。如果不是，在框 1505 中继续进行。如果是，则在框 1507 中使由动力换档离合器传递的扭矩 M_{LSK} 提高到一增高值如最大值。在框 1508 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否达到一目标转速 n_{sync} 以及发动机侧转速与新档操纵接合器上的输出侧转速的时间导数差的数额 25 是否小于一预定常数 c_2 。如果是，则在框 1509 中接合新挂档的操纵接合器 SK1，并在框 1510 中断开动力换档离合器并在框 1511 中终止换档过程。否

则的话，在框 1507 中继续进行。

图 35 示出了一个用于说明如在满负荷下牵引换低档的框图 1550。在框 1551 中，换档过程是借助换档目的信号引起的。这例如可以通过驾驶员发出的操作或自动地由控制程序来实现。在框 1552 中，只要动力换档离合器 LSK 是接通的或者由其传递的扭矩增高，则实际的发动机力矩都可由 LSK 传递。在框 1553 中询问，在操纵接合器 SK2 上的扭矩 M_{SK2} 是否大约降为零。如果是，则在框 1554 中断开操纵接合器 SK2。如果不是，在框 1552 中继续接合 LSK。

在框 1555 中，发动机力矩保持最大值。同样地，由动力换档离合器传递的扭矩 M_{LSK} 被调节到一个小于发动机力矩的数值。在框 1556 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否大于预定临界值 $n_{grenze1}$ 。如果不是，在框 1555 中继续进行。如果是，则在框 1557 中使由动力换档离合器传递的扭矩 M_{LSK} 提高到一增高值如最大值。在框 1558 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否达到一目标转速 n_{sync} 以及发动机侧转速与从动侧转速的时间导数差的数额是否小于一预定常数 c_2 。如果是，则在框 1559 中接合新挂档的操纵接合器 SK1，并在框 1560 中断开动力换档离合器并在框 1561 中终止换档过程。否则的话，在框 1557 中继续进行。

接着，示出了推进换低档的换档过程，并且借助在所示换档过程中的公式和应用情况来描述它。当一个动力换档离合器（可能是两个）位于变速箱最低档上时，只能适当地在动力换档条件下进行换档。可以重新参照带或不带 LSK 的换档过程。

图 36 示出了不用动力换档离合器从二档到一档的推进换低档的时间曲线。在 a 区内示出了换档前的状态。发动机处于推进状态并且根据发动机类型而为汽车加速或制动提供约 30Nm 最大牵引力矩。接合操纵接合器 SK2 并将发动机力矩传递给输出部。在 b 区内，开始换档过程。使发动机力矩降低到零以保证无力矩作用地断开操纵接合器。由于还存在形状配合连接

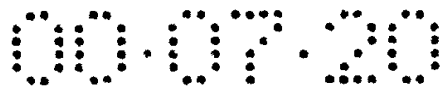
并且起步离合器是接合的，所以输出力矩跟随在发动机力矩之后。在 c 区内，操纵接合器无力矩作用，从而可以摘档。在 d、e 区内，开始发动机同步。发动机力矩尽可能快速地被提高到最大值以使变速箱主轴加速到新同步转速。在此期间，无发动机力矩被传递给输出部，牵引力中断紧随其后。

5 在 f 区内，在达到目标转速之前降低发动机力矩以便在转速相等、无力矩作用或加速度相等的情况下进行操纵接合器 SK1 的接通过程。在 g 区内，发动机力矩降低到零并且产生转速相等。操纵接合器 SK1 可以被接合。在 h、i 区内，发动机又转变到牵引状态。输出力矩现在是由发动机力矩和新挂档传动比而决定的。

10 在摘挂档阶段内的推进换低档操作的舒适性同样通过操纵起步离合器而提高。为此，离合器在发动机力矩回降时断开并在断开原档或挂上新档后被接合。它产生了在操纵操纵接合器时的根据本发明的无力矩作用现象并因而防止了可能不利地影响换档舒适感并损坏变速箱的瞬时冲击。

随后描述利用在一档上的动力换档离合器来进行从二档到一档的推进
15 换低档过程。在这里示出了如何可以在使用动力换档离合器 LSK 的情况下舒服地并在本发明的控制对策的情况下完全没有牵引力中断地进行推进换低档。为此，一个动力换档离合器（如必要两个）有利地位于变速箱的最低档或低档上。推进换低档同样可以通过综合控制发动机力矩和动力换档离合器力矩来有利地影响换档过程中的力矩曲线并由此实现不同的换档对
20 策。

图 37 示出了一条负荷中断急剧的控制方法曲线。在 a 区内，示出了换档前的状态。发动机位于推进状态并且为汽车加速或制动提供了最大牵引力矩。操纵接合器 SK2 被接合并将发动机力矩传递给输出部。在 b 区内，实现了换档过程的开始。为了能够摘下原档，发动机力矩升高到零并在达
25 到零级时断开现车档。在这种情况下，输出力矩跟随发动机力矩并同样降低到零。在 c、d 区内，由于变速箱主轴被加速到较高转速，所以动力换档



离合器被接合并由此使发动机和变速箱输入提高到高转速。另外，由动力换档离合器 LSK 传递的力矩对应于新挂档输出力矩地受到调节。此外，完全接合 LSK，因为它位于变速箱一档上。

在 e、f 区内，在达到同步转速前，动力换档离合器被断开并且发动机力矩和输出力矩一直降低到零。发动机加速度被降低到零或者调节出加速度相等并且轻松地达到同步转速区。如果达到同步转速并将发动机力矩降低为零，则可以通过接通操纵接合器 SK1 来挂新档。发动机随后在推进状态下回降并且根据新传动比产生了输出力矩。在 g 区内，中断换档过程。

图 38 示出了一条没有辅助的发动机作用而完全充斥着牵引力中断的曲线。在推进换低档时，通过适当的对策而至少几乎完全避免了变速箱同步阶段内的牵引力中断，只要一个 LSK 位于变速箱一档上。如果离合器位于另一个档上，则中断至少能够部分地得到抑制。随后，讨论涉及 LSK 控制的换档对策部分。发动机保持在其最高推进状态。

在 a 区内，示出了换档前的状态。发动机处于推进状态并且给汽车加速和制动提供了最高推进力矩。操纵接合器 SK2 被接通并且将发动机力矩传递给输出部。在 b 区内，开始换档过程。位于变速箱一档上的动力换档离合器 LSK 被接合。随着动力换档离合器所传递的力矩的增大，操纵接合器 SK2 上的力矩减小。

LSK 传递整个发动机力矩，从而操纵接合器无力矩作用并且可以摘下原档。输出力矩降低到对应于换档后水平的力矩水平。在 c、d 区内，为了能够挂上新档，发动机被加速到高转速。由于在此对策中省去了造成有效加速的发动机作用，所以从汽车动能中抽出为此所需的能量。动力换档离合器 LSK 继续处于接通状态。输出力矩由此继续降低并且发动机和变速箱主轴因发动机力矩与 LSK 上的力矩之差而受到加速。在 e、f 区内达到目标转速并且 LSK 力矩提高到发动机力矩级，因为动力换档离合器 LSK 处于挂入的第一档上，由此调节出一个输出力矩，它等于二挂一换档后的输出力

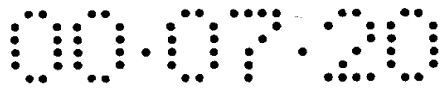
矩。随后，LSK 保持接合状态，或者一档的操纵接合器被挂上，并接着断开 LSK。因此，LSK 的力矩通量转换到 SK1 上。

图 39 以一条曲线示出了带有辅助的发动机作用而充满牵引力中断的情况。图 38 示出了，推进换低档可以完全没有牵引力中断的情况下进行。在所提出的变型方案中，输出力矩在发动机同步阶段内降低到比换档后的力矩水平更低的水平。如果允许推进换低档过程中的发动机作用，则在同步过程中获得汽车制动力矩的降低。在图 39 中，示出了推进换低档的力矩和转速曲线，为提高发动机转速，它在中间时间区域内通过正的发动机力矩而使用了有效的发动机作用。可以如此设计换档时的输出力矩，即可以没有牵引力降低或牵引力升高地调节出一条连续的输出力矩曲线。

图 40 示出了一个用于解释推进换低档过程的框图 1600。在框 1601 中，借助换档目的信号引起换档过程。这例如可以通过驾驶员发出的操作或自动地由控制程序来实现。在框 1602 中，如果提高发动机力矩并接通动力换档离合器 LSK 或者提高由其传递的扭矩，则扭矩在输出部上保持不变。在框 1603 中询问，在操纵接合器 SK2 上的扭矩 M_{SK2} 是否大约降为零。如果是，则在框 1604 中断开操纵接合器 SK2，如果不是，在框 1602 中继续进行。

在框 1605 中，提高发动机力矩。同样地，可由动力换档离合器传递的扭矩 M_{LSK} 被调节到一增高值。在框 1606 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否大于预定临界值 $n_{grenzel}$ 。如果不是，在框 1605 中继续进行。如果是，则在框 1607 中将发动机力矩 M_{mot} 调节到推进值并将由动力换档离合器传递的扭矩提高到发动机力矩值。在框 1608 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否达到一目标转速 n_{sync} 以及发动机侧转速与从动侧转速的时间导数差的数额是否小于一预定常数 c_2 。如果是，则在框 1609 中接合新挂档的操纵接合器 SK1 并在框 1610 中断开动力换档离合器并在框 1611 中终止换档过程。否则的话，在框 1607 中继续进行。

随后描述推进换高档的换档过程。图 41 示出了不用动力换档离合器地



从一档到二档的推进换高档的过程。在 a 区内示出了换档前的状态。发动机处于推进状态并且为汽车加速（制动）提供了其最大推进力矩。操纵接合器 SK1 被接合并将发动机力矩传递给输出部。在 b 区内，开始换档过程。在这里，发动机力矩提高到零以便获得断开操纵接合器用的无力矩作用状态。由于还存在形状配合连接并且接合起步离合器，所以输出力矩跟随发动机力矩。在 c 区内，操纵接合器无力矩作用，则可以摘档。在 d 区内，开始发动机同步。发动机力矩尽可能快速地降低到一缩小牵引力矩或提高到其最大牵引力矩以使变速箱输入加速到新同步转速。在此期间内，没有给输出部传递发动机力矩，随后是牵引力中断。在 e、f 区内，发动机力矩使变速箱输入加速到新的目标转速。在达到目标转速前，发动机力矩回降以便能够在转速相等且无力矩作用的情况下舒适地进行操纵接合器 SK2 的接通。在 g 区内，发动机力矩降低到零并且产生转速相等和旋转加速度相等。操纵接合器 SK2 可以被接合。在 h、i 区内，发动机又转入牵引状态并且降低到其最大牵引力矩。输出力矩现在是由新挂档的传动比和发动机力矩确定的。

随后要描述推进换高档是如何完全没有牵引中断地利用一档的 LSK（动力换档离合器）从一档换到二档的。又提出了这样的换档对策，即它对或不对发动机控制产生作用地进行。

图 42 以曲线图示出了没有发动机作用而牵引力降低的换档过程。在 a 区内，示出了换档前的状态。发动机处于推进状态并且为汽车加速（制动）提供了其最大推进力矩。操纵接合器 SK1 被接合并给输出部传递发动机力矩。在 b、c 区内，开始换档过程。位于变速箱一档上的动力换档离合器与操纵接合器 SK1 同时被接通。如果 LSK 完全被接合，则可以断开操纵接合器，而在输出部上的力矩水平没有改变。在 d、e 区内，开始发动机同步。发动机转速降低。为了实现这一目的，LSK 的力矩稳定地降低，从而调节出这样的输出力矩，即它等于换档后的力矩水平。由发动机传给输出部的



制动力矩由此也降低，这是因为发动机最高牵引力矩的一部分被用于降低发动机转速。在 f、g 区内，达到了新挂档的同步转速。LSK 的力矩被提高到发动机力矩。随后，新档的操纵接合器（SK2）被接合。输出力矩在此阶段内经历最大值，这是因为没有控制发动机力矩地进行换档并且输出力矩
5 跟随 LSK 的力矩变化。在 h、i 区内，断开 LSK 并且力矩从 LSK 转移到操纵接合器 SK2 上。结束换档过程。

图 43 示出了利用发动机作用而降低牵引力地进行换档的过程。在几个阶段内的力矩曲线类似于上述曲线。但在此变型方案中，在阶段 f-g 内，如此控制发动机力矩和动力换档力矩，即输出力矩没有或基本上没有变化。
10 没有牵引力升高地调节出稳定的过渡。

图 44 示出了一个用于解释推进换低档过程的框图 1700。在框 1701 中，借助换档目的信号引起换档过程。这例如可以通过驾驶员发出的操作或自动地由控制程序来实现。在框 1702 中，如果发动机力矩保持其最大推进状态并且动力换档离合器 LSK 是接通的或由其传递的扭矩这样增高，使得扭
15 矩在输出部上保持不变。在框 1703 中询问，在操纵接合器 SK1 上的扭矩 M_{SK1} 是否大约降为零。如果是，则在框 1704 中断开操纵接合器 SK1，如果不是，在框 1702 中继续进行。

在框 1705 中，发动机力矩保持最大推进状态。同样地，可由动力换档离合器传递的扭矩 M_{LSK} 被调节到一增高值。在框 1706 中询问，发动机转速
20 n_{mot} 是否小于预定临界值 $n_{grenzel}$ 。如果不是，在框 1705 中继续进行。如果是，则在框 1707 中将发动机力矩 M_{mot} 调节到最大推进力矩并将由动力换档离合器传递的扭矩提高到发动机力矩值。在框 1708 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否达到一目标转速 n_{sync} 以及发动机转速与从动侧转速的时间导数差的数额是否小于一预定常数 c_2 。如果是，则在框 1709 中接合新挂档的操纵接合
25 器 SK2 并在框 1710 中断开动力换档离合器并在框 1711 中终止换档过程。否则的话，在框 1707 中继续进行。

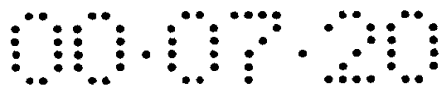
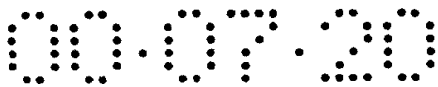


图 45 示出了通过操纵动力换档离合器并考虑了驾驶员踩下油门而所希望的力矩从一档到二档的牵引换高档过程。在 a 区内示出了换档前的状态。发动机力矩为最大 ($M_{mot}=1$) 并且为原档产生了由操纵接合器 SK1 传递给输出部的输出力矩。在 b 区内, 开始换档过程。动力换档离合器缓慢接通以使由操纵接合器传递的力矩降到零。如果操纵接合器 SK1 无力矩作用, 则可以摘档。在 c、d 区内, 为了制动变速箱主轴以获得同步转速, 发动机力矩回降到最大推进力矩。动力换档离合器力矩对应于实际驾驶员希望力矩地升高, 从而对应于换档后力矩水平地调节出输出力矩。在 e 区内, 继续同步过程。在此期间内, 驾驶员通过油门位置而使要调整的输出力矩降低到最大发动机力矩的一半。为了对驾驶员行为做出反应, 使动力换档离合器处于新确定的力矩水平。调节出符合驾驶员希望的输出力矩。发动机力矩在此阶段内保持其最大牵引力矩并且继续制动变速箱主轴。在 f 区内, 在达到目标转速前, 发动机力矩相应于新调节的驾驶员希望的力矩提高, 动力换档离合器的力矩也降低到该水平。由此一来, 确保了在要挂接的操纵接合器 SK2 上的无力矩状态, 另一方面至少近似地使发动机加速度降低到零, 随后可以容易地进入目标同步转速。在 g 区内, 产生了无力矩状态并且达到了新目标转速。可以接合操纵接合器 SK2 并挂上新档。系统从摩擦连接转变成一个靠摩擦和形状连接的系统。

在 h、i 区内, 动力换档离合器的发动机力矩快速降低到零。

图 40 示出了一个用于解释推进换低档过程的框图 1600。在框 1601 中, 借助换档目的信号引起换档过程。这例如可以通过汽车驾驶员发出的操作或自动地由控制程序来实现。在框 1602 中, 如果提高发动机力矩并接通动力换档离合器 LSK 或者提高由其传递的扭矩, 则扭矩在输出部上保持不变。在框 1603 中询问, 在操纵接合器 SK2 上的扭矩 M_{SK2} 是否大约降为零。如果是, 则在框 1604 中断开操纵接合器 SK2, 如果不是, 在框 1602 中继续进行。

在框 1605 中, 提高发动机力矩。同样地, 可由动力换档离合器传递的

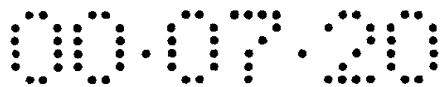


扭矩 M_{LSK} 被调节到一增高值。在框 1606 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否大于预定临界值 $n_{grenzel}$ 。如果不是，则在框 1605 中继续进行。如果是，则在框 1607 中将发动机力矩 M_{mot} 调节到推进值并将由动力换档离合器传递的扭矩提高到发动机力矩值。在框 1608 中询问，发动机转速 n_{mot} 是否达到一目标转速 n_{sync} 以及发动机转速与从动侧转速的时间导数差的数额是否小于一预定常数 c_2 。如果是，则在框 1609 中接合新挂档的操纵接合器 SK1 并在框 1610 中断开动力换档离合器并在框 1611 中终止换档过程。否则的话，在框 1607 中继续进行。

在图 46、47 中，作为顺序换档示出了如不用动力换档离合器的从三档换到一档的牵引换低档过程。在几种行车状况中，人们希望不按顺序地经过齿轮变速箱的几个档位，而是在档位之间的确定跳级中来换档，如大致在极端的牵引/推进换低档过程中。作为代表例子描述跳过二级地从三档换到一档的牵引换低档过程。

在 a 区内，汽车处于三档，三档的操纵接合器 SK3 给输出部传递发动机力矩。在 b 区内开始换档过程并且使发动机力矩降低为零。如果确保了在操纵接合器上无力矩作用，则可以摘三档。在 c 区内，必须将变速箱主轴加速到高转速。根据行车状况和驾驶员要求，区别是否尽可能快速地进行同步过程（在同步过程中完全牵引力中断）或者延长时间地进行同步过程（在同步过程中部分牵引力中断）。在所提出的例子中，前提是尽可能地实现同步。发动机力矩为此提高到其最高数值并且动力换档离合器在整个换档过程中保持断开状态。在 d-h 区内，继续同步过程。根据动力换档离合器的实施结构，可能必须在从三档换到一档时暂时挂二档。为此，同样提供了符合本发明的对策。一个可行方案在于，当达到二档目标力矩时，使力矩降为零，暂时接合操纵接合器 SK2 并随后在重新断开操纵接合器 SK2 的情况下将发动机力矩提高到其最大值。

这种对策的后果就是延长了同步过程的时间，因为在发动机力矩降低



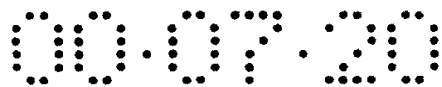
到零时，马上加速发动机需要时间。本发明的另一个对策就是，在达到二档目标转速前断开起步离合器。这同样保证了暂时接合操纵接合器 SK2 所必需的无力矩作用状态。同时，发动机可以保持在加速状态下并且在接通起步离合器后高效地加速变速箱主轴。如果在区域 $i-k$ 内近似地达到了一档的目标转速，则本发明的对策显示出要舒适和快速地挂一档。一个变型实施例是这样的，发动机力矩在达到目标转速前降为零以便在接合操纵接合器 SK1 时避免瞬时冲击并且可靠地碰上同步转速区。在挂上新档后，则接着对应于驾驶员希望力矩地提高发动机力矩。

另一个变型方案是根据控制起步离合器而重新得到的。利用起步离合器，可以无级控制由发动机传给变速箱主轴的力矩。在达到一档的目标转速前，可以断开起步离合器以使变速箱主轴加速度降低并可以容易地碰上能可靠地挂上新档的转速区。为此，力矩不降低。如果达到这样的转速区，则完全断开起步离合器并因此可以舒适地接合操纵接合器 SK1。随后，挂上车档并接合起步离合器，起步离合器将发动机力矩传递给从动轴。

图 48 示出了控制五档上的动力换档离合器从四档牵引换五档的过程。这样的换档过程可以几乎完全没有降低牵引力地利用动力换档变速器来实现。对几个换档阶段的描述与上述用五档上的 LSK 牵引换高档的情况相似。要注意的是，在达到五档目标转速后，可以完全接合 LSK 地驱动汽车或者可以接通与 LSK 平行布置的操纵接合器，并在随后断开 LSK 时，动量流稳定地从 LSK 转到 SK 上。

图 49 示出了利用一档上的动力换档离合器从三档推进换到二档的情况。所示换档对策保留了对发动机力矩和 LSK 力矩的控制，从而可以实现稳定的输出力矩转变。对几个换档阶段的描述与利用一档上的 LSK 的上述推进换低档情况相似。

图 50a-50f 示出了电机的几种可能布局形式。在图 50a 中，借助一齿轮级 2001、2002 使电机 2000 与轴 2003 相连。



在图 50b 中，电机 2010 借助一个双级齿轮级 2011、2012、2013、2014 与轴 2015 相连。

在图 50c 中，电机 2020 是如此布置的，即转子直接与轴 2021 同轴地设置。

5 在图 50d 中，电机 2030 是如此布置的，即电机从动轴可以与一个太阳轮 2031 相连，而行星齿轮箱的内齿轮 2032 与一个外壳相连，行星齿轮箱座 2033 可以与轴 2034 相连。

在图 50e 中，电机 2040 借助一个可无级调节的传动装置 2041 与轴 2042 相连。在图 50f 中，电机 2050 借助一可接入的分级联动机构 2051 与轴 2052
10 相连。

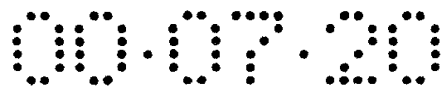
图 51 是汽车 2100 驱动链的示意图。汽车 2100 具有一个驱动发动机 2101 如内燃机，它具有可控阀 2102、一带节气阀操纵件的节气阀 2103、一喷油装置 2104 和一带 λ 探测器 2106 的排气催化器 2105 和一个转速传感器 2107。

15 在发动机 2101 与变速箱 2110 之间设有一个起步离合器 2120。离合器 2120 具有一个带传动装置 2122 的离合器操纵执行件 2121。变速箱 2110 具有一个主轴 2112 和一个从动轴 2111。另外，变速箱 2110 具有用于换前进档和倒档 R 的操纵接合器 2113、2114、2115。另外，设有上述类型的动力换档离合器 2116。借助执行件 2117 来操作动力换档离合器，其中在执行
20 件与离合器之间规定了传动比。

还设有一个电机 2130，它通过一齿轮组 2131 与变速箱主轴 2112 相连。转速传感器 2132 探测电机转速。

为了操作变速箱，设有变速箱执行机构 2140，它具有执行件 2141、2142、2143，它们分别可以接上传动装置 2144-2146。

25 另外，汽车具有带刹车 2151、差速器 2152、转速传感器 2153、轮 2154 的驱动链 2150。



为了馈电和供电，设置了电池 2160 和蓄电器如电容式蓄电器 2161。为了汽车操作，设置了一个手刹杆 2170、一个油门 2171、一个脚刹 2172 和一个空气压缩机 2173。

控制是通过一个总控器 2180 进行的，它带有发动机控制器 2181、离合器控制器 2182、电机控制器 2183 和变速箱控制器 2184 以及带有防抱死 (ABS) 系统的制动系统的控制器和电池控制器及功率电路。用 2190 表示信号线路如数据总线 (CAN)，并且用 2191 表示能量流。

图 52 作为具有一倒档 R 和一个由执行件 2265b 转换的动力换档离合器 2280 的六档变速箱示出了另一个变速箱 2200 的实施例，所述动力换档离合器在所实施例中在接通状态下使四档（由传动齿轮 2220、2230 构成）与主轴 2204 相连。在所实施例中，不可以在承受负荷的情况下转换传动比高的五档和六档，显然，在一个对应的实施例，可以规定五档或六档与动力换档离合器交替相连，由此也可在承受负荷的情况下转换五档和六档，但必须在低档情况下如上所述地考虑动力换档特性。

借助转速计 2271 测量其转速的发动机 2202 的曲轴 2202a 无相对转动地与变速箱 2200 的主轴 2204 相连并且最好是螺栓连接在一起。为了减小旋转不平衡和/或平衡可能出现的轴线偏差，在两个轴 2202a、2204 之间的力线上设置了一个本身公知的扭振减振器 2203a。另外，主轴 2204 可以具有提高的质量，它可克服在圆周方向上作用的储能器作用相对于曲轴 2202a 的回转体质量转动并因此可以在扭振减振器 2203a 部位上设置一个双质量飞轮。

在带有扭振减振器 2203 或在空间上与之分开的结构单元中，同样可以具有一个扭振减振器 2211 并可以由执行件 2265a 来控制的起步离合器 2203 设置在主轴 2202a 或变速箱主轴 2204 与一个支撑在主轴 2204 上的空心轴 2206 之间的力线上，其中一档传动齿轮 2224 和可以与四档和具有滑动齿套和执行件的相应换档装置一起为主轴 2204 上转动的倒档 R 传动齿轮 2225

无相对转动地安装在空心轴 2206 上，它们与可转动地装在从动轴 2205 上的惰齿轮 2234、2235 啮合，而在倒档 R 的情况下，要中间接入齿轮 2236 以便改变转向。

5 在主轴 2204 离开曲轴侧的起步离合器 2203 向最好在主轴另一端上的动力换档离合器 2280 的轴向延伸中，连接着无相对转动安装在主轴 2204 上的齿轮 2223、2222，它们与惰齿轮 2233、2232 啮合而形成了二档与三档。随后是两个可转动安装的齿轮 2221、2221a 与与之互补的无相对转动地装在从动轴上的齿轮 2231、2231a 形成五档和六档，其中沿轴向在齿轮 2221、2221a 之间设置了一个无相对转动安装的齿轮 2241，总是一个齿轮 2221、10 2221a 在换档时借助滑动齿套 2241a 与该齿轮 2241 相连并由此可以在相应的齿轮 2231、2231a 和主轴 2204 之间形成形状配合连接。根据控制器（未示出）给出的换档要求，执行件 2261 使滑动齿套 2241a 轴向移动。

在从动轴 2205、无相对转动地安装在从动轴 2205 上的传动齿轮 2240、2242 和二档和三档的齿轮 2233、2232 或一档和倒档 R 的齿轮 2234、2235 15 之间形成了形状配合连接，其中执行件 2262 或 2260 对应地操纵滑动接合套 2240a、2242a。在此，为了实现一档和倒档 R 的同步，设置了一个同步器 2250。

另外，如图 50a-50f 所示地，可以在变速箱 2200 中设置一个带有一形成力闭合连接的联轴器 2291 的电机 2290，其中电机 2290 在所示实施例中 20 与二档齿轮 2223 相连。显然，它可以在任何位置上被整装到驱动链的力线（Kraftfluss）中。

转速计 2270、2271 向控制器发送变速箱主轴 2204 或变速箱从动轴 2202 的实际转速。

25 如图 52 所示，变速箱 2200 的作用是这样的：在起步离合器 2203 断开的情况下，一旦接合起步离合器 2203，则借助执行件 2260 和滑动接合套 2242a 在传动齿轮 2234、2235 之一之间形成形状配合连接并由此在主轴 2204



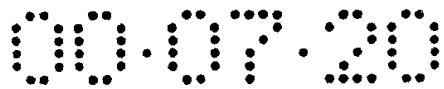
与从动轴 2205 之间形成力闭合连接，并挂上一档或倒档 R。通过接通起步离合器而使汽车起步。

在挂一档并要换二档的情况下，接合动力换档离合器 2280，在起步离合器 2203 与动力换档离合器 2280 之间的力矩相等时，可以断开起步离合器 2203，随后在无力矩作用的情况下使滑动齿套 2242a 移入中性位置（这也可以保持不变），随后接合起步离合器 2203，由此发动机 2202 的扭矩通过主轴 2204 的齿轮对 2220、2230 传入从动轴 2205 并且避免了换档时的牵引力中断。滑动齿套 2242a 可以通过执行件 2260 移入一中性位置或者与传动齿轮留在一起，并通过降低发动机转速如通过回关节气阀孔，二档惰齿 10 轮 2233 经历同步转速，具有在作为操纵接合器工作的滑动齿套 2240a 上的相同加速度，执行件 2262 在惰齿轮 2233 与齿轮 2240 之间产生了形状配合连接。随后又断开动力换档离合器。

根据相同的程序换三档。在从三档换四档时，首先操纵动力换档离合器 2280 并在达到同步转速时通过执行件 2262 使滑动齿套 2240a 移入中性 15 位置，就是说移入这样的位置，即没有形成与齿轮 2232、2233 的形状配合连接，并接合动力换档离合器 2280。起步离合器 2203 保持断开状态。

按照本身已知的方式具有牵引力中断地挂上五档、六档。在从四档换五档时，首先断开动力换档离合器 2280，随后发动机 2202 最好通过回关节气阀孔使变速箱主轴 2204 同步达到新同步转速，随后通过执行件 2261 20 在用于形成齿轮 2241、2221 之间形状配合连接的相应方向上移动滑动齿套 2241a。通过形成形状配合连接并通过使滑动齿套移向惰齿轮 2221a 而换六档，其中通过发动机转速实现同步。

如众所周知的那样，从五档换四档和从六档换五档的换低速档按照相反顺序进行。在六档中，滑动齿套 2241a 移动以便与齿轮 2221 形成形状配 25 合连接。为了挂四档，滑动齿套 2241a 移入中性位置并接合动力换档离合器 2280。



在继续运转时，在推进换低档的情况下挂三档，其中在变速箱 2200 的控制中，推进换低档与牵引换高档是不同的，牵引换低档严格地按照与上述换高档的顺序相反地进行，为此首先通过接合起步离合器 2230 来换一档以便支持推进力，断开动力换档离合器 2280，当在滑动齿套 2240a 上出现
5 同步转速和加速度相等的情况下，借助滑动齿套 2240a 和执行件 2262 在齿轮 2240、2232 之间产生形状配合连接，随后又断开起步离合器 2203。相应地实现了从三档到二档的推进换档，为此在适当的同步转速情况下并在摩擦或滑动起步离合器 2203 的情况下，使滑动齿套 2240a 从齿轮 2232 轴向移向齿轮 2233。换入一档的换低档是通过接合起步离合器并使滑动齿套
10 2240a 移入中性位置而实现的。

图 53 示出了与图 52 所示变速箱 2200 相似的变速箱 2300 实施例，其中动力换档离合器 2380 与图 52 的动力换档离合器 2289 不同，不是浸油式离合器，确切地说最好不是片式离合器，而是干式离合器且最好是带摩擦片衬的离合器。为此，动力换档离合器 2380 在空间上从未示出的变速箱壳
15 中移入也未详细画出的离合器壳中，但变速箱 2280 结构的主要作用没有变化。动力换档离合器 2380 可以集装入起步离合器 2303 的离合器壳中并且可以借助执行件 2365a、2365b 并用两个相对轴向张紧机构如盘簧可断开地张紧复式离合器。另外，如也可以在浸油式动力换档离合器中那样，可以给动力换档离合器 2380 配备一个在四档齿轮对 2320、2330 与曲轴 2302a
20 之间的力线上起作用的缓冲器 2380a。四档与动力换档离合器 2380 一起轴向移向曲轴 2302a，与动力换档离合器 2380 无相对转动地连接的四档传动齿轮 2320 借助一个穿过变速箱壳进入变速箱 2300 的空心轴状部件 2320a 支撑在一档和倒档 R 的传动齿轮 2324、2325 的空心轴 2306 上。通过组合离合器 2303、2380，可以使变速箱 2300 结构紧凑，就是说，被设计成轴向
25 空间很小的形状，在这里，结构紧凑的变速箱对汽车内的前横装结构更有利。

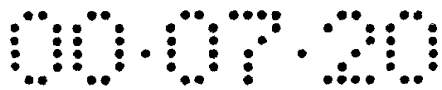


图 54 示出了一变速箱 2400 的实施例，它与图 52、53 所示实施例相似。在那里所述的特征和性能也适用于此变速箱 2400，除了以下所述的区别外。

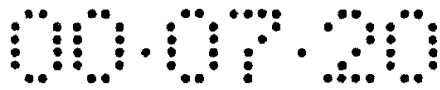
变速箱 2400 具有两个离合器 2403、2480，它们最好作为在变速箱壳内被压紧的干摩擦式离合器安装在离合器壳内。

5 离合器 2403、2480 由一个执行件 2465 控制，在图 54a 中，控制逻辑线路作为曲线，其中，取决于执行件位移 x 地描绘出了由离合器 2403、2480 传递的力矩 M 。在执行件位移 $x=0$ 时，离合器 2403 完全被接合并传递最大的可传递力矩 M_0 。随着执行件位移 x 的增大，断开离合器并使其滑动，直到在 x_0 时完全断开离合器。此时，离合器 2280 也完全断开并且随着执行件位移 x 增大而被相应地接通，直到形成完全的摩擦连接为止。这两个
10 离合器 2403、2480 也可由执行件位置 x_0 起分开地通过执行件位移 x 的方向来控制。

第一离合器 2403 作用于一档和倒档 R，它们借助无相对转动地安装在从动轴 2405 上的齿轮 2442、滑动齿套 2442a 和同步器 2450 有选择地与从
15 动轴 2405 通过形状配合连接或靠摩擦连接地相连，其中通过执行件 2460 使滑动齿套 2442a 轴向移动，可以在执行件 2460 和滑动齿套 2442a 之间设置一个传动比 i 。另外，可以借助滑动齿套 2443a 使一个无相对转动地安装在空心轴 2406 上的齿轮 2443b 与一个无相对转动地安装在其在中间接入缓冲器 2403a 的情况下与曲轴 2402a 无相对转动相连的主轴 2404 上的齿轮
20 2443 相连，并由此在空心轴 2406 与主轴 2404 之间形成了力闭合连接。如在图 52、53 中所述的那样，可以分别借助相应的滑动齿套选择二档、三档以及五档和六档并且它们安装在主轴 2404 和从动轴 2405 上。

如图 54 所示，此变速箱的换档过程是这样的：通过操纵滑动齿套 2442a 选择一档或倒档 R 并通过接合第一离合器 2403 而实现了汽车起步。

25 在离合器 2403 和主轴 2404 之间获得同步转速时，通过滑动齿套 2443a 形成形状配合连接，从而在牵引换二档时，没有中断一档能量流通地断开



离合器 2403。随后，通过接通四档离合器 2480 来形成传递力矩并且滑动齿套 2443a 在位于形状配合连接部上的传递力矩降低到零时移入中性位置。当通过主轴 2404 获得同步转速时，滑动齿套 2440a 随后产生了与输出轴 2405 的形状配合连接，其中主轴转速可以借助发动机转速改变。执行件 5 2465 返回中央位置 x_0 并由此断开离合器 2480。

为了实现从二档到三档的牵引换档，接合离合器 2480，并且在借助滑动齿套 2440a 的同步条件下，在主轴 2404 与从动轴 2405 之间产生三档的形状配合连接并随后又断开离合器 2480。

通过接通离合器 2480 而挂上四档，随后使滑动齿套 2440a 移入中性位 10 置，在此位置上还提供了与二档甚至三档的形状配合连接。

在通过滑动齿套 2443a 接入空心轴 2406 与主轴 2404 之间连接后，按照公知的方式并通过发动机转速利用牵引力中断和同步来接合和断开五档、六档。

以下过程适用于推进换低档：在断开主轴 2403 与空心轴 2406 之间的 15 连接后，通过接合离合器 2480 而挂四档，随后使滑动齿套 2441a 移入中性位置。

从四档到三档的下次推进换低档阶段是通过断开离合器 2480 并将一档用作推进力支持而实现的，在此接合第一离合器 2403，而此时在同步转速下接通三档，随后断开第一离合器 2403。在将一档用作推进力支持的情况 20 下，相应地转入二档以便在换档时制动汽车。通过执行件 2465 从最大位移到最小位移的运动而转换一档，此时滑动齿套 2440a 被带入中性位置。滑动齿套 2443a、2400a、2441a 能最好由两个执行件 2461、2462 并经过带一传动比 I 的传动装置来操纵。

在图 55 中变速箱 2500 的实施例，同样设有两个由执行件 2565 控制 25 的离合器 2503、2580，但它们具有一个与图 54 中变速箱 2400 不同的换档逻辑线路，这在图 55a 中作为曲线示出，传递力矩 M 作为执行件位移 x 的

函数。离合器 2503、2580 沿增大的执行件位移 x 按顺序地被接通。但当离合器 2580 处于啮合点时，离合器 2503 完全被接合并传递所有摩擦转矩。在这里，可以分辨出“断开两个离合器”、“接合离合器 2503”、“接合两个离合器”。

5 离合器 2580 在接通状态下使曲轴 2502a 与空心轴 2506 相连，空心轴从离合器壳内伸入变速箱中并且支撑在主轴 2504 上。主轴 2504 通过滑动齿套 2543a 与空心轴 2506 相连，而从动轴 2505 通过四档齿轮对 2520、2530 与之相连，其中四档可以借助相应的同步器 2554 并通过滑动齿套 2544a 与空心轴 2506 相连，并且可以借助滑动齿套 2546a 无相对转动地与倒档 R 相
10 连。滑动齿套如上所述地可以由适当的执行件进行转换，所述执行件可以通过相应的中间传动装置 i 彼此连接和/或传动。一档可以借助滑动齿套 2547a 与从动轴 2505 相连。二档和三档可以通过滑动齿套 2540a 交替地与从动轴 2505 相连，五档和六档交替地通过滑动齿套 2541a 与主轴 2504 相连以形成变速箱主动与从动之间的相应传动比。

15 此实施例的工作方式同样规定了用第一离合器 2503 在一档和倒档 R 中起步。为此，操作相应的滑动齿套 2546a、2547a 并且接通离合器 2503。

为了牵引换二档，使执行件 2565 继续偏转，从而用于四档的第二离合器 2580 和滑动齿套 2544a 被接合以便进行牵引力支持和同步，而此时通过一档滑动齿套 2547a 的移动而降低牵引力并且通过在主轴 2504 和从动轴
20 2505 之间的借助滑动齿套 2540a 的形状配合连接而在二档上形成了牵引力。随后，离合器 2580 又被断开，由此四档不再传递转矩。在滑动齿套换到三档的以下换高档时，重复这个过程。在换四档时，离合器 2580 被接合并使滑动齿套 2540a 移入中性位置。没有牵引力支持地挂上五档和六档。滑动齿套 2541a 在此与具有希望传动比的传动齿轮一起形成了形状配合连
25 接。

为了向下换入四档，滑动齿套 2541a 被带入中性位置并且滑动齿套

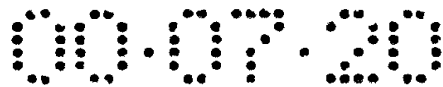
2544a 与四档相连。

与尤其是如图 52-54 所示实施例相似地，在换档时，一档同样被用作推进力支持。根据从四档到三档的换低档的例子，这例如被应用到现实
 5 实施例中。在这里，首先四档借助滑动齿套 2543a 与主轴 2504 相连并断开两个
 离合器 2503、2580，随后借助滑动齿套 2547a 挂一档并在同步转速和加速
 度相等的情况下借助滑动齿套 2540a 挂三档，借助滑动齿套断开主轴 2504
 与空心轴 2506 的连接并断开离合器 2503。

图 56 示出了一个变速箱 2600 的实施例，它没有第二摩擦式离合器，
 但还是有牵引力-推进力支持。另外，摩擦式离合器 2603 同时是起步-动力
 10 换档离合器。为了换高档，如在上述实施例中那样，在换档时作为牵引力
 支持地中间转换到一个高档如四档以及一个低档（在此例如是一档）以便
 获得推进力支持。

一档起步，即滑动齿套 2647a 通过空心轴 2606 形成了与离合器 2603
 的形状配合连接并且接合了离合器 2603。为换到二档，通过滑动接合套
 15 2643a 并在接合离合器 2603 的情况下使直接与曲轴 2602a 相连的主轴 2604
 与一档相连，从而发动机力矩通过一档传递给从动轴 2605，并且滑动接合
 套 2647a 可以形成与四档的形状配合连接，而四档通过接通离合器 2603 将
 发动机扭矩传递给从动轴 2605，直到借助滑动齿套 2640a 并借助发动机转
 速地同步挂上二档，四档通过操作离合器 2603 而可以又失去效力。相应地
 20 进行从二档到三档的换档。通过接合离合器 2603 和滑动齿套 2640a 的同时
 移入中性位置而挂上四档。五档和六档在断开离合器 2603 后通过发动机转
 速而同步地接合和断开。

例如以从三档到二档的换档来解释利用一档进行的换低档。在断开离
 合器 2603 的情况下，通过滑动齿套 2647a 起用一档。接合离合器 2603 并
 25 且由此在从动轴上通过一档形成扭矩。在同步转速下，操作滑动齿套 2640a
 并且挂二档，随后又断开离合器 2603 以便自由转换一档。



本发明所提出的权利要求书是没有先例地为获得尽可能宽的专利保护范围而所作的建议表达方式。申请人保留保护其它目前只在说明书和/或附图中公开的特征的权利。

5 在从属权利要求所用的回引关系中，指出了通过各从属权利要求的特征构成独立权利要求主题。它们不应被视作是放弃了独立具体地对回引从属权利特征的保护。

但从属权利要求的主题还是独立的发明，它们具有与前述从属权利要求主体无关的设计。

10 本发明不局限于说明书的实施例。在本发明范围内，可以进行各式各样的修改和改动，尤其是那些变形、部件和组合和/或材料，它们例如通过组合或改变在普通描述和实施例以及权利要求书中所述的和附图所示的特征而具有创造性，并且它们通过可组合的特征而产生了一个新主题或新方法步骤或方法工序，只要它们涉及生产方法、检验方法和工作方法。

说明书附图

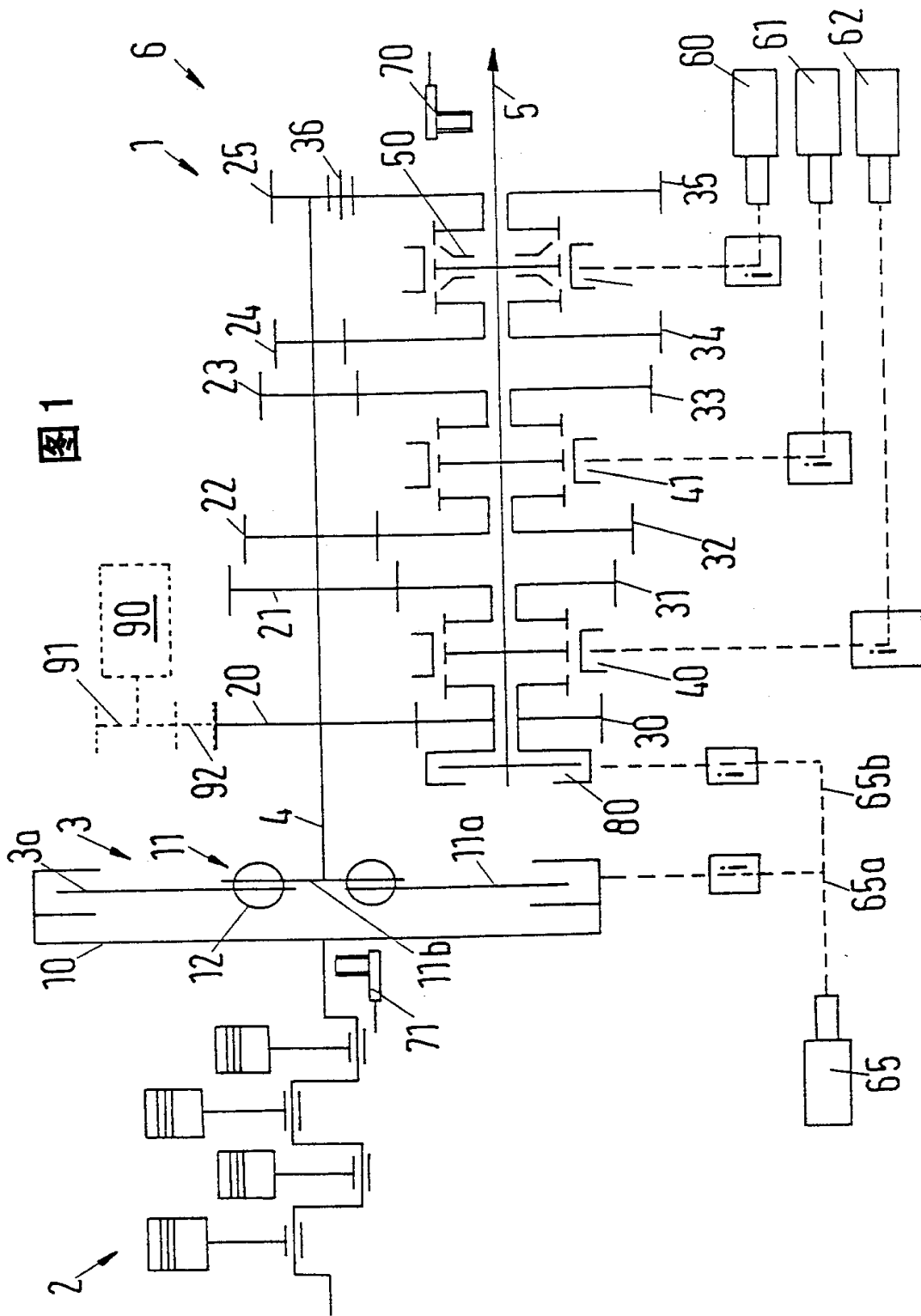


图1

00:05:23

图 2

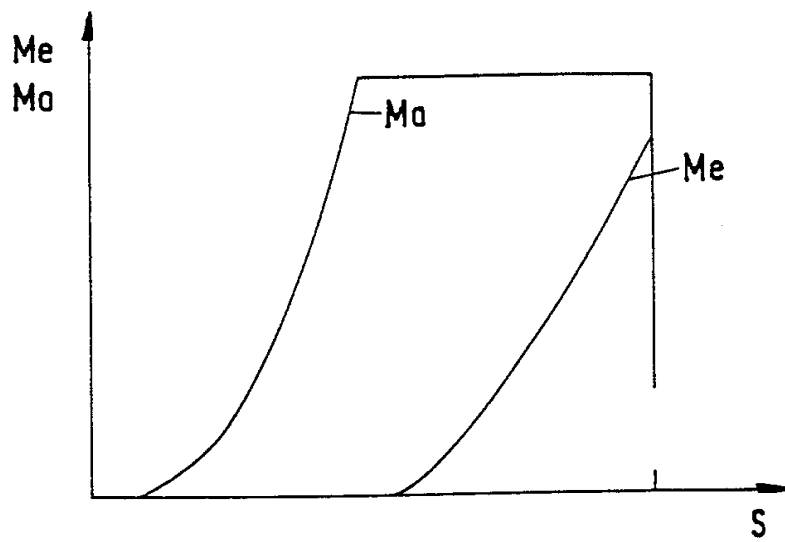


图 3a

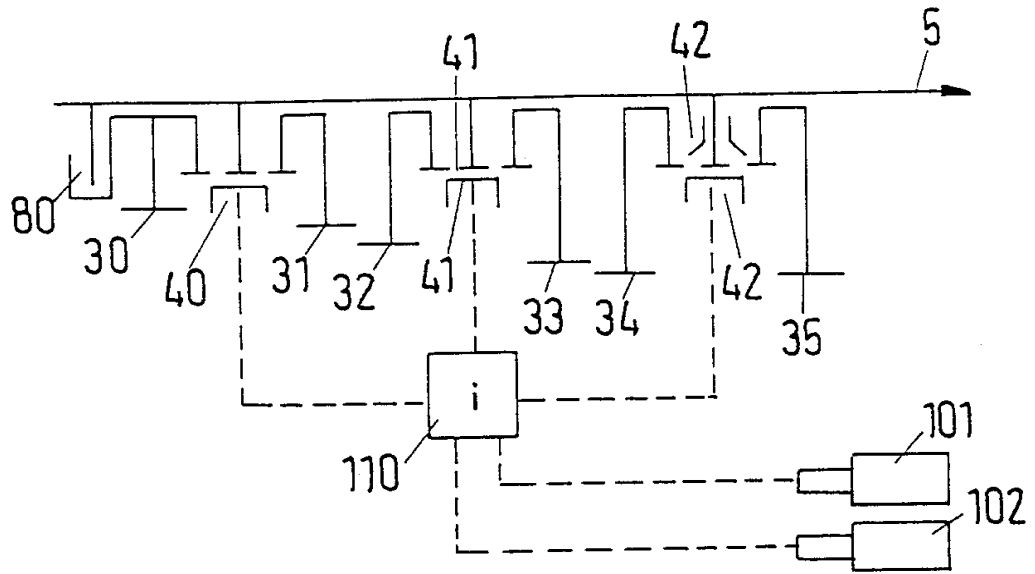


图 3b

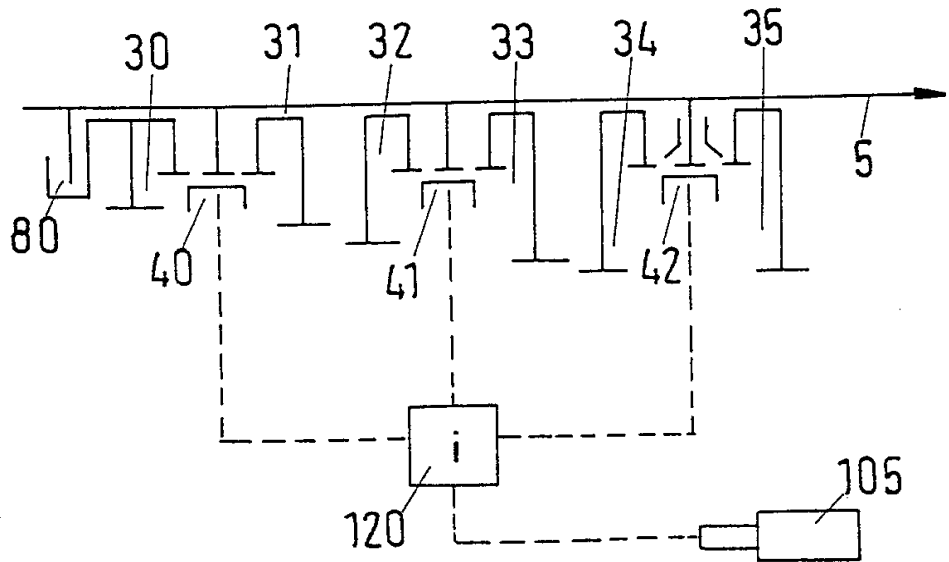


图 4a

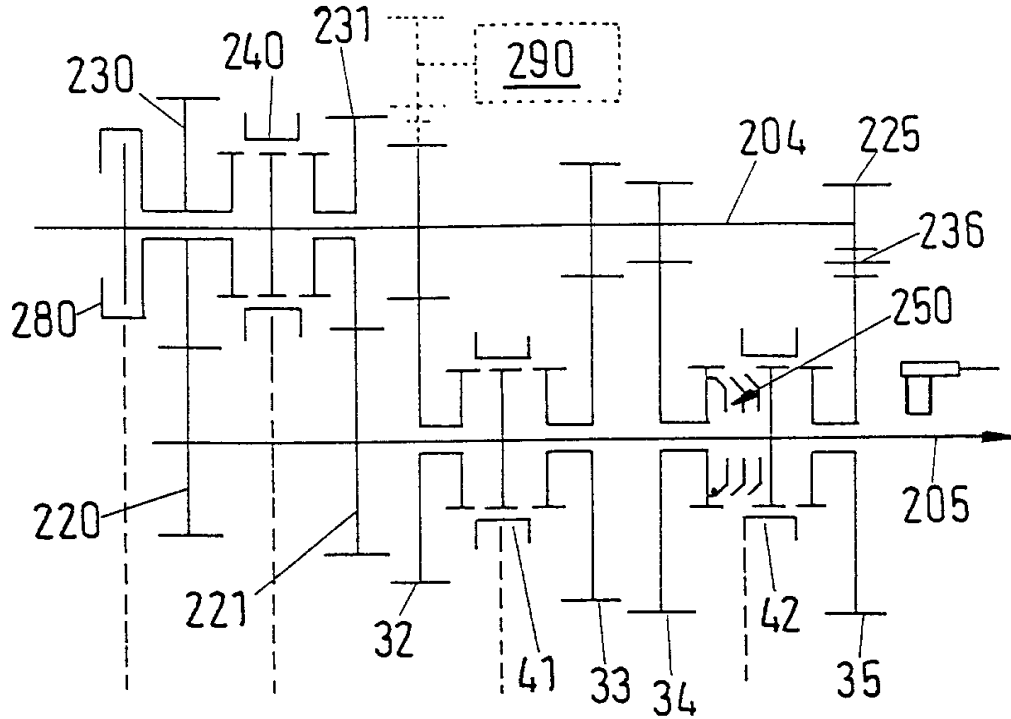


图 4b

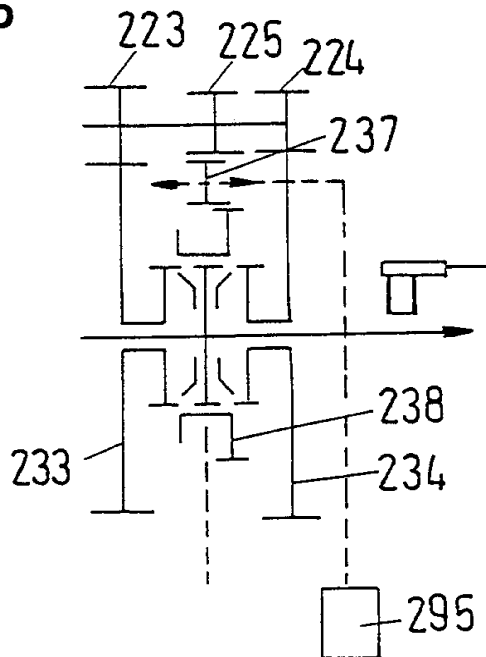


图 5a

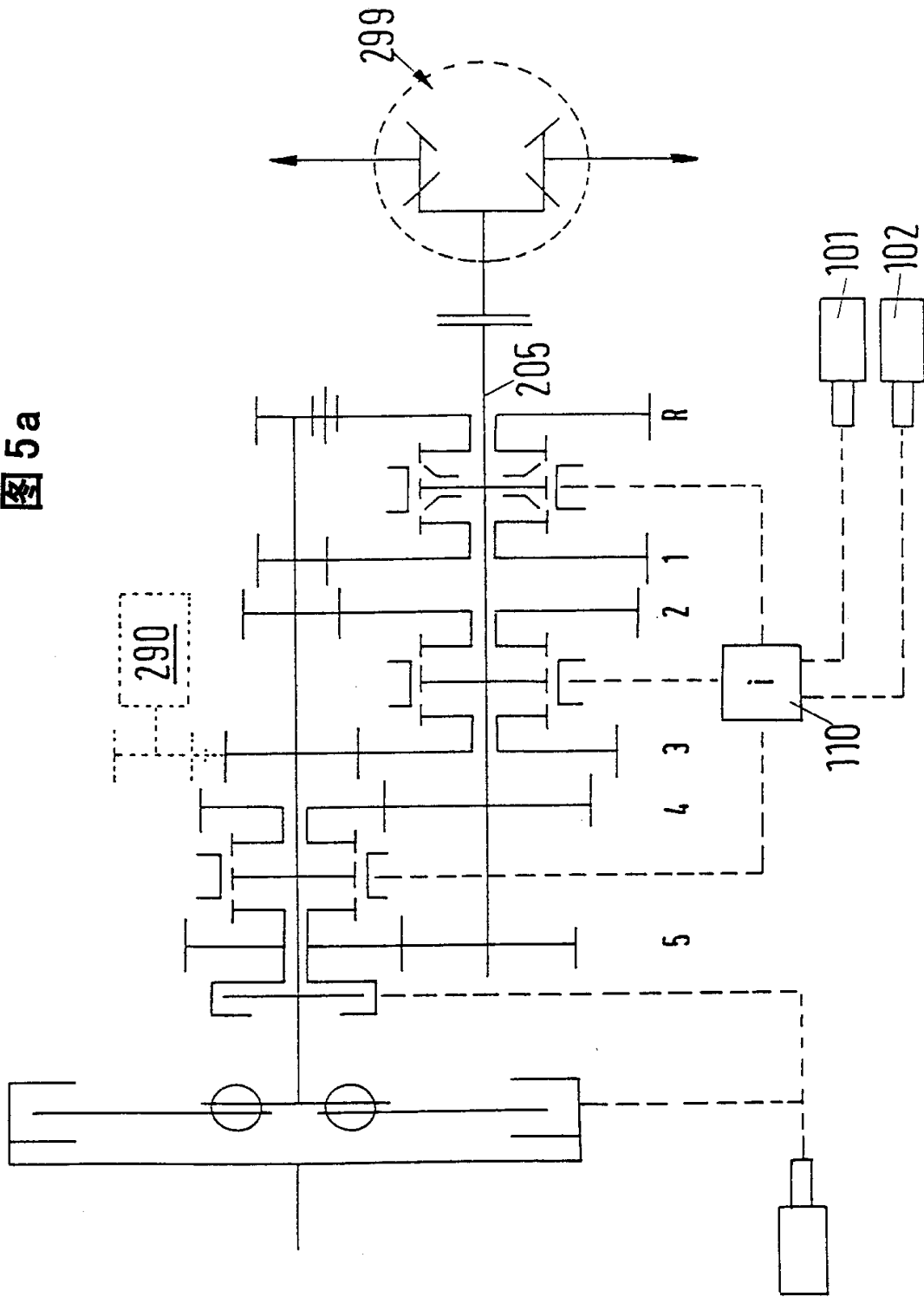
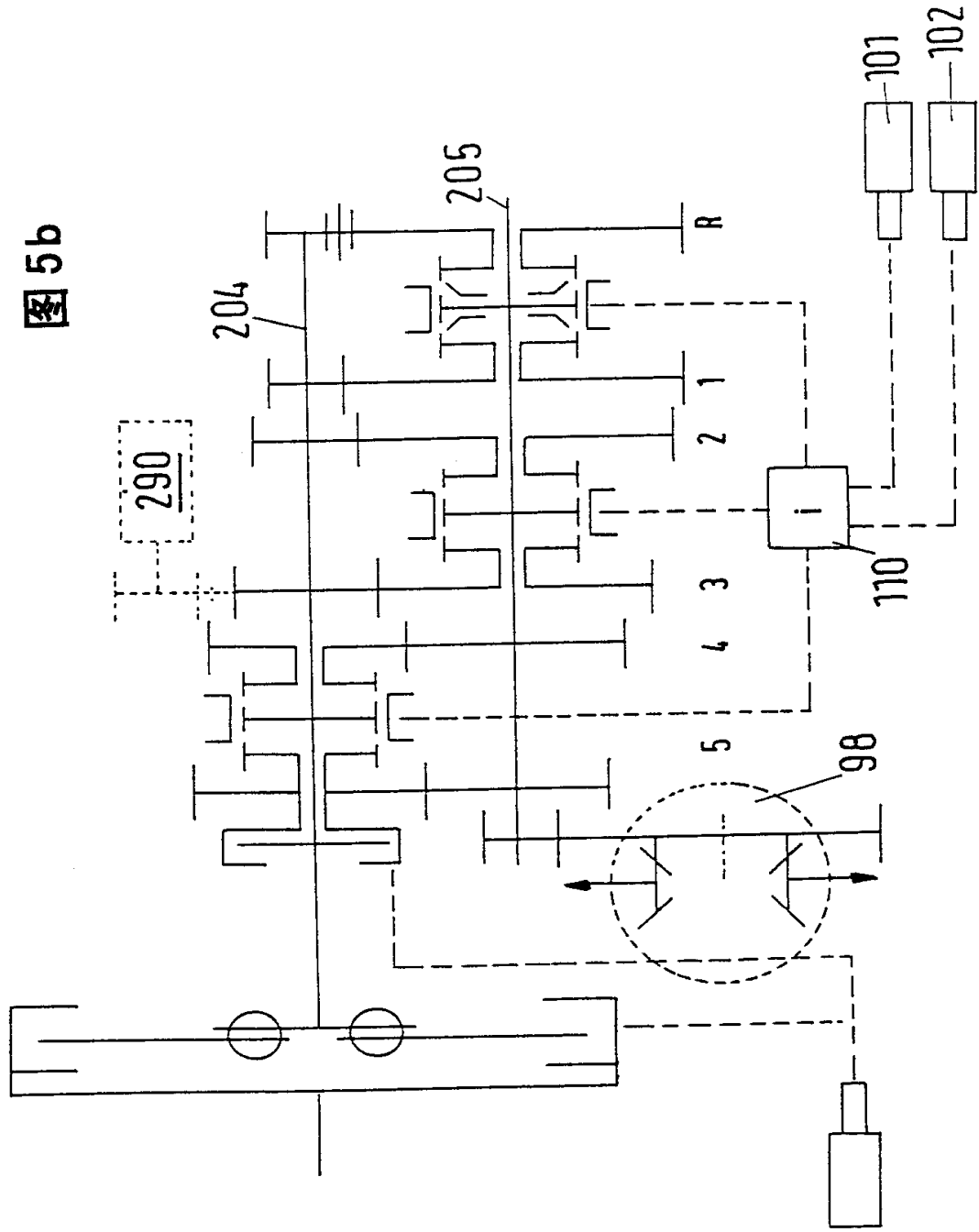


图 5b



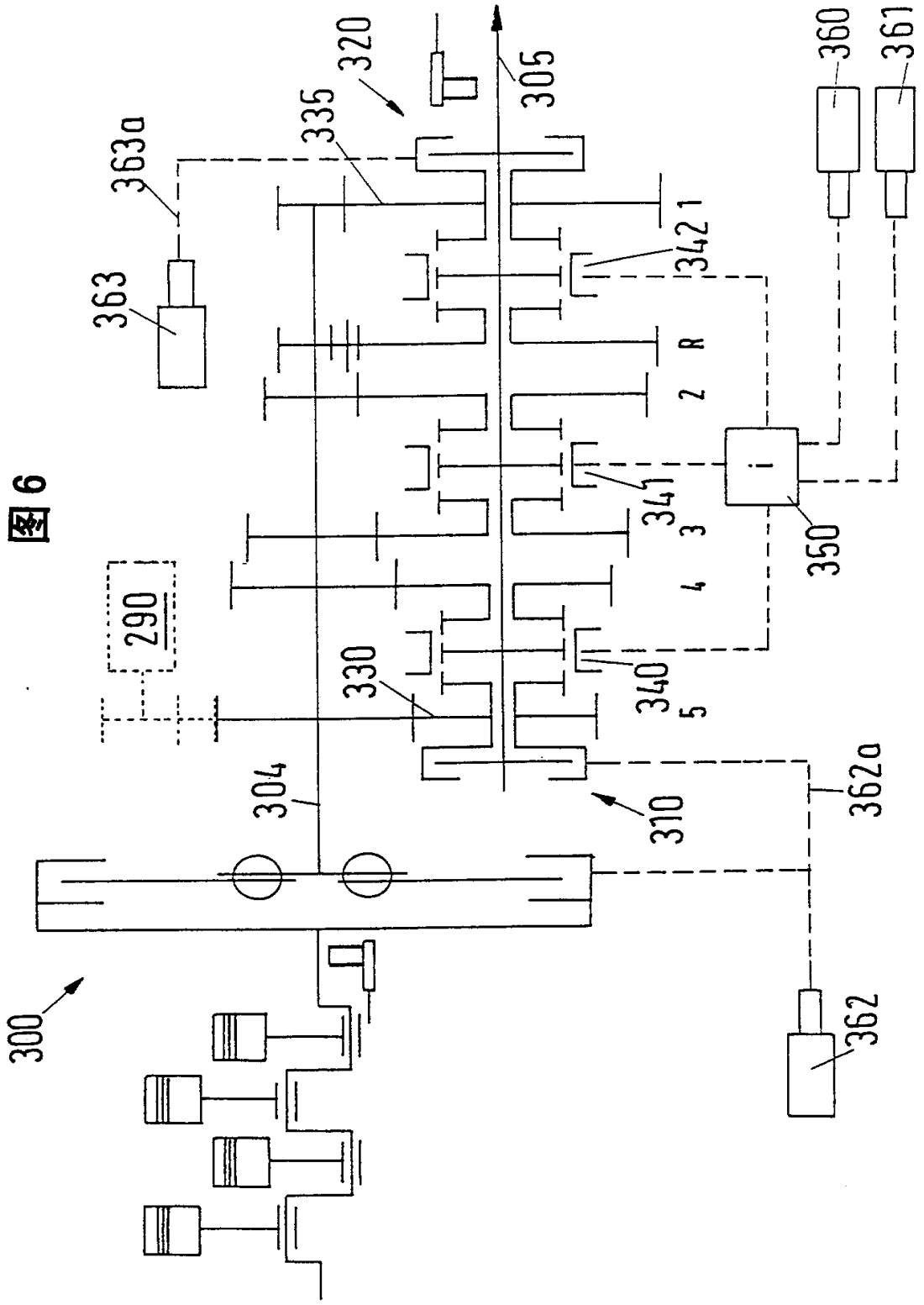


图 6

图 7a

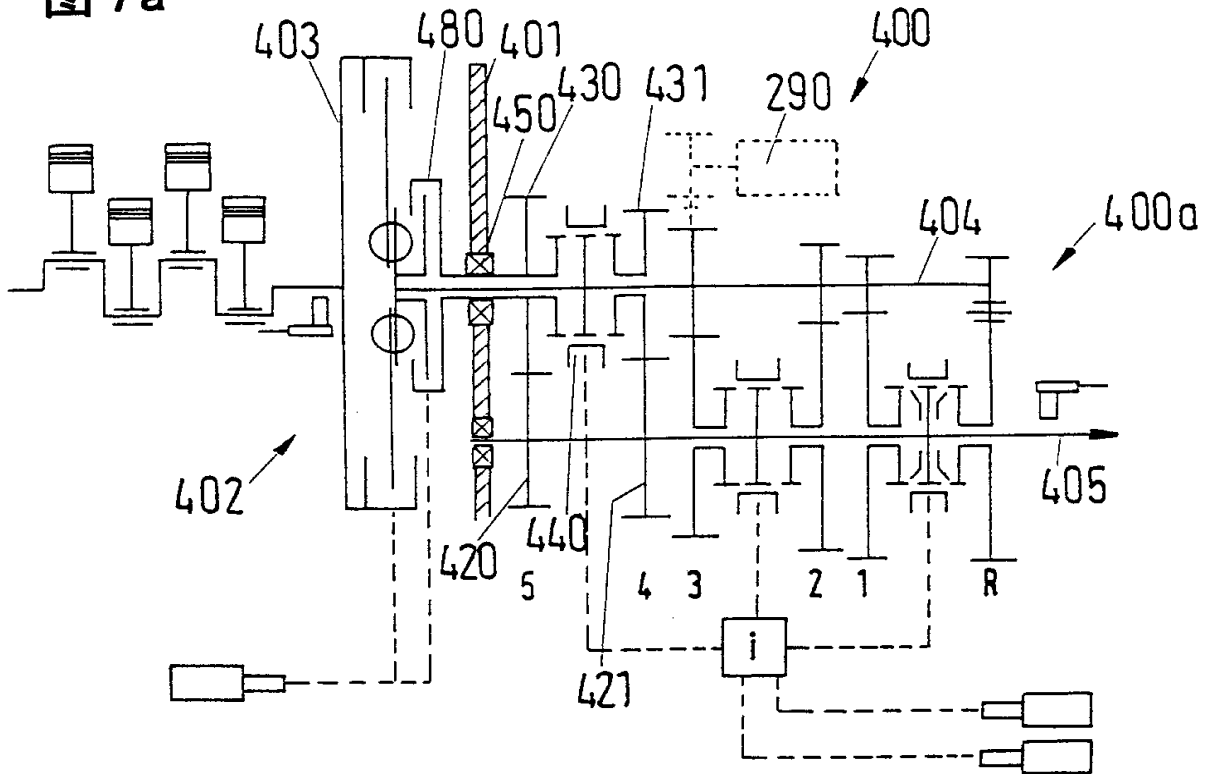
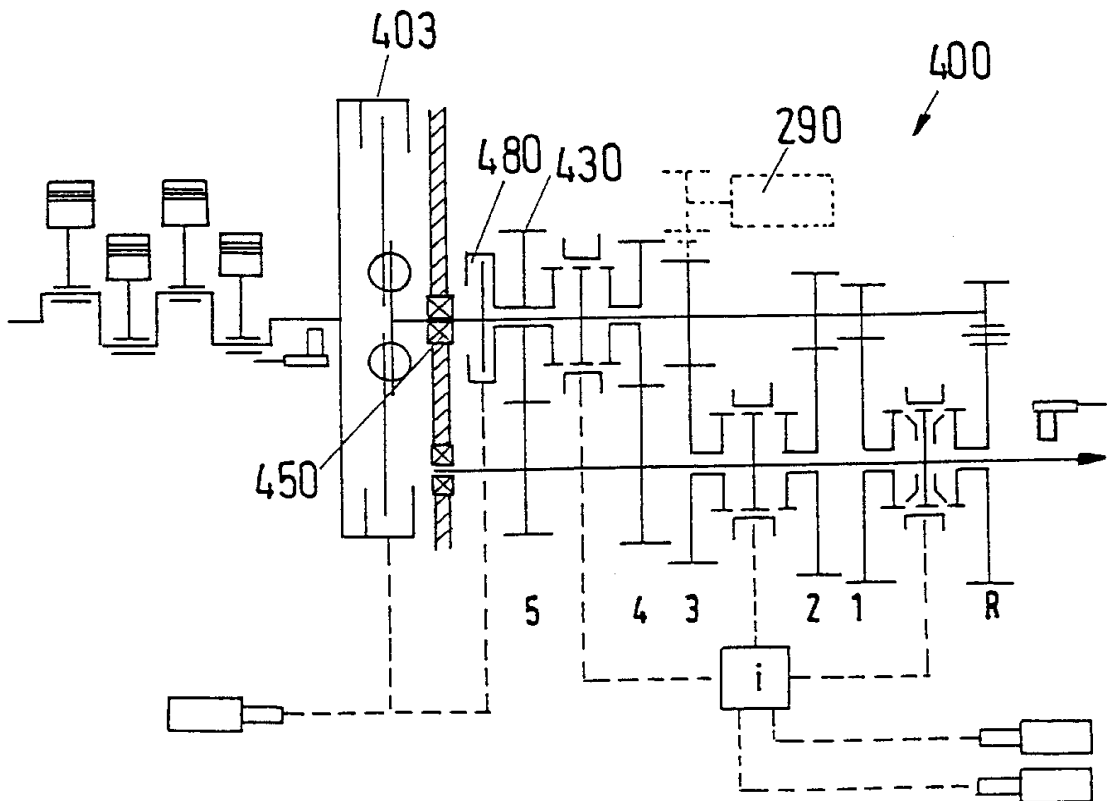


图 7b



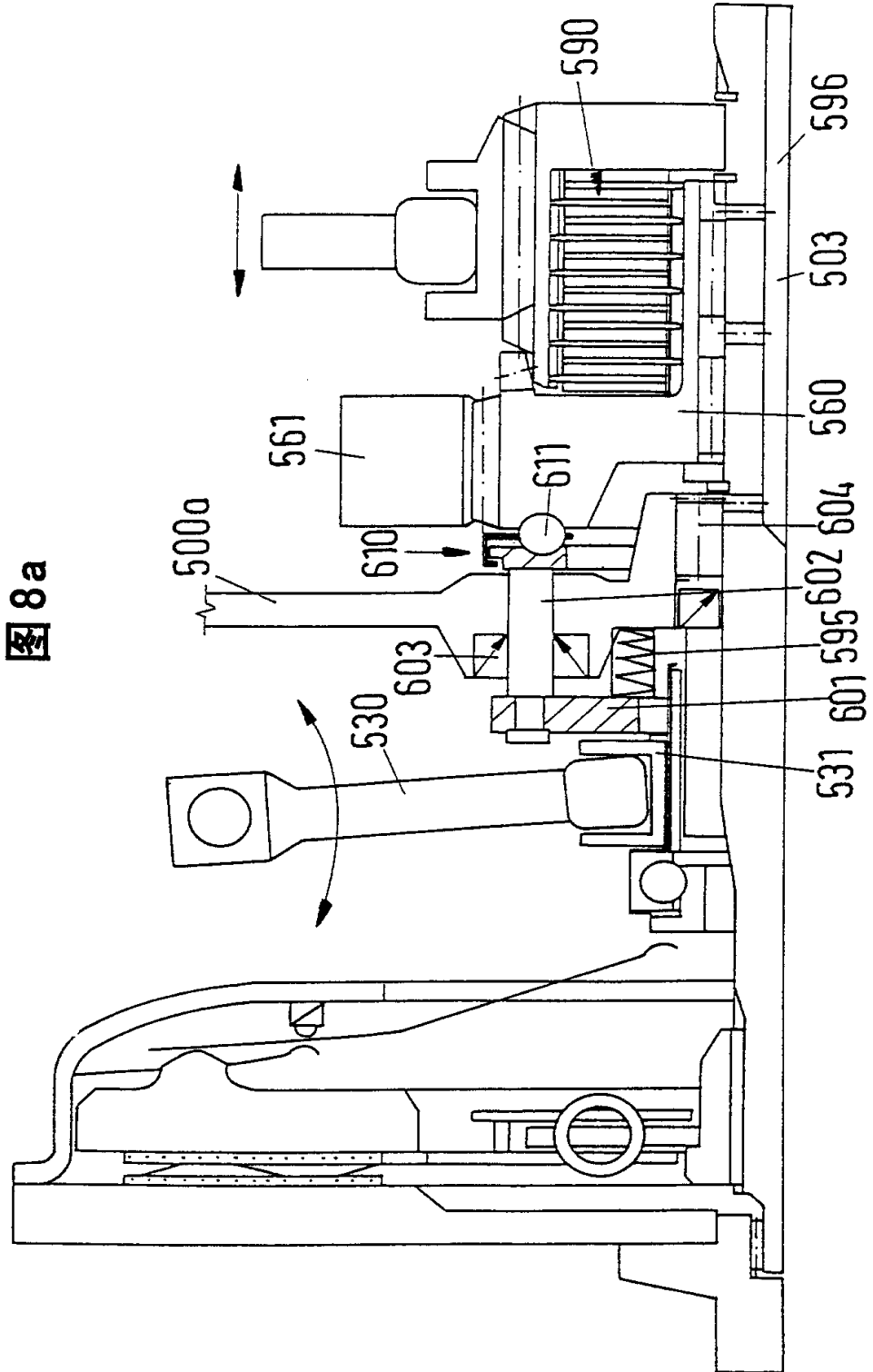


图 8a

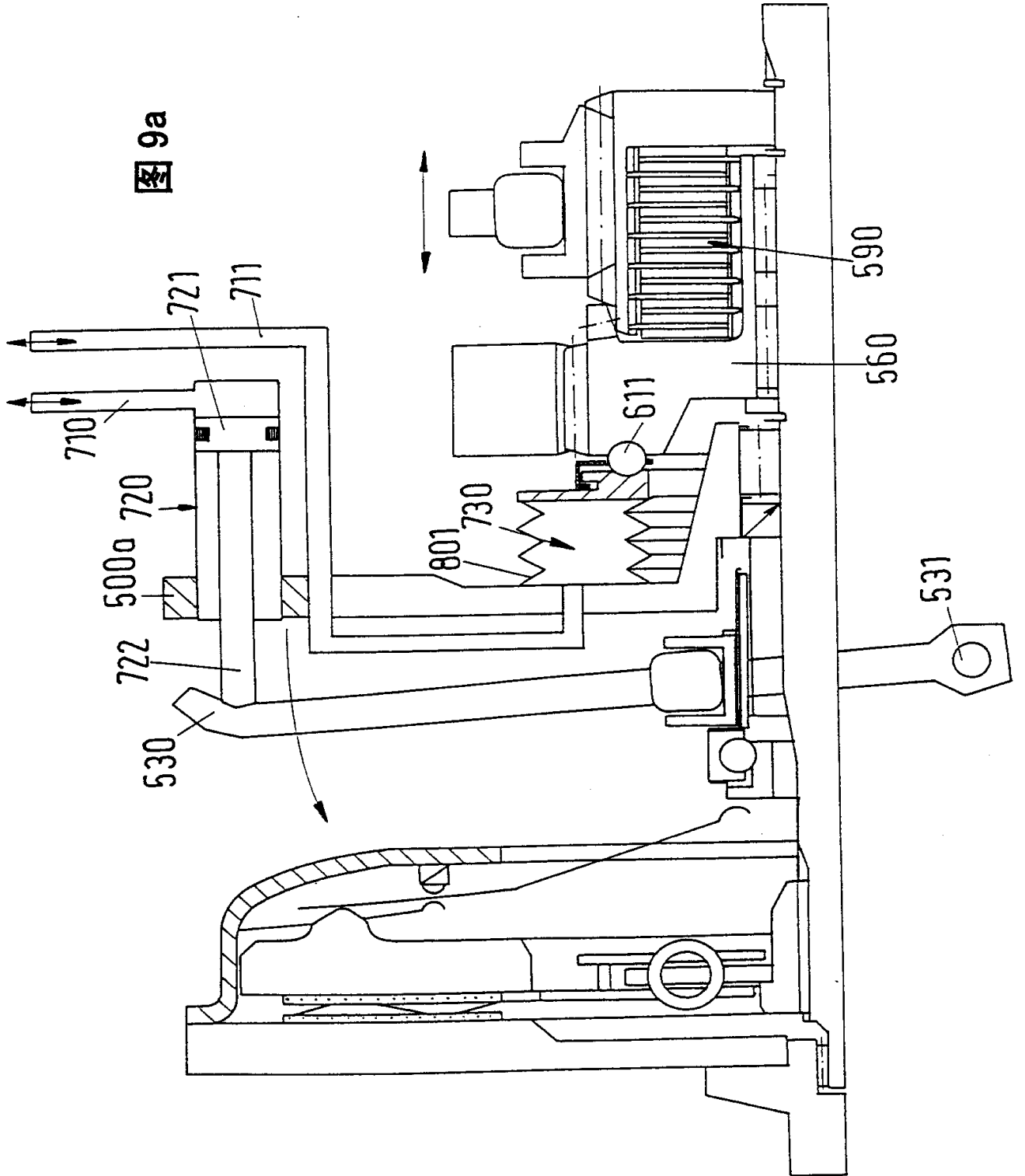


图 9a

图 10

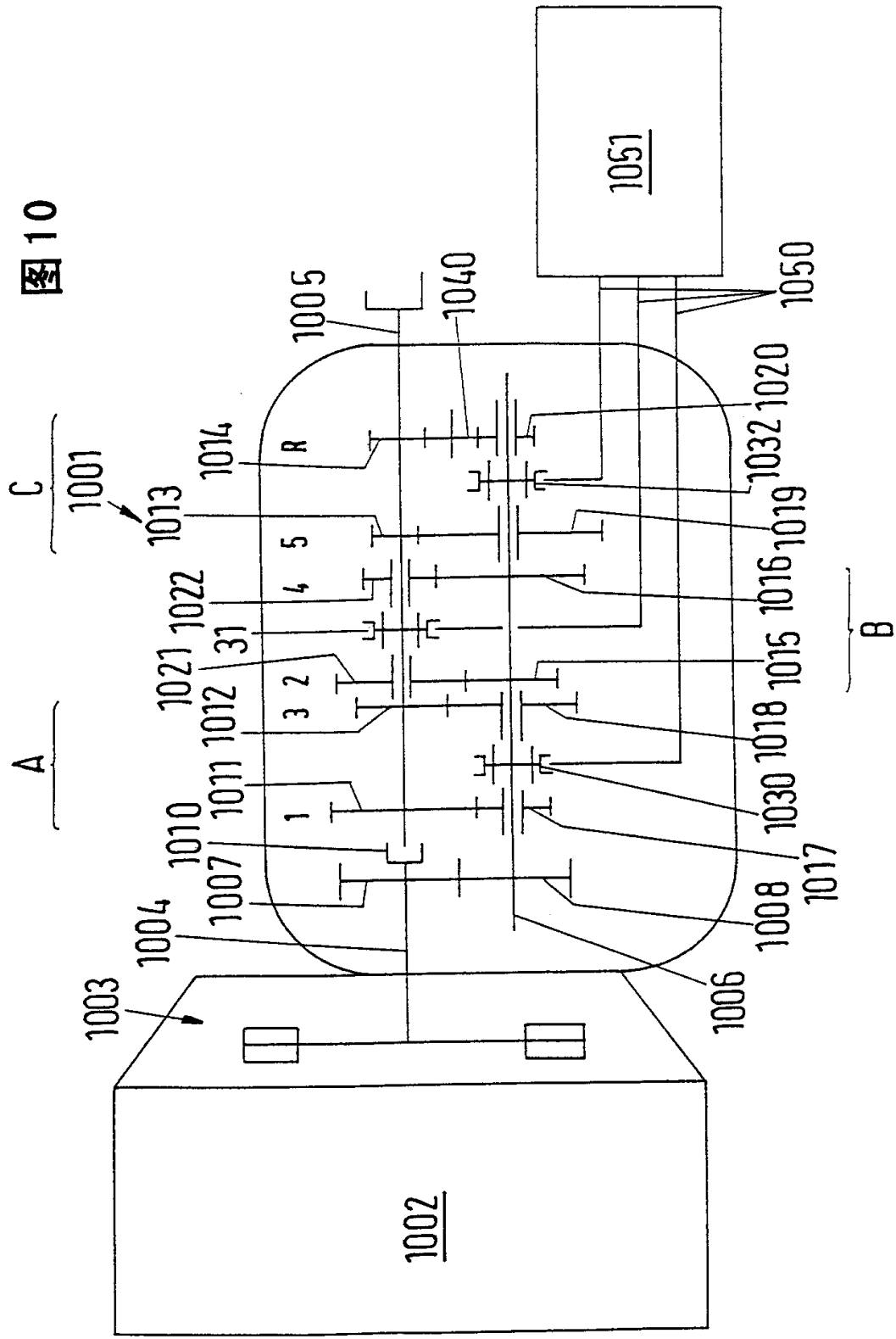


图 11a

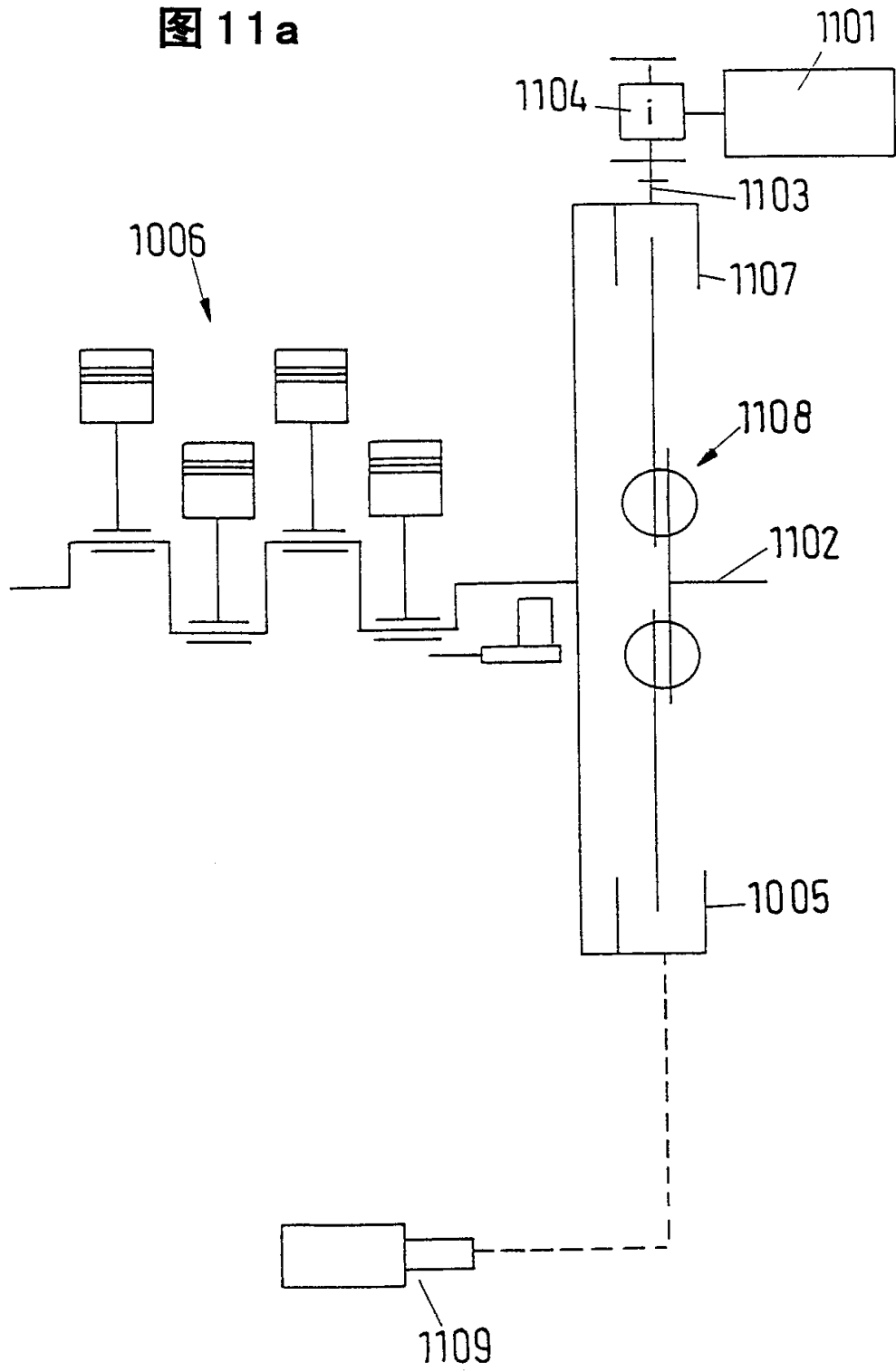


图 11b

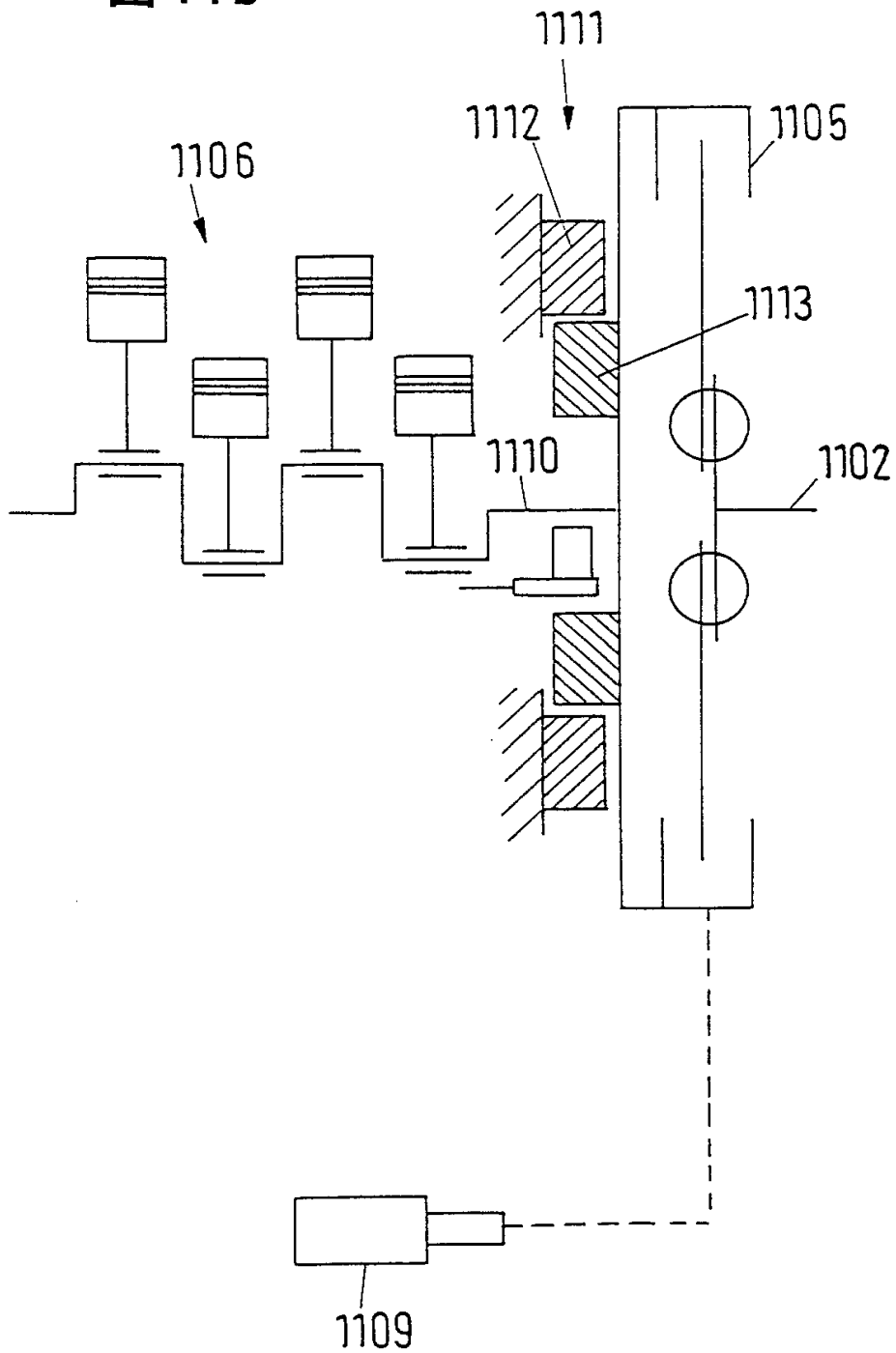
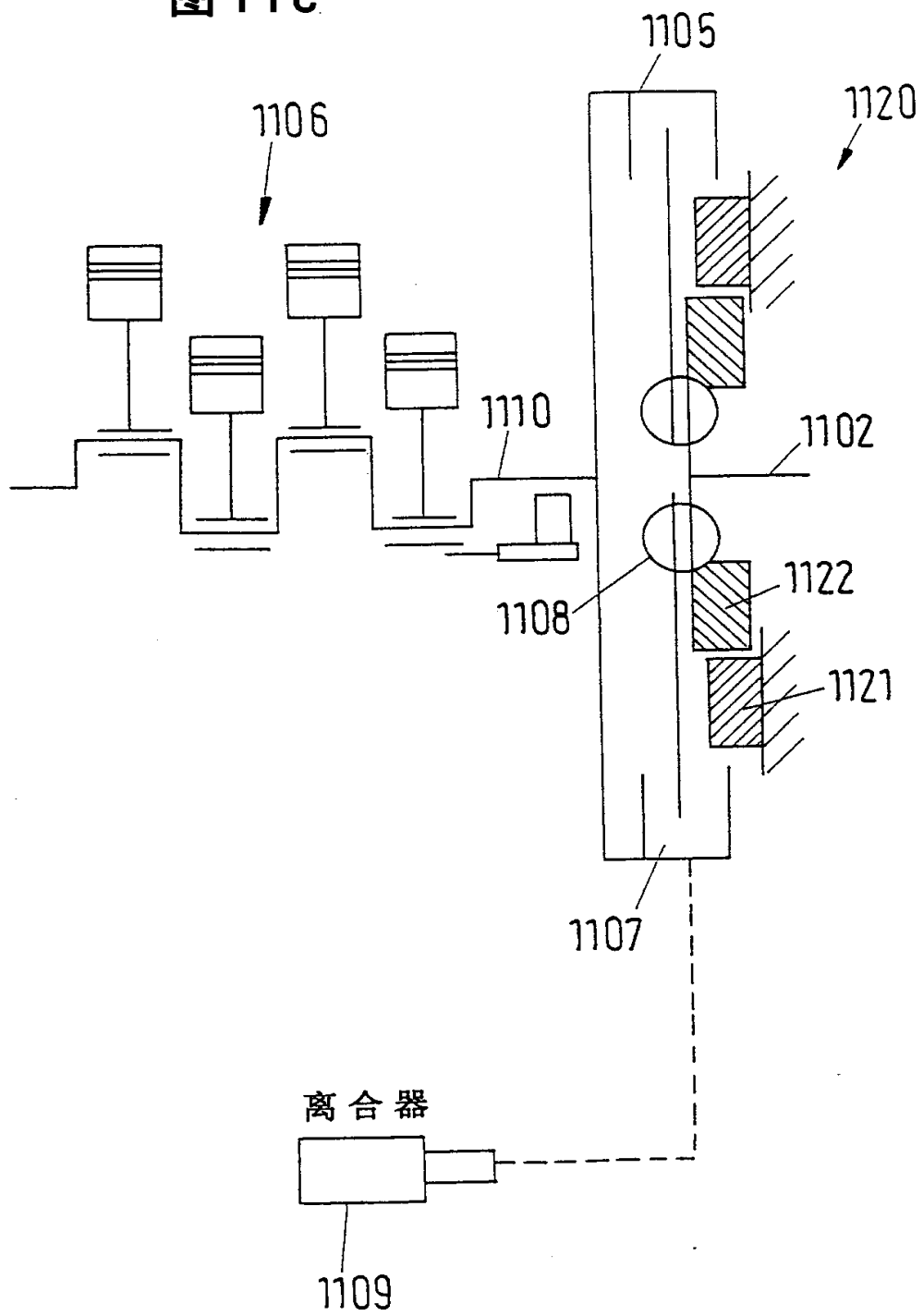


图 11c



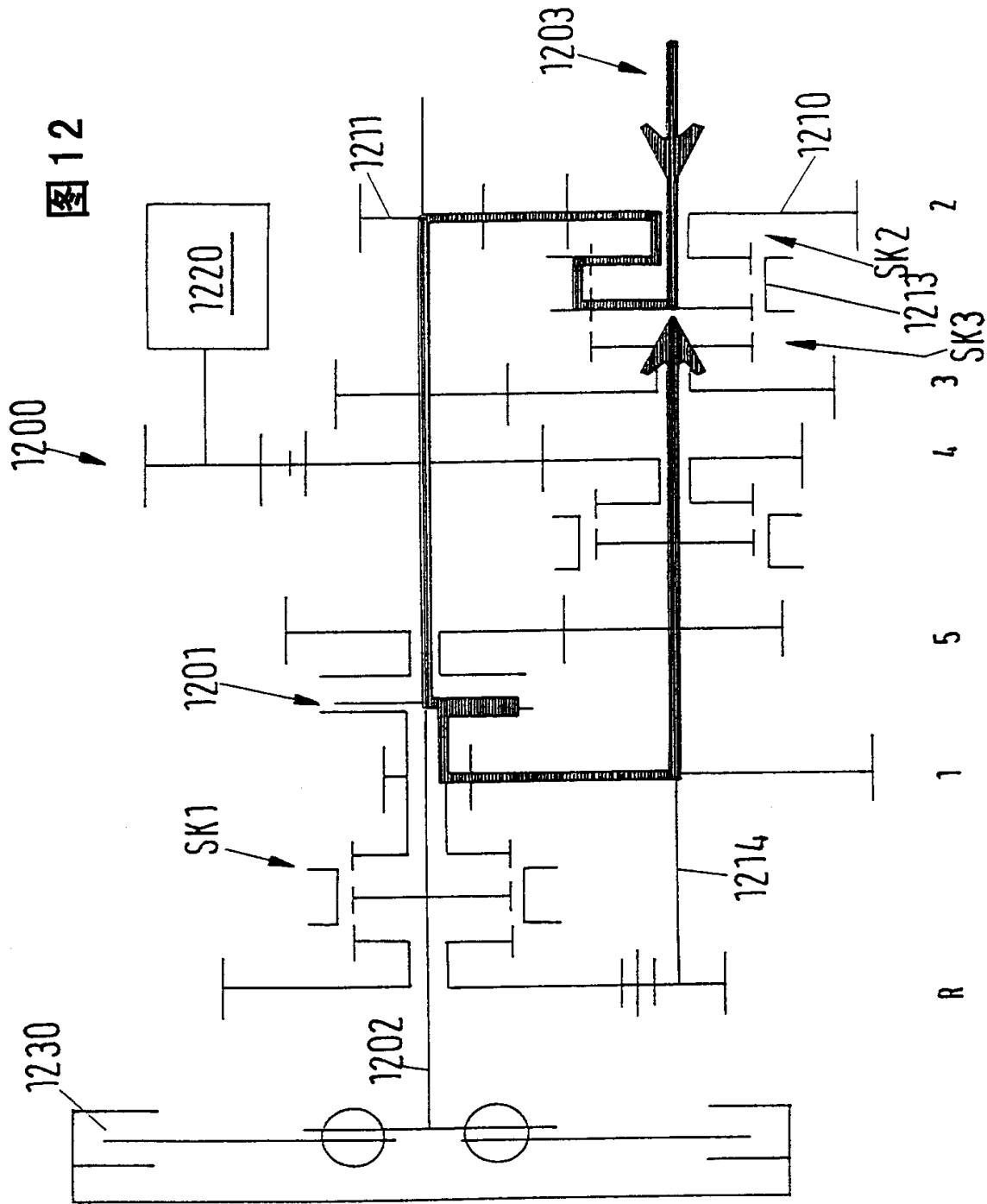


图12

图 13a

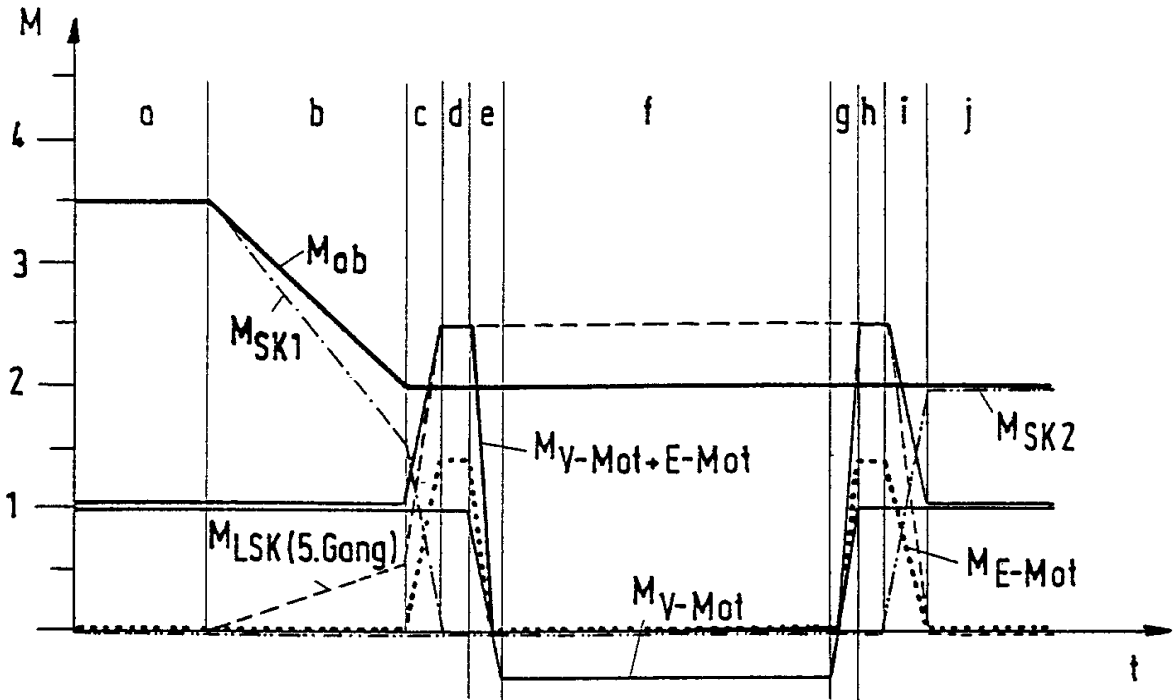


图 13b

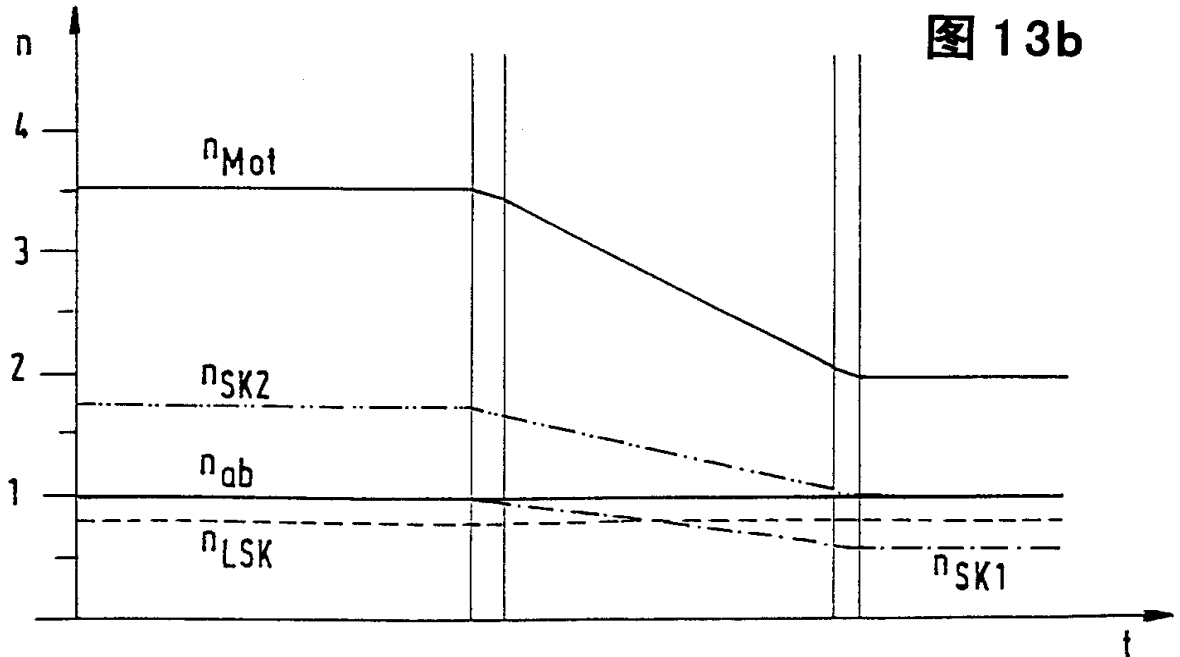


图 14 a

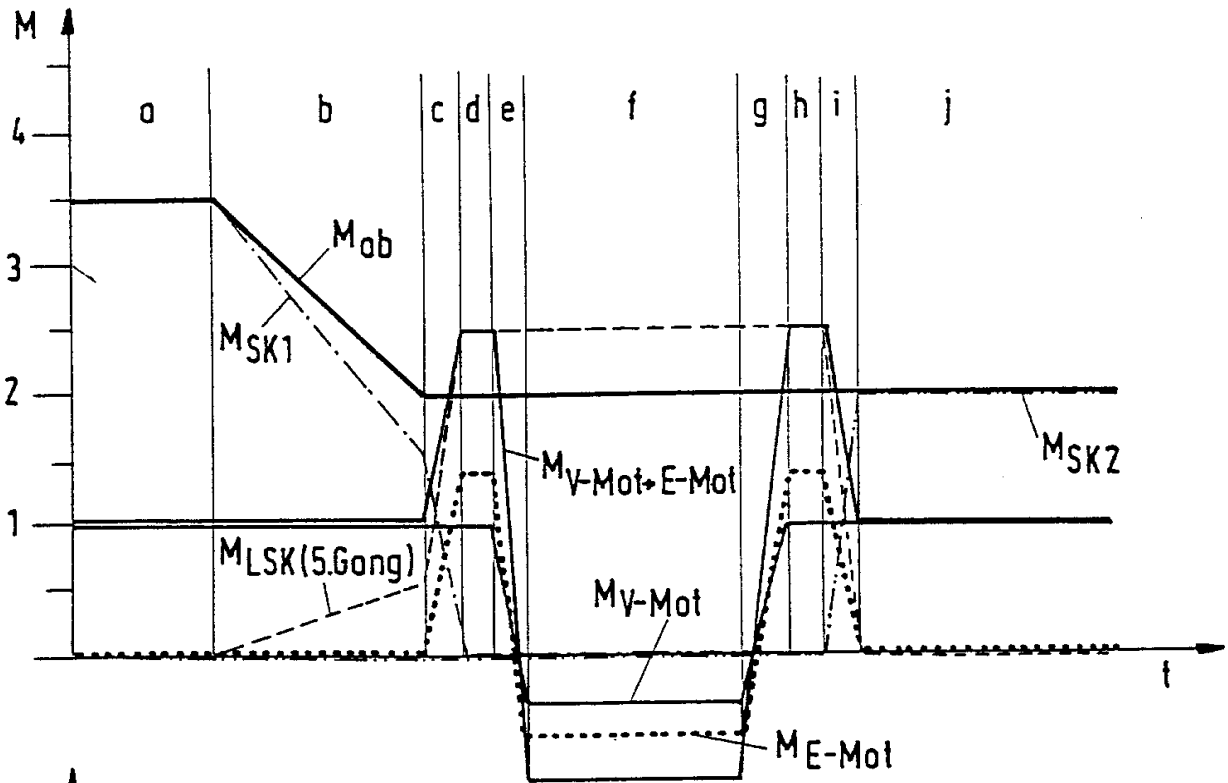


图 14 b

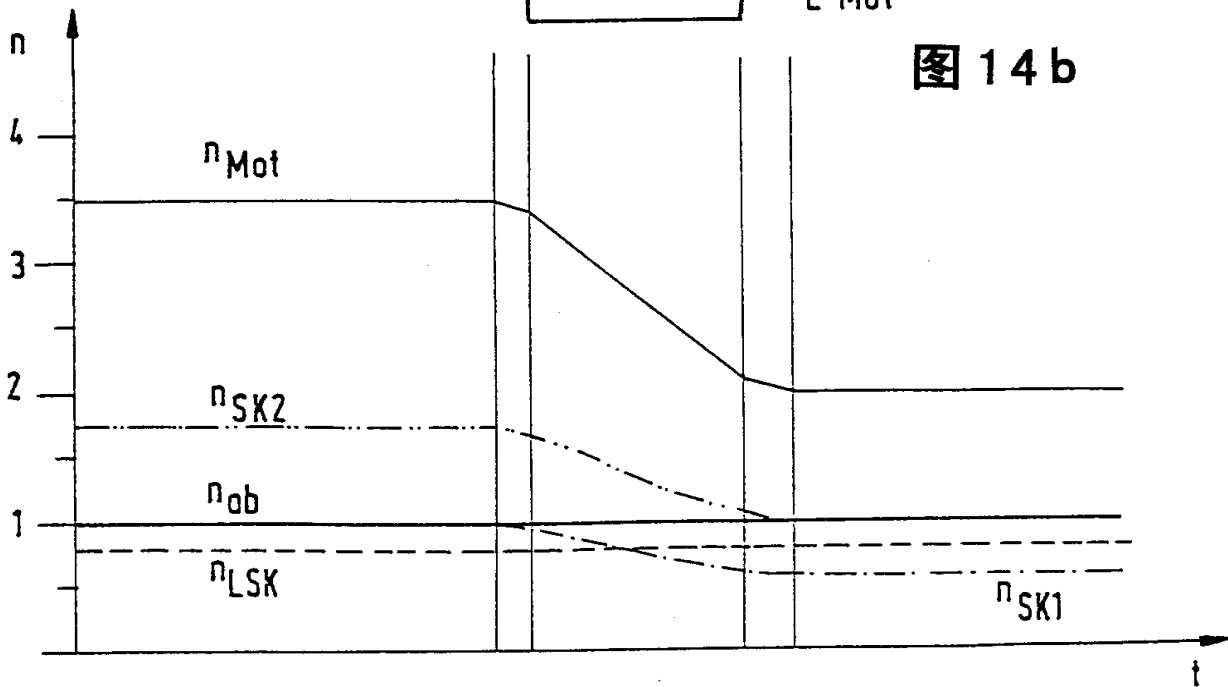


图 15a

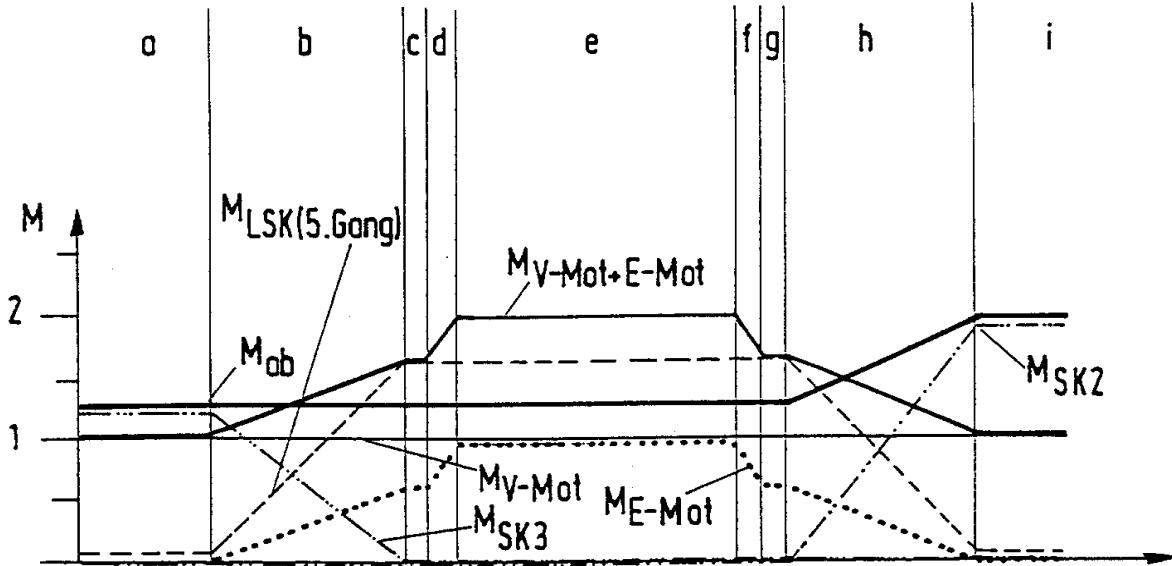


图 15b

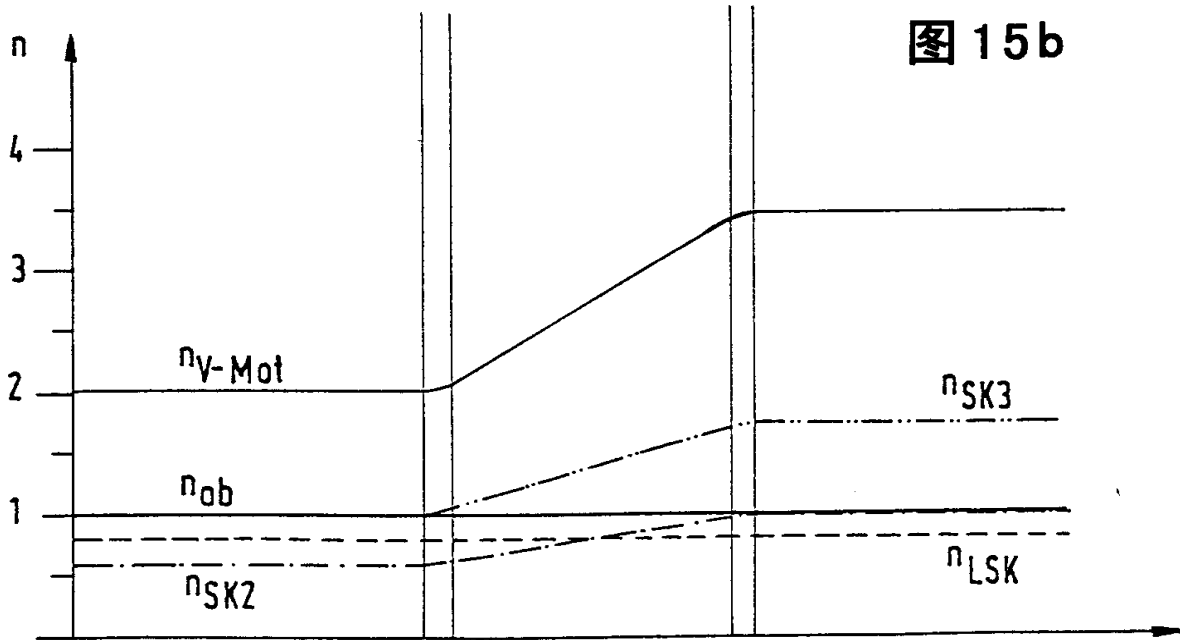


图 16a

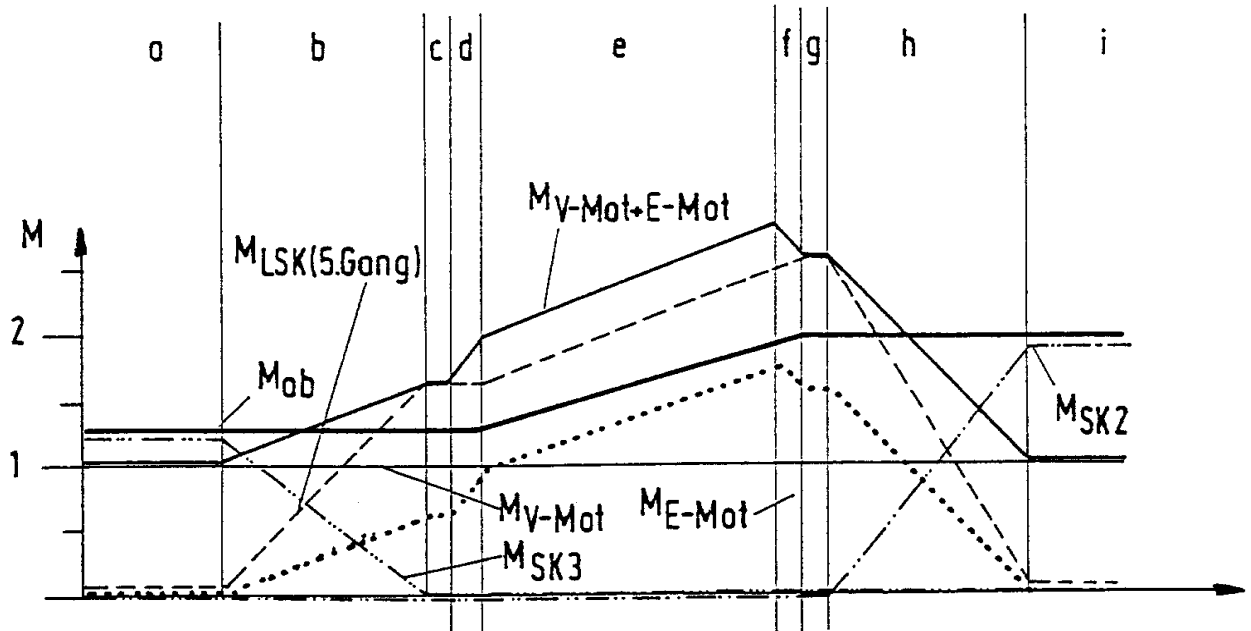


图 16b

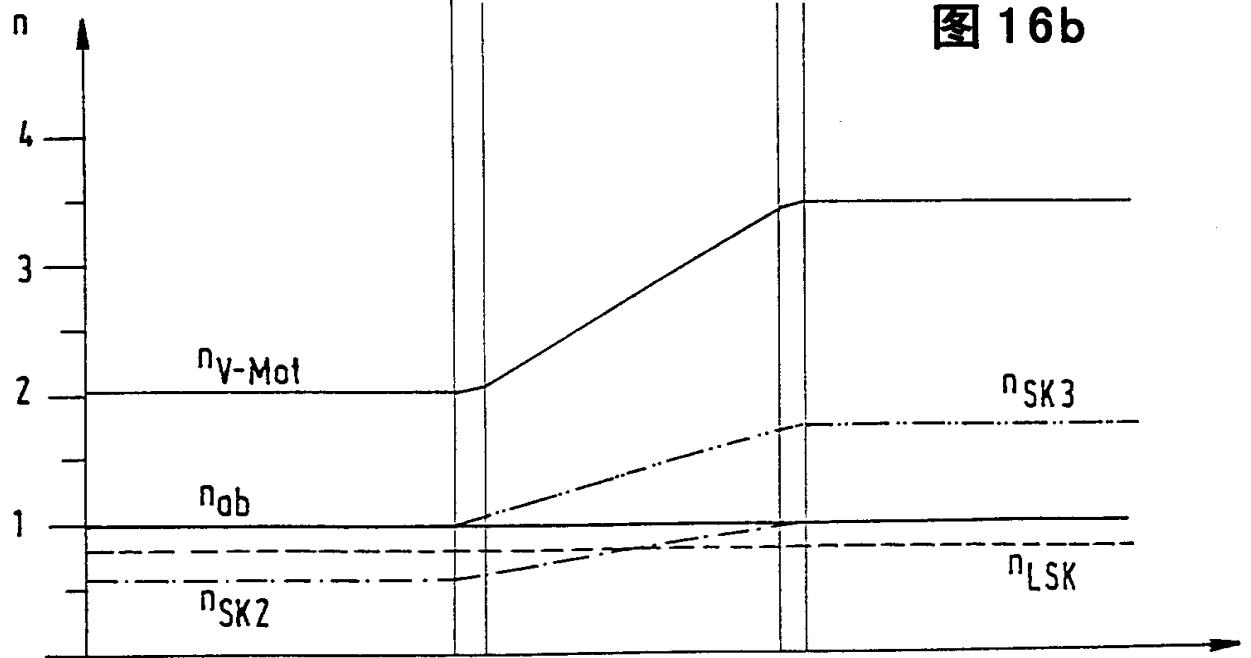


图 17a

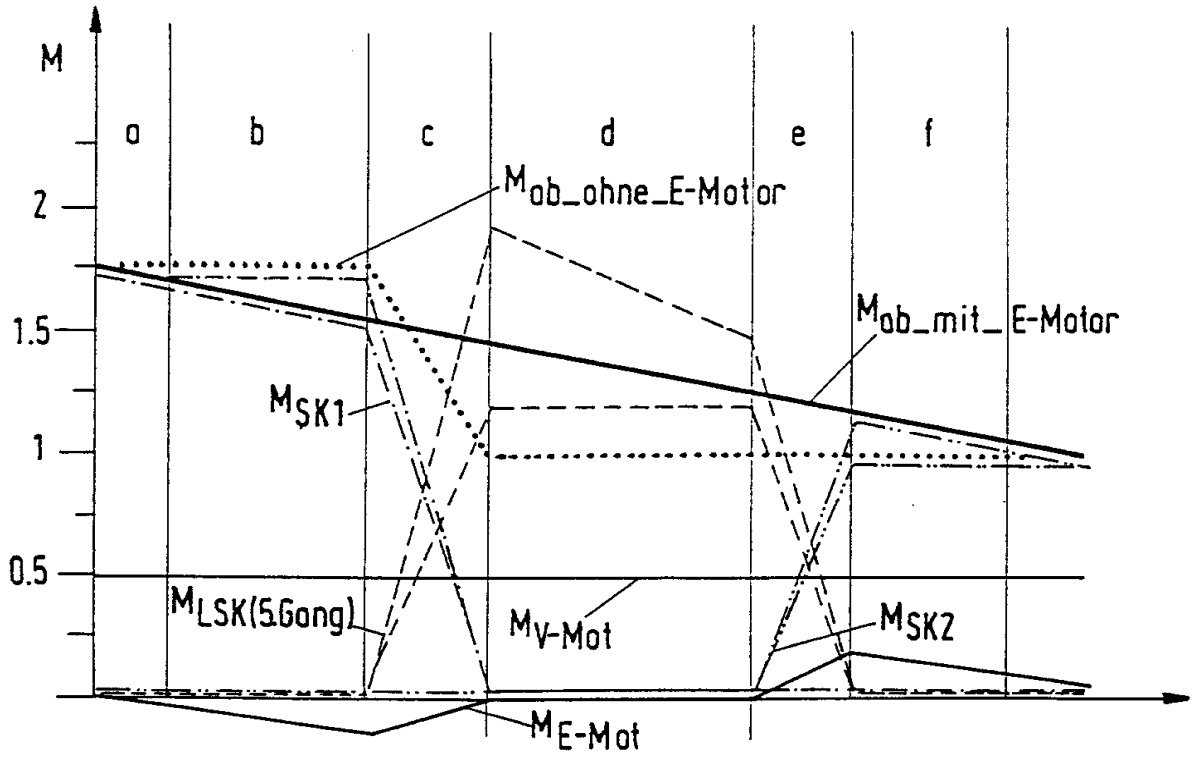


图 17b

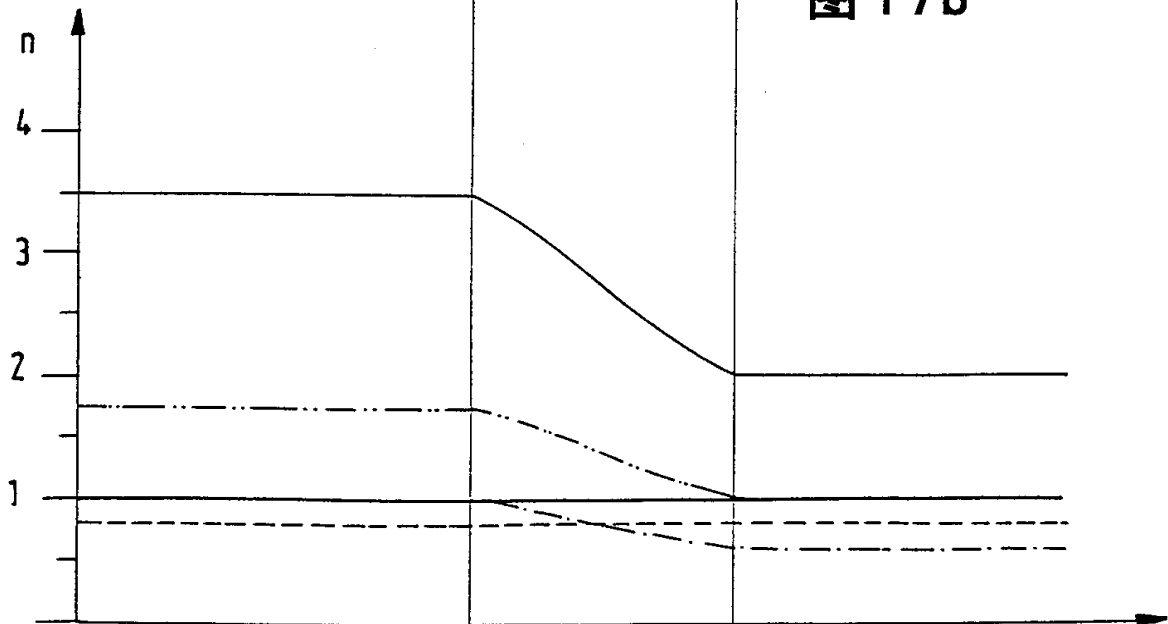


图 18

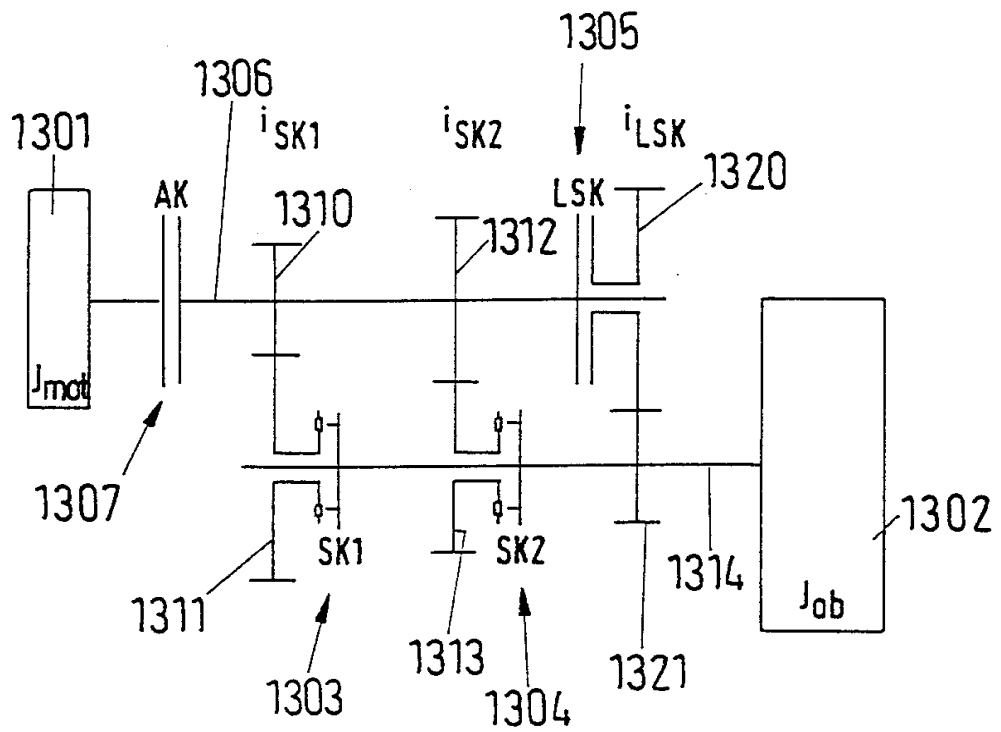
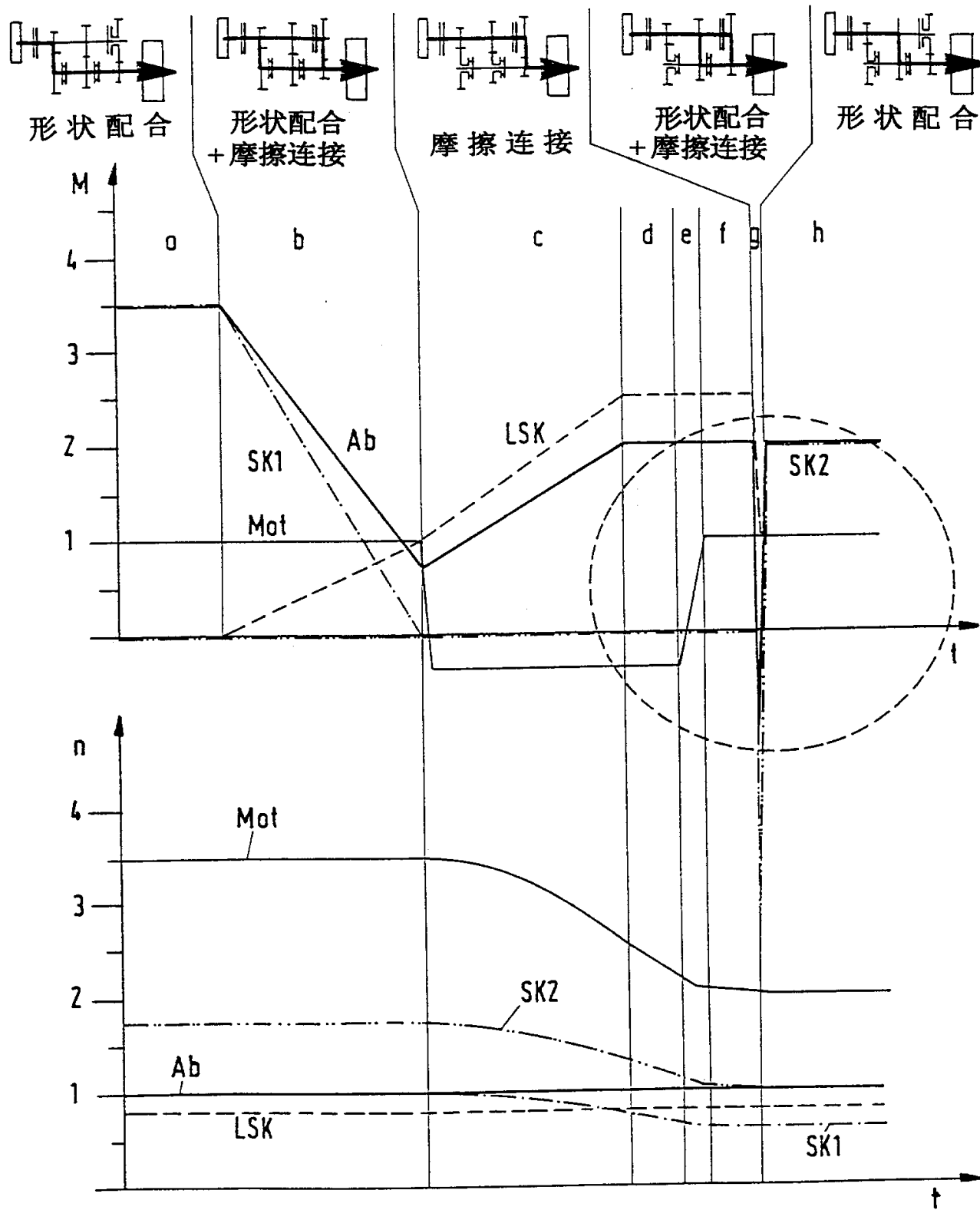


图 19



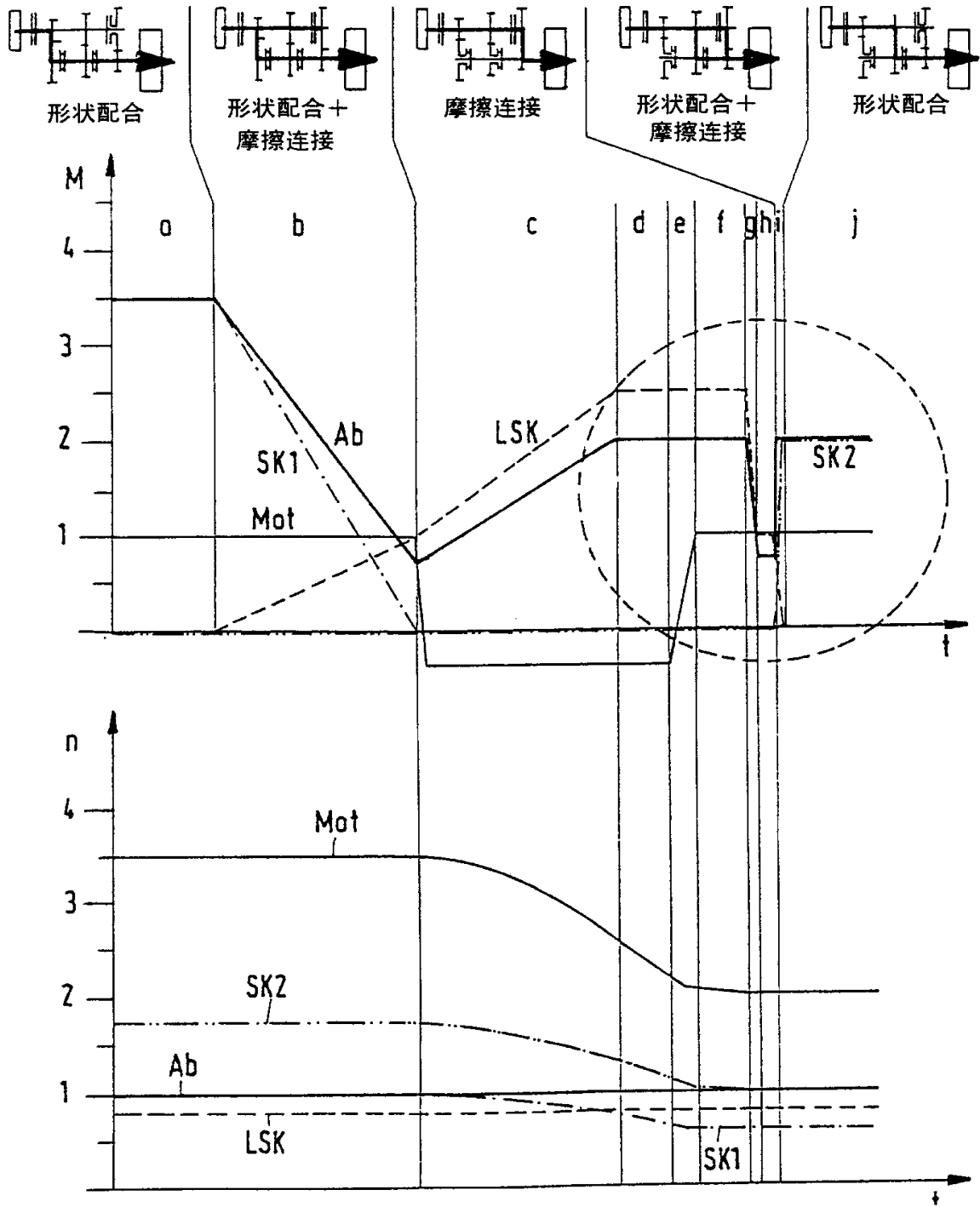


图 20

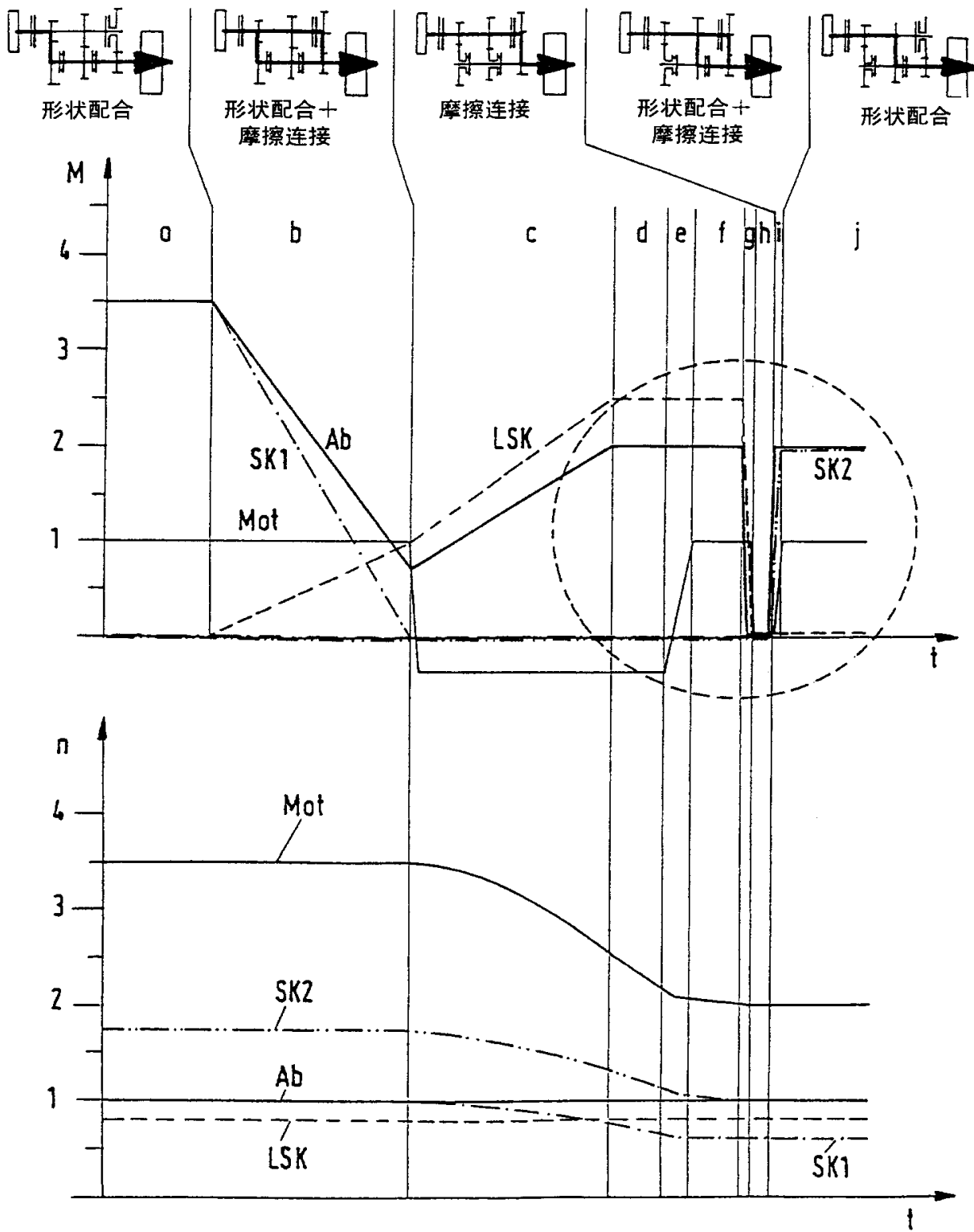


图 21

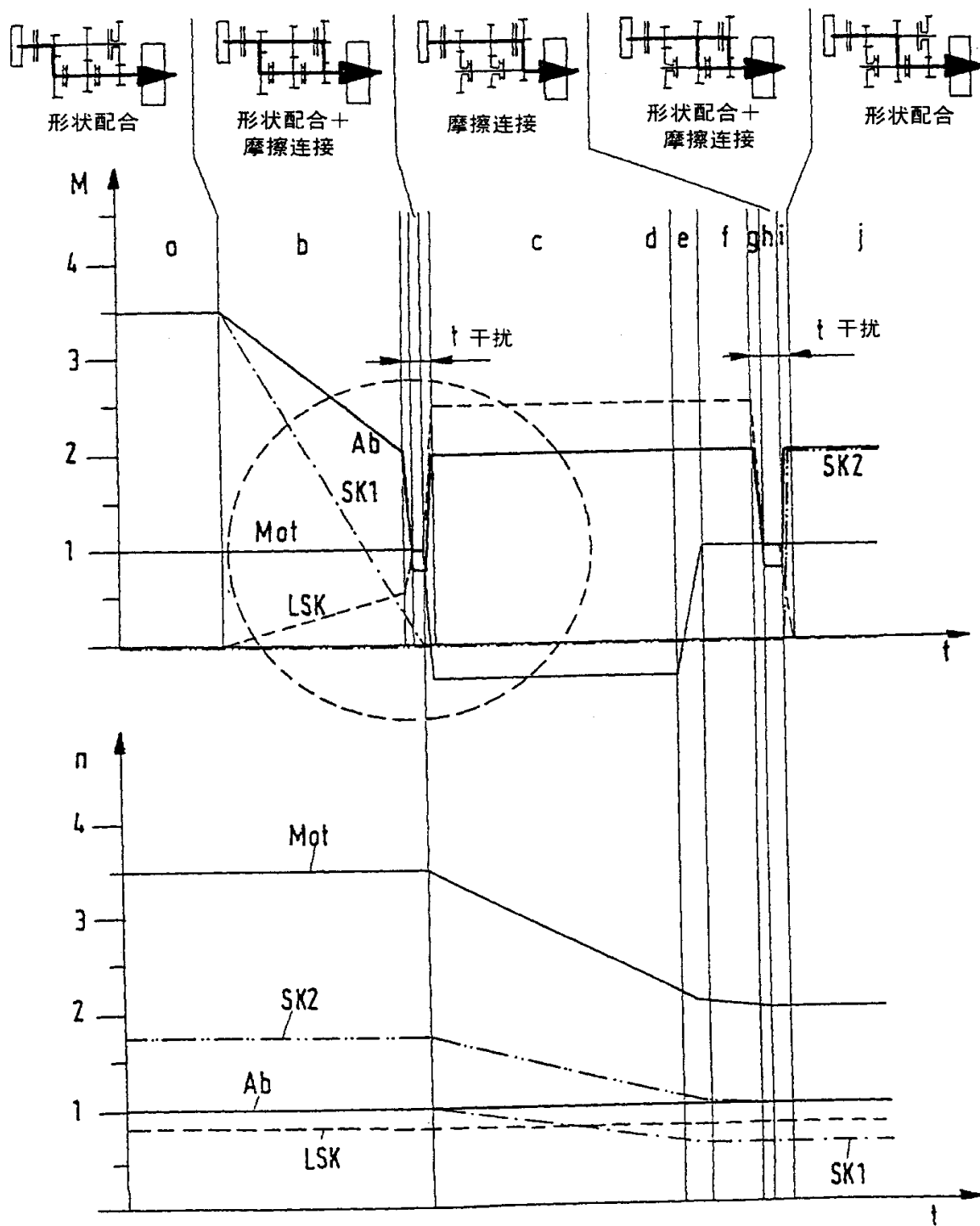


图 22

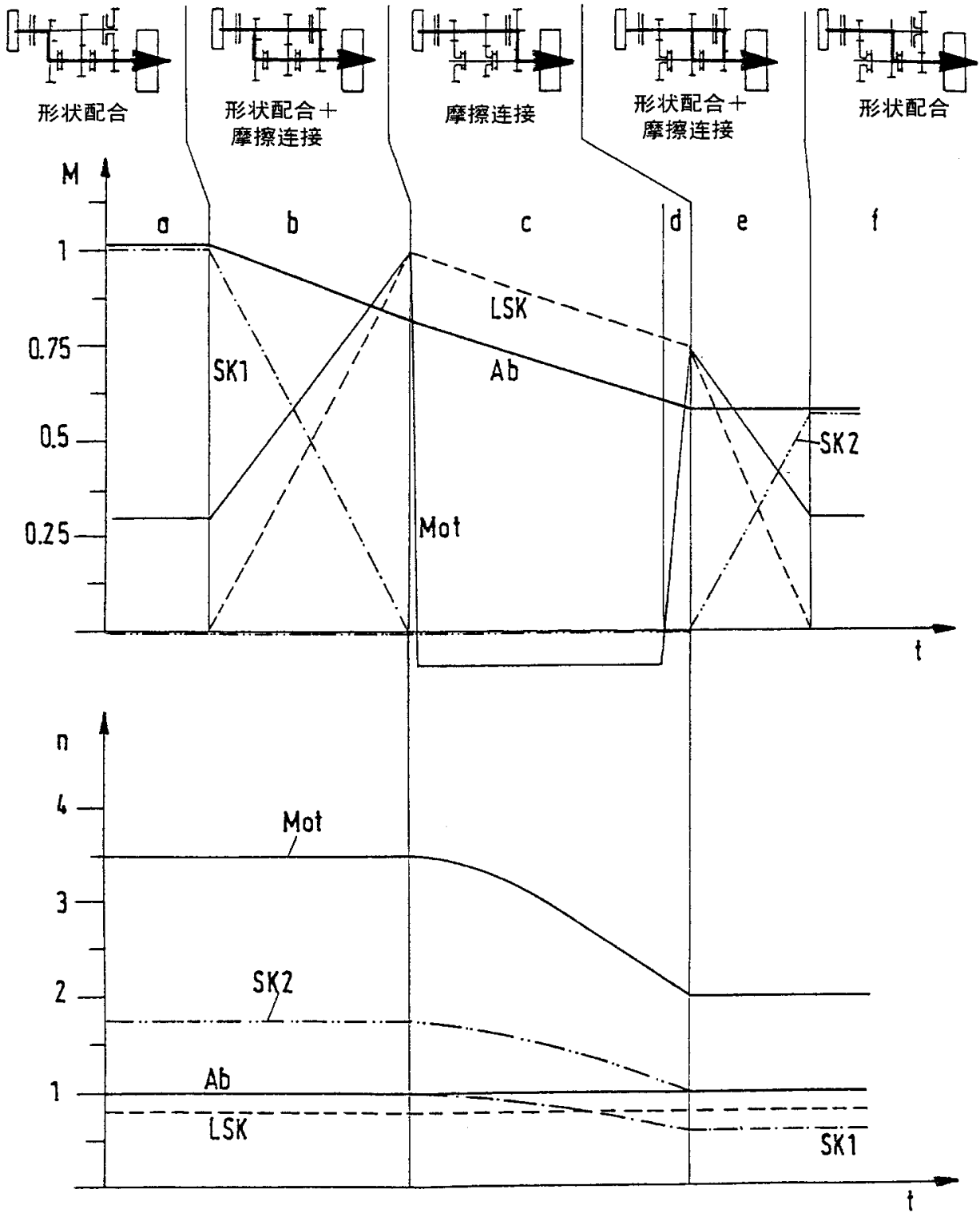


图 23

图 24

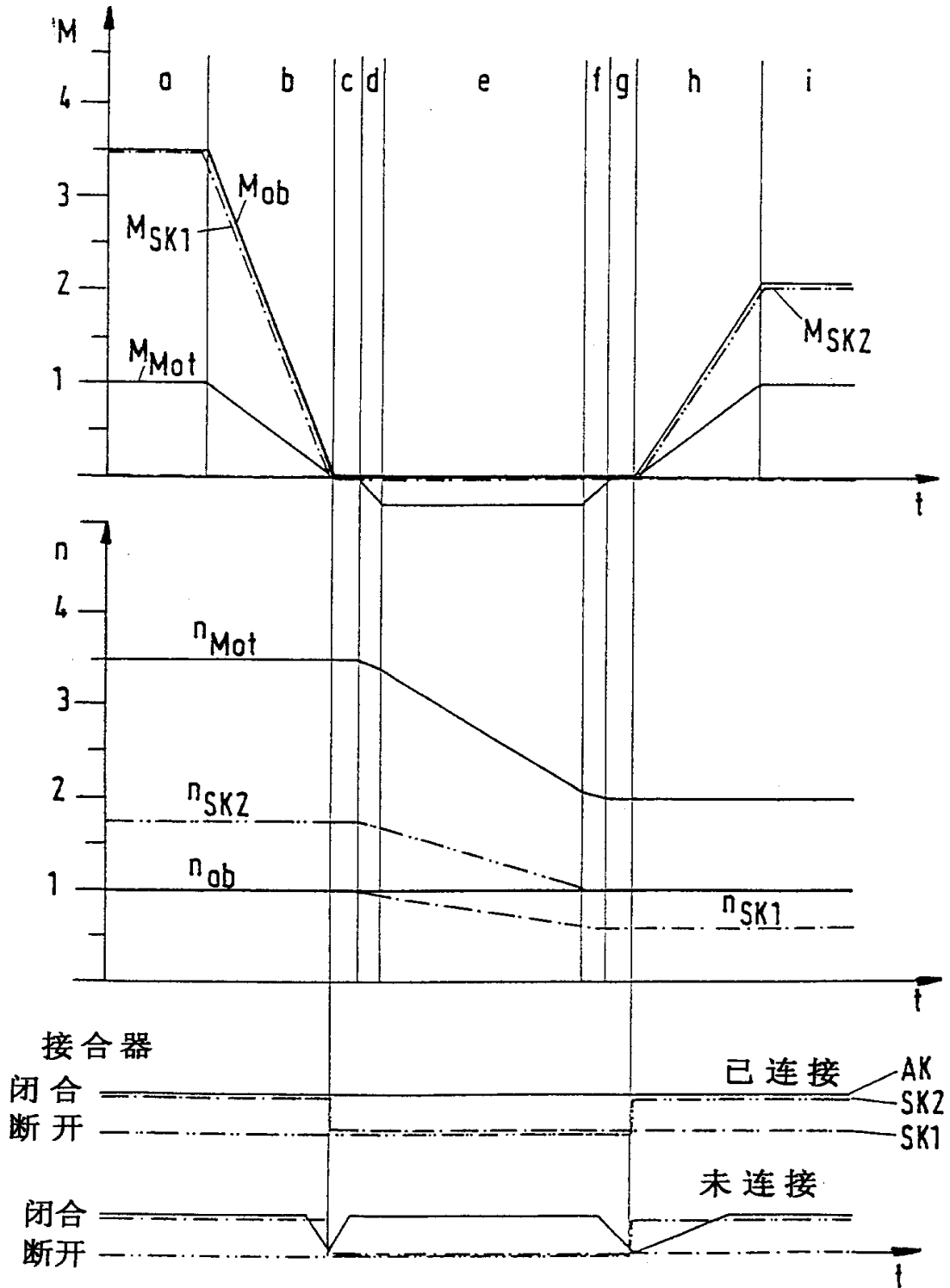


图 25

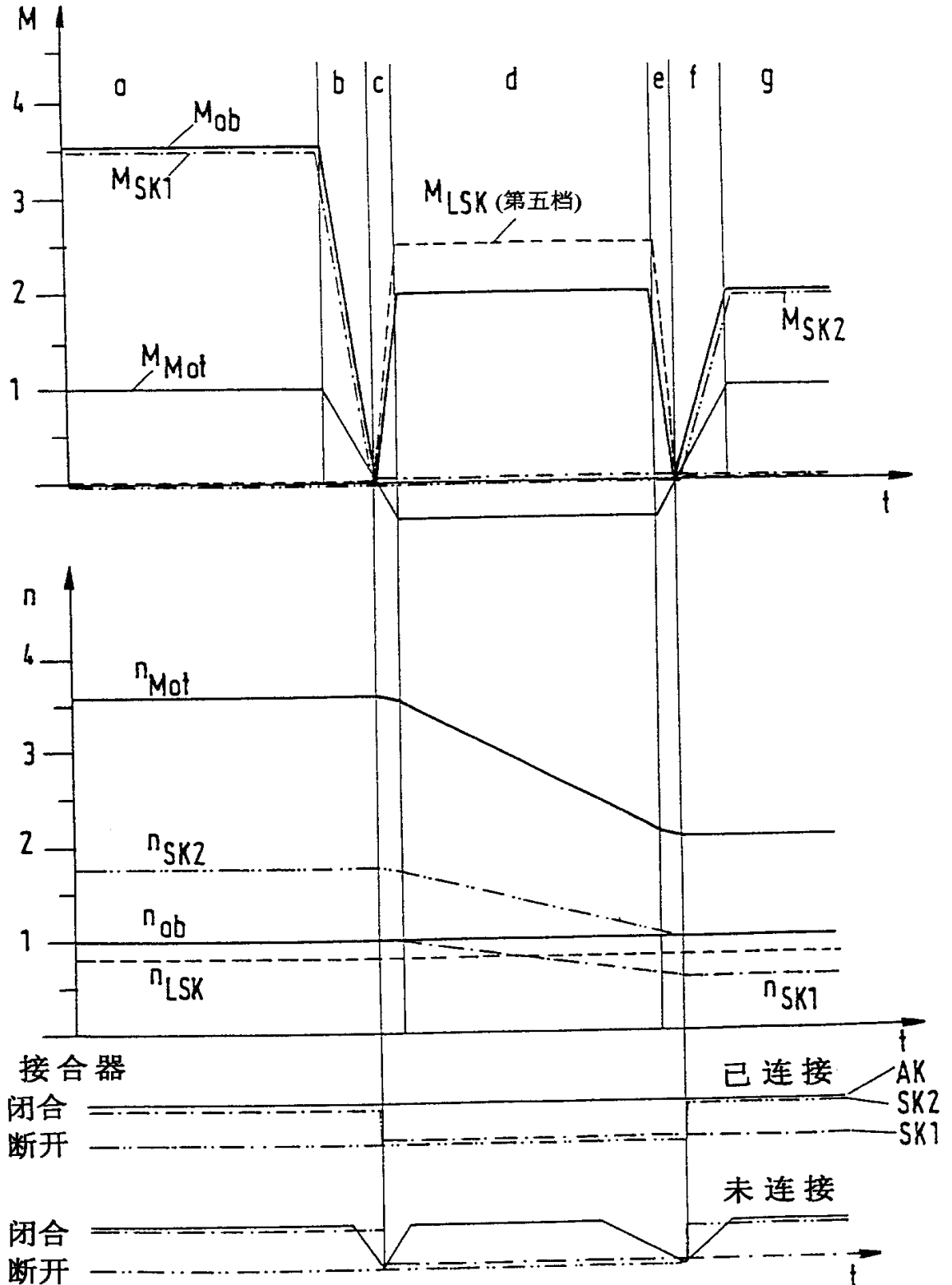


图 26

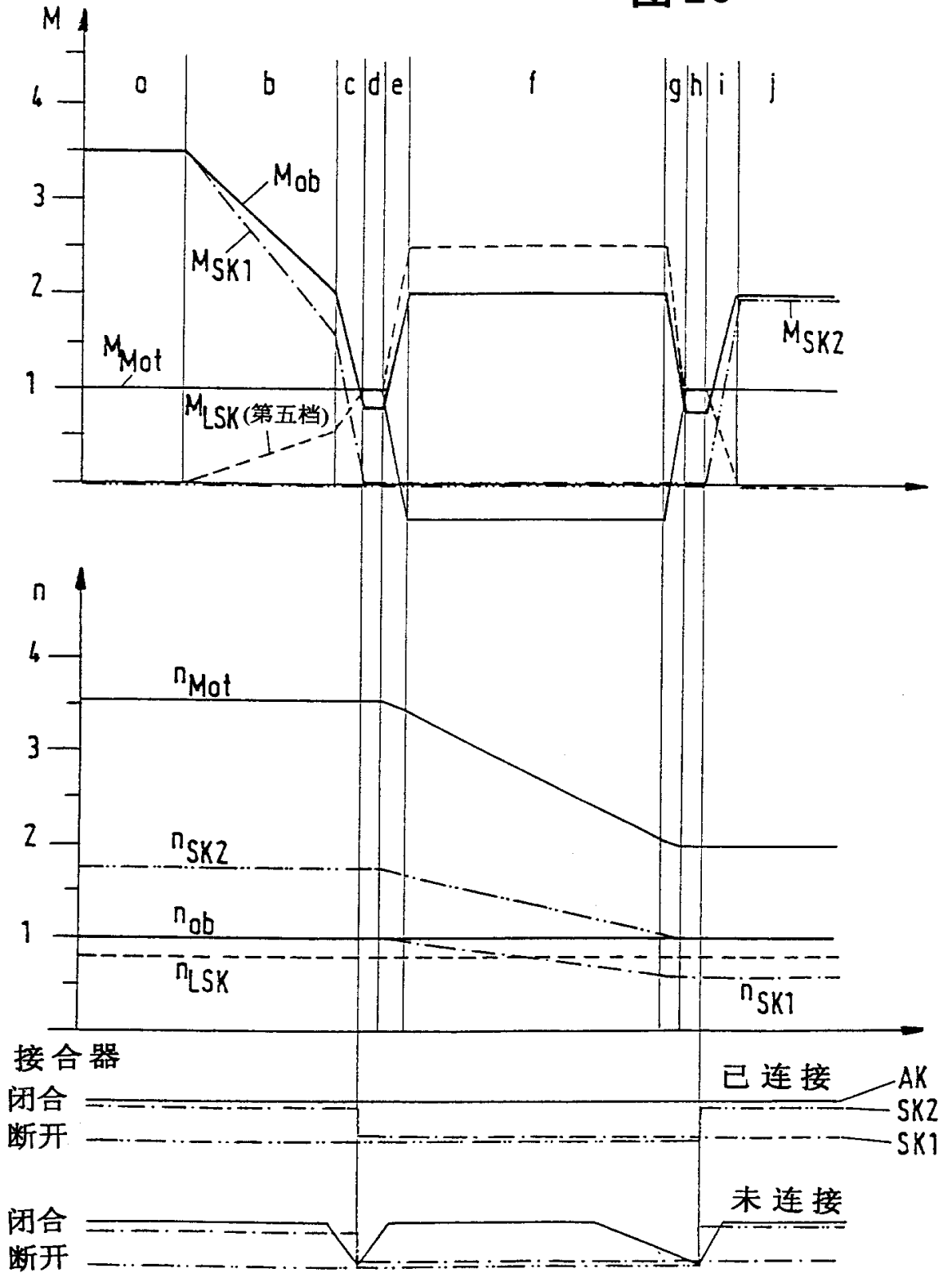
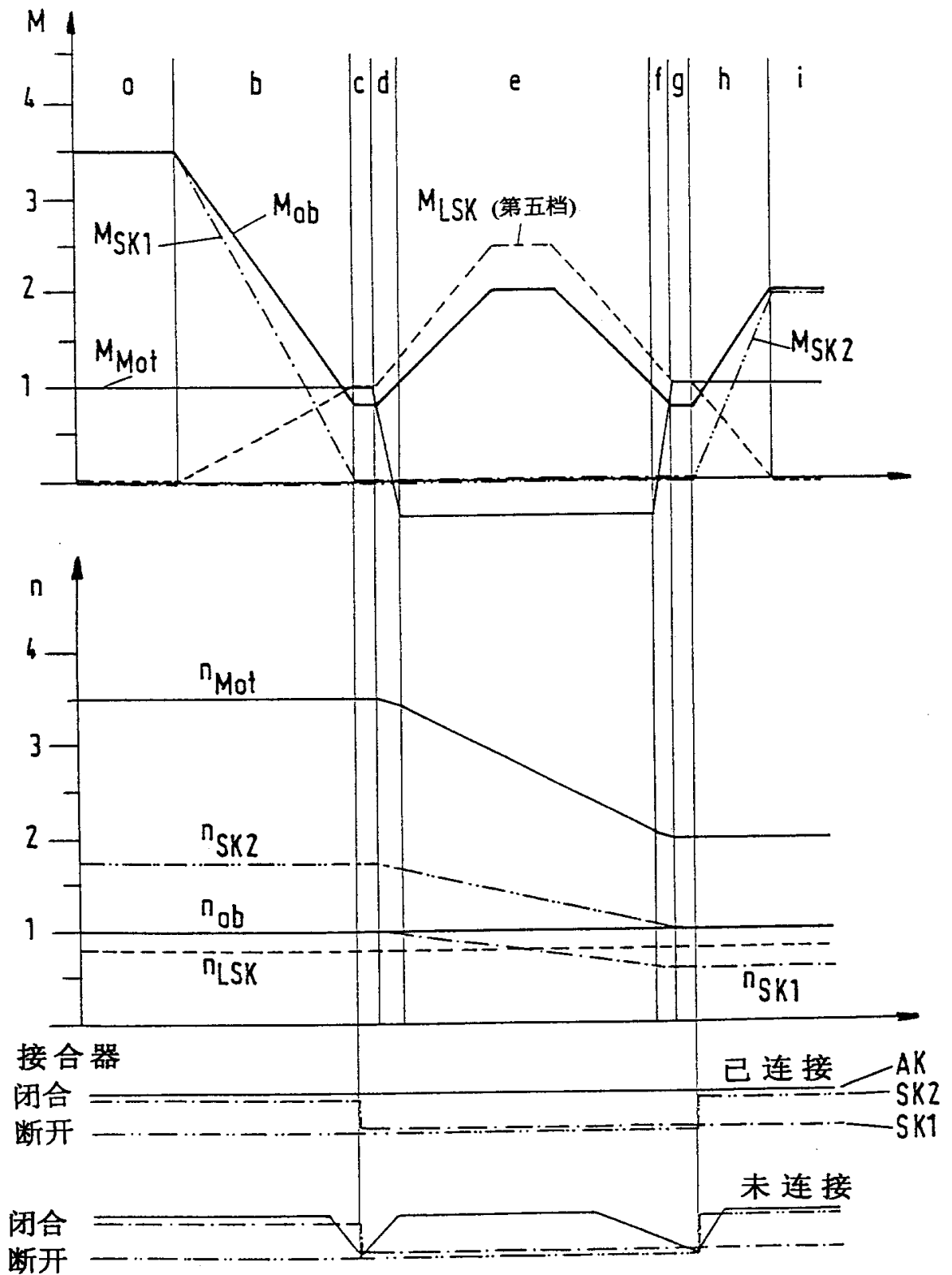


图 27



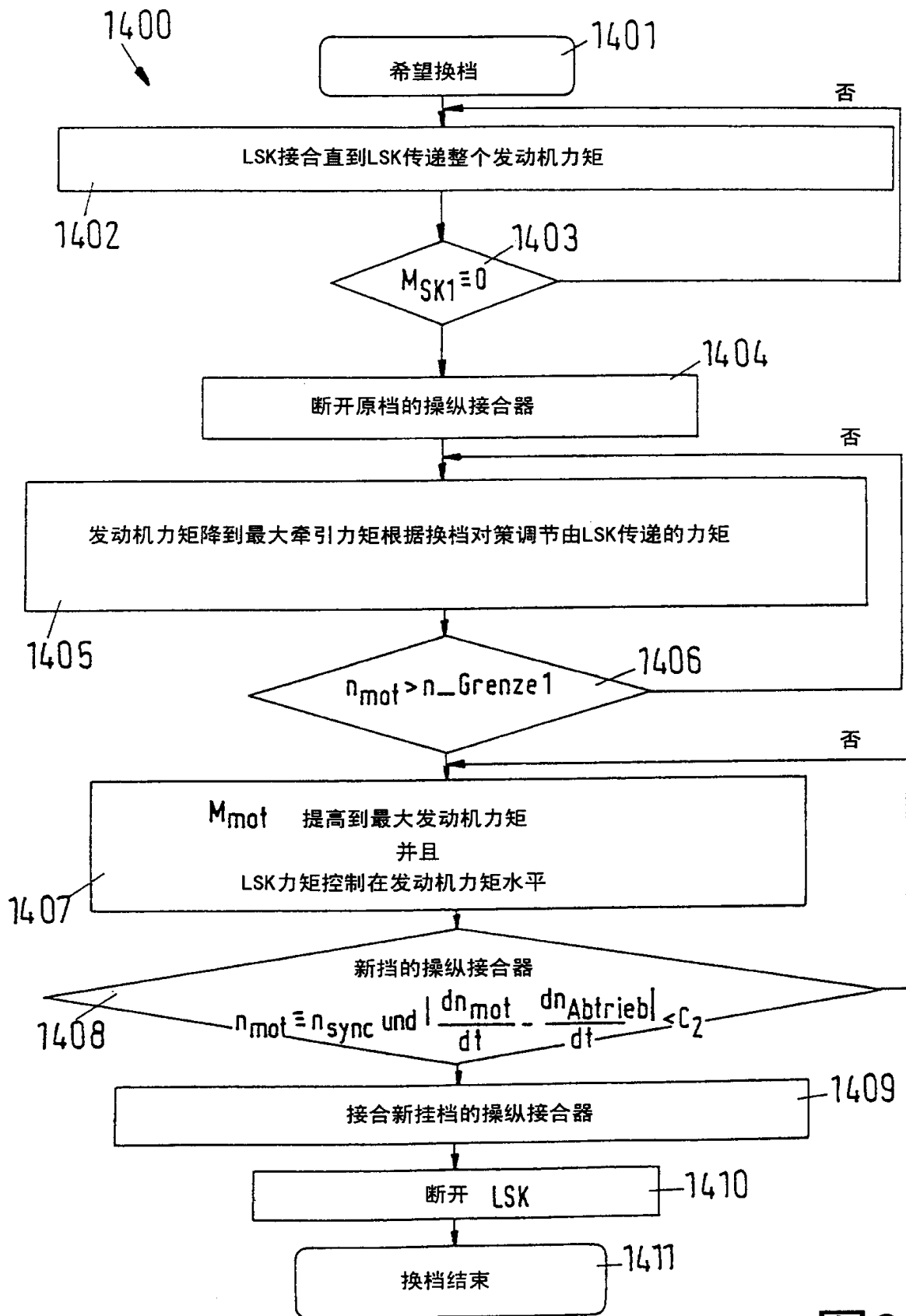


图28

00:07:30

部分负载牵引—换高档

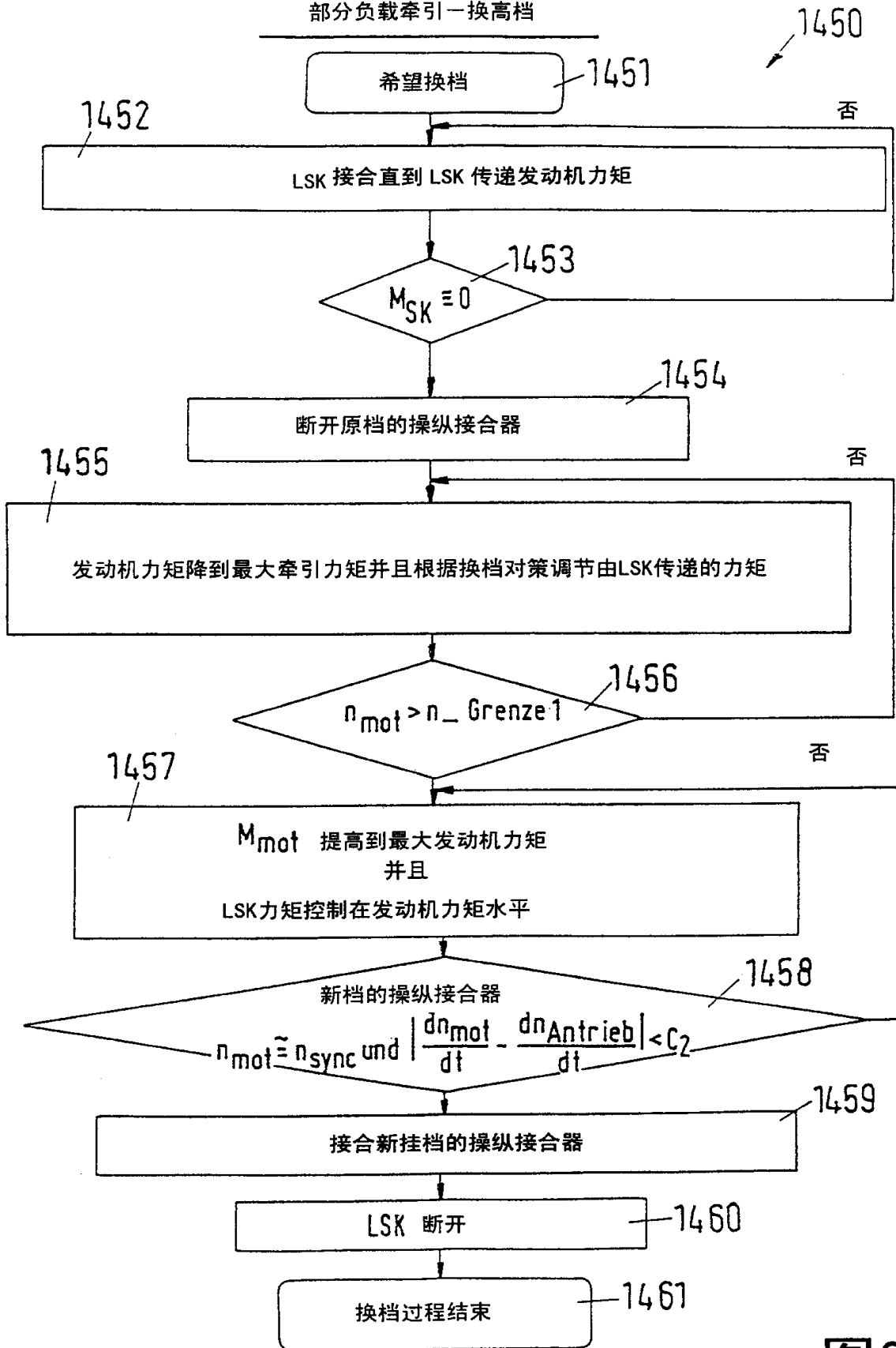


图29

图 30

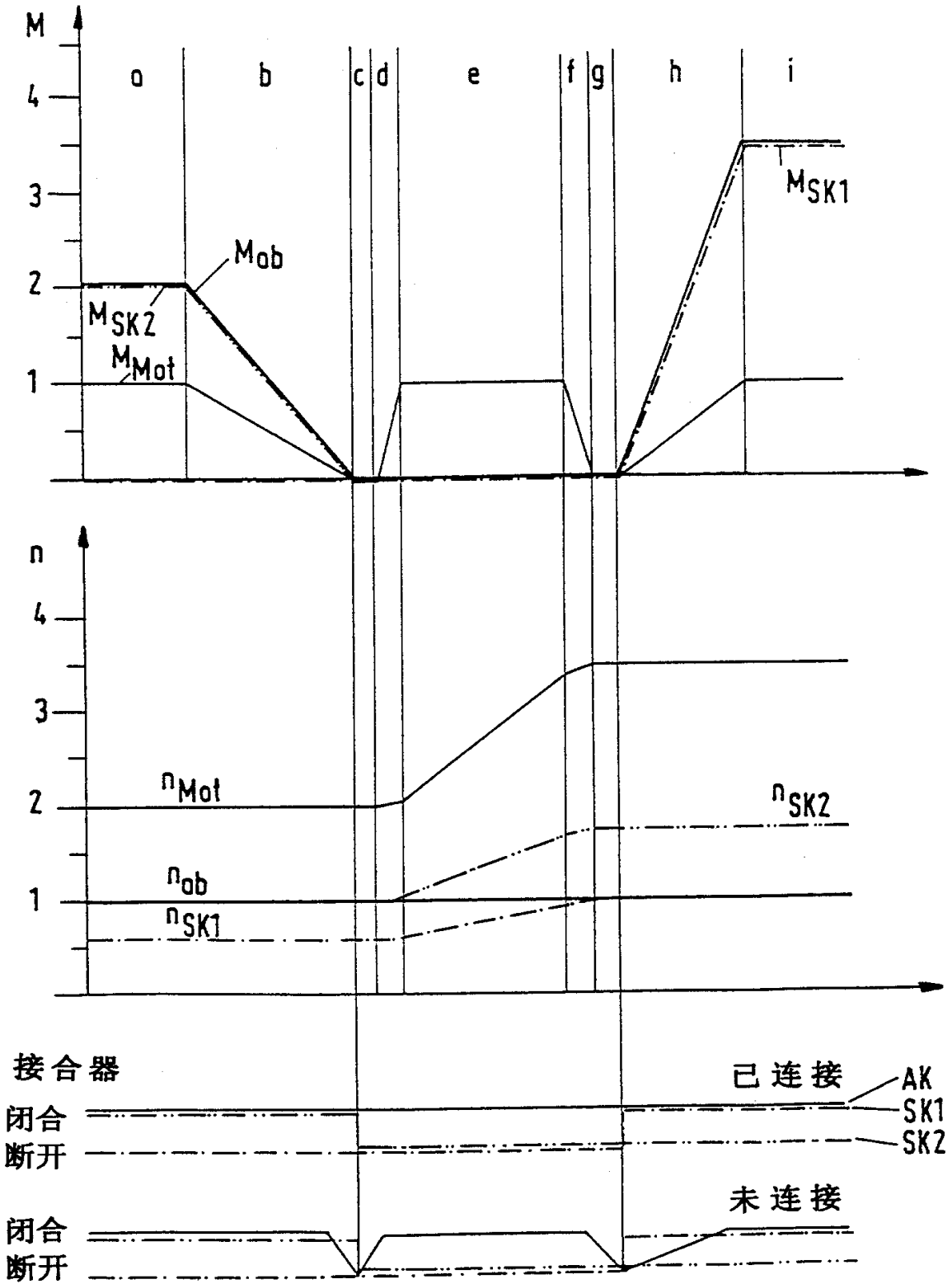


图 31

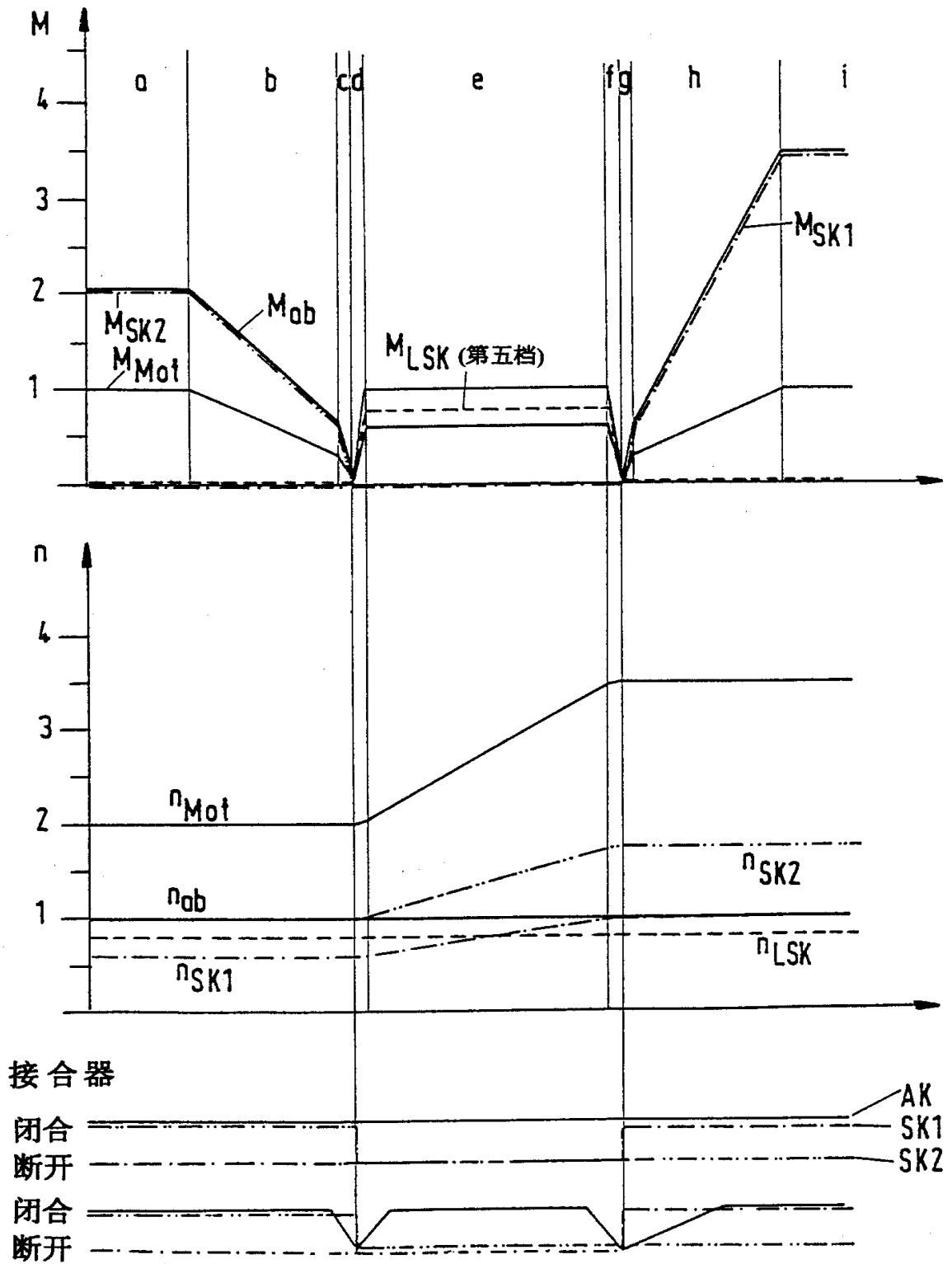


图 32

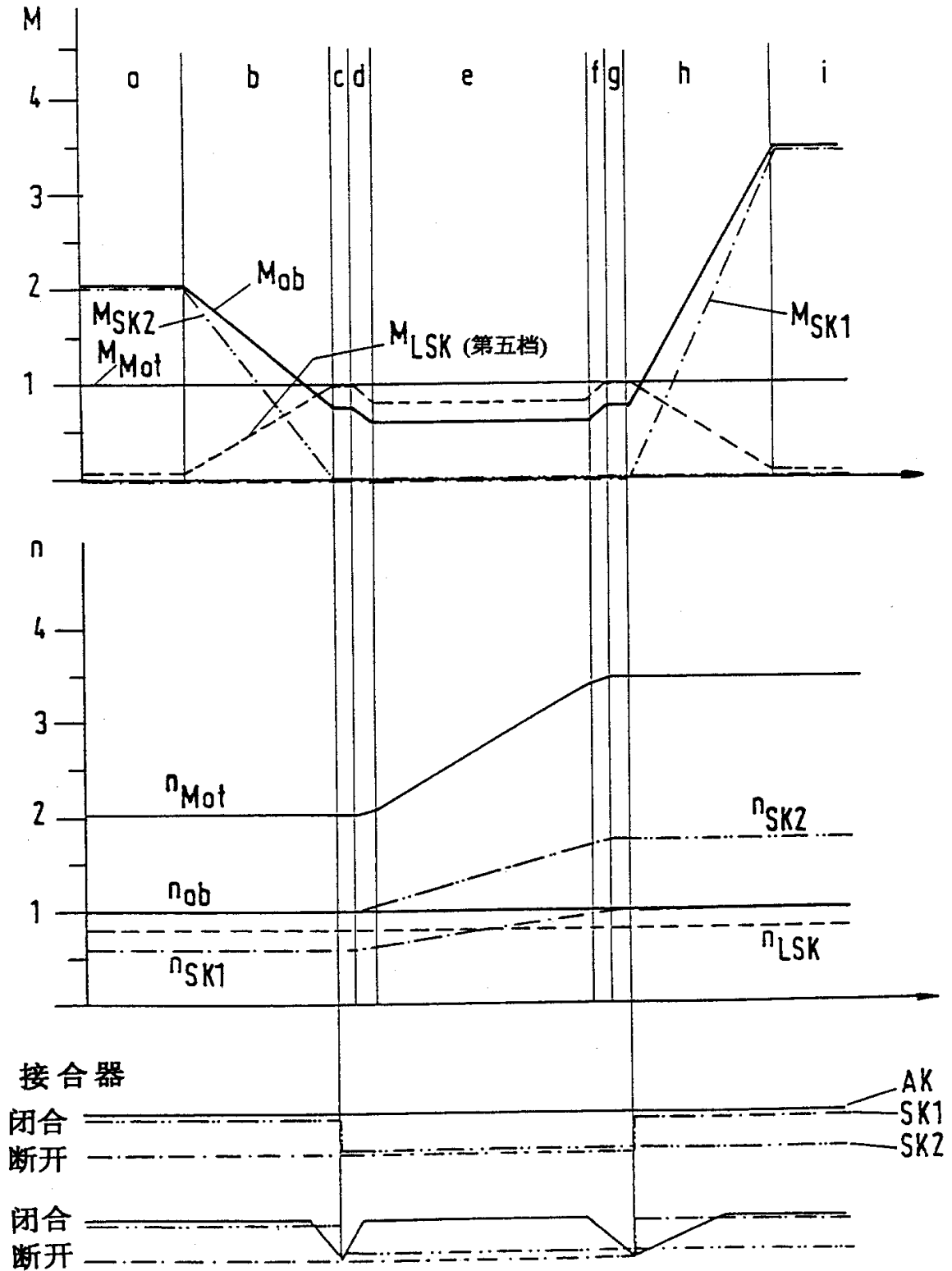
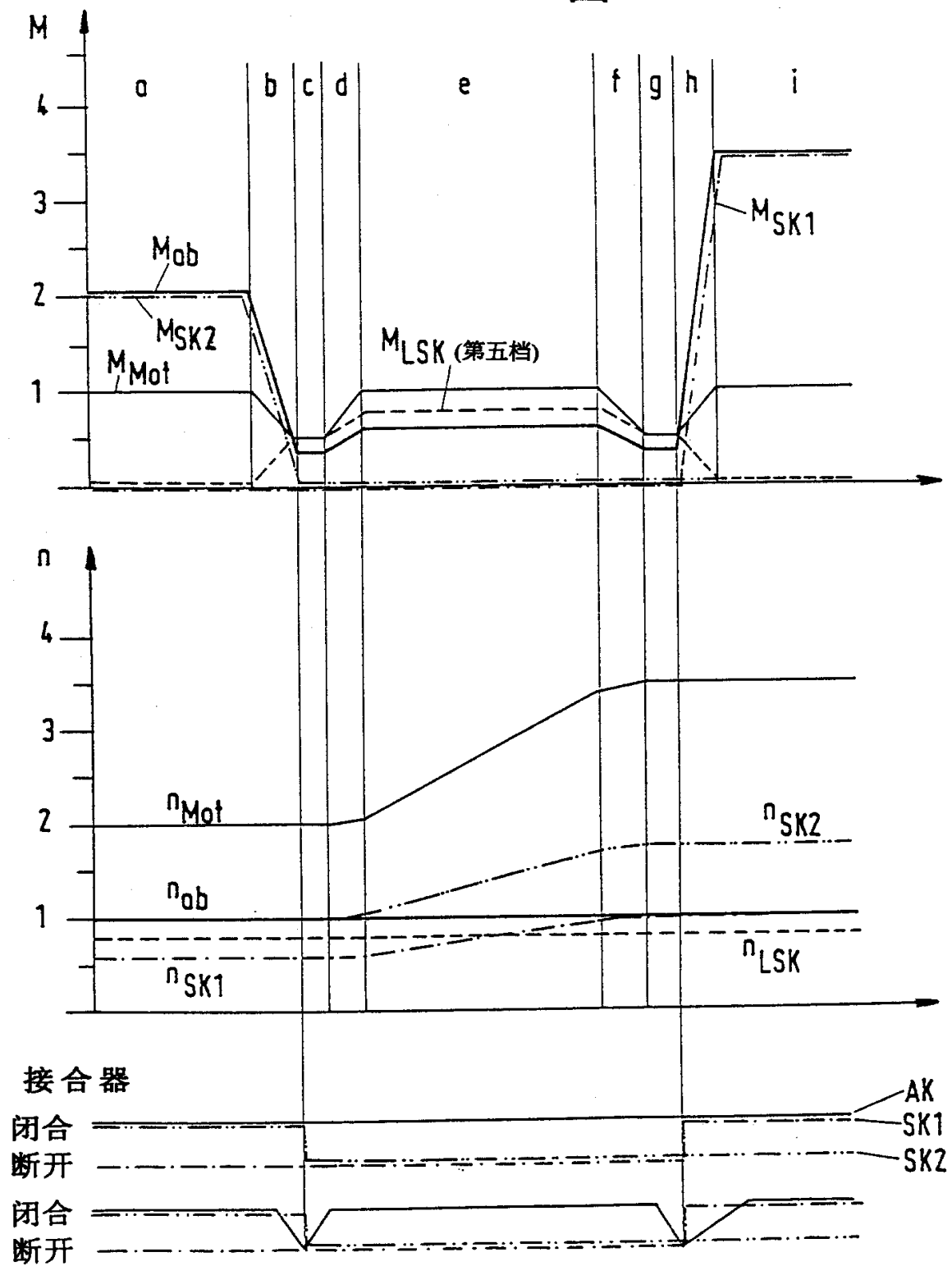


图 33



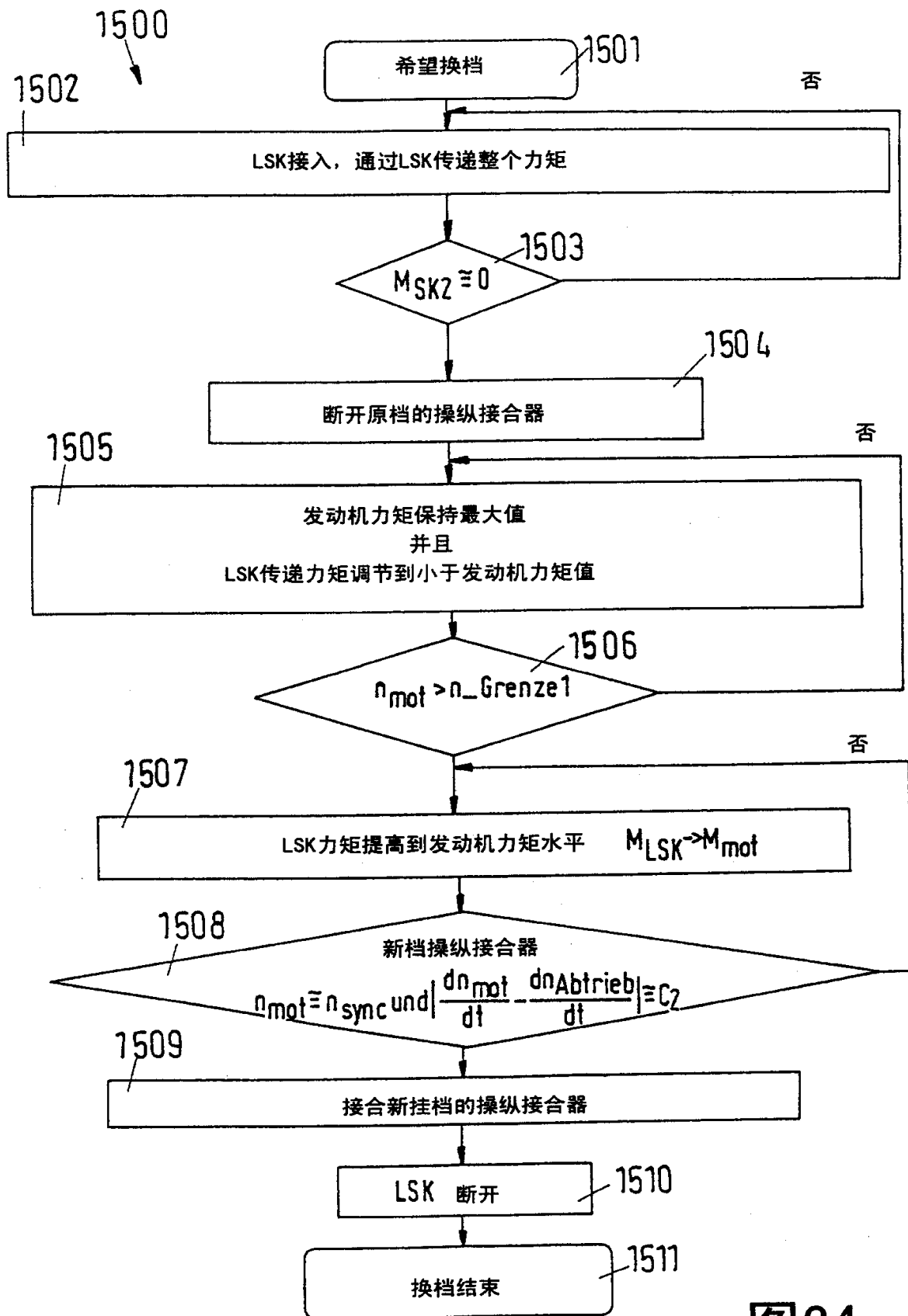


图 34

部分负载牵引—换低档

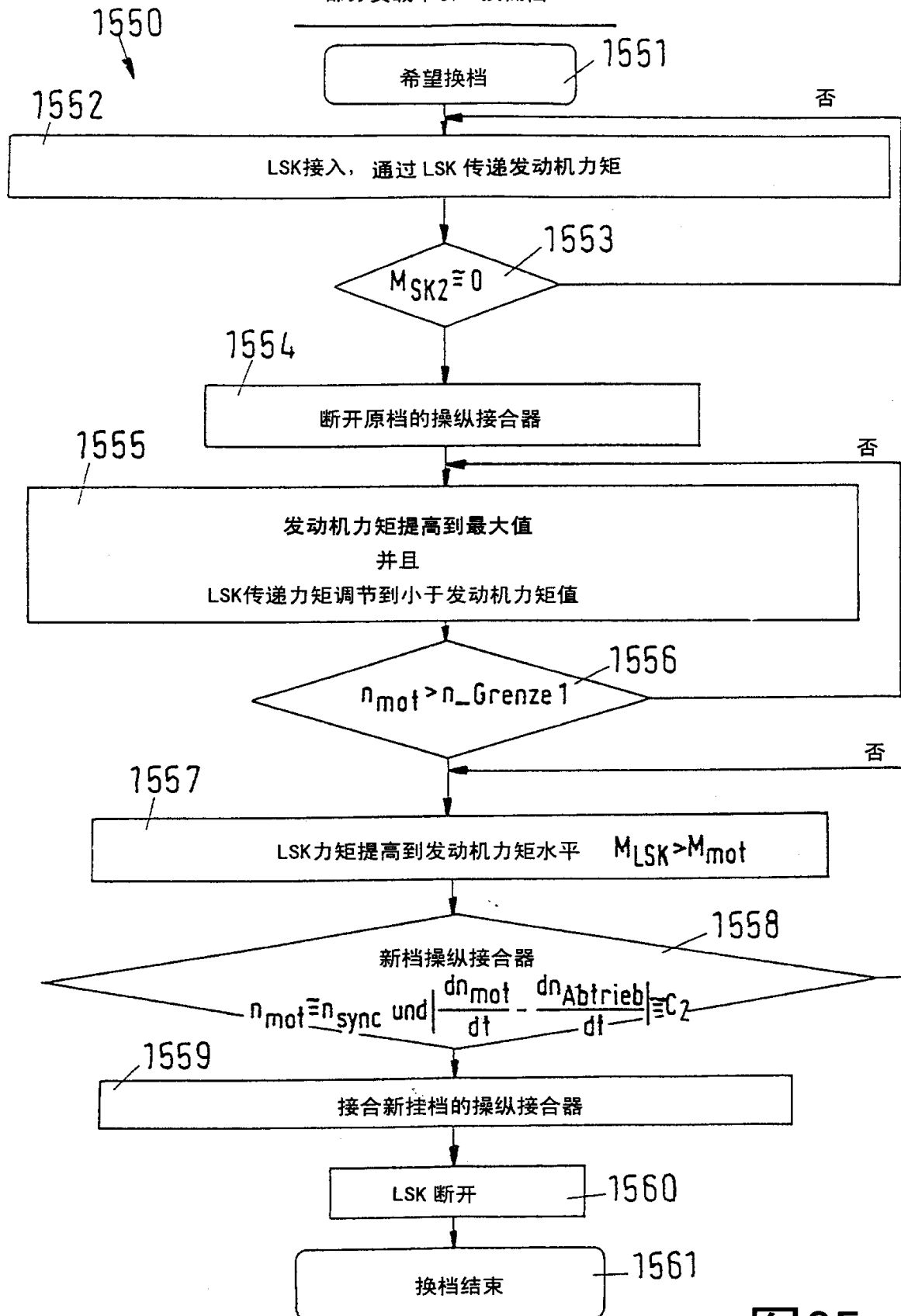


图 35

图 36

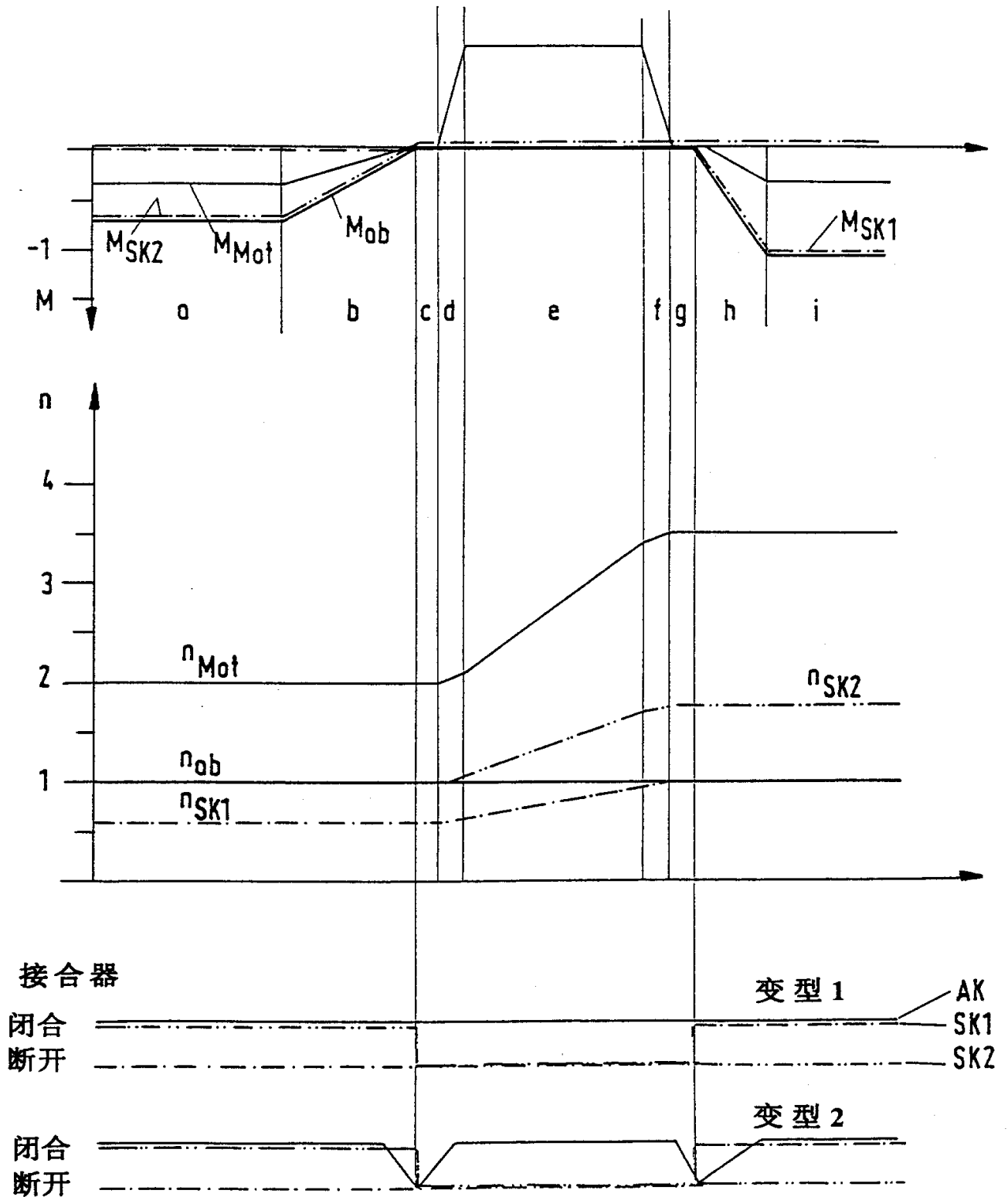


图 37

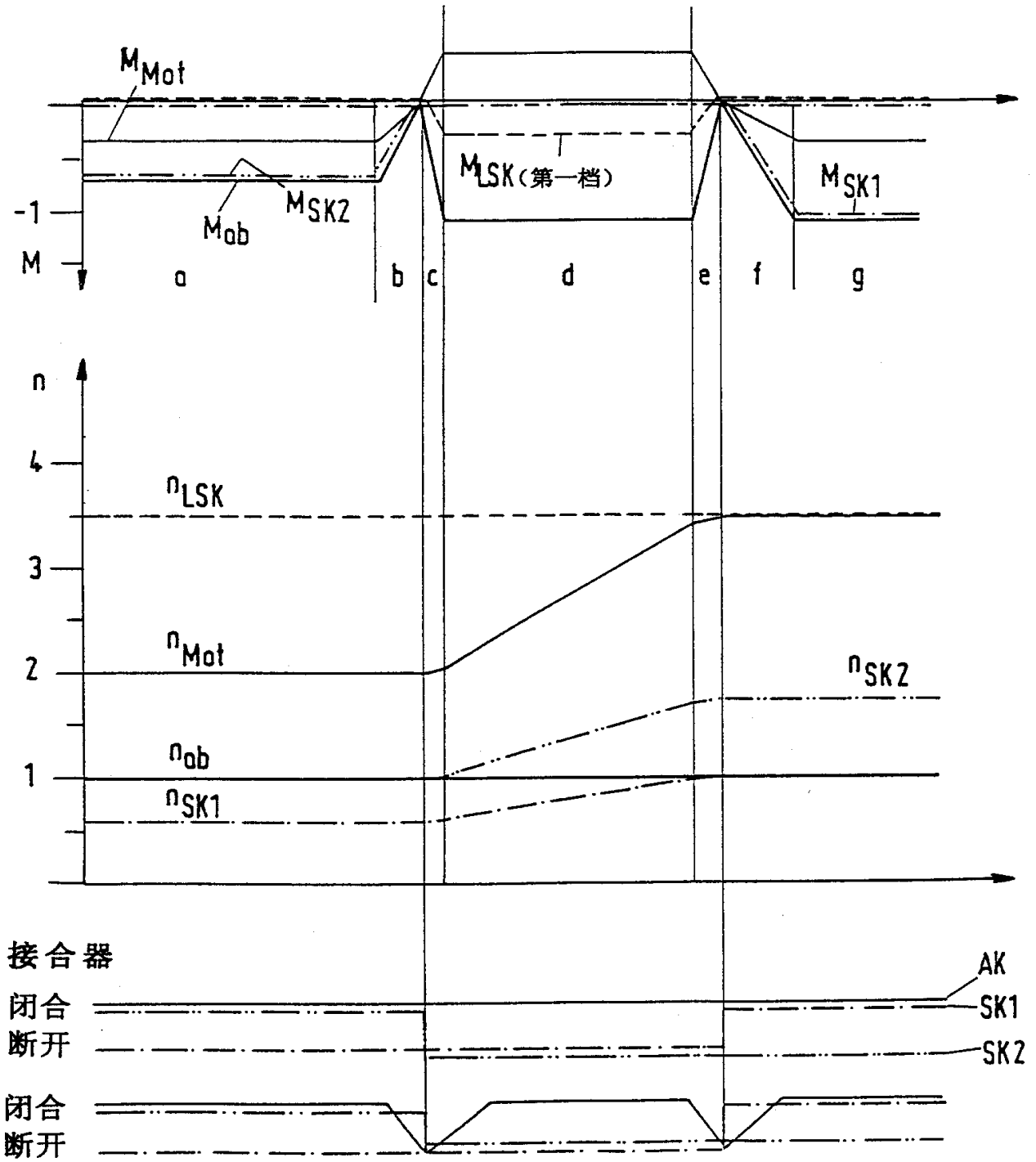


图 38

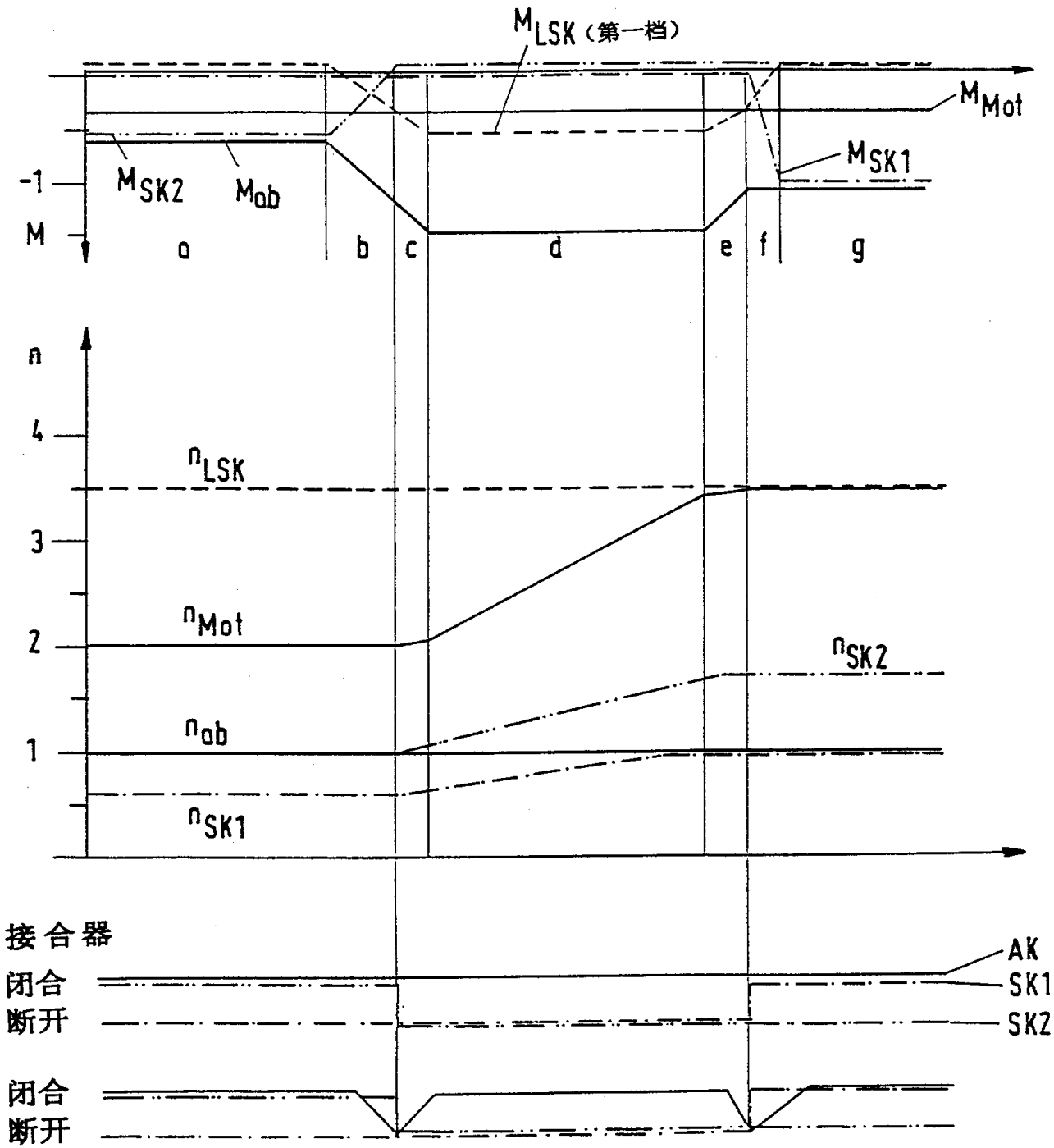
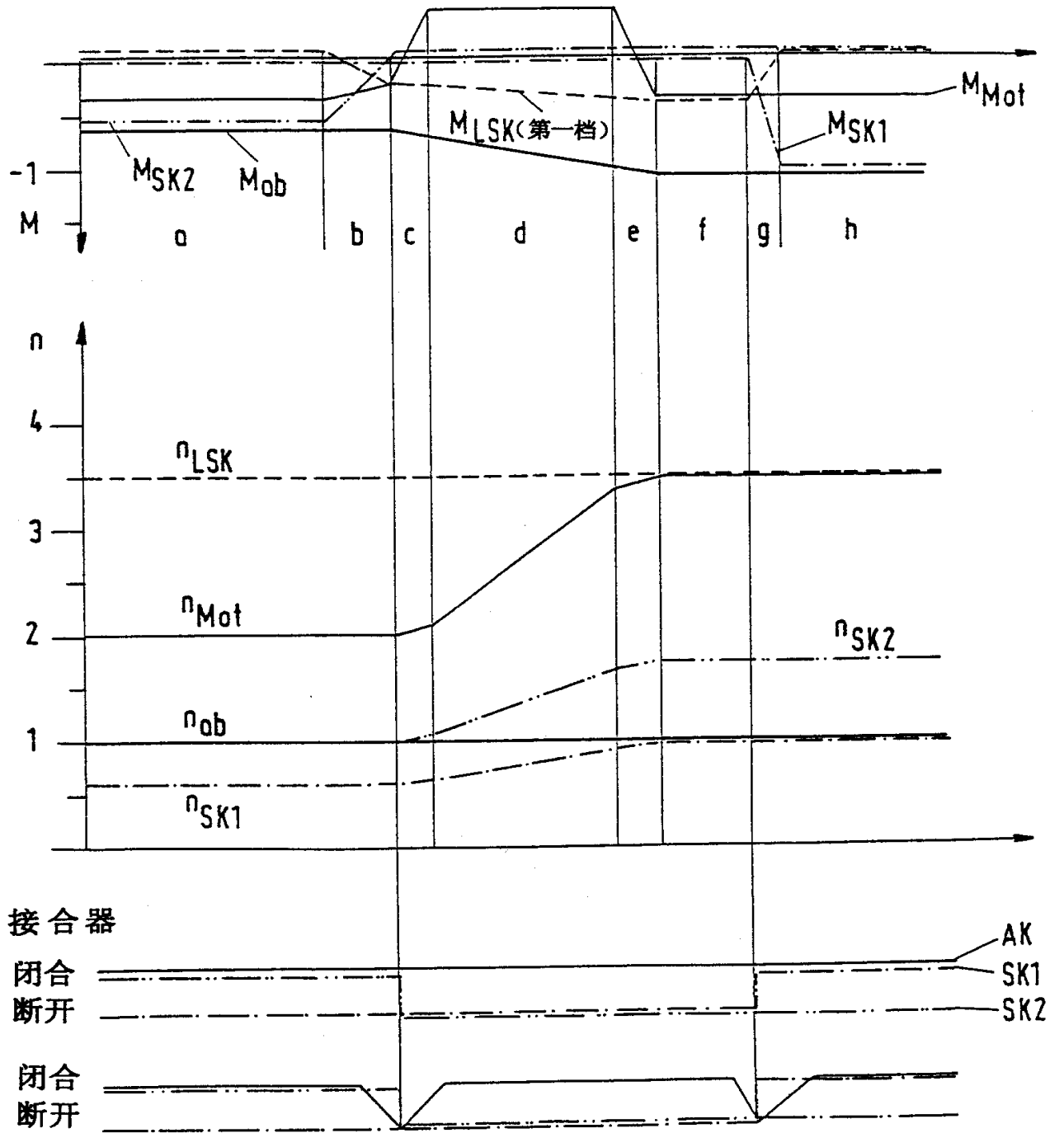


图 39



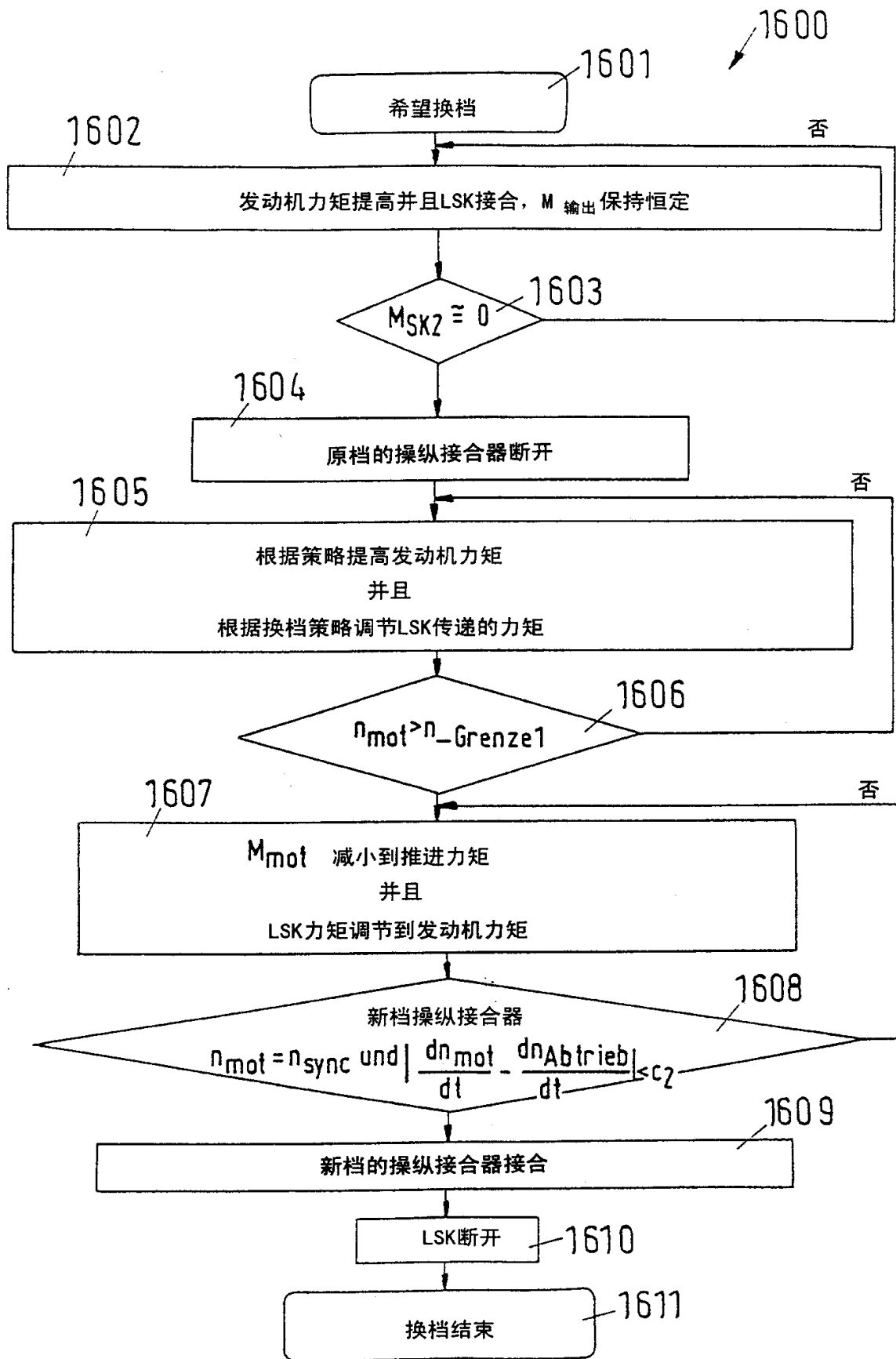


图 40

图 41

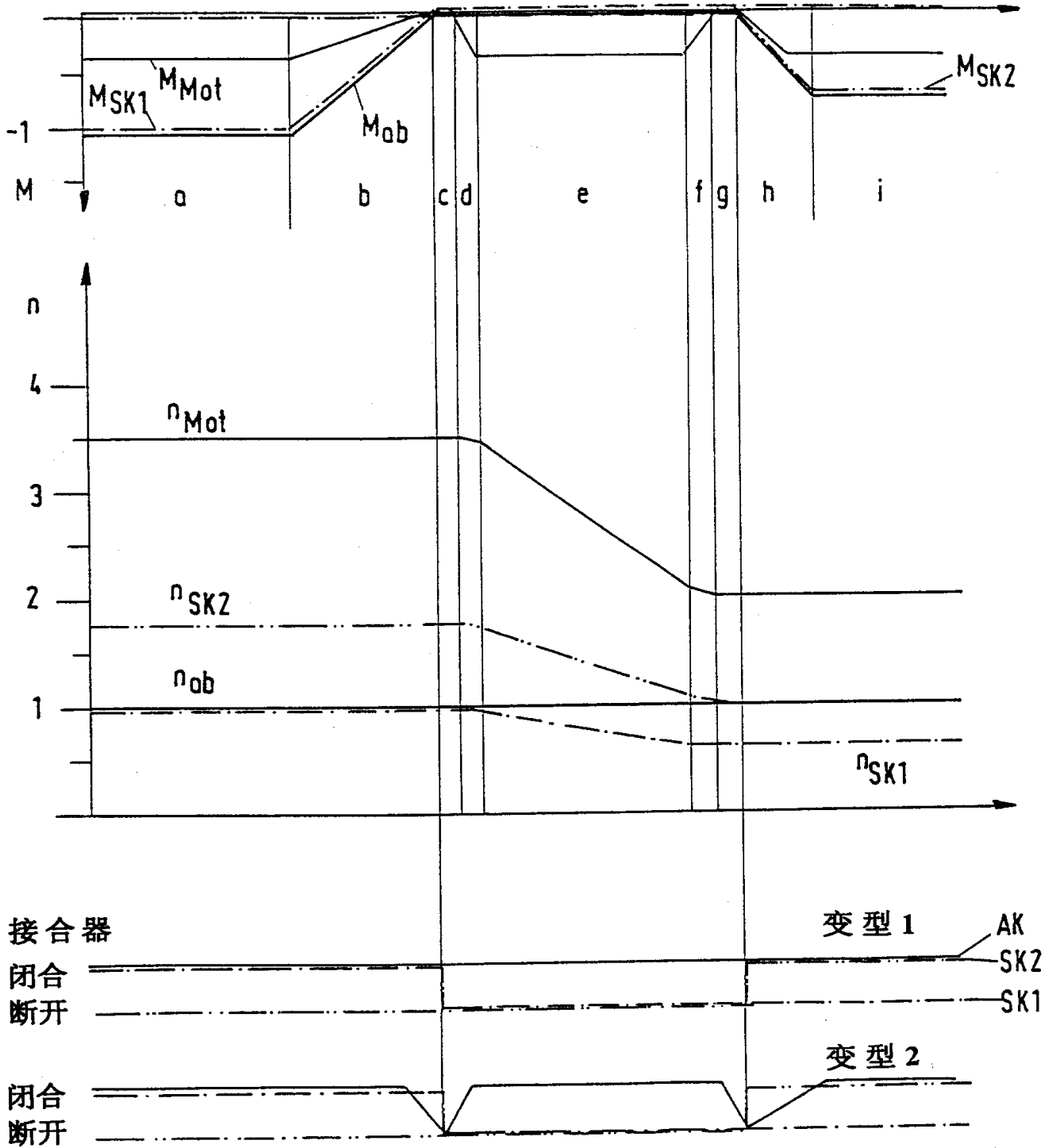


图 42

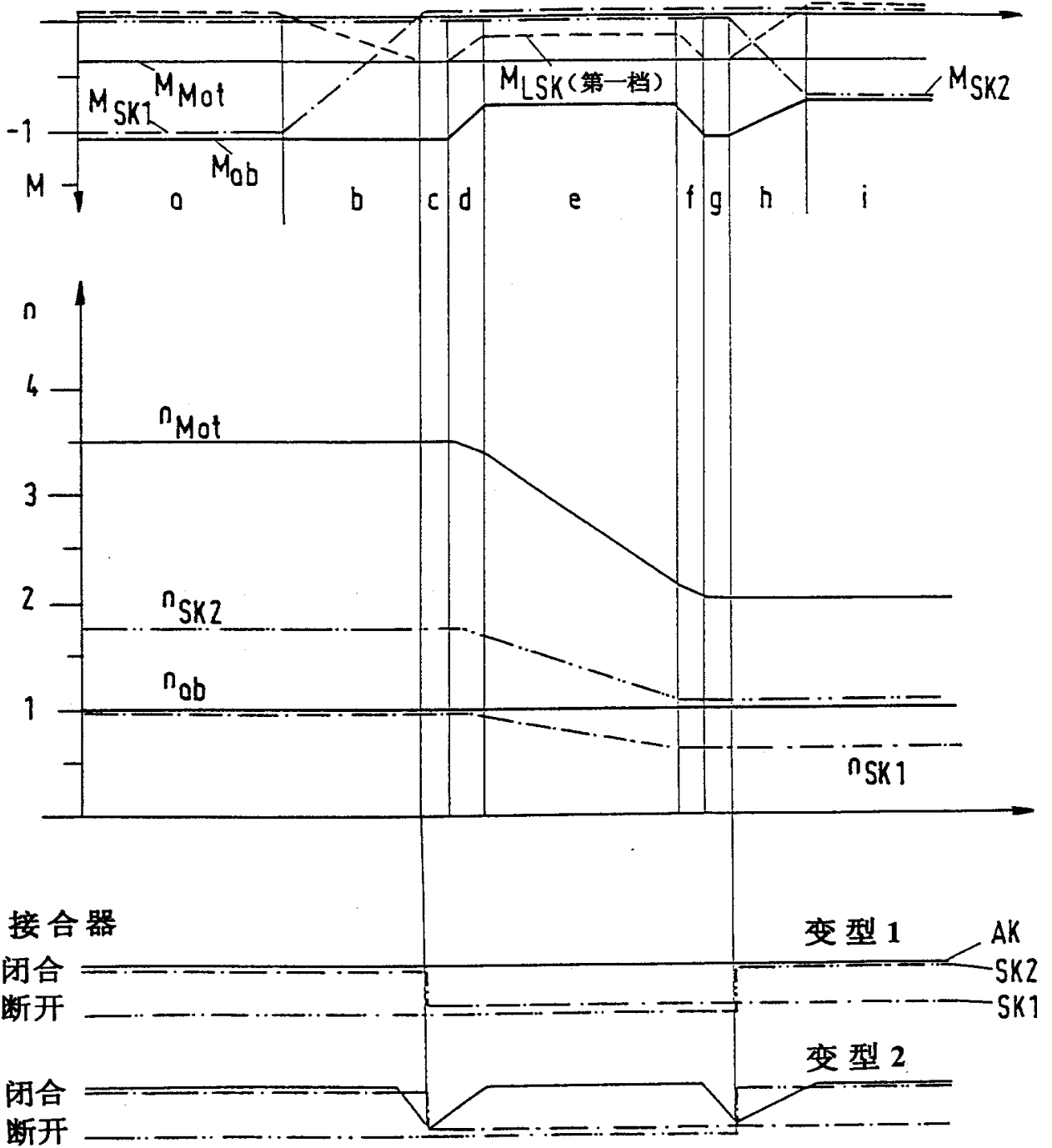
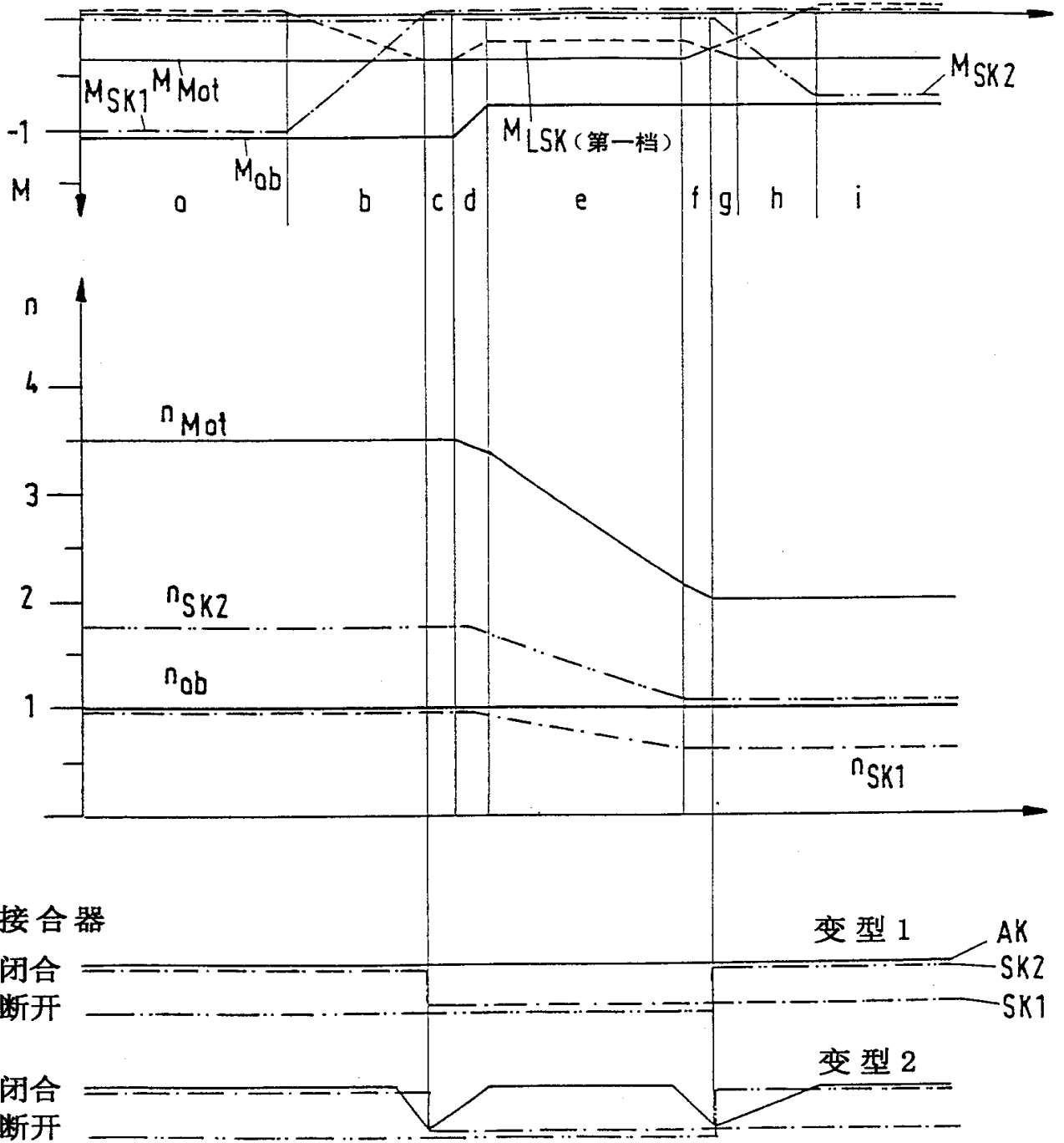


图 43



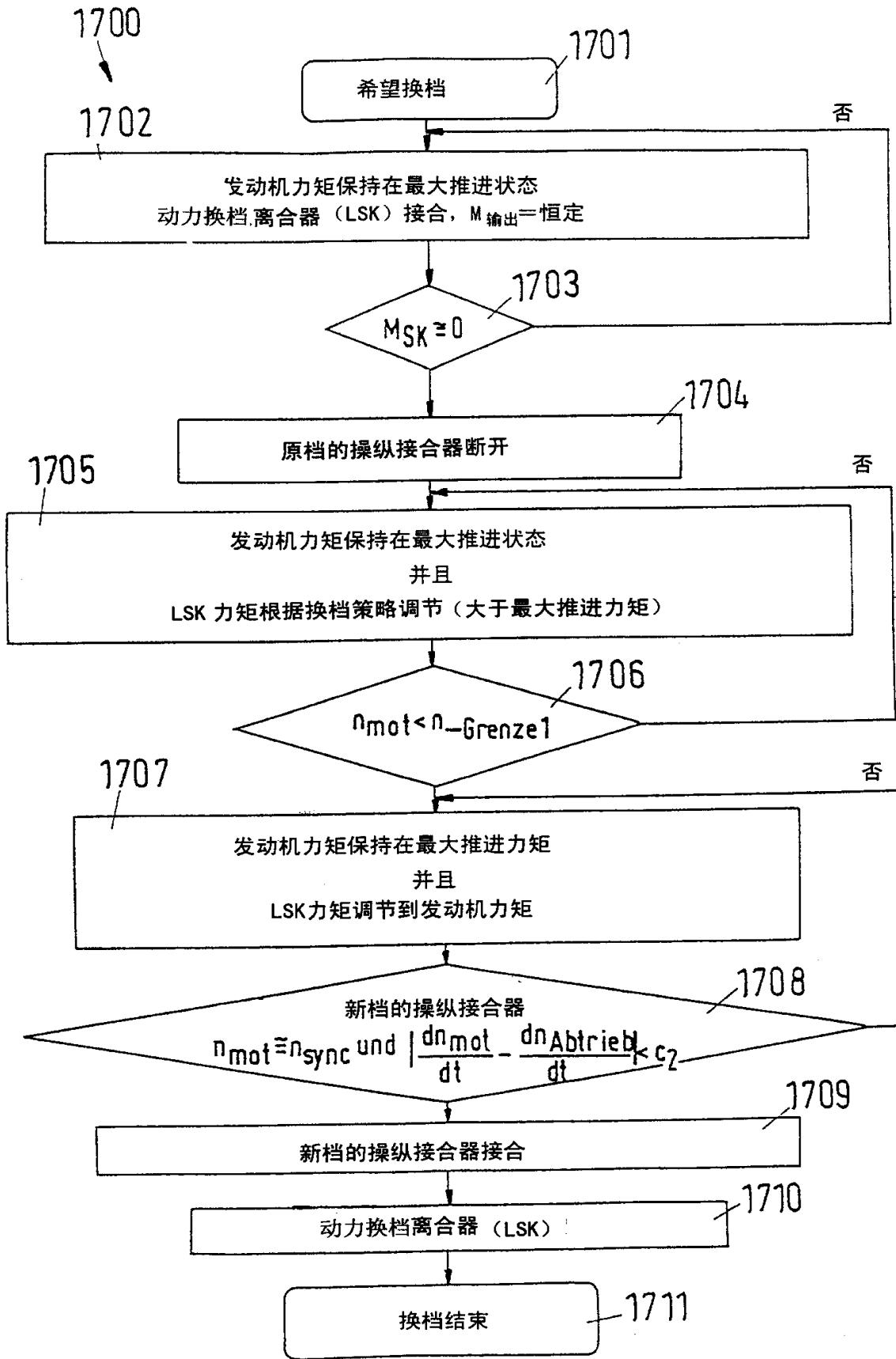


图44

图 45

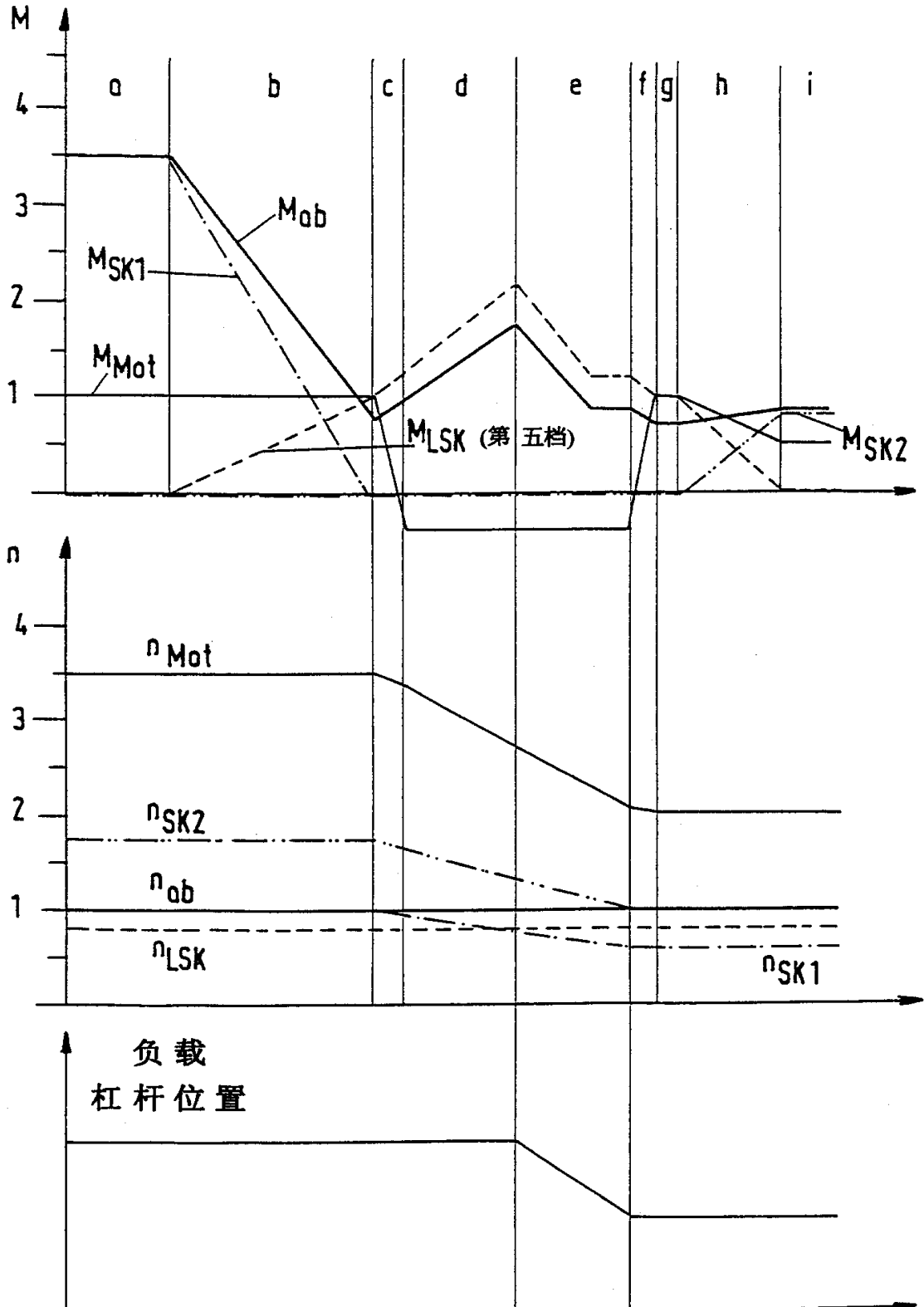


图 46

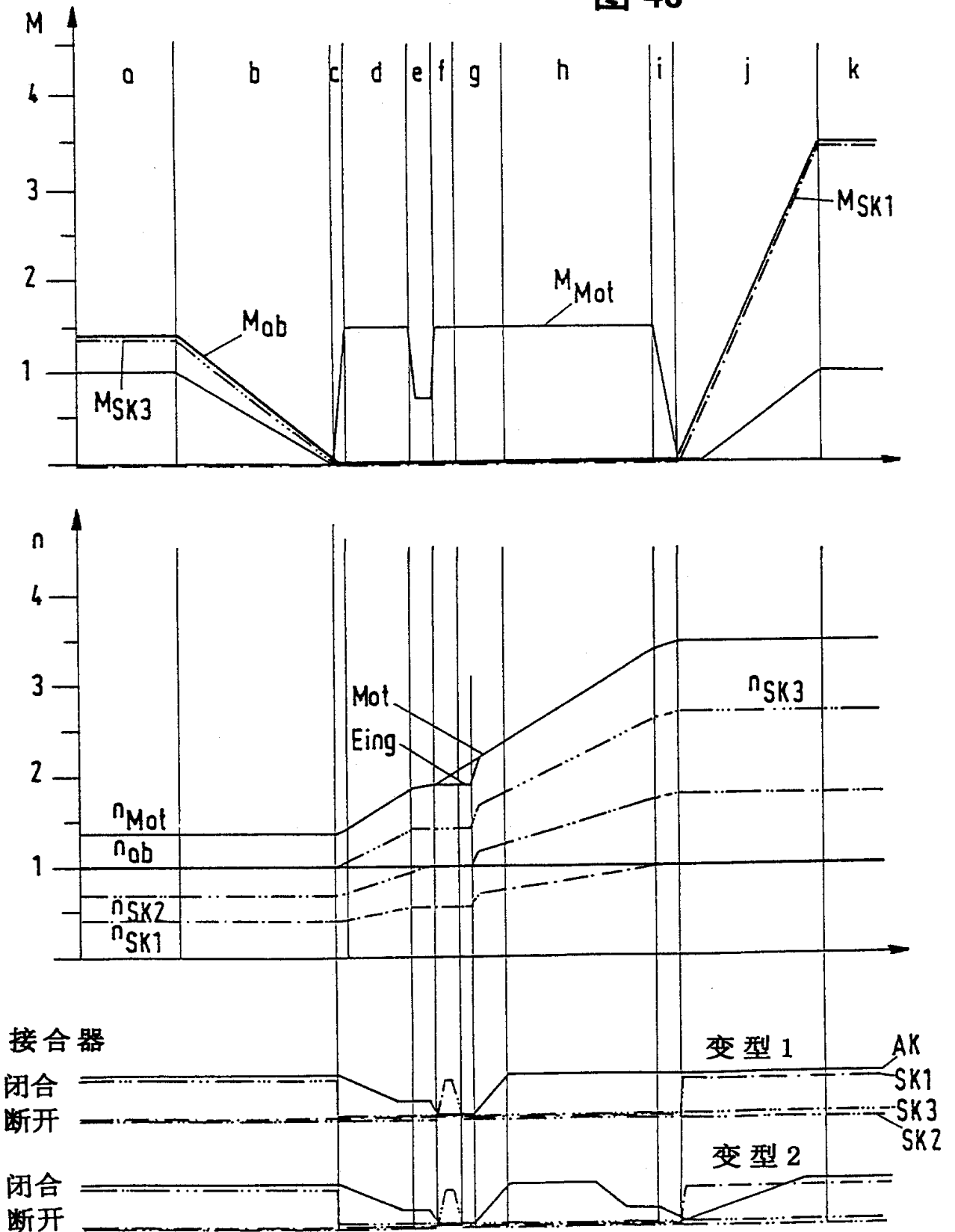


图 47

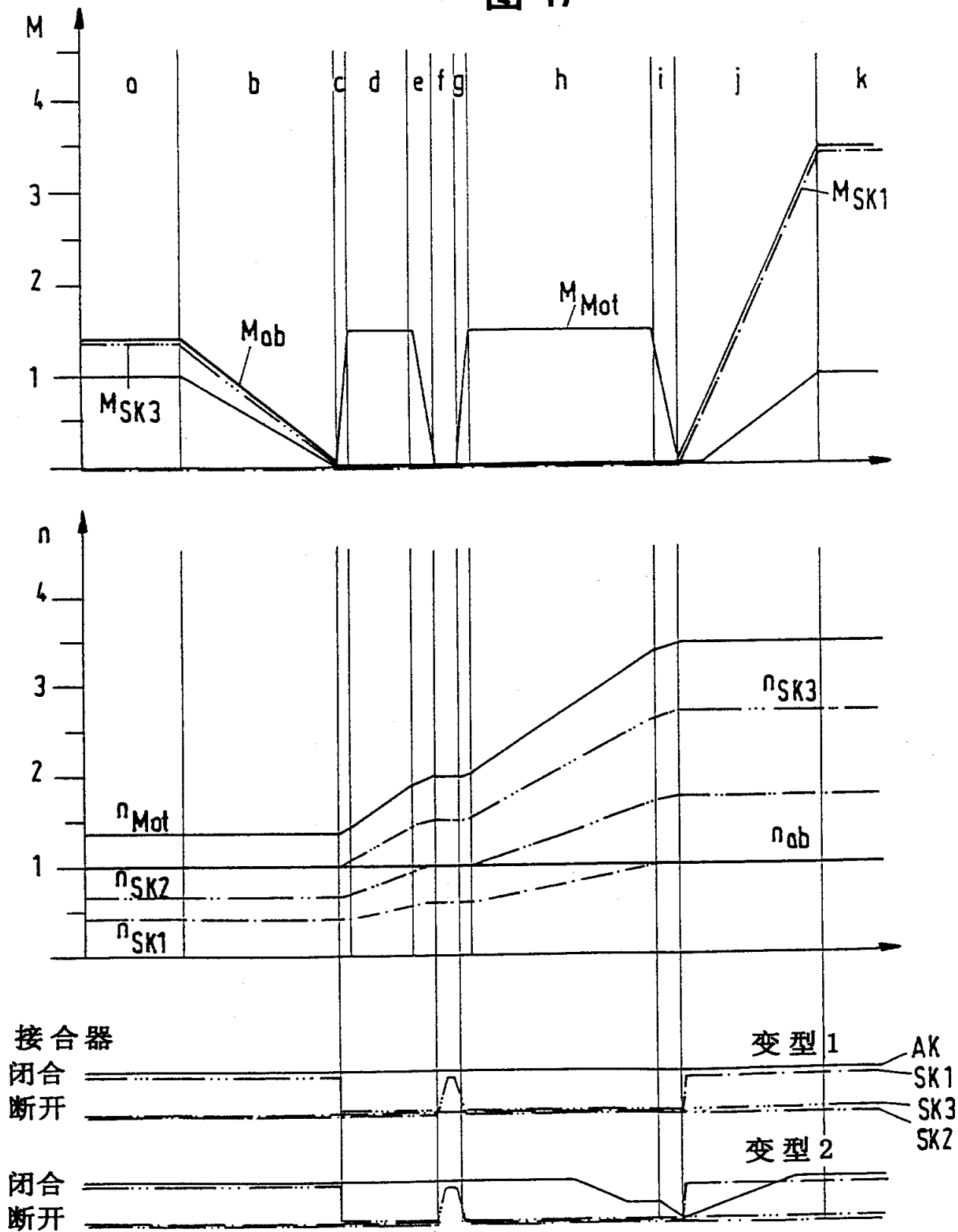


图 48

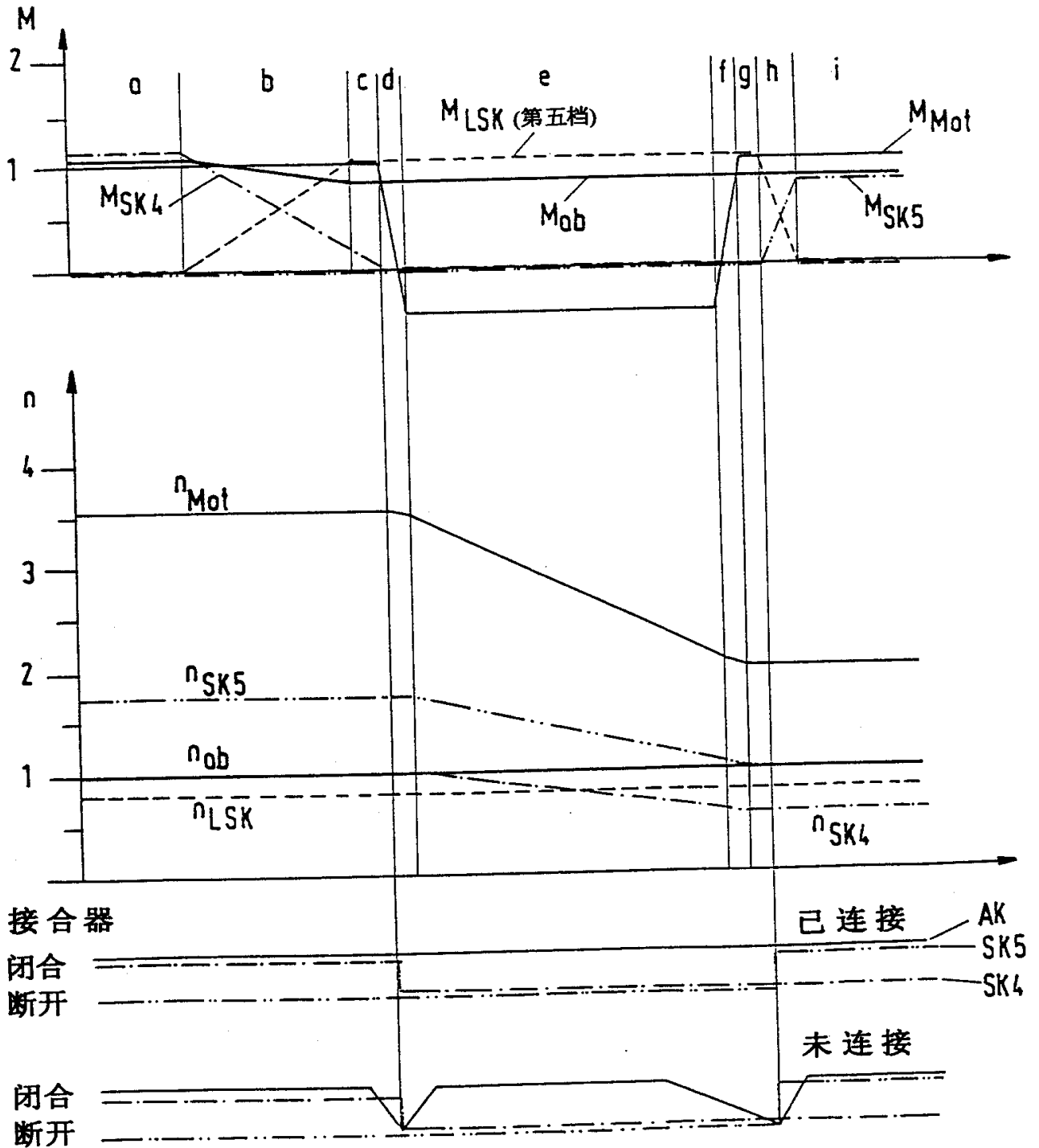


图 49

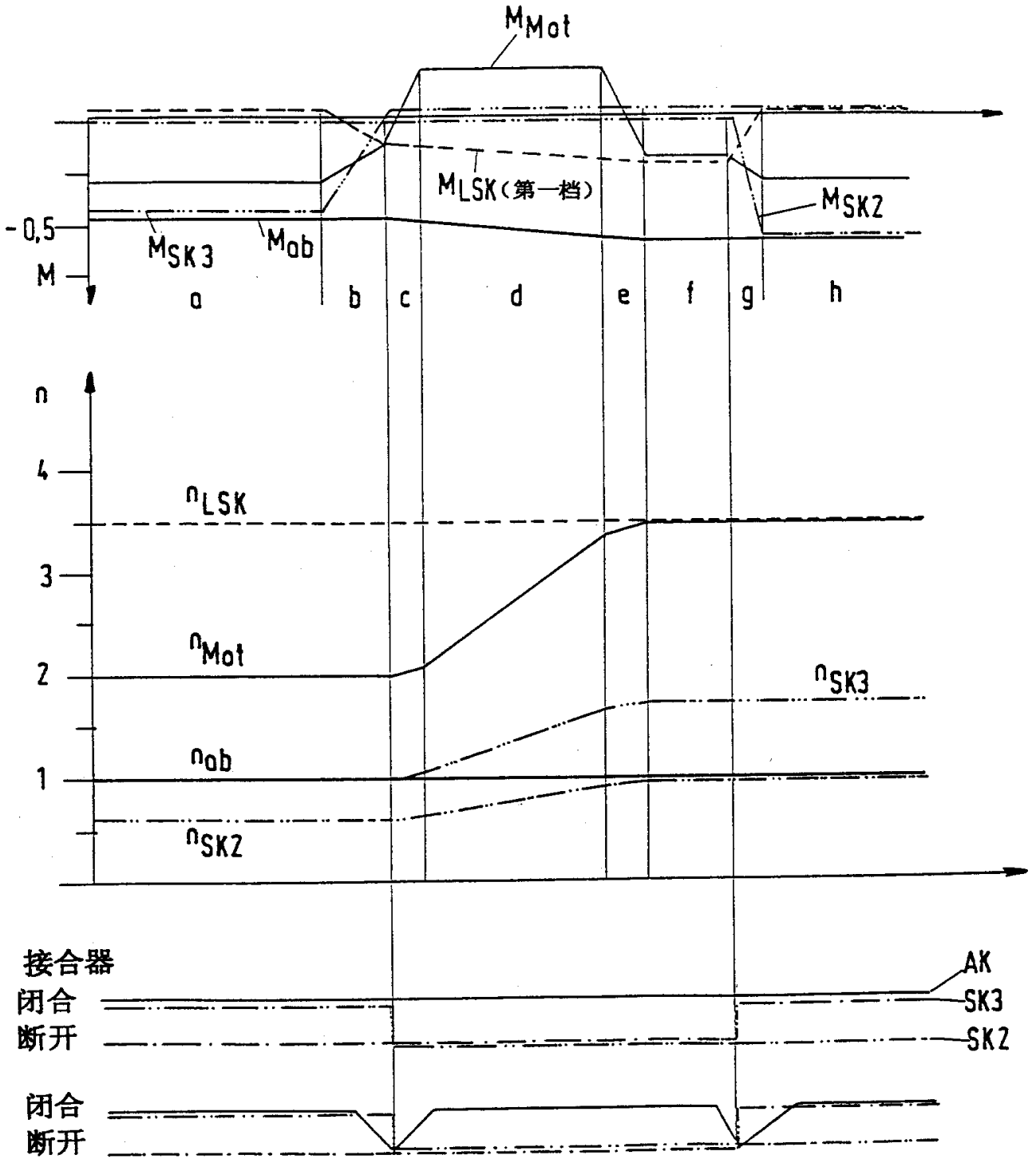


图 50a

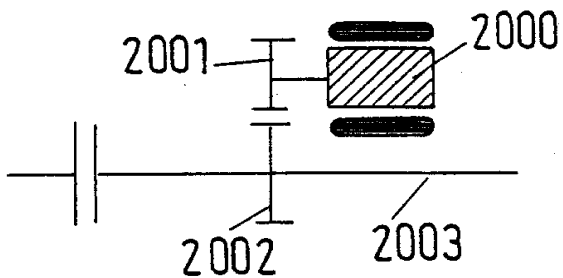


图 50b

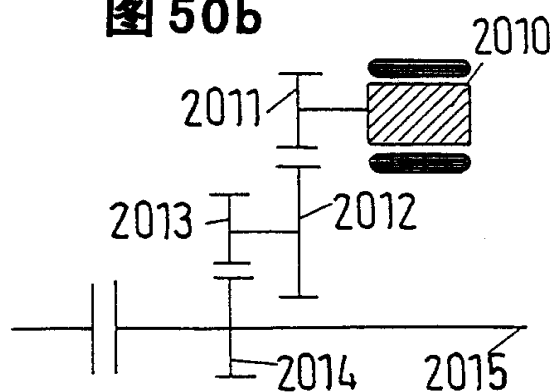


图 50c

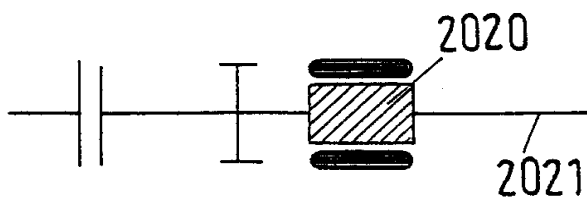


图 50d

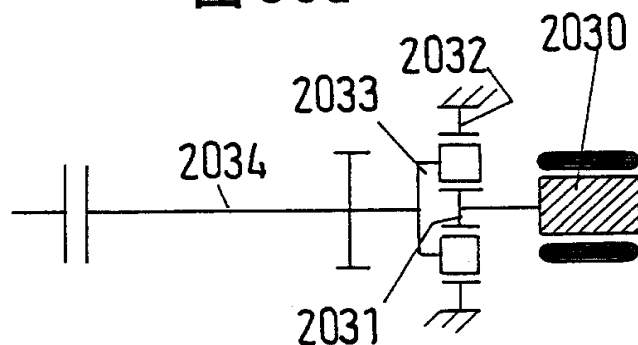


图 50e

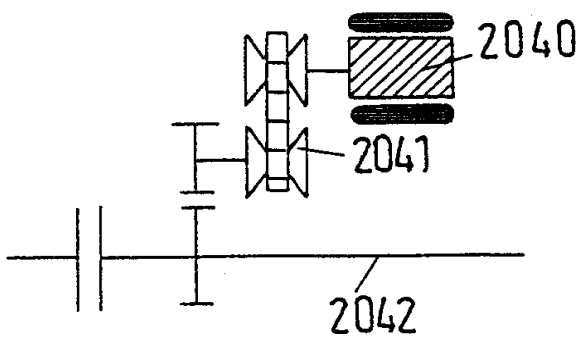


图 50f

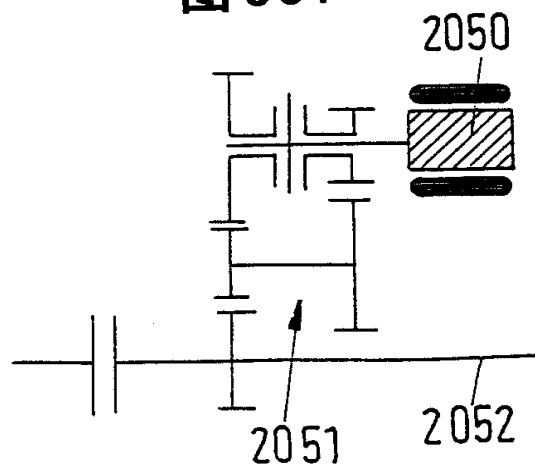


图 51

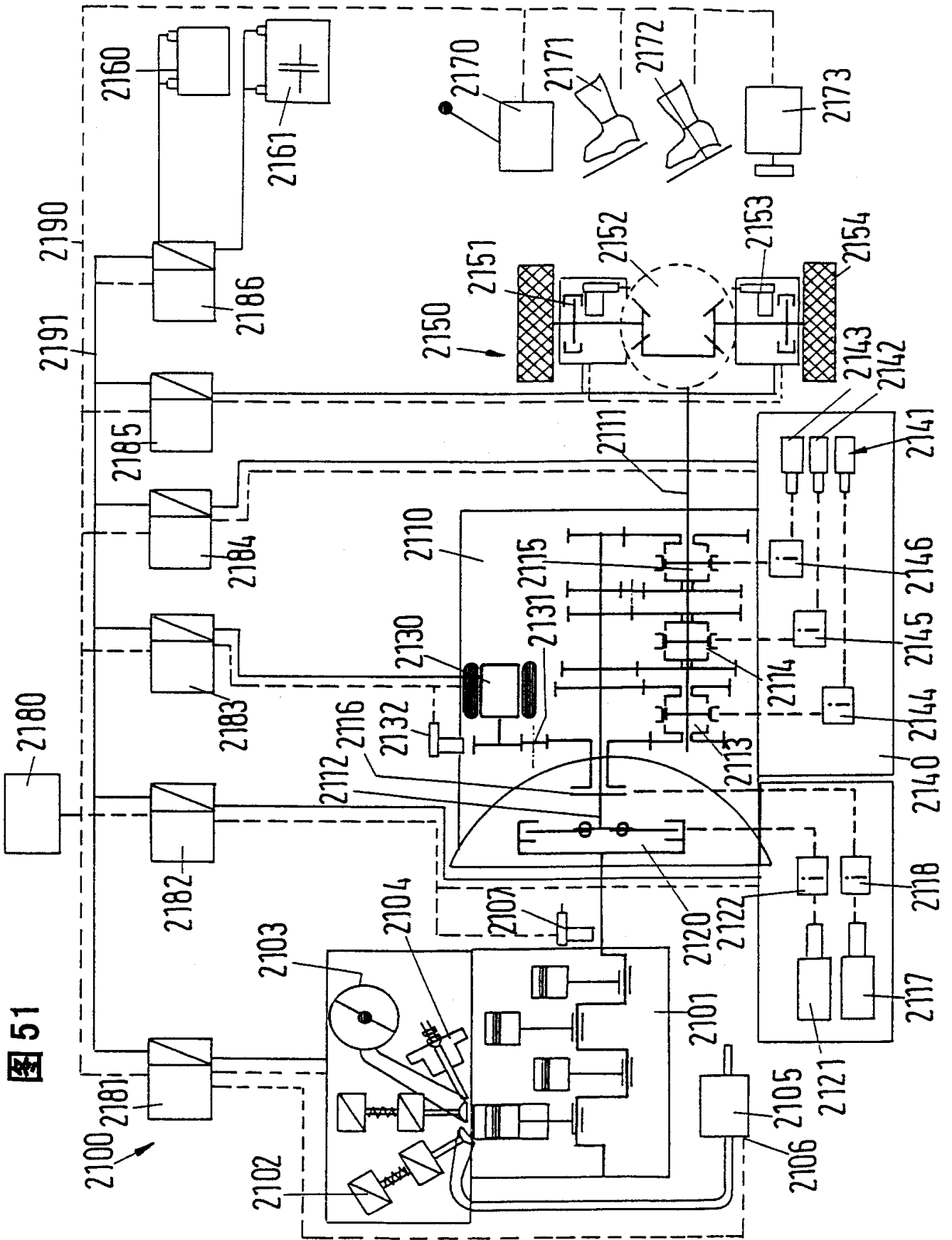
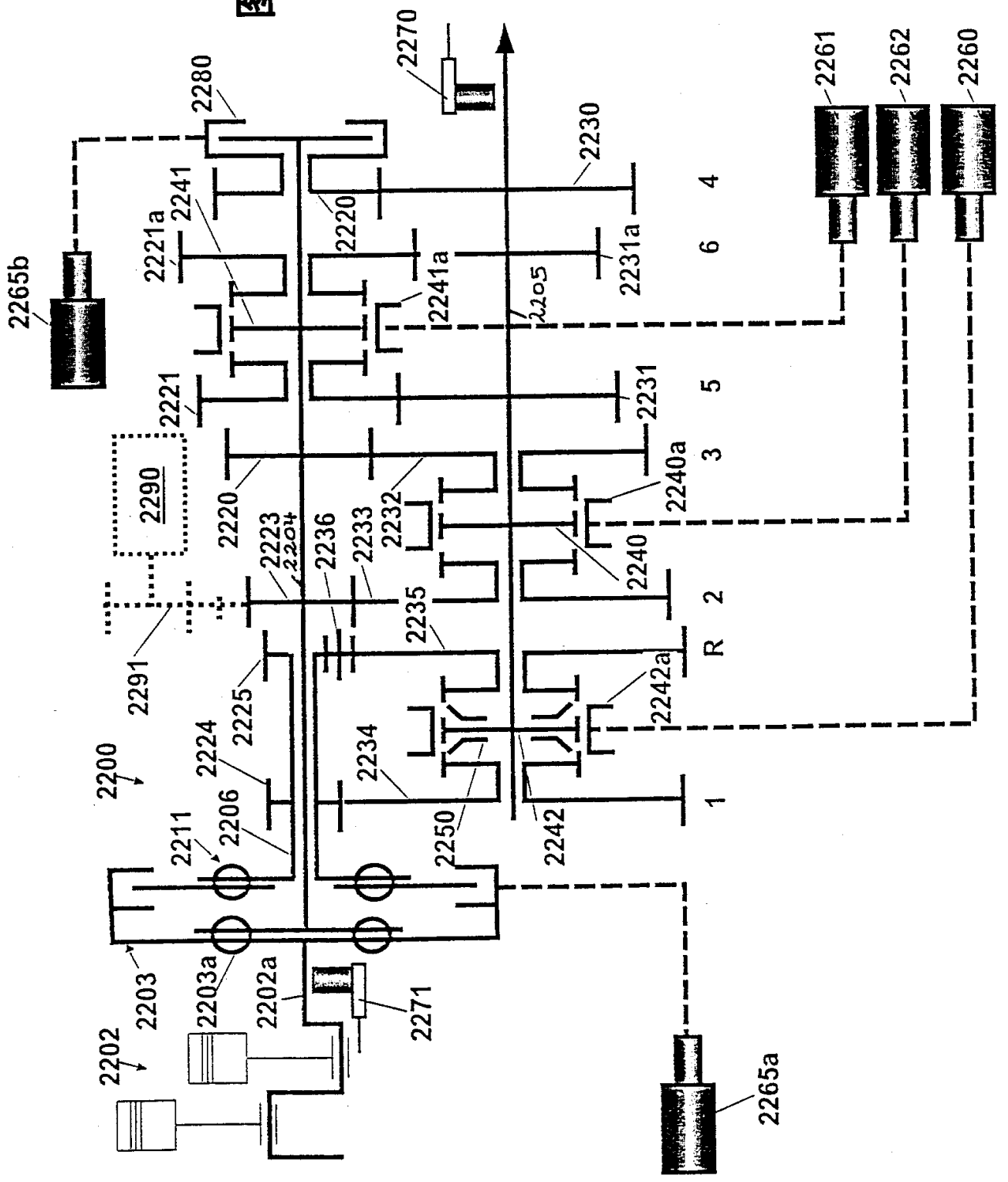


图 52



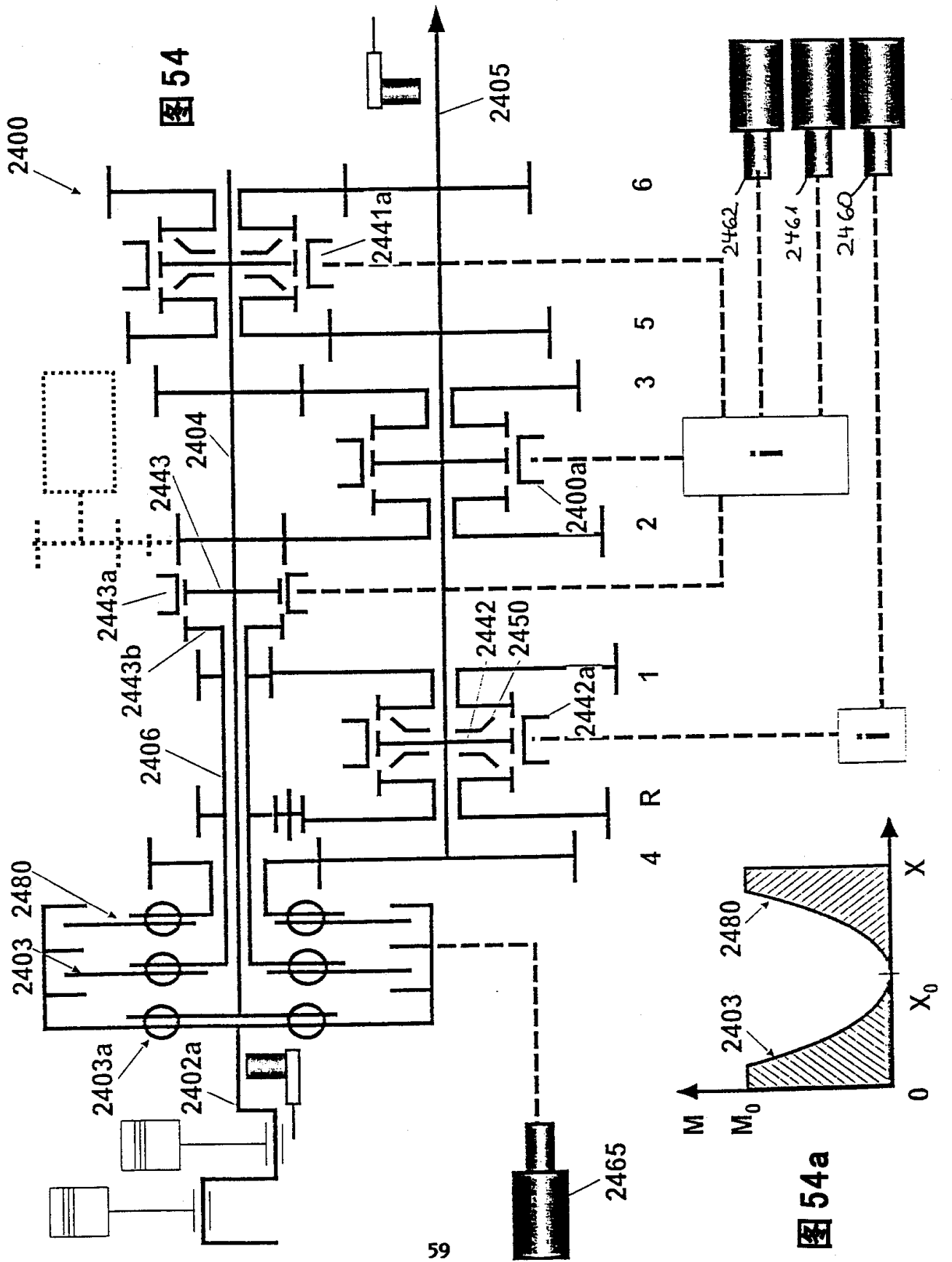


图 54

图 54a

图 56

